www.ksoe.or.kr

ISSN 2465-8812

2017년도 한국해양공학회

추계학술대회 논문집

2017. 10. 19(목)~20(금)

대명리조트 거제마리나



주최 (사)한국해양공학회

후원 한국과학기술단체총연합회, (주)포스코대우, 경상남도, 경남컨벤션뷰로

KSOE

사단법인 한국해양공학회

The Korean Society of Ocean Engineers

2017년도 한국해양공학회
추계학술대회 및 정기총회 일정표

10월 19일(목)

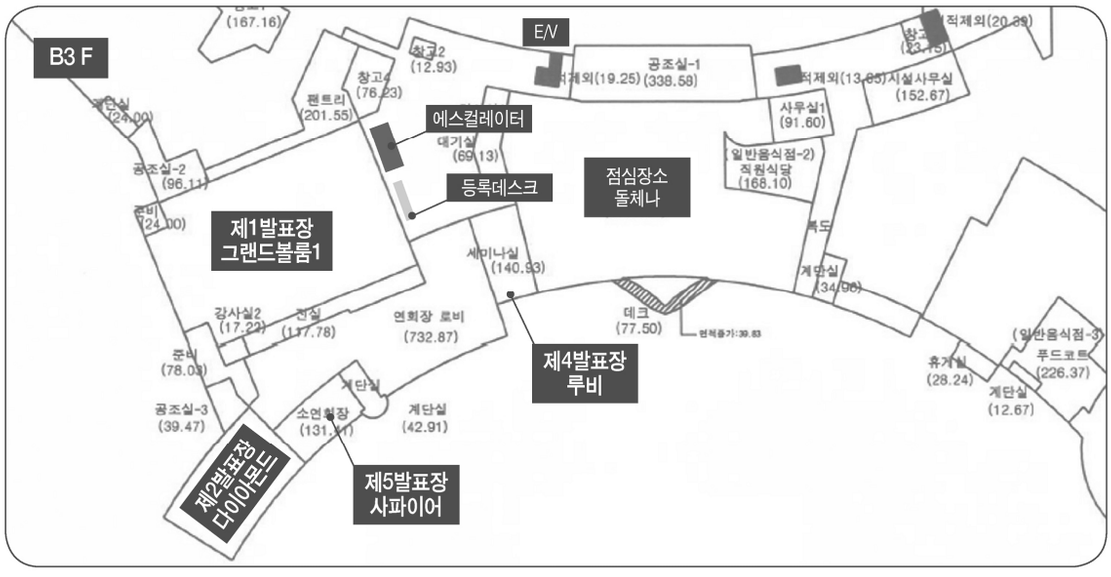
장소 / 시간	제1발표장 (B3층 그랜드볼룸1)	제2발표장 (B3층 다이아몬드)	제3발표장 (B2층 제이드)	제4발표장 (B3층 루비)	제5발표장 (B3층 사파이어)
11:00 - 12:00	이사/평의원회 (장소: B3층 그랜드볼룸1)				
12:30 -	등록 (장소: B3층 로비)				
13:00- 14:20	A1-유체 최용호	B-재료 허선철	기획A 성홍근 (13:00-16:10)	기획B 김환석	E1-해양계측제어 최형식
14:20 - 14:30	휴식			휴식	
14:30 - 16:10	A2-유체 구본국	C1-구조 이탁기		기획C 송창용	E2-해양계측제어 김영식
16:10 - 16:20	휴식				
16:20 - 17:20	특별강연: 위기 해안의 유지 관리 및 지속가능한 개발 - 이정렬(성균관대학교) (장소: B3층 그랜드볼룸1)				
17:20 - 18:20	개회식 / 정기총회 / 학회상 시상 (장소: B3층 그랜드볼룸1)				
18:20 - 18:30	휴식				
18:30 - 20:00	만 찬 회 (장소: B3층 그랜드볼룸1)				
	기획A : 해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발 기획B : 대용량 데이터분석 인터랙티브 시각화 기술기반 통합 해양환경/플랫폼 모니터링 시스템 구현 기획C : 해저케이블 보호설비 성능 평가 및 수치시뮬레이션 기획D : 해상부유식 LNG 벙커링 시스템 기술개발 기획E : 한국형 e-Navigation 구축을 위한 기술 개발 및 표준화 기획F : IOT 기반 플랜트 O&M 기획G : 빅 데이터의 플랜트 활용 기획H : 빙해역 부유식 해양구조물 기술 기획I : 서아프리카 해역 부유식 해양플랜트 다점계류시스템 설계, 설치 기술 기획J : 해양플랜트 서비스산업				

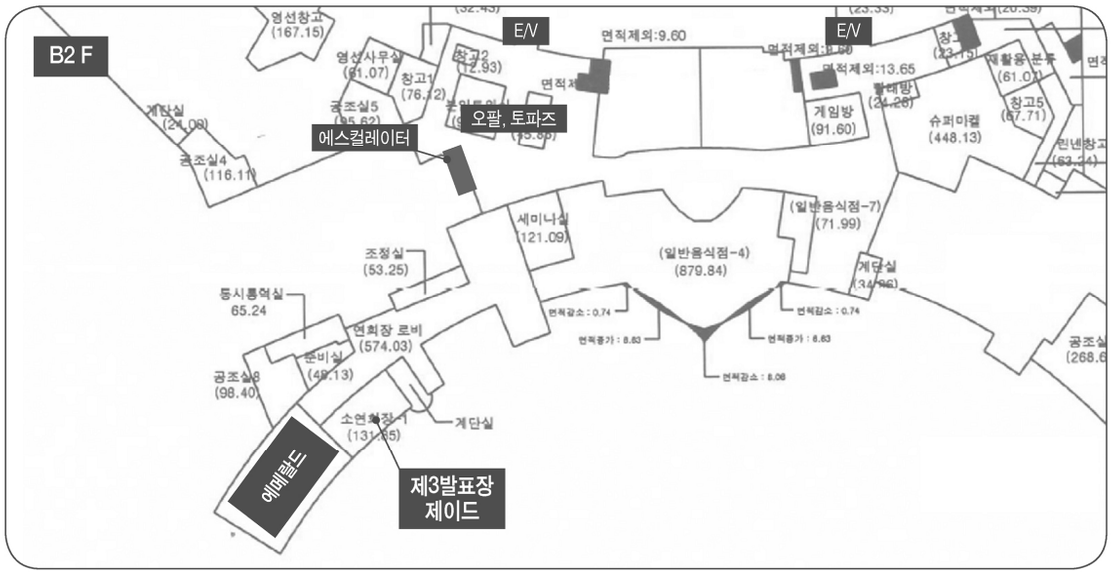
10월 20일(금)

장소 / 시간	제1발표장 (B3층 그랜드볼룸1)	제2발표장 (B3층 다이아몬드)	제3발표장 (B2층 제이드)	제4발표장 (B3층 루비)	제5발표장 (B3층 사파이어)
08:30 - 09:00	등록 (장소: B3층 로비)				
09:00 - 10:40	A3-유체 이재용	D1-설계/건조 구남국	기획D 성홍근	기획F 양영순	C2-구조 송창용
10:40 - 10:50	휴식				
10:50 - 12:30	A4-유체 이성욱	D2-설계/건조 이광국	기획E 박개명 (10:50~12:50)	기획G 양영순	F1-해안/해양 이우동
12:30 - 13:30	점 심 (장소:B3층 돌체나)				
13:30 - 15:10	A5-유체 구원철		기획H 김영식 (13:30-15:50)	기획I 김봉재 (13:30-16:10)	F2-해안/해양 신성원 (13:30-14:50)
15:10 -15:20	휴식				휴식
15:20 - 17:00	A6-유체 김국현 (15:20-16:20)		기획J 한성종 (16:00-17:00)		G-해양공정/안전 임영섭 (15:00-17:00)

행사장 안내

■ 등록데스크 : B3층 로비
■ 학술발표장 : B2 ~ B3층
■ 정기총회, 특별강연, 만찬회 : B3층 그랜드볼룸 1
■ 점심장소 : B3층 돌체나





Contents

프로그램 안내 ····· i

특별강연

특별초청강연

특별 1 : 위기 해안의 유지 관리 및 지속가능한 개발 ····· 1
이정렬(성균관대학교)

기획세션

기획A: 해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발

기획A-01 자켓 상부 플로트오버 설치 시 도킹 단계 작업성 평가 ····· 2
곽현욱, 권용주, 남보우, 김남우, 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-02 플로트오버 Leg Mating Unit 최적설계 ····· 6
김현석, 박병재, 김도엽, 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-03 플로트오버 작업을 위한 임시 계류삭 안정성 평가 ····· 10
김현성, 김병완(과학기술연합대학원대학교/선박해양플랜트연구소),
박병재, 권용주, 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-04 플로트오버 설치기법을 고려한 20,000톤급 탑사이드 적재, 운송, 설치에 관한 연구 (Pre-service Engineering) ····· 14
황창민, 조상현, 고혁준, 이상길(젠텍이엔씨), 이강수, 성홍근(KRISO)

기획A-05 플로트오버 Mating용 급속하향 모형장비 시험 ····· 18
손작, 남형우(글로리아), 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-06 복합 해양 환경에서의 상세 해양 작업 시뮬레이션을 위한 통합 프레임워크 프로토타입 개발 ····· 22
하솔, 차주환, 배윤혁(목포대학교), 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-07 해상 복수크레인 설치 작업에 관한 해양공학수조 모형시험 연구 ····· 26
김남우, 서민국, 하윤진, 남보우, 박인보, 원영욱(선박해양플랜트연구소),
차주환(목포대학교)

Contents

기획세션

기획A-08 해상 설치 작업 시뮬레이션용 계류해석 연구 ····· 30
구남국(동의대학교), 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-09 해상크레인 다종 와이어로프용 계류 장력 모니터링 장치 개발 ····· 36
안철수, 남미희, 이재창, 김대경(삼성중공업), 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-10 Study on Metaheuristic Structural Design Optimization Process for Deck Support Frame in Float-over Installation of Ocean Plant ····· 38
김용욱, 한재호(KAIST), 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획B: 대용량 데이터분석 인터랙티브 시각화 기술기반 통합 해양환경/플랫폼 모니터링 시스템 구현

기획B-01 통합 해양환경 모니터링 시스템 개발 현황과 고도화 방안 ····· 39
김환석, 박진형, 김병화, 김신우(백산SNK), 심천식(목포대학교)

기획B-02 자산 건전성 분석을 위한 해양 플랫폼 및 해양 환경 데이터 관리 및 분석 기법 ·· 43
설예인, 이범주, 이정수(바론시스템), 이순섭(경상대학교)

기획B-03 해양 플랫폼 및 해양 환경 데이터 모니터링 시스템 검증 ····· 46
이수봉, 유승열, 이순섭(경상대학교), 설예인(바론시스템)

기획B-04 해양 플랫폼 자산 무결성 관리 시스템을 위한 IoT 디바이스 소형화 및 모듈화 ··· 48
김동건, 이범성, 이동현(비에스테크), 명세현(영산대학교)

기획C: 해저케이블 보호설비 성능 평가 및 수치시뮬레이션

기획C-01 해저케이블 보호설비의 양식장 구간 해양탐사 방안 ····· 52
김정훈(한전 전력연구원), 이정만(한국해양기술),
김재종, 배기택, 김종혁(한국전력공사)

기획C-02 해양환경 수치해석 및 보호설비 유한요소모델 해석기법을 통한 해저케이블 보호설비의 성능평가 절차개발 ····· 56
우찬조(매피스엔지니어링), 장정범(한전 전력연구원), 김용한(한국전력공사),
박재호(한국전력공사), 전인식(건국대학교)

Contents

기획세션

기획C-03 유체-구조연성해석을 이용한 유체영역 모델링 매개변수에 따른 스톡앵커 낙하 특성 추정 ····· 60
김지형((주)아띠), 윤종민((주)아띠), 박내수(한국전력공사), 김정훈(한전 전력연구원), 송창용(목포대학교)

기획C-04 유체-구조연성 해석 기반 해저케이블 위해인자 종류에 따른 낙하특성 비교 ··· 64
장경호, 윤종민((주)아띠), 김정훈(한전 전력연구원), 이명희(한국전력공사), 송창용(목포대학교)

기획C-05 유체-구조연성해석을 이용한 해저지반 토질 관입 수치 시뮬레이션 ····· 68
송창용(목포대학교), 임성환(목포대학교), 윤종민((주)아띠), 김종혁(한국전력공사), 장정범(한전 전력연구원)

기획D: 해상부유식 LNG 벙커링 시스템 기술개발

기획D-01 FLBT의 Loading Arm 위치에 따른 Operability 평가 ····· 69
정동우, 김윤호, 정현우, 박인보, 원영욱, 정재상, 정동호, 조석규, 성홍근(KRISO)

기획D-02 수치풍동 구현을 통한 FLBT의 조류하중 추정 ····· 73
정재환, 정현우, 조석규, 황성철, 박병원, 정동호, 성홍근(KRISO)

기획D-03 FLBT 안전 이접안 시스템과 시뮬레이터 개발 및 실험 ····· 78
이승기, 박진렬(주인정보시스템), 성홍근(KRISO)

기획D-04 FLBT 및 30K LNG Bunkering Shuttle에 의해 발생하는 5K LNG Bunkering Shuttle의 차폐효과에 대한 실험적 연구 ····· 83
김윤호, 정동우, 정현우, 박인보, 원영욱, 정재상, 정동호, 조석규, 성홍근(KRISO)

기획D-05 가진 운동을 이용한 30k LNG-BS의 횡동요 감쇠 계수 추정법 연구 및 가진 장치 설계 ····· 86
박병원, 정재상, 박인보, 정동우, 조석규, 성홍근(KRISO)

기획E: 한국형 e-Navigation 구축을 위한 기술 개발 및 표준화

기획E-01 VDES 기지국 송수신기 설계 및 표준기술분석 ····· 91
김명호(한화시스템), 최승현(한화시스템), 박명규(한화시스템), 김재우(한화시스템), 박개명(한국선급), 김준태(한국선급), 유진호(한국선급)

Contents

기획세션

기획E-02 VDES 수신기를 위한 주파수 동기 알고리즘 연구 ····· 93
김혜진, 류형직, 김원용(코메스타), 박개명, 김준태, 유진호(한국선급)

기획E-03 VDE 스펙트럼 마스크 분석 ····· 97
김용기, 김재헌(에이스안테나)

기획E-04 직교주파수 분할다중 (OFDM) 기반 고속 HF 해상 이동 통신 기술 ····· 100
최성철(삼영이엔씨(주)), 박형철(서울과학기술대학교)

기획E-05 REST를 적용한 선박과 육상 간 e-Navigation 통신 시스템 ····· 103
고태훈, 김용훈(썬커뮤니케이션), 박개명(한국선급),
이정호, 박준흥(썬커뮤니케이션), 서경룡(부경대학교)

기획E-06 해사 데이터의 빅데이터 연계를 위한 모델 및 아키텍쳐 설계 연구 ····· 107
이형범, 박순호, 성윤경, 김경섭(KL-Net), 박개명(한국선급)

기획F: IOT 기반 플랜트 O&M

기획F-01 스마트 커넥티드 증강현실 기술 소개 ····· 111
이경호(인하대학교)

기획F-02 스마트 O&M 적용 기술 ····· 113
이경호(인하대학교)

기획G: 빅 데이터 프랜트 활용

기획G-01 Big Data Analytics란? ····· 115
유원선(충남대학교), 양영순(서울대학교)

기획G-02 Prescriptive Maintenance: RxM ····· 117
유원선(충남대학교), 양영순(서울대학교)

기획H: 빙해역 부유식 해상구조물 기술

기획H-01 극지 해양구조물의 Ice-vaning 제어에 관한 연구 ····· 119
김영식, 강국진, 송형도(KRISO)

Contents

기획세션

기획H-02 Arctic FPSO의 DP-assisted mooring 설계 및 성능 해석 ····· 120
한소령, 이종훈, 김현조, 이동연(삼성중공업)

기획H-03 빙하중을 고려한 터렛무어링 시스템의 계류선 강도평가에 대한 연구 ····· 121
전기영, 조연화, 이홍구(한국선급)

기획H-04 북극 해역의 위해요소를 반영한 극지 해양구조물의 계류 시스템 설계 및 해석 ··· 122
정광효, 이민경, 신성윤(부산대학교)

기획H-05 극지용 해양구조물 개념설계안의 계류시스템 해석 ····· 123
이승재, 강수원(한국해양대학교)

기획H-06 극지용 부유체의 DP Capability 분석 기법 개발 ····· 124
이재용(동의대학교), 최솔미, 이승재(한국해양대학교)

기획H-07 쇄빙선의 사항조건 빙저항 산정 ····· 125
김현수(인하공업전문대학교), 이재빈, 한동화(인하대학교)

기획I: 서아프리카 해역 부유식 해양플랜트 다점계류시스템 설계, 설치 기술

기획I-01 OPB/IPB를 고려한 심해용 다점계류 FPSO의 계류라인 피로해석 ····· 129
김민석, 이정대, 김유일(인하대학교)

기획I-02 파랑하중 및 계류장력을 받는 FPSO fairlead 지지부에 대한 피로해석 ····· 130
이정대, 김민석, 김유일(인하대학교)

기획I-03 서아프리카 심해 계류용 석션 파일에 대한 지반공학적 설계 ····· 131
여정환, 김봉재 (삼성중공업)

기획I-04 서아프리카 심해 계류용 석션 파일에 대한 구조강도평가법 ····· 132
김정, 천진솔, 박태윤, 방창선 (삼성중공업)

기획I-05 서아프리카 해역의 심해용 FPSO 다점 계류 시스템 설계 ····· 133
고혁준, 이상길, 황창민(젠텍이엔씨)

기획I-06 서아프리카 해역 심해용 FPSO 다점계류시스템 성능평가 모형실험 ····· 134
김병완, 김현성, 김현석, 남보우, 김진하, 성홍근(KRISO)

기획I-07 Storm safe mooring 해석에서 squall 적용 방법에 대한 비교 연구 ····· 135
윤상준, 김봉재 (삼성중공업)

Contents

기획세션

기획I-08 **수치해석을 통한 석션 파일 lifting and lowering 안전성 평가** ····· 136
송창우, 김봉재 (삼성중공업)

기획J: 해양플랜트 서비스산업

기획J-01 **해양플랜트 서비스산업 일반** ····· 137
한성종, 정정열(선박해양플랜트연구소)

기획J-02 **해양플랜트 서비스산업 직종별 교육 로드맵 수립 연구** ····· 148
온누리, 오진석, 조일형, 곽민영, 이다희, 이강기(한국해양대학교)

기획J-03 **해양플랜트 운영서비스 기술개발 경과 소개 : 해양수산부 관련 사업 중심으로** ·· 159
성홍근, 홍장표, 조석규, 정동호, 이강수(선박해양플랜트연구소)

기획J-04 **해양플랜트 서비스산업 MMO 시장 분류** ····· 173
한성종, 정정열(선박해양플랜트연구소)

Contents

일반세션

A: 유체

A1-01 **부유식 방파제의 단면형상 변화에 따른 소파성능 비교 연구** ····· 182
강의하, 이영길, 이창진(인하대학교)

A1-02 **KCS용 Post Energy Saving Device에 대한 성능 연구** ····· 186
김명길, 김문찬, 신용진, 강진구(부산대학교)

A1-03 **해양구조물의 갑판 침수 발현의 통계적 예측 기법에 대한 연구** ····· 192
남현승, 임동현, 김용환(서울대학교)

A1-04 **CFD를 이용한 컨테이너 선박의 선수 슬래밍 압력 추정 연구** ····· 196
서대원, 전기영(한국선급)

A2-05 **Non-Linear Dynamic Coupled Analysis of a Float-Over Vessel with Mooring Lines System** ····· 205
Cristobal Santiago, Byoung-Wan Kim and Seok-Won Hong (KRISO)

A2-06 **장기 해상데이터를 이용한 장기해석의 비교에 관한 연구** ····· 216
최용호(삼성중공업(주))

A2-07 **반구형 부유체 파력발전기 최대 효율을 위한 최적 래칭 제어** ····· 222
김성재, 구원철, 신민재(인하대학교)

A2-08 **터빈 특성을 고려한 부유식 조류발전장치의 운동성능 분석** ····· 226
조철희, 황수진, 김명주(인하대학교)

A2-09 **다층지반을 고려한 매립된 해저배관의 기존 총괄열전달계수 이론식 비교연구** ····· 230
박동수,신문범,서영교(한국해양대학교)

A3-10 **모형시험에서 바람에 의해 유기된 조류 해석기법 연구** ····· 235
송형도, 김영식(KRISO)

A3-11 **심해공학수조 소파시스템 성능검토 및 소파율 개선 방안 검토** ····· 240
정재상, 윤성희, 김윤호, 송형도, 김영식, 김진하(KRISO)

A3-12 **포텐셜함수 기반 초공동 수중운동체 플레이닝 회피 제어 연구** ····· 244
김선홍, 김낙완(서울대학교), 김민재, 김종혁, 이건철(국방과학연구소)

A3-13 **Focusing wave를 이용한 쇄파생성의 수치해석 연구** ····· 248
하윤진, 남보우, 김경환, 홍사영 (KRISO), 이영길 (인하대학교)

A3-14 **선수트림 조건에서 FPSO의 견인특성에 관한 실험적 연구** ····· 252
박승현,이승재,이성욱(한국해양대학교)

Contents

일반세션

A4-15 **절단계류선 설계 시 유전알고리즘 적용의 효용성 연구** ····· 257
김윤호, 조석규, 김병완, 정현우(KRISO)

A4-16 **사각형 해양구조물에 발생하는 Green water 현상의 유동 특성 및 압력분포에 관한 실험적 연구** ····· 258
이강남, 정광효(부산대학교)

A4-17 **서남해안의 실측환경 데이터를 이용한 안강망의 거동해석** ····· 262
진충국, 최준호, 김무현 (Texas A&M University), 김기선(광주과학기술원)

A4-18 **수중 조류발전장치의 운동성능 평가** ····· 266
조철희, 황수진, 김명주, 박홍재(인하대학교)

A4-19 **Offloading Operability of Small Scale Ag FLNG with Side-By-Side Moored Small Scale LNG Carrier in Offshore West Africa** ····· 271
김보희, 김문성, 유동훈, 김광수, 정현수(삼성중공업)

A5-20 **LNG 화물창 내 슬로싱 충격하중의 이상치 해석** ····· 283
김상엽, 김용환(서울대학교)

A5-21 **파랑 중 FPSO의 측벽 청수 발생에 관한 포텐셜 유동해석** ····· 291
남보우, 김경환, 홍사영 (KRISO)

A5-22 **추력기 상호작용을 고려한 DP 시뮬레이션 연구** ····· 295
서민국, 남보우 (KRISO), 한전식, 이현호 (현대중공업)

A5-23 **J-lay 설치 시 Normal laying 단계에 대한 모형시험 연구** ····· 299
권용주, 남보우, 김남우, 박인보, 원영욱, 홍사영 (KRISO), 신철순 (현대중공업)

A6-24 **아임계 영역에서 강제 진동하는 실린더 주위 유동 특성** ····· 303
정재환, 남보우, 정동호, 최종수, 박병원, 권용주(KRISO)

A6-25 **해저 점퍼 내 슬러그를 동반하는 다상유동에 대한 유체-구조 연성 해석 모델 연구** ··· 304
김지현, 이장현, 황세윤 (인하대학교)

A6-26 **OLGA를 이용한 파이프라인-라이저 내 슬러깅 완화 방법 적용 및 효율성 분석** ··· 309
박규호, 이장현, 황세윤 (인하대학교)

B: 재료

B-01 **선형 및 비선형 손상 누적 모델을 이용한 비보강 원판의 펀칭 파단 시뮬레이션** ··· 314
박성주(인하대학교), 이강수, 박병재(선박해양플랜트연구소), 정준모(인하대학교)

Contents

일반세션

B-02 **해양플랜트 기자재 내식 성능 향상을 위한 알루미늄 표면제어기술의 기계적 물성변화 연구** ····· 315
성기영, 정정열, 오재원, 서영균, 박상현(KRISO)

B-03 **60계열 및 70계열 양극산화 알루미늄의 부식성능 비교** ····· 319
서영균, 성기영, 오재원, 박상현(선박해양플랜트연구소), 정지훈, 이상민(중앙대학교), 정정열(선박해양플랜트연구소)

C: 구조

C1-01 **저속 충격쇄빙 시 빙하중 신호에 따른 선속 변화 연구** ····· 323
안세진, 안우성, 이탁기(경상대학교)

C1-02 **아라온호 빙하중 계측을 위한 횡 프레임의 전단 게이지 부착 위치 선정 연구** ····· 328
안우성, 김선엽, 이탁기(경상대학교)

C1-03 **해양 라이저 체결의 수학적 표현 방법에 따른 동적 거동 변화 분석** ····· 329
오재원, 민천홍, 정동호, 조수길(선박해양플랜트연구소)

C1-04 **Spread-Moored FPSO의 Steel Catenary Riser 설계를 위한 민감도 해석** ····· 332
주영석(대우조선해양), 이영길(인하대학교)

C1-05 **심해용 두꺼운 내압용기의 극한하중 분석** ····· 336
이재환(충남대학교), 박병재, 최혁진(한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소)

C2-06 **코드체크 기반 해양플랜트용 수동형 방화 구조의 강도평가** ····· 340
최보엽, 손창련, 손준식(중소조선연구원), 송창용(목포대학교), 정준모(인하대학교), 허태욱(경성정기)

C2-07 **해양설치작업 잭업바지용 리프팅 시스템의 구조 안전성 평가** ····· 344
박우창, 송창용, 박종환, 박윤용, 양정욱(목포대학교). 최보엽(중소조선연구원), 김문용(명일정공)

C2-08 **Pyramid Type Three-roll Bending Machine의 곡률 가공 정보 도출** ····· 348
홍규택, 이장현(인하대학교)

C2-09 **열변형을 고려한 공차분석 사례연구** ····· 352
양진혁, 현충민, 이정태, 이명수(삼성중공업)

Contents

일반세션

D: 설계/건조

D1-01 **복합소재 적층판 경량화 알고리즘을 이용한 CFRP(탄소섬유강화플라스틱) 고속선 최적설계** ····· 355
Han Zhiqiang, 정숙현, 이동건, 오대균(목포해양대)

D1-02 **DMWorks 기반 횡동요를 고려한 무인반잠수정의 시뮬레이션 모델링** ····· 356
정미진, 김용호, 이광국, 김동헌(경남대학교)

D1-03 **태양 복사열에 의한 블록의 수직도 변형 연구** ····· 360
이동훈, 유진선, 현충민(삼성중공업)

D1-04 **최적화 기법과 전문가 시스템 기반 LNG FPSO의 통합 배치 설계 방법** ····· 364
이상현, 노명일, 김기수(서울대학교)

D2-05 **통합 모델을 이용한 생산 공정의 dynamic simulation** ····· 365
김현호, 박기흠, 정종연, 서유택(서울대학교)

D2-06 **MATLAB/SIMULINK기반 Biodiesel Generator와 Diesel Generator 배출량 비교분석** ····· 369
노현동, 이광국, 한건우(경남대학교), 송지훈(전남대학교), 황준태(서울대학교)

D2-07 **SLWR(Steel Lazy Wave Riser) 개념 설계를 위한 BOD 정보** ····· 370
박병원, 정동호, 정재환, 권용주(선박해양플랜트연구소)

D2-08 **Numerical Investigation of the Effect of particle Loading on erosion rate** ·· 376
Hassan Pouraria(Seoul National University),
Yutaek Seo(Seoul National University)

E: 해양계측제어

E1-01 **해양 탐색을 위한 다수 자율 이동체의 운용 대수 최적화 및 임무계획** ····· 381
윤석민, 우상욱, 김진환(KAIST)

E1-02 **딥 강화학습을 이용한 무인수상선의 경로 추종에 대한 연구** ····· 385
우주현, 김낙완, 노명일 (서울대학교), 유찬우(국방과학연구소)

E1-03 **DP 시스템을 위한 실시간 비선형 추력분배 알고리즘** ····· 390
김영식(KRISO, KAIST), 김진환(KAIST), 성홍근(KRISO)

Contents

일반세션

E1-04 Ray-type 수중글라이더의 동역학 모델 개발 ····· 394
강현석, Nguyen Ngoc Duc, 김서강, 박태출, 이성욱, 최형식, 김준영(한국해양대학교)

E2-05 무인선-무인기 협업 기반 스칼라장 복원을 위한 경로계획 ····· 395
우상욱, 김진환(KAIST)

E2-06 A Study on Central Force Optimization for Autonomous Underwater Vehicle Path Planning in Three Dimensional Space ····· 399
김재학(인하대학교), Longbin Tao(뉴캐슬대학교), 김상현(인하대학교)

E2-07 시추선 크레인의 동요 감소 제어 연구 ····· 403
하영열, 최용호 (삼성중공업)

E2-08 터치 스크린 입력을 이용한 작업물의 위치 · 자세 추정 기법 ····· 407
기현승, 조건래, 김민규, 박규화, 이계홍(한국로봇융합연구원)

E2-09 잔향수조에서의 수중소음원 음향파워 계측 ····· 411
김국현(동명대학교), 이종호(부산대학교), 이종주(국방과학연구소), 조대승(부산대학교)

F: 해안/해양

F1-01 연안 사구 침식 수리모형 실험 및 수치모의 ····· 414
도기덕(한국해양대학교), 신성원(한양대학교), Dan Cox (Oregon State Univ)

F1-02 태풍 '다나스'와 '너구리'에 의한 송정해수욕장의 지형변화특성 ····· 416
유창일(부경대학교), 최연정(C3D)

F1-03 지진해일에 의한 사각형 구조물에서의 수평파력에 대한 수리모형실험 ····· 420
신성원(한양대학교), 박형수(Oregon State University),
Daniel Cox(Oregon State University)

F1-04 강성 및 연성식생의 운동특성을 고려한 파랑제어에 관한 수치적 검토 ····· 421
정연명, 이우동(경상대학교), 전호성(한국건설기술연구원), 허동수(경상대학교)

F1-05 포말대 지형변화에 관한 연구 ····· 422
남정민, 김진훈, 남진용, 김기영, 김인호(강원대학교)

F2-06 창녕 · 함안보 방류량에 따른 하류지역 수리환경특성 연구 ····· 423
김태우, 양현수, 박병우, 윤종성(인제대학교)

Contents

일반세션

F2-07 **기존 관측망을 이용한 낙동강 하굿둑~창녕 · 함안보 구간의 방류량에 따른 염분의 계절 변동 특성 분석** ····· 427
김태우, 양현수(인제대학교), 박병우(한국수자원공사), 윤종성(인제대학교)

F2-08 **해상처분장 연직차수공 이음부의 구조적 성능 평가** ····· 431
홍영호(고려대학교), 채광석(GS 건설), 이동수, 송정욱, 이종섭(고려대학교)

F2-09 **해상처분장 연직차수공 이음부의 차수성능 평가** ····· 432
홍영호(고려대학교), 채광석(GS 건설), 임대성(삼보E&C), 이동수, 이종섭(고려대학교)

G: 해양공정/안전

G-01 **천연가스 액화 공정의 본질적 안전성 평가** ····· 433
계혜리, 이철진(중앙대학교)

G-02 **수평-수직 Flow Loop System을 이용한 Gas Lift 실험 및 OLGA를 통한 Data 분석** ····· 437
손영훈(서울대학교), 김자경(한국과학기술원), 서유택(서울대학교)

G-03 **LNG 운반선을 위한 BOG 재액화 시스템 최적 설계** ····· 440
황철민, 임영섭(서울대학교)

G-04 **해양플랜트 개념 설계 단계에서의 화재 폭발 잠재적 위험도 분석 방법론 연구** … 444
유원우, 임영섭(서울대학교)

G-05 **불확실성을 고려한 공정위험 및 운전분석(HAZOP) 기법** ····· 448
안준건, 장대준(KAIST)

G-06 **안전성을 고려한 공정 설계의 비교 평가 방법에 관한 연구** ····· 451
노일용, 장대준(KAIST)

G-07 **해양 CCS에서 액체 이산화탄소 주입공정의 에너지 절감 방안** ····· 454
민일홍, 허철(한국해양대학교)

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

프로그램 안내

특별강연 및 정기총회

2017년 10월 19일 (목)

특별강연

10월 19일(목) 16:20, 17:20, B3층 그랜드볼룸 1

사회: 이승재(한국해양대학교)

특강 1 위기 해안의 유지 관리 및 지속가능한 개발

연사: 이정렬(성균관대학교)

정기총회

10월 19일(목) 17:20, 18:20, B3층 그랜드볼룸 1

사회: 이승재(한국해양대학교)

I. 개회

II. 경과보고 및 사업계획 보고

III. 학회상 시상 및 감사패 증정

IV. 폐회 및 기념촬영

기획세션

10월 19일(목)

기획A : 해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발

10월 19일(목) 13:00-16:10, 장소: 제3발표장 (B2층 제이드)

좌장 : 성홍근(KRISO)

기획A-01 자켓 상부 플로트오버 설치 시 도킹 단계 작업성 평가

곽현욱, 권용주, 남보우, 김남우, 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-02 플로트오버 Leg Mating Unit 최적설계

김현석, 박병재, 김도엽, 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-03 플로트오버 작업을 위한 임시 계류삭 안정성 평가

김현성, 김병완(과학기술연합대학원대학교/선박해양플랜트연구소),
박병재, 권용주, 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-04 플로트오버 설치기법을 고려한 20,000톤급 탑사이드 적재, 운송, 설치에 관한 연구 (Pre-service Engineering)

황창민, 조상현, 고혁준, 이상길(젠텍이엔씨), 이강수, 성홍근(KRISO)

기획A-05 플로트오버 Mating용 급속하향 모형장비 시험

손작, 남형우(글로리아), 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-06 복합 해양 환경에서의 상세 해양 작업 시뮬레이션을 위한 통합 프레임워크 프로토타입 개발

하솔, 차주환, 배윤혁(목포대학교), 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-07 해상 복수크레인 설치 작업에 관한 해양공학수조 모형시험 연구

김남우, 서민국, 하윤진, 남보우, 박인보, 원영욱(선박해양플랜트연구소),
차주환(목포대학교)

기획A-08 해상 설치 작업 시뮬레이션용 계류해석 연구

구남국(동의대학교), 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-09 해상크레인 다종 와이어로프용 계류 장력 모니터링 장치 개발

안철수, 남미희, 이재창, 김대경(삼성중공업), 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획A-10 Study on Metaheuristic Structural Design Optimization Process for Deck Support Frame in Float-over Installation of Ocean Plant

김용욱, 한재호(KAIST), 이강수, 성홍근(선박해양플랜트연구소)

기획세션

10월 19일(목)

기획B : 대용량 데이터분석 인터랙티브 시각화 기술기반 통합 해양환경/플랫폼 모니터링 시스템 구현

10월 19일(목) 13:00-14:20, 제4발표장 (B3층 루비)

좌장: 김환석(백산SNK)

기획B-01 통합 해양환경 모니터링 시스템 개발 현황과 고도화 방안

김환석, 박진형, 김병화, 김신우(백산SNK), 심천식(목포대학교)

기획B-02 자산 건전성 분석을 위한 해양 플랫폼 및 해양 환경 데이터 관리 및 분석 기법

설예인, 이범주, 이정수(바론시스템), 이순섭(경상대학교)

기획B-03 해양 플랫폼 및 해양 환경 데이터 모니터링 시스템 검증

이수봉, 유승열, 이순섭(경상대학교), 설예인(바론시스템)

기획B-04 해양 플랫폼 자산 무결성 관리 시스템을 위한 IoT 디바이스 소형화 및 모듈화

김동건, 이범성, 이동현(비에스테크), 명세현(영산대학교)

기획C: 해저케이블 보호설비 성능 평가 및 수치시뮬레이션

10월 19일(목) 14:30-16:10, 제4발표장 (B3층 루비)

좌장: 송창용(목포대학교)

기획C-01 해저케이블 보호설비의 양식장 구간 해양탐사 방안

김정훈(한전 전력연구원), 이정만(한국해양기술), 김재종, 배기택, 김종혁(한국전력공사)

기획C-02 해양환경 수치해석 및 보호설비 유한요소모델 해석기법을 통한 해저케이블 보호설비의 성능평가 절차개발

우찬조(매피스엔지니어링), 장정범(한전 전력연구원), 김용한(한국전력공사), 박재호(한국전력공사), 전인식(건국대학교)

기획C-03 유체-구조연성해석을 이용한 유체영역 모델링 매개변수에 따른 스톡앵커 낙하 특성 추정

김지형((주)아띠), 윤종민((주)아띠), 박내수(한국전력공사), 김정훈(한전 전력연구원), 송창용(목포대학교)

기획C-04 유체-구조연성 해석 기반 해저케이블 위해인자 종류에 따른 낙하특성 비교

장경호, 윤종민((주)아띠), 김정훈(한전 전력연구원), 이명희(한국전력공사), 송창용(목포대학교)

기획C-05 유체-구조연성해석을 이용한 해저지반 토질 관입 수치 시뮬레이션

송창용(목포대학교), 임성환(목포대학교), 윤종민((주)아띠), 김종혁(한국전력공사), 장정범(한전 전력연구원)

기획세션

10월 20일(금)

기획D: 해상부유식 LNG 벙커링 시스템 기술개발

10월 20일(금) 09:00-10:40, 제3발표장 B2층 제이드

좌장: 성홍근(KRISO)

기획D-01 FLBT의 Loading Arm 위치에 따른 Operability 평가

정동우, 김윤호, 정현우, 박인보, 원영욱, 정재상, 정동호, 조석규, 성홍근(KRISO)

기획D-02 수치풍동 구현을 통한 FLBT의 조류하중 추정

정재환, 정현우, 조석규, 황성철, 박병원, 정동호, 성홍근(KRISO)

기획D-03 FLBT 안전 이접안 시스템과 시뮬레이터 개발 및 실험

이승기, 박진렬(주인정보시스템), 성홍근(KRISO)

기획D-04 FLBT 및 30K LNG Bunkering Shuttle에 의해 발생하는 5K LNG Bunkering Shuttle의 차폐효과에 대한 실험적 연구

김윤호, 정동우, 정현우, 박인보, 원영욱, 정재상, 정동호, 조석규, 성홍근(KRISO)

기획D-05 가진 운동을 이용한 30k LNG-BS의 횡동요 감쇠 계수 추정법 연구 및 가진 장치 설계

박병원, 정재상, 박인보, 정동우, 조석규, 성홍근(KRISO)

기획E : 한국형 e-Navigation 구축을 위한 기술 개발 및 표준화

10월 20일(금) 10:50-12:50, 제3발표장 B2층 제이드

좌장: 박개명(한국선급)

기획E-01 VDES 기지국 송수신기 설계 및 표준기술분석

김명호(한화시스템), 최승현(한화시스템), 박명규(한화시스템), 김재우(한화시스템), 박개명(한국선급), 김준태(한국선급), 유진호(한국선급)

기획E-02 VDES 수신기를 위한 주파수 동기 알고리즘 연구

김혜진, 류형직, 김원용(코메스타), 박개명, 김준태, 유진호(한국선급)

기획E-03 VDE 스펙트럼 마스크 분석

김용기, 김재헌(에이스안테나)

기획E-04 직교주파수 분할다중 (OFDM) 기반 고속 HF 해상 이동 통신 기술

최성철(삼영이엔씨(주)), 박형철(서울과학기술대학교)

기획E-05 REST를 적용한 선박과 육상 간 e-Navigation 통신 시스템

고태훈, 김용훈(썬커뮤니케이션), 박개명(한국선급), 이정호, 박준홍(썬커뮤니케이션), 서경룡(부경대학교)

기획E-06 해사 데이터의 빅데이터 연계를 위한 모델 및 아키텍쳐 설계 연구

이형범, 박순호, 성윤경, 김경섭(KL-Net), 박개명(한국선급)

기획세션

10월 20일(금)

기획F: IOT 기반 플랜트 O&M

10월 20일(금) 09:00-10:40, 제4발표장 (B3층 루비)

좌장: 양영순(서울대학교)

기획F-01 스마트 커넥티드 증강현실 기술 소개

이경호(인하대학교)

기획F-01 스마트 O&M 적용 기술

이경호(인하대학교)

기획G: 빅 데이터 프랜트 활용

10월 20일(금) 10:50-12:30, 제4발표장 (B3층 루비)

좌장: 양영순(서울대학교)

기획G-01 Big Data Analytics란?

유원선(충남대학교), 양영순(서울대학교)

기획G-01 Prescriptive Maintenance: RxM

유원선(충남대학교), 양영순(서울대학교)

기획H: 빙해역 부유식 해상구조물 기술

10월 20일(금) 13:30-15:50, 제3발표장 (B2층 제이드)

좌장: 김영식(KRISO)

기획H-01 극지 해양구조물의 Ice-vaning 제어에 관한 연구

김영식, 강국진, 송형도(KRISO)

기획H-02 Arctic FPSO의 DP-assisted mooring 설계 및 성능 해석

한소령, 이종훈, 김현조, 이동연(삼성중공업)

기획H-03 빙하중을 고려한 터렛무어링 시스템의 계류선 강도평가에 대한 연구

전기영, 조연화, 이홍구(한국선급)

기획H-04 북극 해역의 위해요소를 반영한 극지 해양구조물의 계류 시스템 설계 및 해석

정광효, 이민경, 신성윤(부산대학교)

기획H-05 극지용 해양구조물 개념설계안의 계류시스템 해석

이승재, 강수원(한국해양대학교)

기획H-06 극지용 부유체의 DP Capability 분석 기법 개발

이재용(동의대학교), 최솔미, 이승재(한국해양대학교)

기획H-07 쇄빙선의 사항조건 빙저항 산정

김현수(인하공업전문대학교), 이재빈, 한동화(인하대학교)

기획세션

10월 20일(금)

기획I: 서아프리카 해역 부유식 해양플랜트 다점계류시스템 설계, 설치 기술

10월 20일(금) 13:30-16:10, 제4발표장 (B3층 루비)

좌장: 김봉재(삼성중공업)

기획I-01 OPB/IPB를 고려한 심해용 다점계류 FPSO의 계류라인 피로해석
김민석, 이정대, 김유일(인하대학교)

기획I-02 파랑하중 및 계류장력을 받는 FPSO fairlead 지지부에 대한 피로해석
이정대, 김민석, 김유일(인하대학교)

기획I-03 서아프리카 심해 계류용 석션 파일에 대한 지반공학적 설계
여정환, 김봉재 (삼성중공업)

기획I-04 서아프리카 심해 계류용 석션 파일에 대한 구조강도평가법
김정, 천진솔, 박태윤, 방창선 (삼성중공업)

기획I-05 서아프리카 해역의 심해용 FPSO 다점 계류 시스템 설계
고혁준, 이상길, 황창민(젠텍이엔씨)

기획I-06 서아프리카 해역 심해용 FPSO 다점계류시스템 성능평가 모형실험
김병완, 김현성, 김현석, 남보우, 김진하, 성홍근(KRISO)

기획I-07 Storm safe mooring 해석에서 squall 적용 방법에 대한 비교 연구
윤상준, 김봉재 (삼성중공업)

기획I-08 수치해석을 통한 석션 파일 lifting and lowering 안전성 평가
송창우, 김봉재 (삼성중공업)

기획J: 해양플랜트 서비스산업

10월 20일(금) 16:00-17:00, 제3발표장 (B2층 제이드)

좌장: 한성종(선박해양플랜트연구소)

기획J-01 해양플랜트 서비스산업 일반
한성종, 정정열(선박해양플랜트연구소)

기획J-02 해양플랜트 서비스산업 직종별 교육 로드맵 수립 연구
온누리, 오진석, 조일형, 곽민영, 이다희, 이강기(한국해양대학교)

기획J-03 해양플랜트 운영서비스 기술개발 경과 소개 : 해양수산부 관련 사업 중심으로
성홍근, 홍장표, 조석규, 정동호, 이강수(선박해양플랜트연구소)

기획J-04 해양플랜트 서비스산업 MMO 시장 분류
한성종, 정정열(선박해양플랜트연구소)

일반세션

10월 19일(목)

A1: 유체

10월 19일(목) 13:00-14:20, 제1발표장 (B3층 그랜드볼룸1)

좌장: 최용호(삼성중공업)

A1-01 **부유식 방파제의 단면형상 변화에 따른 소파성능 비교 연구**
강의하, 이영길, 이창진(인하대학교)

A1-02 **KCS용 Post Energy Saving Device에 대한 성능 연구**
김명길, 김문찬, 신용진, 강진구(부산대학교)

A1-03 **해양구조물의 갑판 침수 발현의 통계적 예측 기법에 대한 연구**
남현승, 임동현, 김용환(서울대학교)

A1-04 **CFD를 이용한 컨테이너 선박의 선수 슬래밍 압력 추정 연구**
서대원, 전기영(한국선급)

A2: 유체

10월 19일(목) 14:30-16:10, 제1발표장 (B3층 그랜드볼룸1)

좌장: 구본국(창원대학교)

A2-05 **Non-Linear Dynamic Coupled Analysis of a Float-Over Vessel with Mooring Lines System**
Cristobal Santiago, Byoung-Wan Kim and Seok-Won Hong (KRISO)

A2-06 **장기 해상데이터를 이용한 장기해석의 비교에 관한 연구**
최용호(삼성중공업(주))

A2-07 **반구형 부유체 파력발전기 최대 효율을 위한 최적 래칭 제어**
김성재, 구원철, 신민재(인하대학교)

A2-08 **터빈 특성을 고려한 부유식 조류발전장치의 운동성능 분석**
조철희, 황수진, 김명주(인하대학교)

A2-09 **다층지반을 고려한 매립된 해저배관의 기존 총괄열전달계수 이론식 비교연구**
박동수,신문범,서영교(한국해양대학교)

일반세션

10월 19일(목)

B: 재료

10월 19일(목) 13:00-14:20, 제2발표장 (B3층 다이아몬드)

좌장: 허선철(경상대학교)

B-01 **선형 및 비선형 손상 누적 모델을 이용한 비보강 원판의 펀칭 파단 시뮬레이션**

박성주(인하대학교), 이강수, 박병재(선박해양플랜트연구소), 정준모(인하대학교)

B-02 **해양플랜트 기자재 내식 성능 향상을 위한 알루미늄 표면제어기술의 기계적 물성변화 연구**

성기영, 정정열, 오재원, 서영균, 박상현(KRISO)

B-03 **60계열 및 70계열 양극산화 알루미늄의 부식성능 비교**

서영균, 성기영, 오재원, 박상현(선박해양플랜트연구소), 정지훈, 이상민(중앙대학교), 정정열(선박해양플랜트연구소)

C1: 구조

10월 19일(목) 14:30-16:10, 제2발표장 B3층 다이아몬드

좌장: 이탁기(경상대학교)

C1-01 **저속 충격쇄빙 시 빙하중 신호에 따른 선속 변화 연구**

안세진, 안우성, 이탁기(경상대학교)

C1-02 **아라온호 빙하중 계측을 위한 횡 프레임의 전단 게이지 부착 위치 선정 연구**

안우성, 김선엽, 이탁기(경상대학교)

C1-03 **해양 라이저 체결의 수학적 표현 방법에 따른 동적 거동 변화 분석**

오재원, 민천홍, 정동호, 조수길(선박해양플랜트연구소)

C1-04 **Spread-Moored FPSO의 Steel Catenary Riser 설계를 위한 민감도 해석**

주영석(대우조선해양), 이영길(인하대학교)

C1-05 **심해용 두꺼운 내압용기의 극한하중 분석**

이재환(충남대학교), 박병재, 최혁진(한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소)

일반세션

10월 19일(목)

E1: 해양계측제어

10월 19일(목) 13:00-14:20, 제5발표장 B3층 사파이어

좌장: 최형식(한국해양대학교)

E1-01 **해양 탐색을 위한 다수 자율 이동체의 운용 대수 최적화 및 임무계획**

윤석민, 우상욱, 김진환(KAIST)

E1-02 **딥 강화학습을 이용한 무인수상선의 경로 추종에 대한 연구**

우주현, 김낙완, 노명일 (서울대학교), 유찬우(국방과학연구소)

E1-03 **DP 시스템을 위한 실시간 비선형 추력분배 알고리즘**

김영식(KRISO, KAIST), 김진환(KAIST), 성홍근(KRISO)

E1-04 **Ray-type 수중글라이더의 동역학 모델 개발**

강현석, Nguyen Ngoc Duc, 김서강, 박태출, 이성욱, 최형식, 김준영(한국해양대학교)

E2: 해양계측제어

10월 19일(목) 14:30-16:10, 제5발표장 (B3층 사파이어]

좌장: 김영식(KRISO)

E2-05 **무인선-무인기 협업 기반 스칼라장 복원을 위한 경로계획**

우상욱, 김진환(KAIST)

E2-06 **A Study on Central Force Optimization for Autonomous Underwater Vehicle Path Planning in Three Dimensional Space**

김재학(인하대학교), Longbin Tao(뉴캐슬대학교), 김상현(인하대학교)

E2-07 **시추선 크레인의 동요 감소 제어 연구**

하영열, 최용호 (삼성중공업)

E2-08 **터치 스크린 입력을 이용한 작업물의 위치 · 자세 추정 기법**

기현승, 조건래, 김민규, 박규화, 이계홍(한국로봇융합연구원)

E2-09 **잔향수조에서의 수중소음원 음향파워 계측**

김국현(동명대학교), 이종호(부산대학교), 이종주(국방과학연구소), 조대승(부산대학교)

일반세션

10월 20일(금)

A3: 유체

10월 20일(금) 09:00-10:40, 제1발표장 (B3층 그랜드볼룸1)

좌장: 이재용(동의대학교)

A3-10 **모형시험에서 바람에 의해 유기된 조류 해석기법 연구**
송형도, 김영식(KRISO)

A3-11 **심해공학수조 소파시스템 성능검토 및 소파율 개선 방안 검토**
정재상, 윤성희, 김윤호, 송형도, 김영식, 김진하(KRISO)

A3-12 **포텐셜함수 기반 초공동 수중운동체 플레이닝 회피 제어 연구**
김선홍, 김낙완(서울대학교), 김민재, 김종혁, 이건철(국방과학연구소)

A3-13 **Focusing wave를 이용한 쇄파생성의 수치해석 연구**
하윤진, 남보우, 김경환, 홍사영 (KRISO), 이영길 (인하대학교)

A3-14 **선수트림 조건에서 FPSO의 견인특성에 관한 실험적 연구**
박승현,이승재,이성욱(한국해양대학교)

A4: 유체

10월 20일(금) 10:50-12:30, 제1발표장 (B3층 그랜드볼룸1)

좌장: 이성욱(한국해양대학교)

A4-15 **절단계류선 설계 시 유전알고리즘 적용의 효용성 연구**
김윤호, 조석규, 김병완, 정현우(KRISO)

A4-16 **사각형 해양구조물에 발생하는 Green water 현상의 유동 특성 및 압력분포에 관한 실험적 연구**
이강남, 정광효(부산대학교)

A4-17 **서남해안의 실측환경 데이터를 이용한 안강망의 거동해석**
진충국, 최준호, 김무현 (Texas A&M University), 김기선(광주과학기술원)

A4-18 **수중 조류발전장치의 운동성능 평가**
조철희, 황수진, 김명주, 박홍재(인하대학교)

A4-19 **Offloading Operability of Small Scale Ag FLNG with Side-By-Side Moored Small Scale LNG Carrier in Offshore West Africa**
김보희, 김문성, 유동훈, 김광수, 정현수(삼성중공업)

일반세션

10월 20일(금)

A5: 유체

10월 20일(금) 13:30-15:10, 제1발표장 (B3층 그랜드볼룸1)

좌장: 구원철(인하대학교)

A5-20 **LNG 화물창 내 슬로싱 충격하중의 이상치 해석**
김상엽, 김용환(서울대학교)

A5-21 **파랑 중 FPSO의 측벽 청수 발생에 관한 포텐셜 유동해석**
남보우, 김경환, 홍사영 (KRISO)

A5-22 **추력기 상호작용을 고려한 DP 시뮬레이션 연구**
서민국, 남보우 (KRISO), 한전식, 이현호 (현대중공업)

A5-23 **J-lay 설치 시 Normal laying 단계에 대한 모형시험 연구**
권용주, 남보우, 김남우, 박인보, 원영욱, 홍사영 (KRISO), 신철순 (현대중공업)

A6: 유체

10월 20일(금) 15:20-16:20, 제1발표장 (B3층 그랜드볼룸1)

좌장: 김국현(동명대학교)

A6-24 **아임계 영역에서 강제 진동하는 실린더 주위 유동 특성**
정재환, 남보우, 정동호, 최종수, 박병원, 권용주(KRISO)

A6-25 **해저 점퍼 내 슬러그를 동반하는 다상유동에 대한 유체-구조 연성 해석 모델 연구**
김지현, 이장현, 황세윤 (인하대학교)

A6-26 **수치해석을 이용한 파이프라인-라이저 내 Severe 슬러깅 완화 방법 적용 및 효과 분석**
박규호, 이장현, 황세윤 (인하대학교)

일반세션

10월 20일(금)

C2: 구조

10월 20일(금) 09:00-10:40, 제5발표장 (B3층 사파이어)

좌장: 송창용(목포대학교)

C2-06 **코드체크 기반 해양플랜트용 수동형 방화 구조의 강도평가**

최보엽, 손창련, 손준식(중소조선연구원), 송창용(목포대학교), 정준모(인하대학교), 허태욱(경성정기)

C2-07 **해양설치작업 잭업바지용 리프팅 시스템의 구조 안전성 평가**

박우창, 송창용, 박종환, 박윤용, 양정욱(목포대학교). 최보엽(중소조선연구원), 김문용(명일정공)

C2-08 **Pyramid Type Three-roll Bending Machine의 곡률 가공 정보 도출**

홍규택, 이장현(인하대학교)

C2-09 **열변형을 고려한 공차분석 사례연구**

양진혁, 현충민, 이정태, 이명수(삼성중공업)

D1: 설계/건조

10월 20일(금) 09:00-10:40, 제2발표장 (B3층 다이아몬드)

좌장: 구남국(동의대학교)

D1-01 **복합소재 적층판 경량화 알고리즘을 이용한 CFRP(탄소섬유강화플라스틱) 고속선 최적설계**

Han Zhiqiang, 정숙현, 이동건, 오대균(목포해양대)

D1-02 **DMWorks 기반 횡동요를 고려한 무인반잠수정의 시뮬레이션 모델링**

정미진, 김용호, 이광국, 김동헌(경남대학교)

D1-03 **태양 복사열에 의한 블록의 수직도 변형 연구**

이동훈, 유진선, 현충민(삼성중공업)

D1-04 **최적화 기법과 전문가 시스템 기반 LNG FPSO의 통합 배치 설계 방법**

이상현, 노명일, 김기수(서울대학교)

일반세션

10월 20일(금)

D2: 설계/건조

10월 20일(금) 10:50-12:30, 제2발표장 (B3층 다이아몬드)

좌장: 이광국(경남대학교)

D2-05 **통합 모델을 이용한 생산 공정의 dynamic simulation**
김현호, 박기흠, 정종연, 서유택(서울대학교)

D2-06 **MATLAB/SIMULINK기반 Biodiesel Generator와 Diesel Generator 배출량 비교분석**
노현동, 이광국, 한건우(경남대학교), 송지훈(전남대학교), 황준태(서울대학교)

D2-07 **SLWR(Steel Lazy Wave Riser) 개념 설계를 위한 BOD 정보**
박병원, 정동호, 정재환, 권용주(선박해양플랜트연구소)

D2-08 **Numerical Investigation of the Effect of particle Loading on erosion rate**
Hassan Pouraria(Seoul National University), Yutaek Seo(Seoul National University)

F1: 해안/해양

10월 20일(금) 10:50-12:30, 제5발표장 (B3층 사파이어)

좌장: 이우동(경상대학교)

F1-01 **연안 사구 침식 수리모형 실험 및 수치모의**
도기덕(한국해양대학교), 신성원(한양대학교), Dan Cox (Oregon State Univ)

F1-02 **태풍 '다나스'와 '너구리'에 의한 송정해수욕장의 지형변화특성**
유창일(부경대학교), 최연정(C3D)

F1-03 **지진해일에 의한 사각형 구조물에서의 수평파력에 대한 수리모형실험**
신성원(한양대학교), 박형수(Oregon State University),
Daniel Cox(Oregon State University)

F1-04 **강성 및 연성식생의 운동특성을 고려한 파랑제어에 관한 수치적 검토**
정연명, 이우동(경상대학교), 전호성(한국건설기술연구원), 허동수(경상대학교)

F1-05 **포말대 지형변화에 관한 연구**
남정민, 김진훈, 남진용, 김기영, 김인호(강원대학교)

일반세션

10월 20일(금)

F2: 해안/해양

10월 20일(금) 13:30-14:50, 제5발표장 (B3층 사파이어)

좌장: 신성원(강원대학교)

F2-06 **창녕 · 함안보 방류량에 따른 하류지역 수리환경특성 연구**

김태우, 양현수, 박병우, 윤종성(인제대학교)

F2-07 **기존 관측망을 이용한 낙동강 하굿둑~창녕 · 함안보 구간의 방류량에 따른 염분의 계절 변동 특성 분석**

김태우, 양현수(인제대학교), 박병우(한국수자원공사), 윤종성(인제대학교)

F2-08 **해상처분장 연직차수공 이음부의 구조적 성능 평가**

홍영호(고려대학교), 채광석(GS 건설), 이동수, 송정욱, 이종섭(고려대학교)

F2-09 **해상처분장 연직차수공 이음부의 차수성능 평가**

홍영호(고려대학교), 채광석(GS 건설), 임대성(삼보E&C), 이동수, 이종섭(고려대학교)

G: 해양공정/안전

10월 20일(금) 15:00-17:00, 제5발표장 (B3층 사파이어)

좌장: 임영섭(서울대학교)

G-01 **천연가스 액화 공정의 본질적 안전성 평가**

계혜리, 이철진(중앙대학교)

G-02 **수평-수직 Flow Loop System을 이용한 Gas Lift 실험 및 OLGA를 통한 Data 분석**

손영훈(서울대학교), 김자경(한국과학기술원), 서유택(서울대학교)

G-03 **LNG 운반선을 위한 BOG 재액화 시스템 최적 설계**

황철민, 임영섭(서울대학교)

G-04 **해양플랜트 개념 설계 단계에서의 화재 폭발 잠재적 위험도 분석 방법론 연구**

유원우, 임영섭(서울대학교)

G-05 **불확실성을 고려한 공정위험 및 운전분석(HAZOP) 기법**

안준건, 장대준(KAIST)

G-06 **안전성을 고려한 공정 설계의 비교 평가 방법에 관한 연구**

노일용, 장대준(KAIST)

G-07 **해양 CCS에서 액체 이산화탄소 주입공정의 에너지 절감 방안**

민일홍, 허철(한국해양대학교)

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

특별강연

위기 해안의 유지 관리 및 지속가능한 개발

성균관대학교 수자원대학 이정렬

1. 서론

최근 너울성 파도의 빈번한 유입으로 해안이 심각하게 침식되고 해안도로나 가옥은 물론 모래사장의 완전 유실이 사회 문제로 부각되고 있다. 이는 주요 위협 요인인 파랑의 유입이 예전보다 커지고 지속시간이 길어지는 문제는 물론 해안의 취약성이 과거에 비하여 심각한 수준인 것도 주요 요인이다. 또한 해안 정주 인구의 증가와 해안 환경의 활용도가 높아짐으로 인하여 연안역 파랑 환경의 급격한 변화, 항내 모래 퇴적, 해빈 모래 채취 등 모래수지의 변화, 해안도로, 공유수면 매립 등 해안 잠식 등이 해빈의 취약성을 가속화 시키고 있다.

따라서 우리나라 서해, 남해, 동해의 파랑 환경 변화와 해빈 취약성 변화를 모래수지, 연안표사, 횡단표사 환경의 변화 차원에서 평가할 수 있도록 수립한 시스템을 통하여 살펴보고 이를 통하여 미래 우리나라 연안의 위험도를 평가한다.

2. 연안 지속가능성 평가

본 연구에서는 연안관리를 위한 DPSIR 체계를 소개하며 연안의 지속가능성을 연안의 자정용량과 훼손용량을 통하여 살펴본다. 해안의 이용 가치가 증가하면서 자연 해안의 자정용량보다 큰 규모의 훼손용량이 발생하고 있다. 일반적으로 자정용량의 변화는 크지 않지만 해안 정주 인구 및 방문 인구가 증가하면서 연안의 훼손 용량이 예전과 달리 급격히 증가하고 있다. 물론 기후 변화로 인하여 자연의 자정용량도 다음 세대에서는 심각한 수준으로 떨어질 가능성이 있다고 우려되고 있다.

용량의 계량은 다양한 방법으로 이루어지겠지만 본 연구에서는 해안의 해빈 면적을 통해서 자정용량과 훼손용량을 정량적으로 평가하는 방법을 제시하며 이를 통하여 연안의 지속가능성 여부를 평가하고 지속가능하도록 용량을 관리하는 과정을 소개한다.

3. 지속가능한 성장을 위한 해안 관리

해안은 체육 및 생활 레크리에이션은 물론 소비 및 서비스 경제 활동의 중요한 터전으로서 모래사장의 가치가 지배적인 수익 구조를 가지고 있다. 따라서 국내외에서 이루어진 해안 정비 및 개발 사례를 살펴보며 해안 경제의 선순환적 이익 구조를 달성하기 위하여 앞으로 해안 공학 및 해안 관리의 기술적 발전을 위한 모래사장의 환경경제학적인 평가와 관리 체계를 검토한다.

이러한 체계 내에서 연안 환경을 보전하고, 연안의 지속 가능한 개발을 도모하며 연안을 쾌적하고 풍요로운 삶의 터전으로 조성하는 것을 목적으로, 연안관리법에 따라 시행하는 연안정비사업의 효용성을 재검토하고 어떻게 자연의 자정능력 향상과 훼손용량 감소로 지속가능한 개발에 기여하게 되는 지를 또한 살펴본다.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 A

해양플랜트 플로트오버

자켓 상부 플로트오버 설치 시 도킹 단계 작업성 평가

곽현욱* · 권용주* · 남보우* · 김남우* · 이강수* · 성홍근*
*선박해양플랜트연구소

An Assessment of Operability for Docking Stage during Float-over Installation on Jacket Structure

H.U.Kwak*, Y.J.Kwon*, B.W.Nam*, N.W.Kim*, K.S.Lee* and H.G. Hong*

*Korea Research Institute of Ships and Offshore engineering, Daejon, Korea

KEY WORDS: Operability 작업성, Docking 도킹, Float-over 플로트오버, DTV (Deck Transportation Vessel) 해양운반선, Motion response 운동응답, Fender stiffness 펜더 복원력계수

ABSTRACT: *This study investigates the operability of docking stage during float-over installation on jacket structure. It is important to assess DTV's responses with mooring lines and fenders in combined environmental conditions, as it a sensitive problem and motion responses are strictly limited for successful operation when DTV enters slot of jacket. The commercial software, ANSYS AQWA was used for this assessment after a series of validation procedures through the comparisons with previous analysis and model test results. Analysis were carried out for various environmental conditions for 4 docking stages, applying 4 different fender stiffness. Operability of docking in the senses of DTV's motion responses and fender loads is mainly mentioned in this paper.*

1. 서 론

자켓과 같은 고정식 해양 생산설비는 상부와 하부구조물을 따로 제작 설치하며, 부유식의 경우에도 공사 일정 및 요구되는 기술 수준 등을 고려하여 따로 제작 설치하기도 한다. 플로트오버는 중량 10,000톤 이상의 구조물을 한 번에 설치할 수 있으므로, 상부구조물이 대형화됨에 따라 플로트오버 공법에 대한 관심이 높아지고 있다.

본 연구에서는 자켓구조물 상부에 구조물을 설치하는 플로트오버 설치 시 도킹(docking) 단계에 대하여 해석을 통해 작업성을 평가하고자 하였다.

2. 해석 프로그램 검증

Docking 문제의 해석에 상용 프로그램, ANSYS AQWA를 이용하였으며, 기존 해석 및 실험 결과와 면밀하게 비교 검증하는 절차를 거쳤다.

2.1 주파수영역 해석

주파수영역 해석은 기존 in-house 프로그램, ADFLOW 결과와 부가질량, 감쇠력계수, 1차 파강제력, 선형 운동 RAO, 파표류력 계수의 비교를 통해 이루어졌다. 대상 모델인 해양운반선(DTV)의 주요 제원은 Table 2.1과 같다. 비교한 모든 항목들이 서로 잘 일치하는 것을 확인하였다. Fig 2.1은 해석에 이용한 panel 모델이며, Fig. 2.2와 Fig. 2.3은 각각 pitch 응답 RAO와 sway 파표류력계수를 5개 파입사각에 대해 비교한 것이다.

Table 2.1 Principle dimensions of DTV

Item	Value
Length, LBP (m)	211.0
Breadth (m)	43.0
Draft (m)	8.5
Displacement (ton)	approx. 64,000

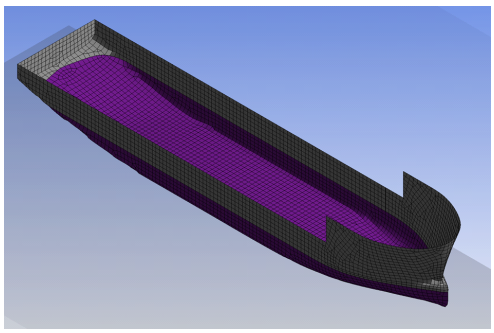


Fig. 2.1 Panel model of DTV for frequency domain analysis

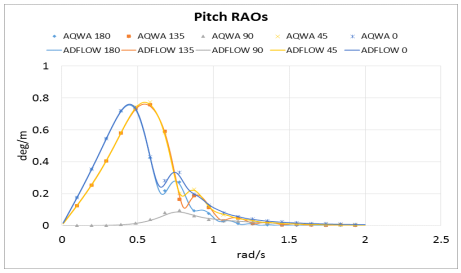


Fig. 2.2 Comparison of pitch RAOs

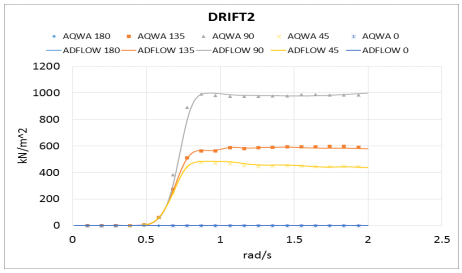


Fig. 2.3 Comparison of sway drift force coefficient

2.2 시간영역 해석

주파수영역 해석 결과를 바탕으로 시간영역 해석을 하였다. 비교 대상은 2016년 KRISO의 해양공학수조에서 수행한 실험으로, in-house 시간영역 시뮬레이션 프로그램, KIMAPS 결과와 비교하는데 활용된 바 있다. (Y.J. Kwon 등, 2017)

DTV 길이의 약 1/4이 자켓 중앙을 통과한 단계로서 layout을 Fig. 2.4에 도시하였다. 실험과 동일한 조건으로 모델링하였으며, 선수쪽 2개, 선미쪽 1개의 계류선 및 DTV와 자켓을 연결하는 tether line 2개는 모두 수평으로 뻗은 선형 인장 spring으로 구성하였다. 자켓 안쪽 기둥에 부착되어 자켓과 DTV 선측 사이에 위치한 4개의 펜더는 압축시 복원력을 갖는 선형 spring으로 두었다.

점성 감쇠 영향을 고려하기 위하여 자유 감쇠 실험 결과로부터 surge, sway, yaw, roll의 감쇠 계수들을 구하였고 (surge, sway, yaw, roll 각각의 임계 감쇠의 약 0.6%, 3.5%, 1%, 3%에 해당함.), Fig. 2.5는 그 값들을 입력한 시뮬레이션 결과가 실험과 잘 일치하는 것을 보여준다.

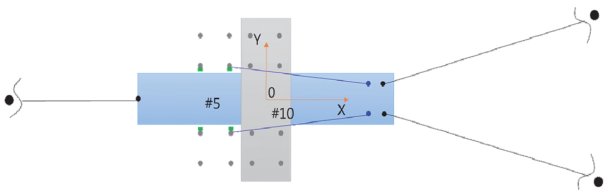
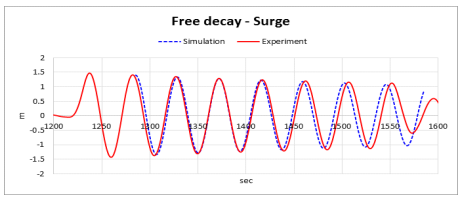
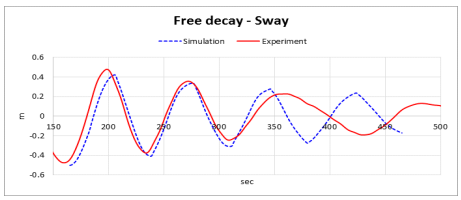


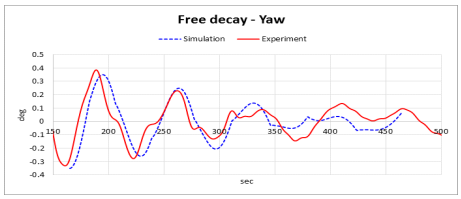
Fig. 2.4 Lay-out of selected docking stage



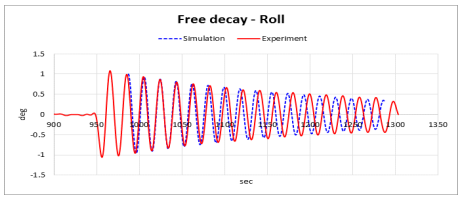
(a) Surge



(b) Sway



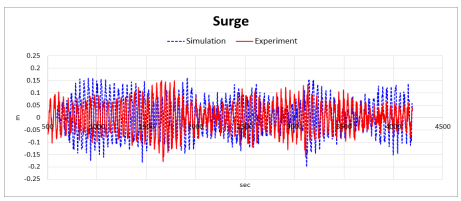
(c) Yaw



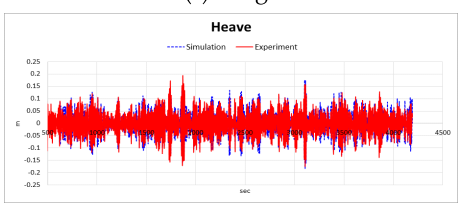
(d) Roll

Fig. 2.5 Comparison of free deay

다음으로, 불규칙파 환경 중(바람, 조류 없이 파도만 있는 조건)에서 시뮬레이션과 실험을 비교하였다. Fig. 2.6은 선수파, Hs=1.5m, Tp=8s에서 surge와 heave의 시계열을, Fig. 2.7은 횡파, Hs=0.5m, Tp=8s에서 sway와 펜더하중의 시계열을 보여준다.

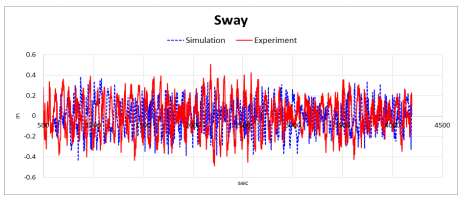


(a) Surge

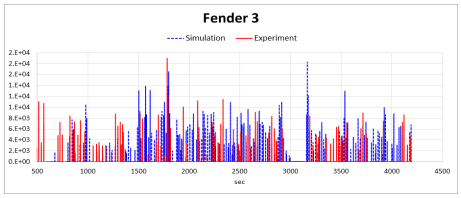


(b) Heave

Fig. 2.6 Comparison for heading=180deg, Hs=1.5m, Tp=8s



(a) Sway



(c) Fender load

Fig. 2.7 Comparison for heading=270deg, Hs=0.5m, Tp=8s

실험에서 계측한 파도 시계열을 시뮬레이션에 입력하였기 때문에 수직운동은 시계열까지 서로 잘 일치하였다. 저주파 수평운동과 그와 연관 있는 물리량(펜더하중, 계류선 장력 등)은 시계열까지 일치하지는 않지만 대체적으로 유사한 통계치를 갖는 결과를 얻을 수 있었다.

3. 본 해석에 적용

3.1 해석조건

환경 조건은 Table 3.1과 Fig. 3.1에 나타내었다. 파도, 조류, 바람의 입사각은 동일(collinear)하다. 입사각별로 다른 파고를 적용하였고, 파도 주기는 입사각별 4개씩이다.

Table 3.1 Environmental conditions

Condition	Wave				Current		Wind	
	Direction (deg.)	Hs (m)	Tp (sec)	JONSWAP γ	Direction (deg.)	Speed (m/s)	Direction (deg.)	Speed (m/s)
#1 ~ #4	180	1.5	7, 6, 5, 4	3.3	180	0.5	180	10.0
#5 ~ #8	135	1.0	6, 5, 4, 3	3.3	135	0.5	135	10.0
#9 ~ #12	90	0.5	6, 5, 4, 3	3.3	90	0.5	90	10.0
#13 ~ #16	45	1.0	6, 5, 4, 3	3.3	45	0.5	45	10.0
#17 ~ #20	0	1.5	7, 6, 5, 4	3.3	0	0.5	0	10.0

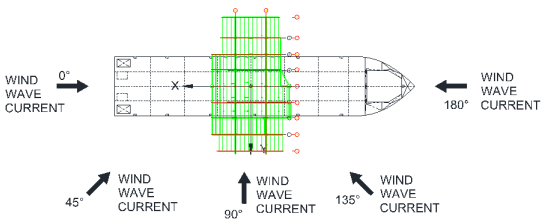


Fig. 3.1 Directions of environments

해석한 docking 단계는 Fig. 3.2~3.5에 도시한 4개의 단계이다. DTV 선미 끝단이 자켓 앞 기둥과 일치하는 sequence 4, DTV 선미 끝단이 자켓 중앙에 위치하는 sequence 5, mating 위치로부터 60m 떨어진 sequence 6, mating 위치에 도달한 sequence 7로 구분한다.

계류선들은 모두 wire rope이며, DTV 선수 쪽 2개의 임시 계류선은 catenary로, 나머지는 선형 인장 spring으로 모델링하였다. 임시 계류선을 제외한 계류선들에 일정 초기 장력을 주고, 임시 계류선은 힘 평형을 이루는 초기 장력을 갖게끔 초기 길이를 결정하였다. 예인선은 sequence 4~6은 3대, sequence 7은 1대를 두었고, 200m 떨어져 계류선을 통해 장력을 제공한다.

펜더는 Fig. 3.6과 같은 비선형 복원 특성을 가지며 4차 다항식으로 모델링하였다. Table 3.2에 정리한 것처럼, 복원력 크기가 다른 4종류의 펜더에 대한 해석을 하였다. 4 종류 펜더의 폭방향 초기 두께(0.3m)는 동일하며, 펜더와 DTV 선측의 간격(0.3m)도 동일하게 하였다. Sequence 4, sequence 5, sequence 6~7은 각각 0개, 2개, 4개의 펜더가 DTV와 접촉할 수 있다.

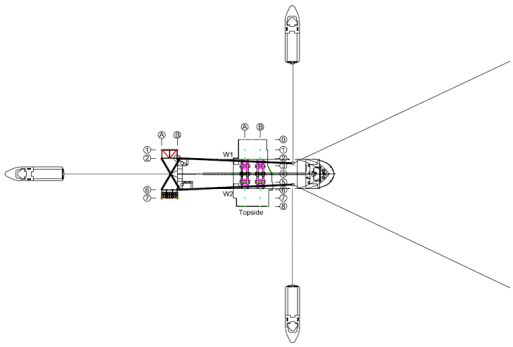


Fig. 3.2 Docking, sequence 4

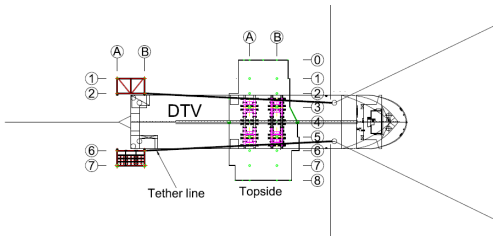


Fig. 3.3 Docking, sequence 5

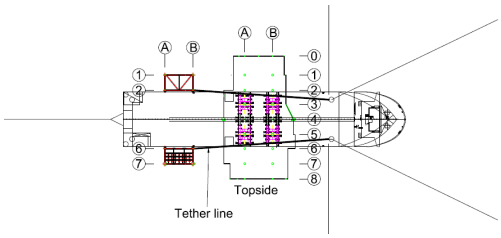


Fig. 3.4 Docking, sequence 6

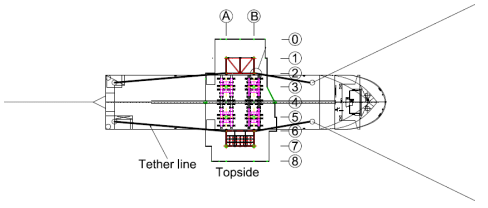


Fig. 3.5 Docking, sequence 7

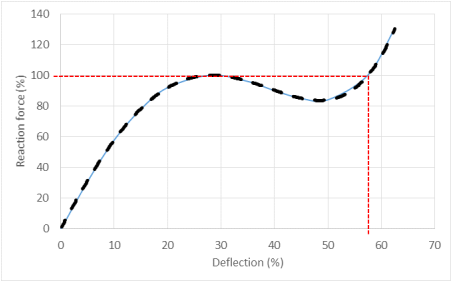


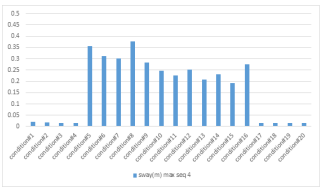
Fig. 3.6 Deflection-reaction curve, fender

Table 3.2 Characteristics of fenders

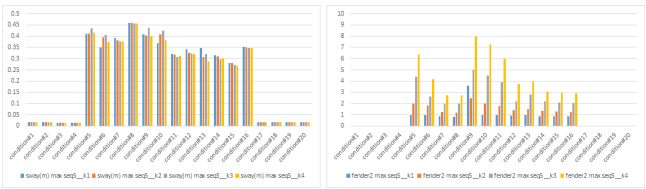
ID	Max. reaction	Max. deflection
Fender k1	F	D
Fender k2	2*F	D
Fender k3	5*F	D
Fender k4	10*F	D

3.2 해석결과

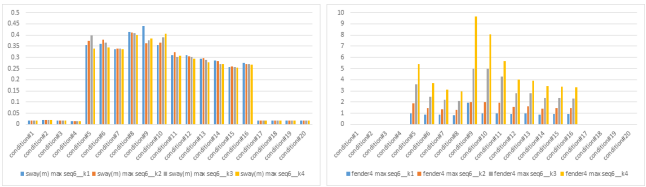
모든 해석 case들에 대해 시간간격 0.05s로 1시간(3,600s) 시뮬레이션을 하였고, 여러 항목들 중에서 sway의 최대값과 펜더하중의 최대값을 Fig. 3.7에 정리하였다. Fig. 3.7에서 sway는 조류, 바람하중에 의한 평균 offset이 포함된 값이며, 펜더하중은 'Fender k1의 최대 허용하중, F에 대한 비'이다.



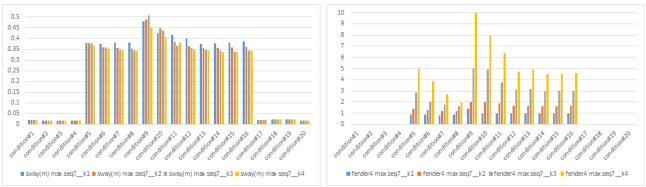
(a) Sway - docking sequence 4



(b) Sway (left), fender load (right) - docking sequence 5



(c) Sway (left), fender load (right) - docking sequence 6



(d) Sway (left), fender load (right) - docking sequence 7

Fig. 3.7 Maximum sway and maximum fender load

4. 결 론

자켓구조물 상부에 구조물을 설치하는 플로트오버 설치 시 도킹(docking) 단계에 대한 해석을 통하여 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 횡파(beam sea)와 사파(quartering sea) 조건은 선수, 선미파 조건에 비하여 작업성 측면에서 불리하다. (살펴본 조건에서 상대적으로 작은 파고임에도 선수, 선미파에 비해 불리하였음.)

(2) 파도의 주기가 길수록 DTV의 운동이 증가하고 , 펜더의 하중도 증가하는 등 작업성 측면에서 불리하다.

(3) 펜더의 복원력 크기에 따른 DTV의 운동 응답 영향은 살펴본 범위 내에서 유의할 만한 수준은 아닌 것으로 나타났다. 펜더는 자켓과 DTV의 steel-to-steel 접촉을 막는 완충 역할을 하는 것으로, 큰 하중이 작용하여 펜더의 최대 허용하중을 초과하는 것이 우려되면 접촉면적을 증가시킴으로써 복원력과 허용하중을 키우는 방향이 바람직한 것으로 판단된다.

(4) Mating 위치에 진입하는 동안 펜더가 선체중앙에서 떨어져 위치한 단계에서는, 선수 쪽의 좌우 방향 복원력이 부족하면 횡파 또는 사파 중에 펜더 지점을 축으로 한 선수 동요가 발생하고 이것이 sway로 나타날 수 있다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 "해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계핵심기술개발" 과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다 (PMS3650).

참 고 문 헌

권용주, 조석규, 김남우, 남보우, 박병재, 박인보, 원영욱 (2016), "플로트오버 DTV 선박의 Docking 작업에 관한 실험 연구", 2016년 추계 해양공학회 학술대회.

권용주, 남보우, 김남우, 정동호, 성홍근 (2016), "플로트오버 설치 시 Docking 단계의 시간영역 시뮬레이션 연구", 2016년 춘계 한국해양과학기술협의회 공동학술대회.

Y.J. Kwon, B.W. Nam, N.W. Kim, H.U. Kwak, I.B. Park, D.H. Jung, H.G Hong (2017) "A Model Test for Docking Operations of Transporation Vessel During Float-over Installation", Proc. of ISOPE 2017.

플로트오버 Leg Mating Unit 최적설계

김현석* · 박병재* · 김도엽* · 이강수* · 성홍근*
*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소 해양플랜트연구부

Design Optimization of Float-over Leg Mating Unit

Hyun-seok Kim*, Byoungjae Park*, Doyoub Kim*, Kangsu Lee*, and Hong-Gun Sung*

*Offshore Plant Research Division, Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering(KRISO), Daejeon, Korea

KEY WORDS: Float-over, Leg Mating Unit, Design Sensitivity Analysis, Design Optimization

ABSTRACT: *Float-over installation is one of the popular methods in today's marine industry, due to its time and cost efficiency. During the process, the substructure, such as jacket, is first installed on the operation location. And then the barge loaded with the topside maneuvers to align with the substructure where the legs of the substructure is protected by fenders to minimize the damage from the impact by the barge. After alignment, the barge slowly ballast to submerge and connect the topside and the substructure. Leg mating unit (LMU) is utilized in this stage to prevent damage of the topside and the substructure. LMU damps forces originated from the load transfer of topside to substructure by its elastomeric pads. In this research, we investigate the effect of characteristic property of elastomeric pads and geometric properties of LMU by utilizing design sensitivity analysis. To improve the performance of LMU, we further performed design optimization based on the design sensitivity analysis and compared the results based on genetic algorithm.*

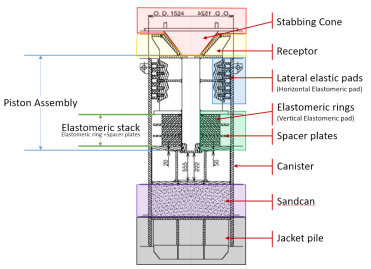
1. 서 론

유가 하락 및 셰일 가스 증산 등의 악재에도 불구하고 석유화학제품에 대한 전 세계적 수요는 꾸준히 증가하고 있다. 따라서 해저 원유 및 천연가스 채굴을 위한 해양플랜트의 설치 또한 꾸준히 이루어지고 있다. 개발 비용과 생산성 등을 고려하여 근래 개발되는 해양플랜트는 그 규모가 커지고 있을 뿐만 아니라 중량 또한 무거워 지는 추세이다. 하지만 이를 운영 해역으로 운송하고 설치하기 위한 바지선 용량의 한계가 있기에 기존과는 다른 설치 방법이 요구된다. 이러한 방법들 중 플로트오버 설치 공법은 다른 방법들에 비해 시간과 비용 측면에서 경제성이 우수해 최근 이에 대한 연구가 활발하다.

플로트오버 설치 공법에서 상부 탑사이드 구조물과 하부 고정식 자켓형 지지구조물은 따로 생산되어 바지선을 이용 각각 운영 해역으로 운송한다. 이 중 하부 고정식 자켓형 지지구조물이 먼저 운영 해역에 설치되고, 상부 탑사이드 구조물은 바지선의 흘수 변화를 활용하여 고정식 자켓형 지지구조물 위에 설치되게 된다. 이 때 상부 구조물과 하부 구조물 간의 결합 과정에서 충격을 완화하기 위하여 Fig. 1과 같이 결합부와 고무 같은 초탄성 재료들로 이루어진 LMU(Leg Mating Unit)이 활용된다.

본 연구에서는 플로트오버 설치 공법의 결합 과정에서 상부 및 하부 구조물의 손상을 방지하고 충격을 완화하기 위해 사용하는 LMU의 성능을 개선하기 위한 최적설계를 수행하였다. 최적설계를 수행하기 위해 LMU의 형상을 구성하는 형상 변수들과 그 성능을 좌우하는 재료 변수들 정의하고, 이에 대한 설계민감도해석을 수행하여 각 변수 별 영향을 확인하였다. 또한 설계민감도 기반 최적설계(Gradient based design optimization) 방법론과 시행착오(Trial-and-error) 형태의 비 설계민감도 기반 최적설계(Non-gradient based design optimization) 방법론인 유전자알고리즘을 적용, 각 방법론의 최적설계 결과를 비교하고 그 효용성을 확인하였다.





(a) Leg mating unit (b) Components of leg mating unit

Fig. 1 Leg mating unit used during float-over installation process

((a): IRM Offshore and Marine Engineers PVT LTD)
((b): Lee et al., 2016)

2. LMU 설계민감도해석

2.1 LMU 초기설계

플로트오버 설치 공법에서 활용되는 LMU는 상용구조해석 프로그램 ANSYS의 DesignModeler를 사용하여 Fig. 2와 같이 설

계하였다. LMU는 상부 탑사이드 구조물과 연결되는 리셉터(Receptor) 부분, 리셉터를 지지하는 리브(Rib) 부분 그리고 결합 과정에서 상부 탑사이드 구조물과 하부 고정식 자켓형 지지구조물 간의 충격을 완화하기 위한 일래스토머릭 패드(Elastomeric pad) 부분으로 구성되어 있다.

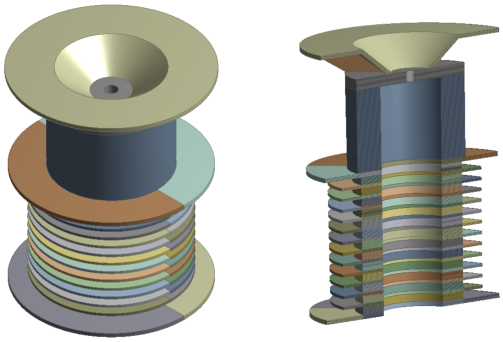
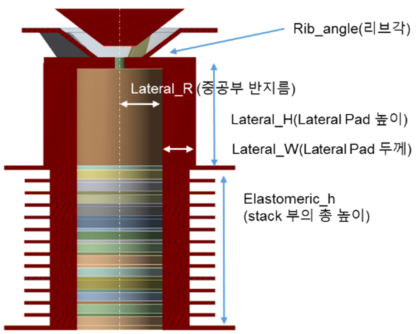


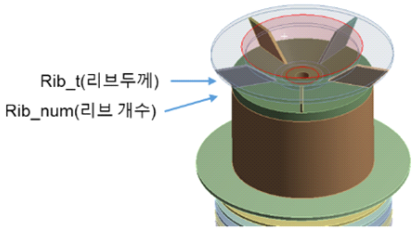
Fig. 2 Design of LMU

2.2 설계변수 정의

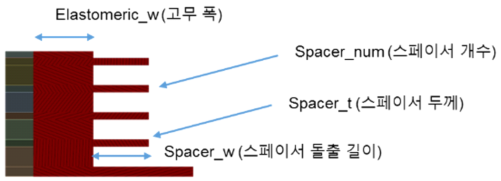
주어진 조건 하에서 목적함수에 대한 각 부재별 영향을 살펴보기 위해 Fig. 3과 같이 설계변수(Design variables)들을 정의하였다. 설계변수는 LMU의 형상을 정의하는 리브 각(Rib angle), 중공부 반지름(Lateral pad radius), 중공부 높이(Lateral pad height), 중공부 두께(Lateral pad thickness), 일래스토머릭 패드부의 총 높이, 리브 두께, 리브 개수, 일래스토머릭 패드 폭, 스페이서(Spacer) 개수, 스페이서 두께, 그리고 스페이서 돌출 길이 등의 형상 변수들과 LMU의 성능을 결정하는 고무 재료 물성치 등의 재료 변수들로 구성되어 있다. 고무에 대한 재료 물성치는 Mooney Rivlin (Mooney, 1940 and Rivlin, 1948) 모델을 활용하여 표현하였다.



(a) LMU section



(b) LMU rib and receptor



(c) LMU elastomeric pad

Fig. 3 Definition of LMU design variables

2.3 설계민감도해석

LMU의 설계민감도해석은 상용 최적설계 프로그램인 optiSlang을 활용하여 수행하였다. 설계민감도해석에서 목적함수는 LMU의 중량이며, 설계변수들에 대한 설계민감도 해석 수행 결과 Fig. 4와 같이 스페이서 개수, 일래스토머릭 패드 폭, 중공부 반지름, 중공부 두께, 중공부 높이 그리고 중공부의 높이 등과 같이 영향이 큰 설계변수 6개를 선별할 수 있었다. 선별된 설계변수 외에 재료변수의 영향을 확인하기 위하여 Mooney Rivlin 계수 1개를 추가하여 LMU의 최적설계를 수행하였다. 이때 주어진 조건에서 Mooney Rivlin 계수의 설계민감도는 0이다.

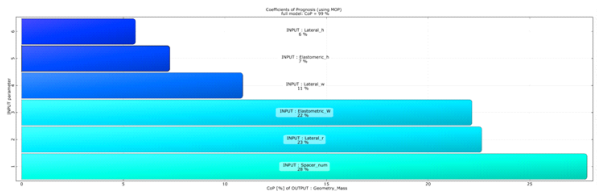


Fig. 4 Design sensitivity analysis of LMU design variables

3. LMU의 최적설계

3.1 설계민감도 기반 최적설계

설계민감도 기반 최적설계는 최적설계 방법론 중 계산 효율이 가장 좋은 것으로 알려져 있다. 하지만, 구배(Gradient)를 활용하는 방법론의 본질 상 포괄적(Global) 최적해(Optimal solution)가 아닌 국부적(Local) 최적해에 수렴할 위험성이 있다. 본 연구에서는 SQP(Sequential Quadratic Programming) 알고리즘을 활용하는 NLPQL(Non-Linear Programming by Quadratic Lagrangian) 방법을 활용하였다 (Schittkowski, 1985).

LMU의 최적설계는 앞서 설계민감도해석을 통해 얻은 설계

변수들에 대한 설계민감도를 활용하여 주어진 스페이서에서의 최대응력 조건과 반발력 조건을 만족하며 LMU의 중량을 최소화하도록 하였다. LMU의 초기설계와 설계민감도 기반 최적설계 결과는 Table 1에 비교 정리하였다. 최적설계 결과 LMU의 중량을 약 26% 저감시킬 수 있었다. 또한 앞서 설계민감도해석에서 설계민감도의 크기가 가장 컸던 LMU의 스페이서 개수가 최적설계 결과 가장 큰 변화를 보였으며, 일래스토머릭 패드 폭, 중공부 반지름, 중공부 두께, 중공부 높이 그리고 중공부의 높이 등의 설계변수들도 주어진 조건을 만족하며 목적함수를 최소화 하는 방향으로 설계 되었다. 하지만 LMU의 고무재료 물성치를 표현하는 Mooney Rivlin 계수는 주어진 조건의 최적설계에서 영향이 없는 것으로 확인되었다. 설계민감도 기반 최적설계 수렴 이력은 Fig. 5에 나타내었고, 84번 째 설계 반복(iteration)에서 수렴하였음을 알 수 있다.

Table 1 Gradient based design optimization result

	(a) Initial design	(b) Optimal design	(b)/(a) (%)
Objective function	9195.21	6794.83	73.90
Spacer number	7	3	42.86
Lateral pad height	569.03	557.89	98.04
Lateral pad thickness	226.45	201.47	88.97
Elastomeric stack height	1012.37	953.84	94.22
Lateral radius	278.01	256.91	92.41
Mooney Rivlin parameter	3.90	3.90	100.00
Elastomeric pad width	203.49	171.25	84.16

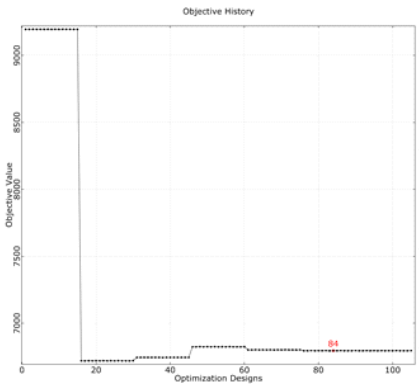


Fig. 5 Gradient based design optimization history

3.2 비 설계민감도 기반 최적설계

비 설계민감도 기반 최적설계는 그 구현이 쉽고 방법론 상 변이(Mutation)등을 활용하기 때문에 앞서 설계민감도 기반 최적설계의 국부 최적해로의 수렴 위험성을 극복할 수 있는 장점이 있다. 하지만, 시행착오의 형태를 취하기 때문에 계산 효율은 설계민감도 기반 최적설계에 비해 떨어지는 단점이 있다.

본 연구에서는 유전자(Genetic) 알고리즘(Mitchell, 1996)을 활용하여 LMU의 최적설계를 수행하였다. 최적설계에서 목적함수와 제약조건은 앞선 설계민감도 기반 최적설계의 조건과 동일하다. 유전자 알고리즘 기반 최적설계 결과는 Table 2에 나타내었다. Table 1과 Table 2를 살펴보면, 설계민감도 기반 최적설계 결과와 유전자 알고리즘 기반 최적설계 결과가 거의 동일함을 알 수 있다. 한 가지 주목할 점은 주어진 조건에서 설계민감도해석 결과 영향이 없는 것으로 나타난 Mooney Rivlin 계수가 변한 것을 확인할 수 있다. 이는 유전자 알고리즘에서 국소 최적해에 수렴하는 것을 방지하기 위해 변이 등을 활용하는데, 이때 의미 없는 설계변수에 변화를 준 것으로 해석할 수 있다. 비 설계민감도 기반 최적설계 수렴 이력은 Fig. 6에 나타내었다. 앞선 설계민감도 기반 최적설계와 수렴 이력을 비교해 보면 유전자 알고리즘을 활용한 비 설계민감도 기반 최적설계는 훨씬 많은 약 1,200회의 설계 반복이 필요함을 확인할 수 있다. 이는 국부 최적해에의 수렴을 피하기 위한 비 설계민감도 기반 최적설계의 경향으로 설명할 수 있다.

Table 2 Genetic algorithm based design optimization result

	(a) Initial design	(b) Optimal design	(b)/(a) (%)
Objective function	9195.21	6794.70	73.89
Spacer number	7	3	42.86
Lateral pad height	569.03	557.89	98.04
Lateral pad thickness	226.45	201.47	88.97
Elastomeric stack height	1012.37	953.80	94.21
Lateral radius	278.01	256.91	92.41
Mooney Rivlin parameter	3.90	3.88	99.52
Elastomeric pad width	203.49	171.25	84.16

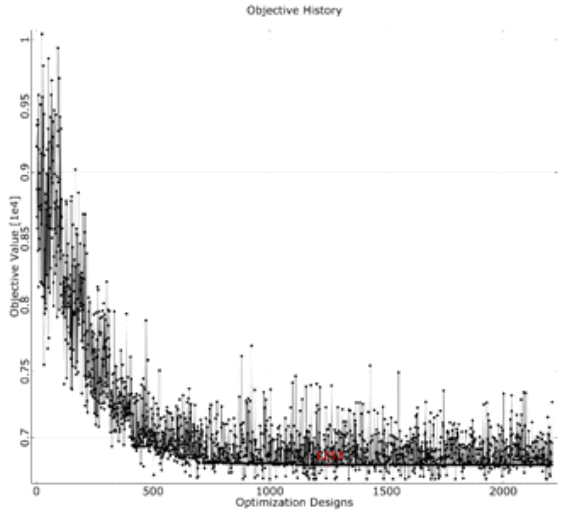
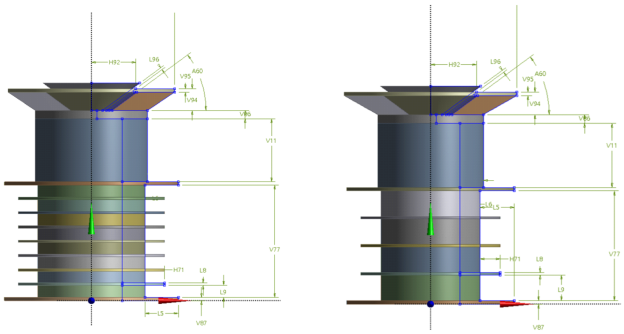


Fig. 6 Non-gradient based design optimization history

3.3 최적설계 결과

LMU의 초기 설계와 주어진 최대응력 및 반발력 제약조건을 만족하면서 목적함수인 LMU의 중량을 최소화하는 최적설계 결과 얻어진 LMU의 최적 형상은 Fig. 7과 같다. 설계민감도해석 결과에서도 살펴보았듯이 그 영향이 가장 큰 LMU 스페이서의 개수에 큰 변화가 있었으며, 일래스토머릭 패드의 폭, 중공부의 두께, 높이 그리고 반지름의 변화 등으로 약 26%의 중량 저감효과를 얻을 수 있었다.



(a) Initial design (b) Optimal design

Fig. 7 Initial and optimal design of LMU

4. 결 론

본 연구는 해양플랜트구조물의 플로트오버 공법의 결합과정에서 상부 탑사이드 구조물과 하부 고정식 자켓형 지지구조물의 손상을 방지하고 충격을 완화하는 LMU의 성능 개선을 목표로 설계민감도해석과 최적설계를 수행하였다.

설계민감도해석을 수행하기 위해 LMU의 형상을 구성하는 형상 변수와 고무의 재료 물성치와 관련된 재료 변수들을 설계변수로 정의하였다. 설계민감도해석 수행 결과 목적함수를 최소화하는 설계변수들을 그 영향도에 따라 스페이서 개수, 일래스토머릭 패드 폭, 중공부 반지름, 중공부 두께, 중공부 높이 그리고 중공부의 높이 순서로 선별하였다.

최적설계는 스페이서의 최대 응력과 반발력을 제약조건으로 두고 LMU의 중량을 최소화하도록 수행하였으며, 그 결과 주어진 조건에서 LMU의 중량을 약 26% 개선할 수 있었다. 최적설계를 수행함에 있어 계산상의 효율성이 좋지만 국부 최적해에 수렴할 위험성이 있는 설계민감도 기반 방법과 계산 효율은 떨어지지만 국부 최적해에 수렴하는 위험성이 낮은 비 설계민감도 기반 최적설계 방법을 적용하여 그 결과와 수렴성을 비교하였다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발 [PMS3650]” 과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

Lee, K., Park, B., Jung, D., Sung, H.G., (2016). “Design and Performance Analysis of Offshore Leg Mating Unit with Elastomeric Pad”, The Composites and Advaced Materials Expo, September 11-14, Orlando, Florida.

Mooney, M., (1940). “A theory of large elastic deformation”, Journal of Applied Physics, Vol 11, No 9, pp. 582-592.

Mitchell, M., (1996). An Introduction to Genetic Algorithms, MIT Press, Cambridge, Massachusetts.

Rivlin, R.S., (1948). “Large elastic deformations of isotropic materials. IV. Further developments of the general theory”, Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, Vol 241, No 835, pp. 379-397.

Schittkowski, K., (1985). “NLQPL: A Fortran-subroutine Solving Constrained Nonlinear Programming Problems”, Operation Reserach, Vol 5, pp. 485-500.

플로트오버 작업을 위한 임시 계류삭 안정성 평가

김현성*,** · 김병완*,** · 박병재** · 권용주** · 이강수** · 성홍근**
*과학기술연합대학원대학교 선박해양공학
**선박해양플랜트연구소 해양플랜트연구부

A safety assessment on temporary mooring for floatover operation

Hyun-Sung Kim*,**, Byoung Wan Kim*,**, Byoungjae Park**,
Yong Ju Kwon**, Kangsu Lee** and Hong Gun Sung**

*Ships and ocean engineering, UST, Daejeon, Korea
**Offshore plant research division, KRISO., Daejeon, Korea

KEY WORDS: Floatover 플로트오버, Vessel motion 선박 운동, Mooring tension 계류삭 장력, Coupled analysis 연성해석

ABSTRACT: *Floatover method is one of offshore structure installation methods. In the floatover process, the topside is installed on pre-setup supporting structure. Once the topside structure arrives at an installation site by a deck transportation vessel it would prepare for floatover operation. Floatover have 5 step process that are standby, alignment, docking, mating and undocking. While conducting floatover operation ocean environment like wind, wave and current applies to structures. Thus, in this works temporary mooring lines are needed for better operation such as guidance and safety. For analyzing deck transportation vessel on floatover working and temporary mooring lines, coupled analysis are conducted. Vessel is analyzed by high order boundary element method(HOBEM) and mooring lines are done by finite element method(FEM). By analysis motions of vessel and tension on mooring line are assessed.*

1. 서 론

해양구조물을 해상에 설치할 시, 완전 조립된 구조물을 이송하여 설치하거나 탑사이드과 하부 지지구조물을 따로 이송한 뒤 설치해역에서 조립 및 설치할 수 있다. 해양구조물을 이송함에 있어서는 자항, 예인, 운송선박에 의한 이송 등이 있다. 탑사이드와 하부 지지구조물을 따로 이송한 경우 하부 지지구조물을 설치해역에 먼저 설치한 후 그 위로 탑사이드를 설치한다. 탑사이드는 전기 및 화학 처리 시스템 등 물과 직접적인 접촉이 불가능한 장비들로 인해 운송 선박에 의해 이송되는 것이 일반적이다. 운송선박에서 하부 지지구조물에 탑사이드를 설치하기 위해서는 크레인을 이용하거나 플로트오버 작업을 통해 설치할 수 있다.

플로트오버 작업을 통한 설치 과정은 Fig. 1과 같이 대기, 정렬, 도킹, 결합, 분리의 다섯 단계를 거치게 된다. 해양구조물이 설치되는 해역은 파랑, 바람, 조류 등의 환경 하중이 작용하게 된다. 이러한 해양 환경에서 안정성 및 설치경로 가이드 등 더 나은 작업성을 위해 임시계류삭을 필요로 한다. 본 연구에서는 환경 하중이 작용하는 대기 단계에서의 임시계류삭에 작용하는 장력을 통해 안정성을 평가하고자 하였으며, 이 단계에서의 운송선박의 운동해석을 수행하였다.

2. 해석방법

본 연구에서 운송선박과 임시 계류삭을 해석하기 위해 연성해석 기법이 사용되었다. 운송선박은 고차경계요소법(HOBEM)을 통해 해석을 수행하였으며 임시계류삭은 유한요소법(FEM)을 통해 해석을 수행하였다.

운송선박의 해석을 위한 운동방정식은 다음과 같다.

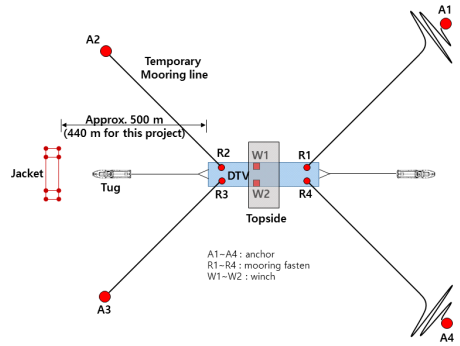
$$[M_B + M_{add}(\infty)]\{\ddot{x}\} + [\int_0^t R(t-\tau)d\tau]\{\dot{x}\} + [K_B]\{x\} = \{f_B\} \quad (1)$$

여기서 $[M_B]$, $[M_{add}]$, $[R]$, $[K_B]$는 각각 선박의 질량, 부가질량, 기억함수, 강성 행렬을 나타내며 $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$, $\{x\}$, $\{f_B\}$은 각각 가속도, 속도, 변위 및 하중 벡터를 나타낸다. 식 (1)의 정식화는 고차경계요소법을 적용하였다(Choi et al., 2000; Hong et al., 2005). 계류삭의 해석을 위한 운동방정식은 다음과 같다.

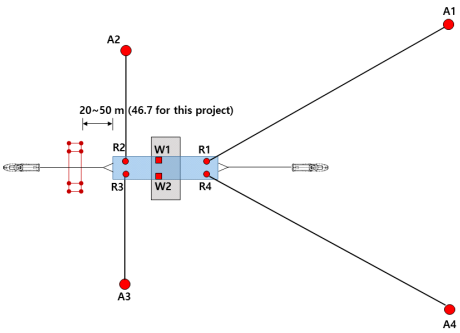
$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\} \quad (2)$$

여기서 $[M]$, $[C]$, $[K]$는 계류삭의 질량, 감쇠, 강성 행렬을 나타내며, $\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{u}\}$, $\{u\}$, $\{f_n\}$은 가속도, 속도, 변위 및 하중 벡터이다. 식 (2)의 정식화는 유한요소법을 적용하였다(Kim et al., 2013; Kim et al., 2016).

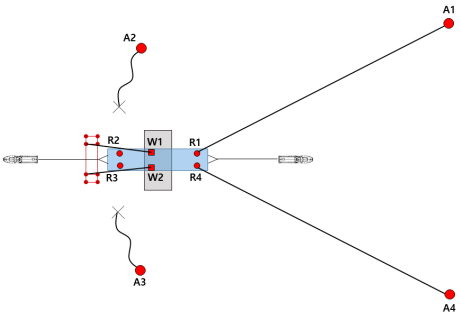
식 (1)과 (2)의 통합해석 기법으로 연성해석법이 적용되었다. 식 (1)을 통해 구한 선박과 계류삭 연결부의 운동을 식 (2)의 경계조건으로 사용하여 식 (2)를 풀게 된다. 해석 단계마다 식 (1)과 (2)의 해가 수렴할 때까지 반복 해석하게 된다.



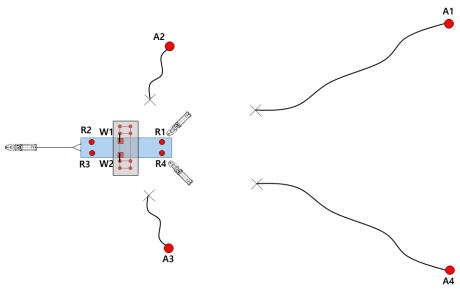
(a) Standby



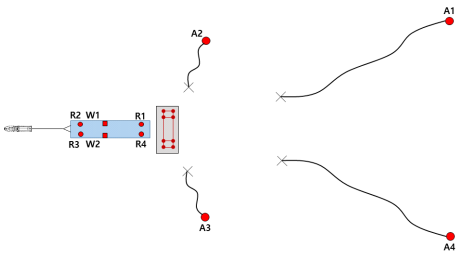
(b) Alignment



(c) Docking



(d) Mating



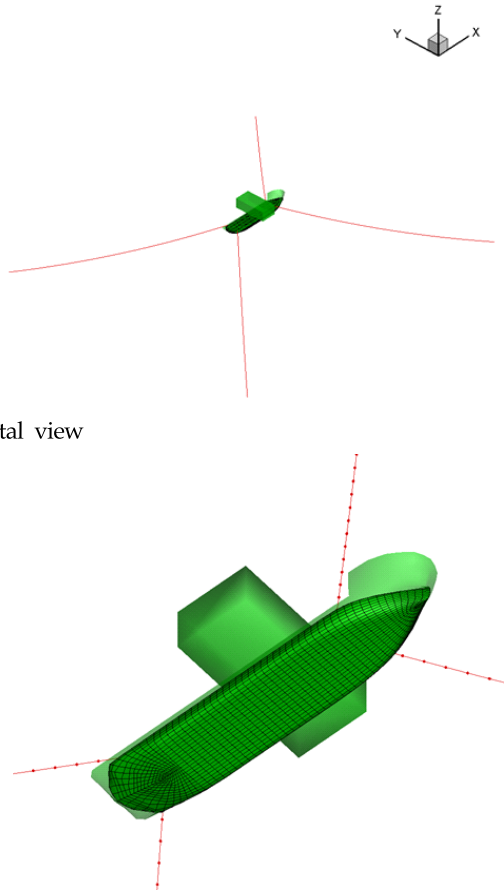
(e) Undocking

Fig. 1 Floatover working process

3. 해석모델

3.1 운송선박 및 계류삭

본 연구에서 해석된 운송선박과 계류삭의 수치모델은 Fig. 2와 같으며, 주요제원은 Table 1~2에 나타나있다.



(a) Total view

(b) Detailed view

Fig. 3 Numerical model

Table 1 Dimension of transportation vessel

Item		Value		
$LBP \times B \times H_{top} \times H_{deck}$		211 m × 43 m × 32.8 m × 13 m		
Draft		8.5 m		
Weight distribution	Item	Weight (ton)	COG (m)	Kxx / Kyy / Kzz (m)
	Vessel only	43,415	(0.202, 0, 0.045)	21.44 / 55.805 / 53.4
	Topside	20,000	(0.202, 0, 27)	24.8 / 15.37 / 25.67
	Total	63,415	(0.202, 0, 8.546)	25.8 / 48.615 / 46.5

Table 2 Dimension of mooring line

Item	Value
Type / No. of lines	Wire / 4
Length	600 m for line 2, 3 600+α m for line 1, 4 (α to reach docking position)
Diameter	0.0635 m
EA / MBL / T_{allow}	1.898e8 N / 350 tonf / 1716 kN (Ref. API-RP-2SK)
Wet weight	154.731 N/m
CD / CM / CF / CA	1.2 / 2.0 / 0.05 / 1.0

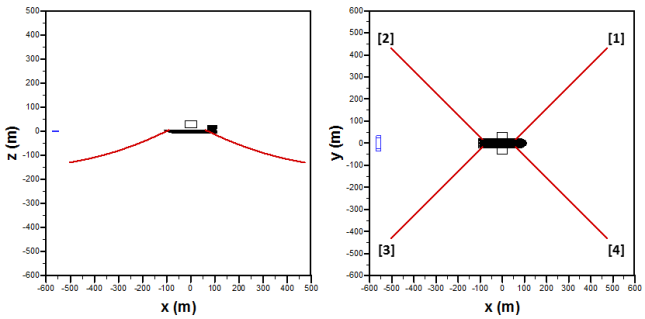


Fig. 3 Arrangement of temporary mooring lines

Table 3 Coordinates of anchors and fairleads

Line No.	Anchor			Fairlead		
	x [m]	y [m]	z [m]	x [m]	y [m]	z [m]
1	477.3+α	430.8+α	-130	60	17.5	5.5
2	-503.3	430.8	-130	-90	17.5	5.5
3	-503.3	-430.8	-130	-90	-17.5	5.5
4	473.3-α	-430.8-α	-130	60	-17.5	5.5

운송선박에 대한 임시 계류삭의 배치 정보는 Fig. 3과 Table 3에 나타나있다. 임시 계류삭은 선박의 앞뒤에 총 4개가 설치되며 Table 2와 3에서 볼 수 있듯이 계류삭 1번과 4번의 경우, 2번과 3번보다 긴 길이를 갖는다. 이는 대기 단계에서 정렬 및 도킹 단계로 진행할 시 충분한 길이를 가지도록 하기 위함이다. 하지만 대기 단계에서의 계류삭 하중 해석 시 바닥접촉점(touchdown point)에서부터 연결부(fairlead)까지의 길이가 필요하기 때문에 임의의 길이로 해석이 가능하다.

2.2 환경하중

운송선박이 탑사이드 설치를 위한 대기 상태에서의 환경하중은 작업조건을 고려하여 결정하였으며, Table 4와 같다. 파랑, 바람, 조류, 세 종류의 하중이 작용하며 모두 작용하는 방향이 같은 조건에 대해 고려하였다.

Table 4 Environmental conditions

Item	Value
Water depth	130 m
Significant Height (Hs)	1.5 m
Peak period (Tp)	7 sec
Wind speed	10 m/sec
Current speed	0.5 m/sec
Heading angle	0 deg

4. 해석결과

계류강성을 평가하기 위해 오프셋-복원력 곡선을 산출하였으며 그 결과는 Fig. 4와 같다. 이를 통해 구한 계류강성은 단위오프셋 당 약 285 kN을 가진다. Fig. 5는 대기 단계에서 환경하중이 작용할 시, 선박과 임시 계류삭의 궤적을 나타낸다. 운동의 크기가 매우 작아 선박의 운동을 구분하기 어렵기 때문에 선박의 운동을 Figs. 6~8에 나타내었다. 전후동요(surge)의 경우 바람과 조류만이 작용할 때, 약 1.4m의 정적인 상태를 유지하며 파랑이 추가로 작용할 경우 최대 약 2m의 운동을 하는 것을 볼 수 있다(Table 5). 상하동요(heave)와 종동요(pitch)의 경우 움직임의 크기가 매우 작음을 볼 수 있다.

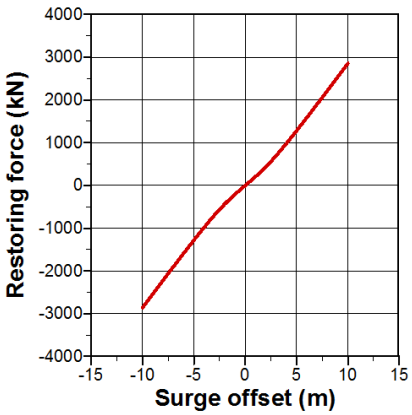


Fig. 4 Assessment of mooring stiffness

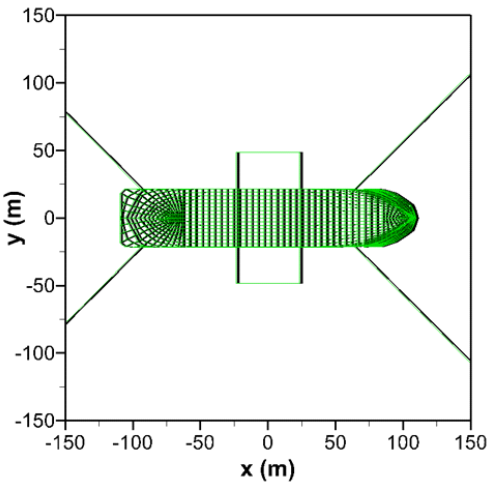


Fig. 5 Trajectory of vessel and mooring lines

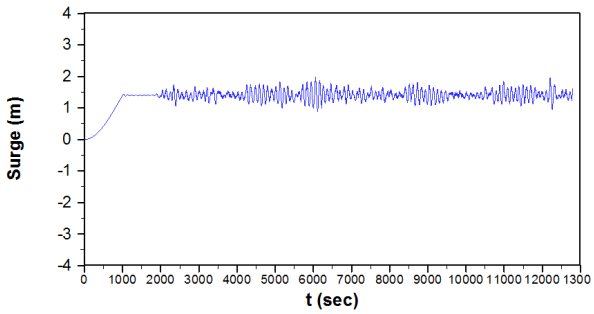


Fig. 6 Time series in surge motion of vessel

Table 5 Tension variation on load state

State	Value	Amplitude increment
Initial	0 m	
Static	1.399 m (avg.)	
Dynamic (maximum)	1.978 m	41.4% to static

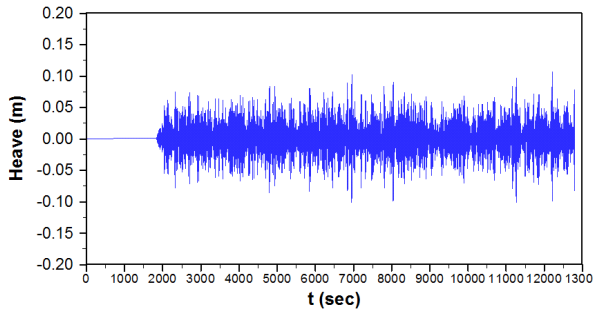


Fig. 7 Time series in heave motion of vessel

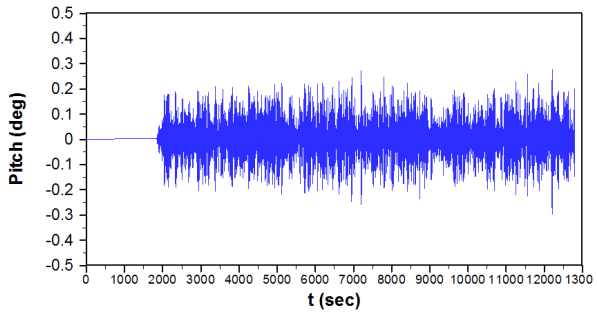


Fig. 8 Time series in pitch motion of vessel

임시 계류삭에 작용하는 장력을 Fig. 9에 나타내었다. 바람과 조류만이 작용하는 정적 상태일 경우 초기에 비해 약 32% 증가하였고, 파랑이 추가적으로 작용하는 동적 상태일 경우 최댓값이 정적 상태보다 약 17%, 초기 상태에 비해 약 53.4% 증가함을 볼 수 있으며, 이를 Table 6에 나타내었다. 계류삭에 작용하는 최대 장력이 약 636kN인데 이는 허용 장력 1716kN보다 작기 때문에 충분히 안정적임을 알 수 있다.

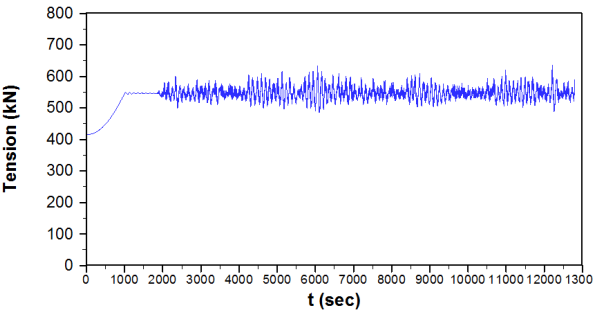


Fig. 9 Time series in mooring tension

Table 6 Tension variation on load state

State	Value	Load increment
Initial (pre-tension)	474.74 kN	
Static	546 kN (avg.)	31.6% to initial
Dynamic (maximum)	636.42 kN	53.4% to initial

5. 결 론

본 연구에서는 플로트오버 작업을 위한 임시 계류삭의 안정성을 평가하고자 하였다. 플로트오버 작업을 위한 초기 단계 중 대기 상태에서 환경하중이 작용할 시 임시 계류삭에 작용하는 장력을 평가하고자 하였으며, 이 단계에서의 운송선박의 운동 결과 또한 산출하였다. 운송선박과 임시 계류삭을 해석함에 있어 연성해석 기법이 적용되었다.

대기 상태에서 환경하중이 작용할 경우 운송선박의 운동은 매우 작게 나타났다. 임시 계류삭에 작용하는 장력의 경우, 환경하중이 작용할 시 초기의 대기 상태보다 약 50% 가량 장력의 크기가 증가하는데 이 때의 최대 장력이 허용 장력에 대해 약 40% 수준이기 때문에 임시 계류삭의 안정성이 충분하다고 판단된다. 플로트오버 작업 중 대기 단계에서 진행되는 과정에서의 계류삭의 안정성에 대해 추후 연구될 수 있다.

후 기

본 연구는 해양수산부의 '해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발' 과제의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.(PMS3650)

참 고 문 헌

API (2005). "Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures", API- RP-2SK.

Choi, Y.R., Hong, S.Y. and Choi, H.S. (2000). "An analysis of second-order wave forces on floating bodies by using a higher-order boundary element method", Ocean Engineering, Vol. 28, pp 117-138.

Hong, S.Y., Kim, J.H., Cho, S.K., Choi, Y.R. and Kim, Y.S. (2005). "Numerical and experimental study on hydrodynamic interaction of side-by-side moored multiple vessels", Ocean Engineering, Vol. 32, pp 783-801.

Kim, B.W., Sung, H.G., Kim, J.H. and Hong, SY (2013). "Comparison of Linear Spring and Nonlinear FEM Methods in Dynamic Coupled Analysis of Floating Structure and Mooring System", Journal of Fluids and Structures, Vol 42, pp 205-227.

Kim, BW, Hong, SY, Sung, HG (2016). "Comparison of drift force calculation methods in time domain analysis of moored bodies", Ocean Engineering, 126, pp 81-91.

플로트오버 설치기법을 고려한 20,000톤급 탑사이드 적재, 운송, 설치에 관한 연구(Pre-service Engineering)

황창민* · 조상현* · 고혁준* · 이상길* · 이강수** · 성홍근**
*(주)젠텍이엔씨
**한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

A Study on The Loading, Transportation and Installation(Pre-Service Engineering) of 20,000 ton Class of Top-Side Considering Float-over Installation

Chang-Min Hwang*, Sang-Hyun Jo*, Hyeok-Jun Koh*, Sang-Gil Lee*, Kangsu Lee and Hong-Gun Sung

*ZENTECH E&C Co. Ltd., Seoul, Korea
**Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejon, Korea

KEY WORDS: 플로트오버(Float-over), 로드아웃(Load-out), 운송해석(Transportation), 계류해석(Mooring Analysis), 발라스팅 해석(Ballasting Analysis), Topside, Jacket, DTV, Intact Stability, Damaged Stability, 탑사이드 구조검토(Structural Analysis), 펌프용량검토(Pump Capacity Check), Load-Transfer

ABSTRACT: *In order to integrate heavy top-side structure and fixed jacket type structure on the sea, it is necessary to perform load-out, sea transportation(using by DTV) and float-over for top-side, which is called as pre-service engineering.*
However, In the domestic engineering industry, the pre-service engineering for float-over method has not been clearly established, and also does not have the practicable guidelines.
In this regard, this study is carried out the pre-service engineering for each stage of float-over operation such as hydro-dynamic/static stability and structural integrity check at load-out stage, motion analysis considering sea condition at sea transportation stage and temporary mooring analysis including ballasting calculation at float-over stage. Based on this pre-service engineering study, It provides a realistic technology for pre-service engineering to perform float-over operation of heavy top-side.

1. 서 론

해양에 설치되는 구조물이 중량화, 대형화됨에 따라 육상에서 상·하부 구조물을 따로 제작하여 해상에 설치하는 기술 또한 시대의 흐름에 맞게 발전되어 왔다. 육상에서 제작된 상부 구조물을 해상에 설치된 Jacket 등의 하부 구조물에 결합하는 방법은 크게 해상 크레인을 이용한 리프팅(Lifting) 공법과 운송선박을 이용한 플로트오버(Float-over) 공법으로 구분된다. 최근 상부 구조물의 대형화로 인하여 해상 크레인의 허용 하중을 넘어서는 경우가 많으므로 5,000톤급 이상의 대형 구조물은 플로트오버(Float-over) 공법에 따른 설치 방법을 적용하고 있는 추세이다.



< Load out > < Transportation > < Installation >

Fig. 1 Installation procedure of topside

대형 상부 구조물은 Fig. 1 과 같이 상부 구조물의 적재(Load-out), 선박을 이용한 운송(Transportation), 플로트오버 등을 이용한 설치(Installation) 과정을 통하여 하부 구조물과 결합되며, 각 단계별 안전·안정한 시공을 위해 정교한 설계기술이 요구된다. 이와 관련된 설계 기술을 통칭하여 Pre-Service Engineering이라고 한다.

본 연구는 고정식 하부 구조물에 20,000톤급 상부 구조물을 플로트오버 공법을 적용하여 설치하는 과정에 대한 방법과 설치 가이드라인 개발하기 위해 가상의 구조물 및 운송선박을 이용하여 상부 구조물 적재시(Load-out) 선박 및 구조물의 적합성 평가, 운송시 상부 구조물과 운송 선박의 운동을 고려한 운송 설계, 플로트오버를 위한 선박의 임시 계류 해석 및 발라스팅 검토를 포함하는 실업무 기반의 각 단계별 Pre-service Engineering에 대한 연구이다.

2. 해석 검토 사항

2.1 상부 구조물 적재시(Load-out) 검토

육상에서 제작된 상부 구조물을 안벽에 계류된 운송 선박 등에

적재하기 위한 방법은 SPMT(Self-Propelled Modular Transporters) 등의 대차(Bogie)를 이용하여 안벽에 계류된 운송 선박에 직접 이동시키는 방법과 대형 구조물일 경우 스키드 트랙(Skid-Track)과 Hydro-Jack을 이용한 Skidding (Push&Pull)을 통해 운송 선박에 적재하는 방법 등이 있으며, Lifting 등 크레인을 이용한 방법은 대형 구조물에서는 잘 쓰이지 않는다. 따라서 20,000톤급 상부 구조물을 적재하기 위해서 Skidding 방법이 적절하다고 판단되며, 그에 따른 설계시 고려사항은 다음과 같다.

(1) load-out을 실시하는 yard의 지반 검토.
(2) 상부구조물의 대차 혹은 Hydro-Jack이 설치되는 위치의 구조 검토.
(3) 대차 및 Hydro-Jack의 용량(Capacity) 검토.
(4) Skid-Rail의 하중 및 Skid-Rail 표면의 마찰력 검토.
(5) 안벽과 운송 선박을 연결하는 Bridge의 구조 및 Bridge 지점부 Connection 검토.
(6) 운송 선박에 놓여진 Grillage와 선박의 강성 구조 검토.
(7) 안벽에 계류된 선박의 계류 해석 및 계류 장비 검토
(8) Load-out시 상부 구조물의 Load-Transfer에 따른 선박의 발라스트 용량 검토.

본 연구에서는 선박의 적정성 검토가 주 연구대상이므로 피항경로 및 구조물검토는 생략하고, (7)번 및 (8)번 사항을 중점적으로 논하였다.

2.2 운송시 검토(Transportation Analysis)

운송 선박에 적재된 상부 구조물을 설치 위치까지 안전하게 운송하기 위한 방법으로서 예인선(Tug Boat)을 이용하여 Barge 등으로 운송하는 방법과 자체 추력이 있는 운송 선박(DTV) 등으로 운송하는 방법(Dry Tow) 그리고 상부 구조물을 직접 해상에 부양시켜 예인하는 방법(Wet Tow) 등이 있으며, 대형 상부 구조물 운송시는 운송 선박을 이용하는 것이 일반적이므로 본 연구에서 운송시 검토할 사항은 다음과 같다.

(1) 운송 Route에 따른 환경 하중 및 피항 위치 검토.
(2) 운송 선박의 Intact/Damaged Stability 검토.
(3) 운송시 Loading Plan 작성.
(4) 운송시 선박 및 상부 구조물 각 지점에서 발생하는 동요 및 G-Force 검토.
(5) 운송시 고박 장치(Sea-Fastening) 검토
(6) 운송시 동요를 고려한 상부 구조물의 구조 검토.

본 연구에서는 가상의 운송경로 및 상부구조물을 사용하였으므로, 운송시 환경하중에 의해 발생되는 G-Force 및 선박의 Stability 검토를 위주로 진행하였다.

2.3 임시계류해석(Temporary Mooring Analysis) 및 발라스팅

본 연구에서는 플로트오버 공법을 이용한 해상 설치 과정 중 선박 대기 시점에서의 임시 계류 해석과 계류 장비 검토 그리고 보조 예인선의 필요 용량(Capacity) 및 운영 방안 등 다음 사항을 중점적으로 검토하였다.

(1) 선박 대기시 임시 계류시 보조 예인선 운용 방안 및 용량 검토
(2) Mating 시나리오 및 Pump Capacity에 따른 Ballast 용량 및 Mating 제한시간 검토

플로트오버를 위한 Docking 시나리오 작성, LMU, Sway Fender, Winch 및 Mooring Line 등은 본 연구에 포함하기에는 너무 광범위 하므로 생략하였다.

3. 해석 초기조건

3.1 상부 구조물 적재시(Load-out) 검토

육상에서 제작된 상부 구조물을 적재하기 위하여 안벽에 계류된 선박의 계류 해석과 상부 구조물 Load-out시의 발라스트 해석을 위한 초기조건을 Table 1~4에 나타내었다. **Fig. 2**는 안벽 계류의 형식 및 환경 하중 입사 방향을 보여주고 있다.

Table 1 Specification of DTV(Deck Transport Vessel)

Item		Value
Length / Breadth / Depth [m]		219.1 / 43.0 / 13.0
Draft [m]		9.5
Ballast Tank Capacity [ton]		91,908.2
Ballast Pump	Number [ea]	8
	Total Capacity [m^3/hr]	3,000

Table 2 Load-transfer scenario

Step	Load [ton]				Total [ton]
	LLSF1	LLSF2	RLSF1	RLSF2	
1	2,722.9	-	3,050.9	-	5,773.8
2	4,084.3	-	4,576.4	-	8,660.7
3	4,084.3	913.6	4,576.4	976.3	10,550.6
4	4,084.3	2,740.8	4,576.4	2,928.8	14,330.4
5	4,084.3	4,568.1	4,576.4	4,881.4	18,110.1
6	4,084.3	5,481.7	4,576.4	5,857.6	20,000.0

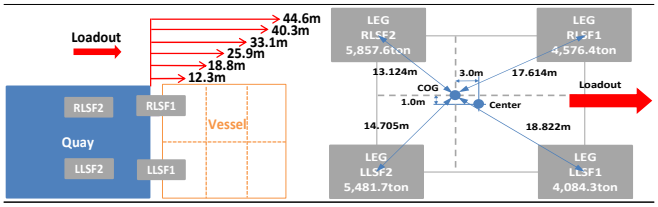


Table 3 Environmental condition for mooring analysis(Load-out)

Condition	Wind		Wave&Current		
	Speed [m/sec]	Dir. [°]	Wave/Period	Current [m/s]	Dir. [°]
Loaded	10/15/20	0~315	0.5m/4.0sec 1.0m/6.0sec 1.5m/8.0sec	0.5	0/45/90 135/180

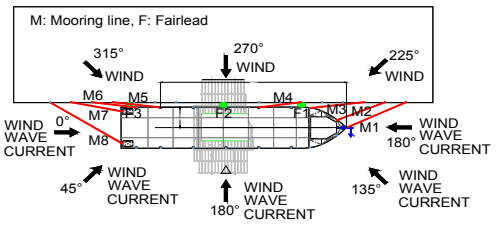


Fig. 2 Mooring condition for load-out(draft=9.5)

Table 4 Mooring equipment for load-out

Item	Type	Number [ea]	Allowable Capacity [ton]	Remark
PP Rope	8-strand	8	88	-
Bitt/Bollard	-	8	100	-
Fender	Pneumatic	3	475	Def.60%

Table 5 Loading condition for DTV & topside(draft=9.5m)

Item	Weight [ton]	Location		
		X [m]	Y [m]	Z [m]
DTV	13,300.00	106.00	0.00	11.29
BALLAST	23,600.94	111.09	2.53	5.93
MISC.ITEM	4,713.20	60.34	0.00	7.74
LSF	2,000.00	120.76	0.12	19.50
TOPSIDE	20,000.00	120.76	-3.00	36.50
TOTAL	63,614.14	109.61	0.00	17.22

Table 6 Environmental condition for transportation

Wind		Significant Wave			
Speed [m/sec]	Dir. [°]	Hs [m]	Peak Period [sec]	Spectrum	Dir. [°]
25	0~315	6.2	14.0	ISSC	0~315

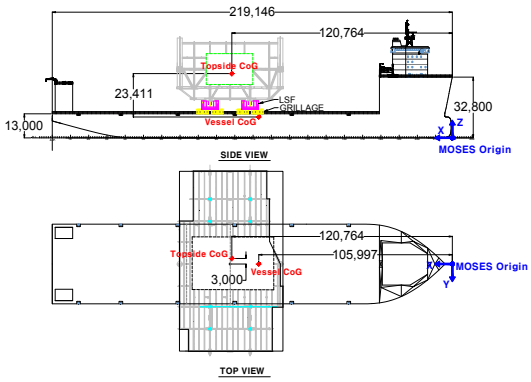


Fig. 3 DTV & topside arrangement

3.2 운송시 검토(Transportation Analysis)

본 연구에서 적용한 운송 Route 및 시나리오는 경남 거제의 Yard에서 상부 구조물을 적재한 뒤 DTV를 이용하여 Malaysia 공해상 150Km지점에 설치하는 것으로 가정하였다. 운송 해석을 위한 해석 초기 조건을 Table 5, 6 및 Fig. 3에 나타내었으며, 운송시 환경하중은 45° 간격으로 8개의 방향을 적용하였다. 해석에 따른 Motion 및 G-Force 결과 값은 관련 구조물 설계시 반영하여 운송시 선박의 운동에 의한 구조물 강성에 문제가 없도록 하여야 한다.

3.3 임시 계류 해석(Temporary Mooring Analysis) 및 발라스팅

플로트오버를 위한 선박 대기시의 임시 계류 해석과 Mating 시 Pump Capacity에 따른 발라스트 용량 및 Mating 시간 검토를 위한 해석 초기 조건을 Table 7, 8 및 Fig. 4에 나타내었다.

Table 7 Environmental condition for temporary mooring

Env. Heading [°]	Wind [m/sec]	Current [m/sec]	Wave		Spectrum
			Hs [m]	Tp [sec]	
0	10	0.5	1.5	4.0/5.0/6.0/7.0	JONSWAP (γ =3.3)
45			1.0	3.0/4.0/5.0/6.0	
90			0.5	3.0/4.0/5.0/6.0	
135			1.0	3.0/4.0/5.0/6.0	
180			1.5	4.0/5.0/6.0/7.0	

Table 8 Mating & ballasting scenario for float-over

Mating Scenario		Ballast Plan	
Stage	Description	Step	Draft
1~5	Pre-mating, DTV Ballast 1.5m	1	8.500m->9.695m
6	Initial Contact, DTV Ballast 0.5m	2	9.695m->10.096m
7	Jacket Load-Transfer 40%	3	10.096m->10.111m
8	Jacket Load-Transfer 80% Started Pop-up	4	10.111m->10.126m
9	Jacket Load-Transfer100% DSU Full Pop-up	5	10.126m->10.159m
10	Undocking, DTV Ballast 1.5m for Exit	6	10.159m->10.830m

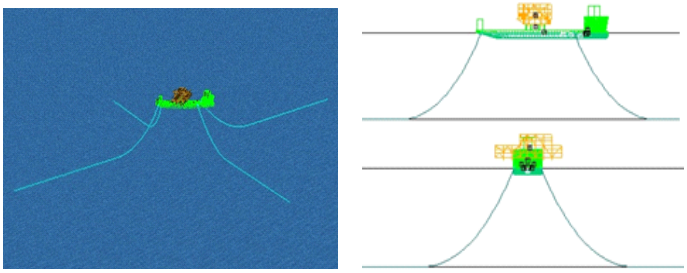
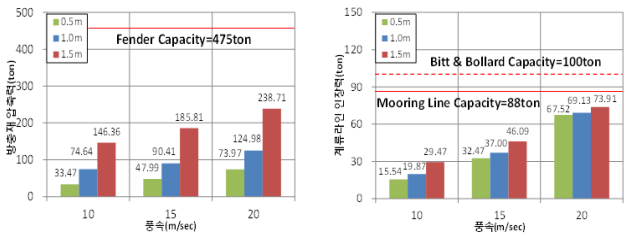


Fig. 4 Temporary mooring analysis



(a) Fender (b) Mooring line

Fig. 5 Fender & mooring line force for load-out stage

4. 해석 결과

4.1 상부 구조물 적재시(Load-out) 검토

Table 2에서 제시한 Load-out 단계에 따른 선박의 발라스트 용량 검토 결과 발라스트 용량은 충분한 것으로 나타났다(Table 9 참조). Load-out시 계류 라인 배치에 따른 계류 해석 결과 계류 장비(방충재, 계류라인, Bitt & Bollard)에 작용하는 하중은 허용 하중을 초과하지 않았다(Fig. 5 참조). 따라서 일반적인 작업 한계 조건인 풍속 15m/s 및 유의파고 1.0m내에서 Load-out시 문제없는 것으로 판단된다.

Table 9 Ballasting capacity check according to load-out step

Step	Ballast [ton]	De-Ballast [ton]	Remained Tank Volume [ton]	Check
-	-	-	91,908①	-
1	38,827②	-	68,307③ (①-②)	O.K
2	1,363④	4,884⑤	55,285⑥ (③-④+⑤)	O.K
3	5,125⑦	5,176⑧	50,892⑨ (⑥-⑦+⑧)	O.K
4	289⑩	6,264⑪	48,693⑫ (⑨-⑩+⑪)	O.K
5	1,052⑬	3,210⑭	45,612⑮ (⑫-⑬+⑭)	O.K
6	2,885⑯	5,040⑰	43,851⑱ (⑮-⑯+⑰)	O.K

Table 10 G-force results for transportation

Location	Acceleration(G)		
	Longitudinal	Transverse	Vertical
DTV	0.02	0.15	0.18
LSF	0.03	0.16	0.18
Topside	0.07	0.17	0.18

4.2 운송시 검토(Transportation Analysis)

Table 5 및 Fig. 3에서 제시한 Loading Plan과 적재 조건에 따라 운송 해석을 실시한 결과 Top-side에서 최대 0.18의 G-Force가 산정되었으며(Table 10참조), 선박의 초기 복원력 및 동적 Stability 또한 문제가 없는 것으로 나타났다(Table 11 참조).

4.3 임시 계류 해석(Temporary Mooring Analysis) 및 발라스팅

DTV와 Topside에 작용하는 환경 하중에 따른 임시 계류 해석 결과 임시 계류시 보조 예인선의 최대 운용 하중은 59.7ton이다(Table 12 참조). 따라서 예인선의 운용률과 MCR(Maximum Continuous Rating) setting을 고려할 경우 59.7ton보다 큰 BP(Bollard Pull) force를 갖는 예인선 사용을 권장한다. 또한 Table 13에서 나타난 바와 같이 Mating 시나리오와 Pump Capacity에 따른 Mating 시간은 3.28hr임을 확인하였다.

5. 결 론

본 연구는 플로트오버 공법을 적용하여 20,000톤급 상부 구조물 설치 시 Load-out과 운송 해석 그리고 임시 계류 해석 및 발라스팅에 대하여 엔지니어링 검토를 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1) Load-out은 일반적인 작업 한계 조건인 풍속 15m/sec, 파고 1.0m 이내에서 문제없을 것으로 판단되며, 발라스트 탱크와 펌프 용량은 20,000톤급 상부 구조물이 Load-Transfer시 충분히 작업을 뒷받침 할 수 있을 것으로 판단된다.

2) 운송시 상부 구조물에 작용하는 최대 G-Force는 0.18로 나타났으며, 관련 구조물 설계시 반드시 반영하여야 한다. 또한, 운송 상태에 따른 Intact/Damaged Stability해석 결과 제시된 Loading Plan과 운송 선박은 충분한 초기 복원력 및 동적 Stability를 가지고 있는 것으로 판단된다.

3) 임시 계류시 59.7ton보다 큰 BP(Bollard Pull) Force를 가진 보조 예인선을 운영하는 것이 바람직하며, 12,300ton/hr의 Capacity를 가진 Pump로 Mating시 소요 시간은 3.28hr이다.

Table 11 Stability check for transportation

Condition	Item	GM Check		Wind Overturning Criteria	
		Min.GM [m]	DNV [m]	①Righting Arm [m-deg]	②Heeling Arm [m-deg]
Intact	Value	8.61	1.0	2.79	1.93
	Limit	GM >1.0		①>1.4*②	
	Check	GOOD		GOOD	
Damaged	Value	2.1	1.0	1.60	0.54
	Limit	GM >1.0		①>1.0*②	
	Check	GOOD		GOOD	

Table 12 Required tug capacity check

Heading (°)	Static Force (ton)			Required Bollard Pull Force (ton)
	Wind	Current	Wave	
0	44.4	1.8	8.2	54.4
45	37.5	12.8	9.0	59.3
90	27.4	18.6	3.0	49.0
135	36.6	13.6	9.6	59.7
180	44.4	1.8	3.3	49.5

Table 13 Mating hour check due to pump capacity

Step	Draft [m]	Ballast [ton]	Pump Capacity [ton/hr]	Hour [hr]
1	8.500->9.695	10,348.51	12,300	0.84
2	9.695->10.096	3,515.82	12,300	0.29
3	10.096->10.111	8,122.94	12,300	0.66
4	10.111->10.126	8,140.48	12,300	0.66
5	10.126->10.159	4,289.84	12,300	0.35
6	10.159->10.830	5,949.42	12,300	0.48
	Total	40,367.01	-	3.28

4) 본 연구에서 제시한 각 단계별 검토항목과 방법을 통해 고정식 구조물에 사용될 Float-over공법을 위한 현실적인 Pre-Service 엔지니어링 기법을 제공하였다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 "해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발"과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

API-RP-2SK (2005), "Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures", Third edition, American Petroleum Institute, pp 30.

DNV-OS-H101 (2011), "Marine Operations, General", Det Norske Veritas.

DNV-OS-H102 (2012), "Marine Operations, Design and Fabrication", Det Norske Veritas.

DNV-OS-H206 (2014), "Loadout, transport and installation of subsea objects", Det Norske Veritas, pp 31.

DNV-OS-E301 (2015), "Position Mooring", Det Norske Veritas Germanischer Lloyd, pp 20-21.

GL Noble Denton 0030/ND (2004), "Guideline for Marine Transportations", fourth edition, Germanischer Lloyd Noble Denton, pp 48-50.

플로트오버 Mating용 급속하향 모형장비 시험

남형우* · 손작* · 이강수** · 성홍근**

*글로리아(주) 기술연구소
**한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

Model Test Hydraulic Jack System for Float-over Mating

Hyeong-Woo Nam*, Jack Son*, Kangsu Lee**, Hong-Gun Sung**

*Gloria Co.ltd, Chang-Won, Korea
**KRISO, Deajeon, Korea

KEY WORDS: Float-over 플로트오버, Model test 모형시험, Simulations 시뮬레이션, Hydaulic jack system 유압 잭 시스템, offshore plants 해양 플랜트

ABSTRACT: Recently, a variety of offshore plants have been installed in the ocean, and unlike conventional installation methods, new methods that can be installed more safely and quickly are being sought. This study examines the installation method of hydraulic jack in a heavy cargo ship among marine plant installation methods. Hydraulic jack installation is not the first attempt, but it is aimed at providing better hydraulics jack than the previous one. This hydraulic jack is designed to be stronger on the external side force and to be able to respond with agility by fast downward driving. The model test was conducted to test the performance of the system based on the basic design data, and to obtain the fault types and improvements of the hydraulic jack system through simulation.

1. 서 론

전 세계적으로 해저 원유 및 천연가스 생산을 위한 해양 플랜트를 설치하고 있다. 해양 플랜트 설치방식으로는 해상기중기를 이용하여 해양 플랜트 탑사이드를 인양하여 자켓 지지구조물에 내려 놓는 방식과 해상운송선의 흘수변화를 이용하여 해양 플랜트 탑사이드를 자켓 지지구조물에 내려 놓는 방식을 주로 이용하고 있다. (Wang, A.M. 2010)

해상기중기를 이용하는 방식은 해양 플랜트 탑사이드의 제작중량이 제한됨에 따라 탑사이드 구조물을 분리 제작하거나 상부설비 중 일부 중량을 떼어내어 별도 탑재한다. 이때 분리 제작된 구조물 또는 상부설비를 별도 제작, 운송, 탑재, 시운전해야 하므로 해상설치작업기간이 늘어나는 등의 여러 문제점이 있다. 해상운송선의 흘수변화를 이용하는 방식은 운송선의 흘수변화능력(Ballast Capacity)에 의존하기 때문에 해양 플랜트 탑사이드 설치작업 중 해상 환경요인(풍속, 파랑)의 변화에 민첩한 대응이 불가능한 문제점이 있다

상기 문제점을 보완하기 위해 해양운송선의 흘수변화를 이용하는 방식에 유압장치(Hydrauilc Jack System)를 추가하여 해양 플랜트 탑사이드의 높이를 적절히 조절하여 자켓 지지구조물에 보다 안전하게 내려 놓는 작업 방법이 시행되고 있다. 이 방식의 핵심 기술 중 하나는 해상 환경요인(풍속, 파랑)의 변화에 민첩한 대응을 할 수 있도록 하는 유압장치의 급속하향 기술이다.

본 연구는 유압장치의 급속하향 기술에 관한 것으로 모형 실험은 육상에서 진행하였으며 선박의 흘수 변화를 제외하고, 급속하향 장비 운용에 관한 시험을 통해 장비 안전성을 검토하고, 향후 해상에서 설치 작업에 있을 위험성을 평가하고 대비하기 위함이다.

2. 기본 설계

2.1 기본 설계

본 연구에서 참고한 플로트오버 해양 플랜트 탑사이드의 중량은 20,000ton급이다. 20,000ton급 해양 플랜트의 안전한 해상설치를 위한 유압장치를 개발함에 있어, 핵심기술은 중량물의 급속하향이 가능한 유압실린더(Hydraulic Jack) 및 유압공급장치(Hydraulic Power Unit)의 설계이다. Fig. 1은 본 연구에서 최종 구현할 유압장치를 보여준다.

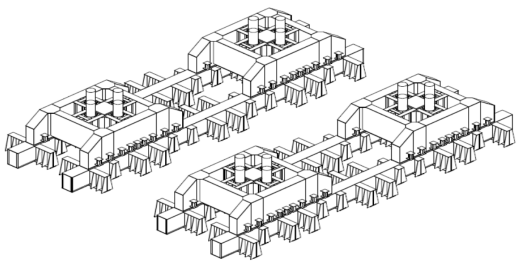


Fig. 1 Conceptual Drawing for Hydraulic Jack System

하나의 유압장치는 4개의 유압실린더와 하나의 유압공급장치로 구성되며, 유압실린더, 유압공급장치의 요구사항은 Table 1,2와 같다.

Table 1 Specifications of Hydraulic jack

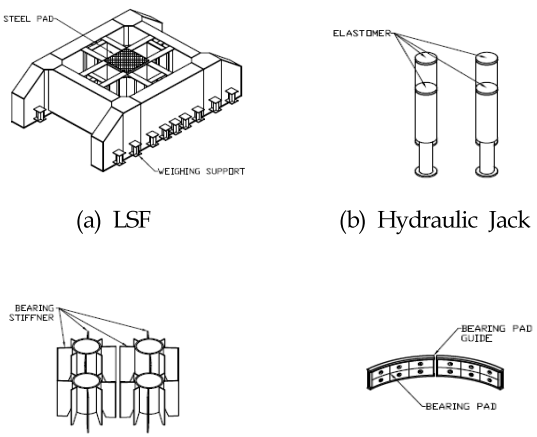
Item	Working Load [ton]	Maxium Load [ton]	Jack-up Velocity [mm/min]	Jack-down Velocity [mm/min]
Hydraulic Jack	1,500	2,000	75	2,000

Table 2 Specifications of Hydraulic Power Unit

Hydraulic Power Unit	Velocity [mm/min]	Rate of Flow [L/min]	Pump [cc/rev]	Pressure [bar]
Jack-up	75	148.8	90	400
Jack-down	2000	1271.5	500	140

2.2 유압장치 구성

유압장치의 구조적인 구성은 Fig. 2와 같다. 해양 플랜트 탑사이드를 육상에서 해상 운송선으로 이송시켜줄 운반지지구조물(Load-out Support Frame), 플로트오버 작업 시 해양 플랜트 탑사이드를 인양할 유압실린더(Hydraulic Jack), 유압실린더에 가해지는 측력을 지지할 수 있는 측력보강구조물(Bearing Support Frame), 측력보강구조물 내에 유압실린더의 원활한 구동이 가능하게 하는 베어링패드(Bearing Pad)로 구성된다. 유압장치의 특성은 유압실린더를 뒤집어 설치가능하게 하여 단면계수가 큰 유아실린더 바디가 상부로, 단면계수가 작은 로드가 하부에 위치하게 한 것이다. 이는 외부의 측력에 대하여 유압실린더가 보다 구조적으로 안전성을 확보하기 위함이다.



(a) LSF (b) Hydraulic Jack

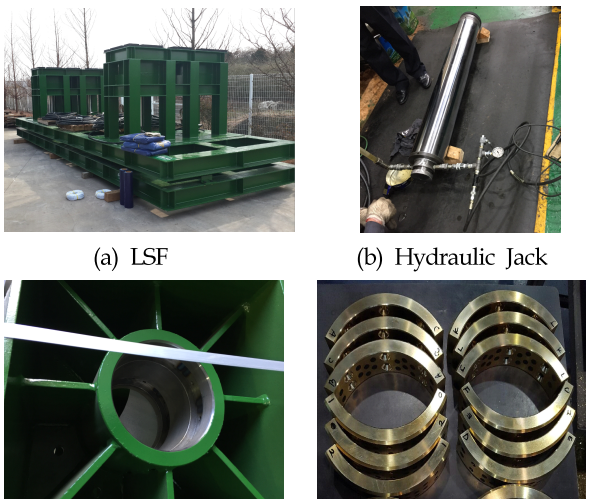
(c) Bearing Support (d) Bearing Pad

Fig. 2 Component of Hydraulic Jack System

3. 실험 모델

3.1 실험 모델 및 구성

모형실험을 위해 운반지지구조물 1개의 구역으로 축소 및 형상을 단순화하였다. 유압공급장치 1개에 유압실린더 4개를 연결하여 중량물을 인양하는 실험을 진행하였다. 축소된 모형실험 유압장치의 구성은 Fig.3과 같다.



(a) LSF (b) Hydraulic Jack

(c) Bearing Support (d) Bearing Pad

Fig. 3 Component of Hydraulic Jack System Model Test

모형실험 유압장치 이외에도 Fig. 4와 같이 테스트지그, 유압공급장치, 운용 콘솔, 레이저 장비 등이 구성된다.



Fig. 4 Model Test and Component

3.2 실험 절차

실험은 Fig. 5와 같이 3가지 조건으로 수행한다. Case 1) 무부하상태에서 유압실린더의 상승, 하강의 속도값을 측정한다. 다음으로 Case 2) 상부구조물을 조립한 상태에서 유압실린더의 상승, 하강의 속도를 측정한다. Case 3) 상부구조물 위에 테스트지그를 추가 조립한 상태에서 유압실린더의 상승, 하강의 속도를 측정한다.

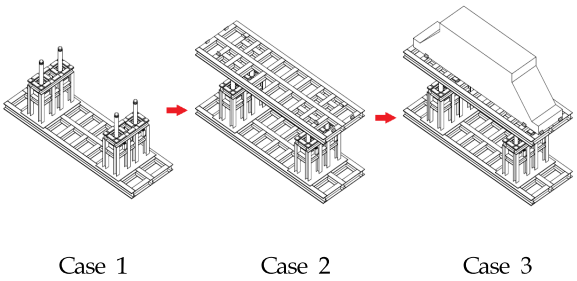


Fig. 5 Model Test Procedure

Fig. 6과 같이 유압실린더의 변위를 측정하기 위해 모형 운반 지지구조물 4개소에 레이저 센서를 설치하였다. 유압 실린더 구동 시 측정된 변위 값을 통해 편차를 확인하고, 향후 유압실린더 속도 동기제어를 위한 자료로 활용할 예정이다.



Fig. 6 Laser Sensor Installation

3.3 모형 실험

모형 제작된 유압장치와 유압공급장치의 성능 분석을 위해 운용 콘솔과 RS232 통신으로 연결되는 데이터 취득 프로그램을 개발 하였다. 통신을 통해 취득한 데이터 정보는 Fig. 7과 같이 실시간 모니터링 및 저장이 가능하다. 저장된 데이터는 엑셀형식으로 변환이 가능하며, 이를 분석하여 성능을 평가하였다.



Fig. 7 Data Acquisition Program

유압실린더를 무부하 상태에서 구동 시험을 수행하였다. Fig. 8은 유압공급장치의 압력 값으로 상승시 5~6Bar, 하강시 70Bar로 구동된다.

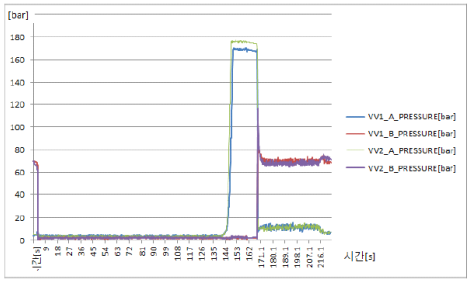


Fig. 8 Case.1_Pressure Gage Chart

상부구조물을 조립한 상태에서 유압실린더를 구동시험을 수행하였다. Fig. 9는 유압공급장치의 압력 값으로 상승시 13Bar, 하강시 72Bar로 구동된다. Fig. 10은 유압 실린더 구동시 레이저 센서로 측정한 실린더 변위의 편차 결과 값이다.

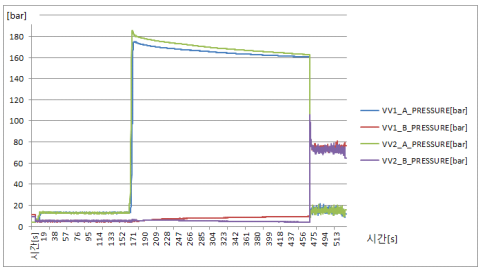


Fig. 9 Case.2_Pressure Gage Chart

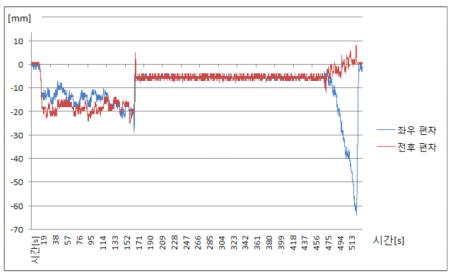


Fig. 10 Case.2_Deviation of Hydraulic Jack

상부구조물위에 테스트지그를 조립한 상태에서 유압실린더를 구동 시험을 수행하였다. Fig. 11은 유압공급장치의 압력 값으로 상승시 45Bar로, 하강시 70Bar로 구동된다. Fig. 12은 유압 실린더 구동시 레이저 센서로 측정한 실린더 변위의 편차 결과 값이다.

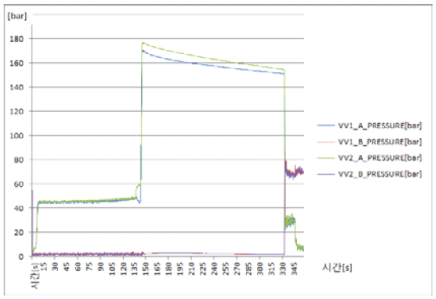


Fig. 11 Case.3_Pressure Gage Chart

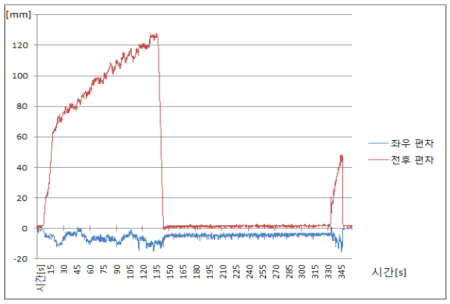


Fig. 12 Case.3_Deviation of Hydraulic Jack

4. 실험 결과

4.1 실험 결과

Table 3는 유압실린더의 실험 결과 값이다. 실험의 조건은 유압실린더의 부하상태를 달리하여 요구압력 및 구동속도, 실린도 높이 편차를 기록한 것이다.

Table 3 Data of Hydraulic Jack Operation

Case	Jack-up		
	Pressure [Bar]	Verocity [mm/s]	Deviation
Hydraulic Jack	5.5	6.9	-
Hydraulic Jack (+Upper Structure)	12	6.5	25
Hydraulic Jack (+Upper Structure) +Test Jig	47	7.4	126

Case	Jack-down		
	Pressure [Bar]	Verocity [mm/s]	Deviation
Hydraulic Jack	70	22.2	-
Hydraulic Jack (+Upper Structure)	72	20	64
Hydraulic Jack (+Upper Structure) +Test Jig	70	58.8	49

위의 3가지 조건에서 실험을 수행한 내용을 검토하면 상승시 유압실린더의 부하(Load)가 증가할 경우 요구되는 압력값은 증가하고 속도는 느려진다. 하강시 유압실린더의 부하가 증가할 경우 압력값은 유압공급장치 펌프의 설정압력으로 동일하게 작동하고, 속도는 빨라진다. 유압공급장치에서 하강시 가압되는 압력은 70bar로 일정하나 드레인 압력은 실린더의 부하에 따라 증가함을 알 수 있다. 즉 실린더의 부하에 의해 실린더를 누르는 힘이 커져 드레인 압력이 높아지고 이에 따라 드레인 유속이 빨라져서 하강속도가 빨라짐을 알 수 있다. 편차는 실험모델을 설치할 때 전후방향으로 약 40mm 치우쳐 설치되어 편차가 발생한 것으로 생각된다. 이는 각각의 실린더 부하가 불균형하게 나타났다. 특히, 해양 플랜트 탑사이드의 구조에서 부하의 편차가 당연히 나타나는 것으로 간주된다.

유압실린더의 급속하향은 위의 내용을 보면 만족되었다고 할 수 있다. 다만 편하중에 따라 하향속도 편차가 발생하고, 실린더 부하가 없는 상태에서 속도가 더 느렸다. 따라서 편하중에서 유압실린더의 길이 동기 제어를 위한 유압시스템 구성이 이루어져야하며 무부하 상태에서 급속하향 속도를 만족하기 위해 어큐뮬레이터 등의 추가 장치가 마련되어야 할 것으로 보인다.

5. 결 론

본 실험은 20,000ton급 플로트오버 메이팅용 유압장치 개발을 목표로, 1차 급속하향을 위한 모형 유압실린더를 제작하고 실험하여 성능을 확인하였다. 유압실린더 급속하향 속도는 만족하나 유압실린더의 속도 동기제어가 고려되어야 한다.

유압실린더의 상승 구동시 고압으로 저속으로 운용된다. 이번 실험에서 사용한 비례제어밸브의 스풀 용량 및 변위량으로 비교하면 18~100% 변위에서는 속도변화가 거의 없고, 15% 이하의 변위에서는 속도가 정지하는 현상을 보인다. 따라서 유압실린더의 상승시 속도의 제어는 비례제어가 거의 되지 않으므로 온/오프 제어 방식을 통해 동기제어를 수행하여야 할 것으로 보인다.

유압실린더의 하강 구동시 고속으로 운용된다. 이번 실험에서 사용한 비례제어밸브의 스풀 용량 및 변위량으로 비교하면 40~100% 변위에서는 속도변화가 거의 없고, 17~40% 변위에서는 속도가 가변되고, 15% 이하의 변위에서는 속도가 정지되는 현상을 보인다. 비례제어 밸브의 17~40% 구간에서 PID제어를 이용한 동기제어를 수행가능 할 것으로 보인다. 또한 무부하 상태에서 급속하향 속도를 만족하기 위해 어큐뮬레이터 등의 추가 장치가 마련되어야 할 것으로 보인다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발” 과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

이일영, BRKR 교육사업부, 보쉬렉스코리아 교육사업부(2012), “유압공학 : 단계적 학습 가이드 ”, 문운당

Wang, A.M. Jiang, X. Yu, C. Zhu, S. Li, H.(2010), "Latest Progress in Floatover Technologies for Offshore Installations and Decommissioning", PROCEEDINGS OF THE INTERNATIONAL OFFSHORE AND POLA, VOL.20 No. 1-4

복합 해양 환경에서의 상세 해양 작업 시뮬레이션을 위한 통합 프레임워크 프로토타입 개발

하솔* · 차주환* · 배준혁** · 성홍근***
*목포대학교 조선해양공학과
**목포대학교 대학원 조선해양시스템공학과
***선박해양플랜트연구소

Development of Integrated Framework Prototype for Detailed Offshore Operation Simulation in Complex Ocean Environment

Sol Ha*, Ju-Hwan Cha*, Jun-Hyeok Bae** and Hong-Gun Sung

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Mokpo National University, Jeollanam-do, Korea
**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Graduate School of Mokpo National University, Jeollanam-do, Korea
*** Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Integrated framework 통합 프레임워크, Offshore operation simulation 해양 작업 시뮬레이션, Ocean environment 해양 환경, Multibody dynamics 다물체 동역학

ABSTRACT: *본 연구에서는 복수의 크레인을 활용한 해상 작업 준비 시 안정성 평가 및 검증를 위한 동적 해석을 수행할 수 있는 통합 프레임워크의 프로토타입을 개발하였다. 개발한 프로토타입은 다물체계 동역학 기반의 해석을 수행할 수 있는 물리 엔진을 기반으로 하며, 해양 환경에서 작용하는 여러 가지 외력을 고려하기 위해 유체력, 풍력, 계류력 등의 각종 외력을 포함하고 있다. 또한 해상 작업 과정을 모사하기 위한 시나리오 도구, 수치 적분을 위한 적분기, 시뮬레이션 초기 단계에서의 평형 자세 계산을 위한 정적 해석 도구를 가지고 있다. 개발한 프로토타입은 Managed Extensibility Framework(MEF) 기반의 플러그인 모델(Plugin Model)를 활용하여 추후 사용자의 요구에 따라 추가 개발 및 확장, 또는 기능의 제약을 용이하게 설계하였다. 개발한 프로토타입을 활용하여 복수의 크레인을 활용한 해상 작업에 대해 동적 해석을 수행하였으며, 개발 프로토타입의 확장성에 대해서도 검증하였다.*

1. 서 론

해상크레인은 해양플랜트, 해저 장비의 설치와 같이 무거운 장비를 다루는 해상 작업에 필수적으로 사용된다. 최근 심해저 작업과 극한 환경에서의 해상 작업이 빈번하게 발생함에 따라 해상 작업이 대상으로 하는 장비의 무게가 증가하고 있으며, 설치 해역의 조건도 함께 까다로워지고 있다. 따라서 이를 극복하기 위해 Fig. 1과 같이 대형의 해상크레인을 활용하거나, 또는 복수의 해상크레인을 활용하여 작업을 수행하기도 한다.

대형 해상크레인의 경우 하나의 해상크레인을 이용하여 작업을 안정적으로 수행할 수 있다는 장점이 있는 반면, 다소 큰 해상크레인의 이동과 설치 과정, 그리고 계류를 위한 설치 해역의 지반 조건에 영향을 많이 받는다. 따라서 대형 해상 크레인을 활용하기 어려운 작업 조건에서는 다소 소규모의 해상 크레인을 다수 활용하여 공조 작업을 수행하는 경우도 발생한다. 복수의 해상 크레인을 활용한 공조 작업의 경우, 각 크레인의 작업자가 다르고, 크레인의 운용을 동일 작업 수행 시 동기화 해야 하는 부분이 있기에 1기의 해상 크레인을 활용하는 것에 비해 다소 작업 안전성이 떨어진다. 따라서 작업 안정성을 사전에 평가하고 검증하기 위한 해석 작업을 필수적으로 수행해야 한다.

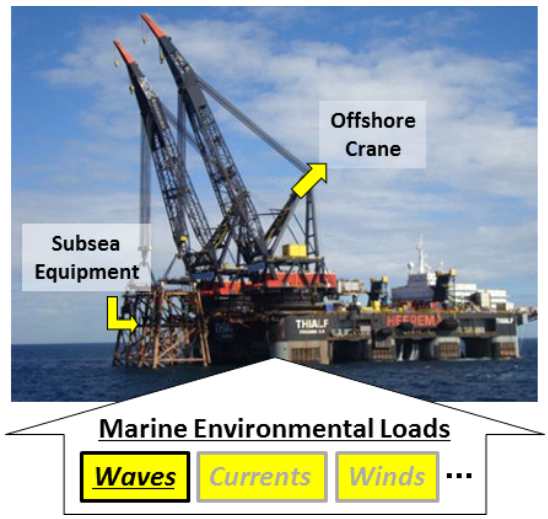


Fig. 1 Offshore operation using multiple cranes

본 논문에서는 복수의 크레인을 활용한 해상 작업 준비 시 안정성을 평가하고 검증하기 위한 통합 프레임워크의 프로토타입을 개발하였다. 개발한 프로토타입은 크레인 간 충돌, 과도한 동적 하중에 의한 와이어로프의 단절, 계류 설계 오류에 의한 크

레인 바지선의 위치 고정 문제 등 복수의 크레인을 활용한 해상 작업 과정에서 발생할 수 있는 문제를 사전에 확인하고 시정하는 것을 목적으로 한다. 향후 다양한 해상 작업을 적용하기 위해 프레임워크 확장성을 고려하였으며, 이를 위해 플러그인 모델(Plugin Model)을 활용하여 기능의 확장 및 축소가 가능하도록 프레임워크를 설계하였다.

2. 통합 프레임워크 설계

2.1 해양 작업 해석을 위한 요구 사항 도출

해양 작업의 동적 해석을 수행하기 위해서는 동역학 방정식 풀이, 외력 계산, 수치 적분 등의 다양한 기능이 포함되어야 한다. 본 연구에서는 통합 프레임워크 설계를 위해 해양 작업의 동적 해석 수행을 위한 요구 사항을 도출하였다. 작업 해석의 단계를 고려하여 작업 해석 준비(pre-process), 작업 해석(analysis), 작업 해석 완료 및 분석(post-process)의 3단계로 구분하였으며, 각 단계는 Table 1과 같이 세부 항목으로 분류하여 요구 사항을 도출하였다.

Step	Item	Description
Pre-process	Project management	New, open, save project
	Modeling	Body, joint, ballast tank
	External force	Gravity, wave loads, current, wind, mooring, spring, control
	Scenario	Operation management, application of forces, joint controller, ballasting, hoisting wires, etc.
Analysis	Execution	Run, stop, pause, replay, reset, etc.
	Static analysis	Calculate initial position
	Batch	Run multiple time with different conditions
Post-process	Visualization	3D interaction, visualization of models (body, joint, ballast tank, wires, etc.)
	Report	Graphs

Table 1 Requirement of integrated framework for offshore operation simulation

2.2 통합 프레임워크 인터페이스 설계: 표준 인터페이스 제공

앞서 도출한 요구 사항을 바탕으로 Fig. 2와 같이 통합 프레임워크를 구성하였다. 통합 프레임워크는 Coordinator, PhysicsEngine, Equations, Modelers, Forces, Collisions, Scenarios, Integrators, StaticAnalysis의 세부 모듈로 구성되며 각각의 기능은 Table 2와 같다.

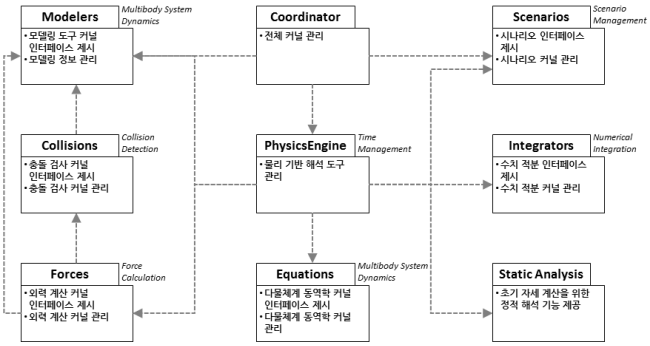


Fig. 2 Configuration of integrated framework for offshore operation simulation

Item	Description	Inter-face
Coordinator	· 전체 커널 관리 · 각 모듈의 플러그인(plug-in)관리	X
PhysicsEngine	· 물리 기반 해석 도구 관리 · 시뮬레이션 실행 제어(실행, 정지 등)	X
Equations	· 다물체계 동역학 기반의 해석	O
Modelers	· 모델링(강체, 관절, 평형수 탱크 등) 정보 관리	O
Forces	· 외력 계산	O
Collisions	· 충돌, 간섭 검사	O
Scenarios	· 작업 시나리오 관리	O
Integrators	· 수치 적분 관리	O
StaticAnalysis	· 초기 자세 계산용 정적 해석 수행	O

Table 2 Functions of modules in integrated framework for offshore operation simulation

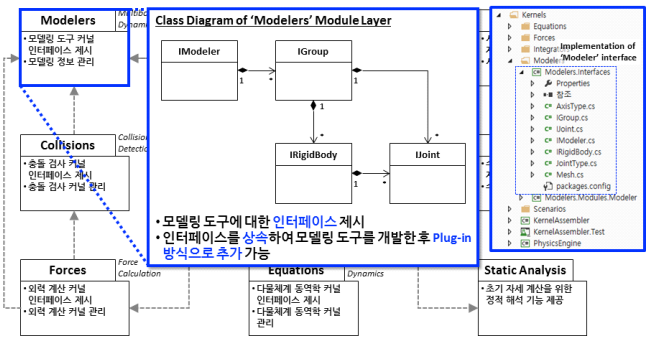


Fig. 3 Example of interface design for plug-in: 'Modeler' module

통합 프레임워크는 동역학 기반의 해석을 수행하기 위해 다양한 모듈을 포함하고 있다. 다물체계 동역학 기반의 해석 모듈이나 유체력, 계류력을 포함한 각종 외력 계산 모듈 등은 다양한 이론을 기반으로 하며, 각각의 모듈 또한 적용되는 이론에 따라 다양한 형태로 개발될 수 있다. 예를 들어 다물체계 동역학의 경우 augmented formulation, embedding technique, recursive formulation 등 다양한 기반 이론이 존재하기에 개발자와 사용자에 따라 특정 이론을 선호하고 이를 활용하고자 할 수 있다.

통합 프레임워크에서는 적용 이론에 관계없이 모듈을 자유롭게 연결하기 위해 Coordinator와 PhysicsEngine을 제외한 나머지 계산 모듈에 대해 표준 인터페이스를 제공하고 있다. Fig. 3은 모델링 도구에 해당하는 'Modeler' 모듈의 표준 인터페이스 구성 사례를 보여주고 있다. 본 연구에서 제안하는 표준 인터페이스를 활용하여 모듈을 개발하면, 사용하는 이론에 관계없이 사용할 수 있도록 통합 프레임워크의 표준 인터페이스를 설계하였다.

2.3 통합 프레임워크 설계: 확장, 기능 축소

통합 프레임워크는 앞서 설명한 것과 같이 다양한 이론에 기반으로 계산 모듈을 자유롭게 개발할 수 있도록 표준 인터페이스를 제공하고 있다. 이와 함께 표준 인터페이스 기반의 개발 모듈을 통합 프레임워크에 자유롭게 덧붙이고, 필요에 따라서는 이를 제거할 수 있도록 통합 프레임워크를 설계하였다.

기존 시스템에 신규 개발 모듈을 자유롭게 추가하고 제거할 수 있는 방식을 플러그인(plug-in) 방식이라고 한다. 본 연구에서 개발한 통합 프레임워크 프로토타입은 C# 언어를 기반으로 하고 있으며, 이에 마이크로소프트(Microsoft)에서 제공하고 있는 플러그인 모델 설계 방법 중 하나인 Managed Extensibility Framework(MEF)를 활용하여 통합 프레임워크를 설계하였다.

MEF는 확장 가능한 경량 응용 프로그램을 만들 때 사용할 수 있는 라이브러리이다. MEF의 가장 큰 장점은 개발자가 표준 인터페이스를 기반으로 개발한 모듈을 통합할 전체 시스템과 함께 빌드할 필요없이 라이브러리의 추가만으로 기능을 추가할 수 있다는 것이다. 예를 들어 계류력 계산과 관련된 신규 모듈을 개발 시 기존에 개발한 통합 프레임워크는 필요가 없으며, 표준 인터페이스 만을 이용하여 개발 가능하다. 개발한 신규 계류력 모듈은 통합 프레임워크에 포함하여 빌드하는 과정이 없이 개발 완료된 클래스 라이브러리(DLL 파일)를 실행 위치에 추가하고 간단한 설정 편집만으로 해당 모듈을 통합 프레임워크에서 불러올 수 있다.

3. 통합 프레임워크 프로토타입 검증

본 연구에서 설계한 통합 프레임워크를 기반으로 개발에 참여하는 다수의 기관과 함께 프로토타입 개발을 진행하였다. Fig. 4는 현재 개발 중인 통합 프레임워크 프로토타입의 구성도를 보여준다. 모듈 개발을 위해 표준 인터페이스를 다수 제공하고 있으며, 이를 기반으로 통합 프레임워크 프로토타입 구성을 위한 모듈을 개발하였다.

개발한 프로토타입은 Fig. 5와 같이 통합 테스트 예제를 이용하여 실행 및 검증을 진행하였다. 해상 크레인은 다수의 강체와 관절로 구성된 다물체로 모델링 하였으며, 외력으로는 유체력과 계류력을 고려하였다. 동적 해석 수행 결과는 Fig. 6, 7과 같다. 본 연구에서는 통합 프레임워크 내의 모듈 간 통합 및 연결, 정보 전달 관계에 대해서 검증을 완료하였으며, 운동 해석 결과의 정합성에 대한 검증은 추후 진행할 예정이다.

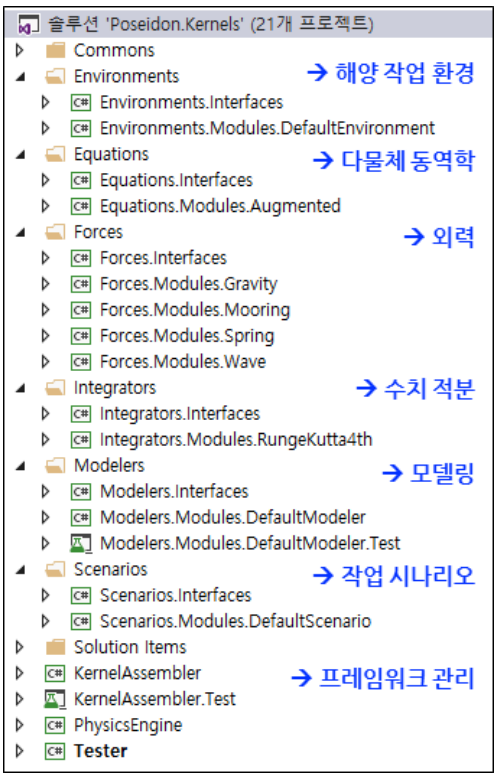


Fig. 4 Development of integrated framework

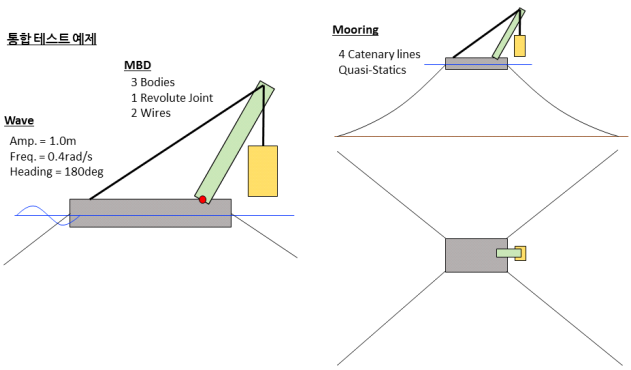


Fig. 5 Example to verify integrated framework

4. 결 론

본 논문에서는 복수의 크레인을 활용한 해상 작업 준비 시 안정성을 평가하고 검증하기 위한 통합 프레임워크의 프로토타입을 개발하였다. 통합 프레임워크의 설계를 위해 해양 작업의 동적 해석 수행 과정을 3단계로 나누고 각 단계에 대한 세부 요구사항을 도출하였다. 도출한 요구 사항을 기반으로 통합 프레임워크를 설계하였으며, 다양한 이론의 접목과 모듈 개발의 용이성을 위해 표준 인터페이스를 설계 및 제공하였다. 그리고 추후 기능의 확장 및 축소를 쉽게 지원하기 위해 플러그인 모델 방식의 소프트웨어 설계 기법을 도입하여 프레임워크를 설계하였다. 개발한 통합 프레임워크는 유체력, 계류력을 고려한 통합 테스

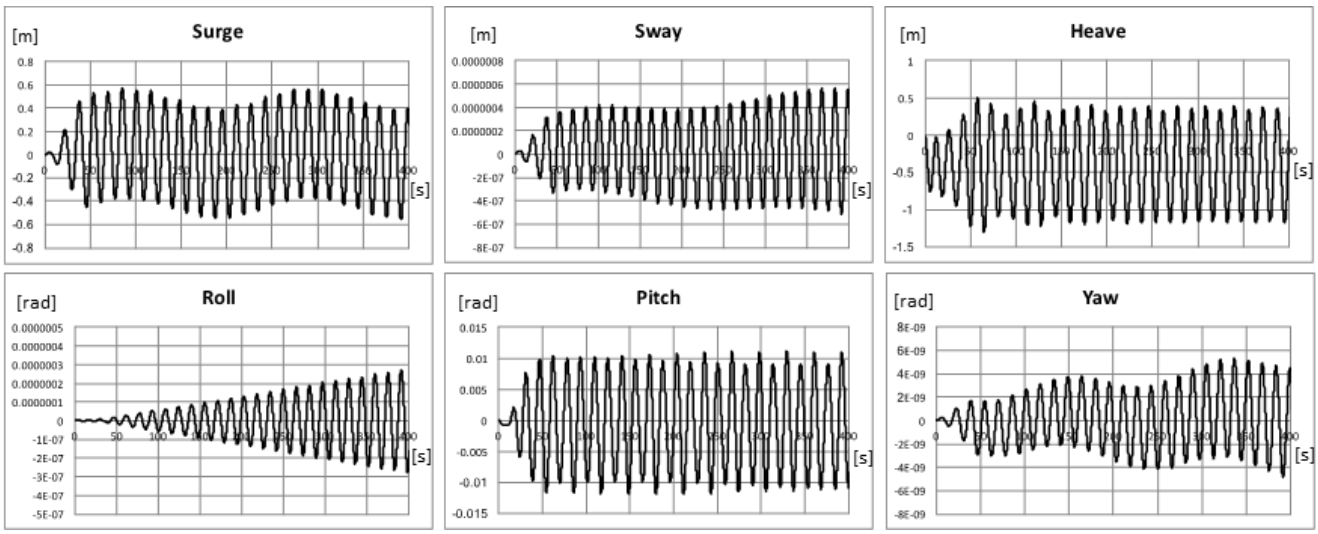


Fig. 6 Analysis result of integrated framework: motion of crane barge

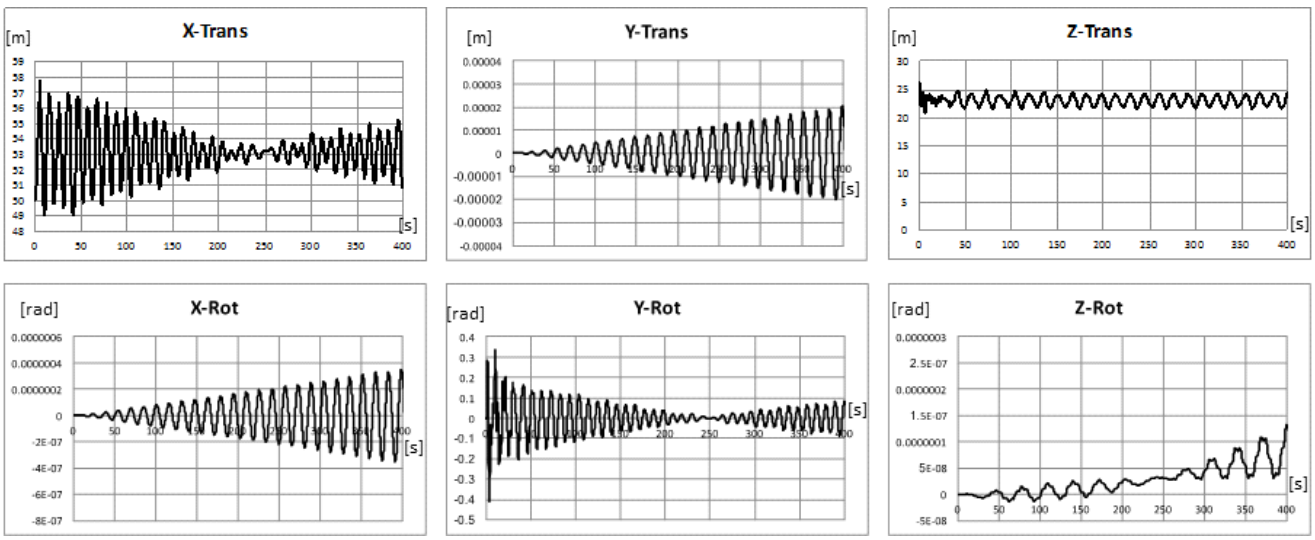


Fig. 7 Analysis result of integrated framework: motion of cargo

트 예제를 활용하여 모듈 간 정보 교환 및 통합 기능을 검증하였다. 추후에는 해석 결과의 정합성을 검증하고, 다양한 이론에 기반한 모듈을 추가 및 확장하여 복수의 크레인을 활용한 다양한 해상 작업의 동적 해석을 수행할 예정이다. 또한 해석 결과를 모형 시험 및 실증 작업과의 비교 검증을 함께 수행할 예정이다.

후 기

본 논문은 (a) 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 "해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발", (b) 산업통상자원부 지원의 "3D모델 기반의 선박 설계지원 일관시스템 개발" 과제의 지원을 받아 수행되었습니다.

참 고 문 헌

차주환, 구남국, 박광필 (2016), "연성된 과대 경사 각도를 고려한 부유식 구조물의 비선형 유체정역학 힘과 자세", 한국CAD/CAM학회 논문집, 제21권, 제1호, pp 90-98.

Ha, S., Ku, N.K., Roh, M.I., Hwang, H.J. (2015), "Multibody system dynamics simulator for process simulation of ships and offshore plants in shipyards," Advances in Engineering Software, vol. 85, pp. 12-25.

Shabana, A.A, (2005), Dynamics of Multibody Systems, 3rd edition, Cambridge University Press.

해상 복수크레인 설치작업에 관한 해양공학수조 모형시험 연구

김남우*·서민국*·하윤진*·남보우*·박인보*·원영욱*·차주환**
*선박해양플랜트연구소
**국립목포대학교 조선해양공학과

An Experimental study on offshore dual-crane installation operation

Nam-Woo Kim*, Min-Guk Seo*, Yoon-Jin Ha*, Bo-Woo Nam*,
In-Bo Park*, Yeong-Uk Won* and Ju-Hwan Cha**

*KRISO, Daejon, Korea
**Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Mokpo National University, Mokpo, Korea

KEY WORDS: Dual-crane 듀얼크레인, Installation routine 설치작업, Marine engineering basin 해양공학수조

ABSTRACT : *Marine dual-crane is being used for large scale offshore structures and various installations. This paper presents an experimental study of marine dual-crane installation. In order to observe Dual-crane and pipe motion, load variation charcteristics on crane cable, model test with 1:20 scale ratio were carried out in wave basin of KRISO. The experimental models are 150ton crane, 250ton crane and pipe.*

1. 서 론

해상크레인은 해양에서 사용되는 구조물의 위치이동, 방향전환을 위하여 많이 사용되어지고 있다. 최근 과학기술과 해양기술의 발전으로 많은 대형 해양구조물이 개발되어 기존에 사용되어지는 해상크레인의 용량을 초과하게 되어 새로운 대형 크레인의 제작을 요하게 된다. 하지만 크레인의 제작비용과 사용빈도를 고려한다면 새로운 대형 크레인의 제작은 비용적인 측면에서 진행이 어려울 것으로 여겨진다. 이와 같은 대형의 구조물 설치를 위하여 두 대의 크레인을 사용한 연구가 진행되었다. Jung(2016) 등에 의해 중량의 탑사이드를 복수 크레인으로 설치하는 모형시험이 진행되었다.그리고 새로운 설치기법과 다양한 형상의 해양구조물의 제작을 위하여, 구조물의 방향을 변화시키는 작업이 진행된다. 이때 두 대의 크레인을 적용한 해상 설치작업 기술이 요구되어지고, 실제 해상작업을 진행하면서 크레인과 구조물의 파랑중 거동특성과 크레인 케이블에 작용하는 하중을 예측 작용하기 위한 수치모듈 개발이 요구되고 있다.

본 연구에서는 복수 해상크레인 모형시험 기법을 개발하고, 모형시험을 수행하여 복수 해상크레인 설치작업 검증용 데이터를 구축하고자 한다. 모형시험은 해상에 설치되는 구조물을 두 대의 크레인을 사용하여 들어올리고 일정거리 이동시킨 후 설치를 위하여 파이프의 각도를 변경하는 시나리오를 적용하여 진행하였다. 모형시험에는 250톤과 150톤의 크레인이 적용되었으며, 파랑중 크레인과 설치되어지는 파이프의 의 6자유도 운동이 계측되었다. 파랑중 파이프가 걸려있는 크레인의 케이블에 작용하는 하중은 1축 로드셀을 적용하여 계측하였다.

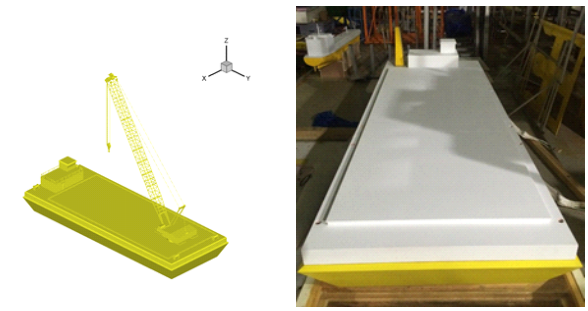
2. 대상 모델

2.1 해상크레인선

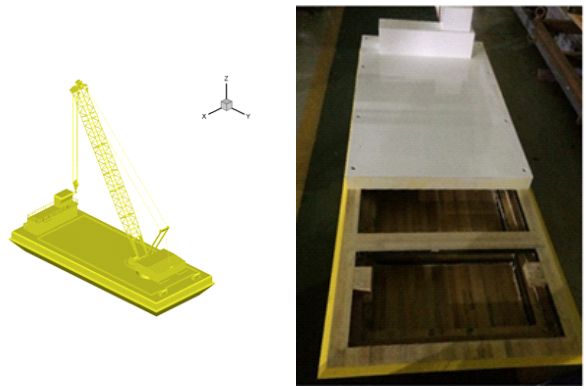
본 연구에 두 대의 해상크레인이 사용되었다. 250톤과 150톤의 해상크레인이 적용되었다. Fig. 1에는 모형시험을 위하여 제작된 250톤과 150톤 모델사진을 보여주고 있다. Fig. 1 (a)는 250톤 크레인선의 형상과 실제 제작된 모델을 보여주고 있다. 250톤 크레인선은 길이 65m, 폭 25m, 깊이 7m의 제원을 가지고 있다. Fig. 1 (b)는 250톤 크레인선과 함께 작업을 진행한 150톤 크레인선의 형상을 보여주고 있다. 150톤 크레인선의 제원은 길이 45m, 폭 18m, 깊이 7m이다.

2.2 크레인

해상 복수 크레인 설치작업 모형시험을 위하여 제작된 크레인 모형은 실제 운영되는 해상크레인과 동일하게 구동하도록 제작하였다. 크레인 회전, 크레인붐의 각도변화, 크레인 와이어 길이 변화를 통한 후크의 상하이동이 가능하도록 제작되었다. Fig. 2는 모형시험을 위하여 제작된 크레인의 형상을 보여주고 있다. Fig. 2 (a)는 150톤 크레인으로 크레인붐의 길이가 40m이고 모형시험을 위하여 1/25 스케일인 2m로 제작되었고, Fig. 2 (b)는 250톤 크레인으로 붐의 길이가 5m이고 실험모형은 2.5m로 제작되었다.

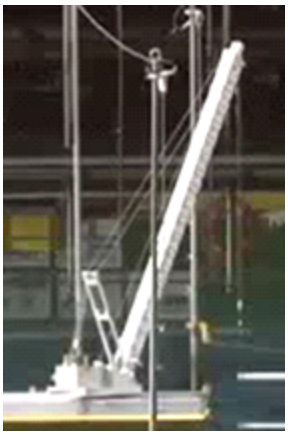


(a) 250ton crane vessel



(b) 150ton crane vessel

Fig. 1 Crane vessels for an experimental test



(a) 150ton



(b) 250ton

Fig. 2 Crane models

2.3 설치구조물

설치구조물은 길이 46m의 파이프로 지정하여 모형시험을 진행하였다. 모형시험은 최초 파이프를 각각의 크레인의 후크에 걸어놓은 상태에서 시작을 하여 위치를 이동시킨 후, 파이프의 각도를 변화시키는 것을 시나리오로 정하여 진행하였다. 파이프의 길이는 46m이고 외경이 1.2m이고, 크레인 후크와 연결되는 슬링의 길이는 5m로 하였다.

3. 모형시험

모형시험은 선박해양플랜연구소의 해양공학수조에서 진행되었다. 해양공학수조의 길이는 50m, 폭 36m, 깊이 5m이며, 실험 수행시 수심은 3.2m였다.

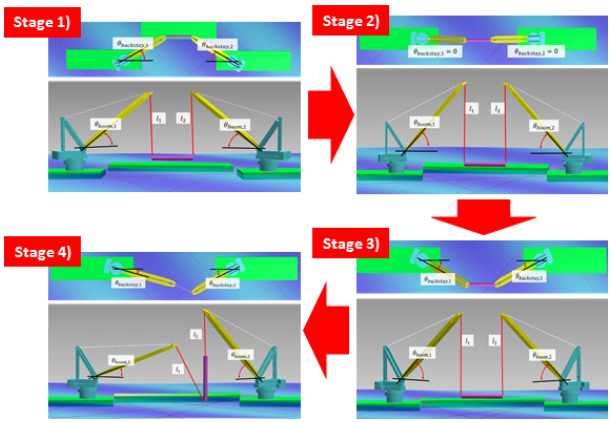


Fig. 3 Model test scenario

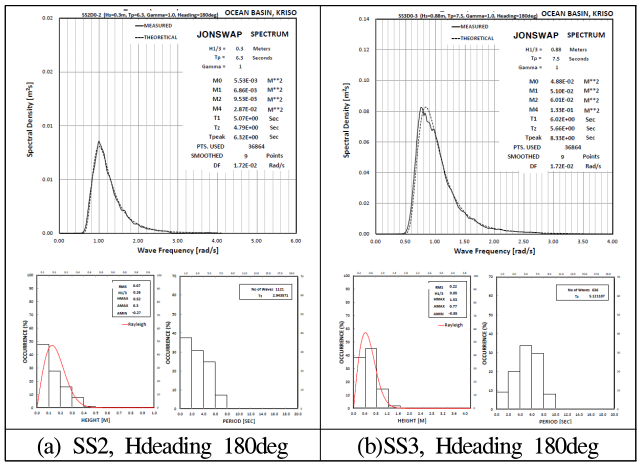
복수 크레인 설칙작업 시나리오는 Fig. 3에 그림으로 나타내었다. 최초 stage 1은 설치작업을 위한 지역으로 설치구조물이 적재되어 운송된 후 각 크레인의 후크에 설치구조물을 고정하여 들어올린 후의 단계로 이 시점부터 모형시험을 진행하였다. Stage 2는 크레인을 회전시켜 설치구조물의 위치를 변화시킨단계이다. 이때 설치구조물의 높이를 일정하게 유지하기 위하여 크레인이 회전하면서 후크높이를 동시에 조정하였다. Stage 3은 설치구조물을 이동시켜 설치하고자 하는 위치로 이동한 조건을 보여주고 있다. Stage 3에서 각 크레인의 붐각도와 후크높이를 변경시키면서 설치구조물의 각도를 변경시키는 것이 stage 4로 모형시험을 진행하였다.

Table 1 Environmental condition of model test

Wave heading	180deg, 135deg, 90deg		
Irregular wave	Sea stage 2	Sea stage 3	Sea stage 4
Hs (m)	0.3	0.88	1.88
Tp (sec)	6.3	7.5	8.8
Spectrum	JONSWAP (γ = 1)		

모형시험은 불규칙파중에서 진행되었다. 파향은 180도, 135도, 90도 조건이었으며, 각각의 파향 중 해상상태 2, 3, 4 (Sea Stage 2, 3, 4)에서 모형시험을 진행하였다. 모형시험 중 환경조건을 Table 1에서 보여주고 있다. Fig. 4는 모형시험에 사용된 불규칙파의 스펙트럼을 보여주고 있다.

모형시험 중 두 대의 크레인과 설치구조물의 6자유도 운동은 비접촉식 광학 운동계측 장비를 사용하여 계측하였고, 각 크레인의 호이스트와이어에 작용하는 하중은 1축 로드셀을 설치하여 하중변화를 계측하였다. Fig. 5는 파향이 90도, SS3 (Hs=0.88s, Tp=7.5s)에 모형시험이 진행되는 사진을 보여주고 있다.



(a) SS2, Hdeading 180deg (b)SS3, Hdeading 180deg

Fig. 4 Wave spectrum

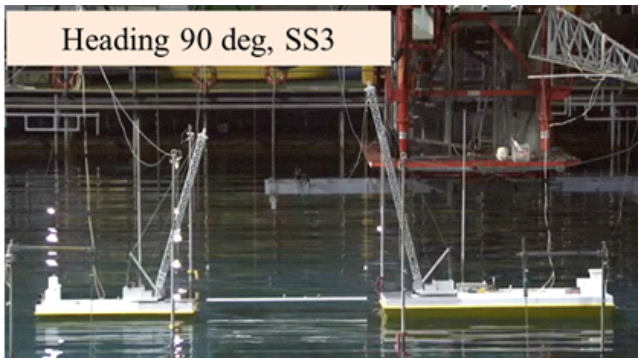
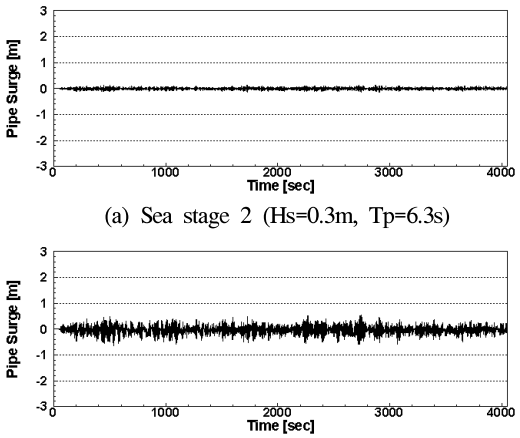


Fig. 5 Photos of experiments of dual-crane installation in irregular waves (90deg, SS3 (Hs=0.88s, Tp=7.5s))

4. 결과 및 고찰

복수 크레인 설치작업에 관한 해양공학수조 모형시험을 진행하면서 복수 크레인 설치 중 stage 2, 파향이 180도에서 해상상태에 따른 설치구조물의 운동 시계열을 Fig. 6에 보여주고 있다. Fig. (a)는 SS 2 (Hs=0.3m, Tp=6.3s)에서 설치구조물의 전후방향 운동시계열로 전후방향로 약 0.2m의 운동을 하는 것으로 관찰되었다. Fig. (b)는 SS 3 (Hs=0.88m, Tp=7.5s)에서 설치구조물의 운동을 보여주는 그림이다. SS 3의 조건에서 설치구조물의 전후방향 운동이 1m를 넘어서는 것을 확인할 수 있다.

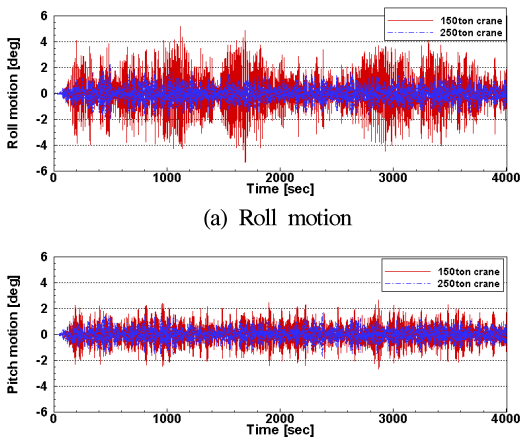
Fig. 7은 SS3조건, 파향 135도에서 크레인의 운동을 비교한 그림다. Fig. 7 (a)는 150톤 크레인과 250톤 크레인의 횡동요운동 시계열을 보여주고 있다. 붉은 실선이 150톤 크레인의 횡동요이고 파란 점선이 250톤의 횡동요 시계열이다. 150톤의 횡동요 운동이 최대 약 5.5도까지 발생하는 것을 확인할 수 있다. 250토 크레인은 최대 2도 이상 기울어지지 않는 것을 확인하였다. Fig. 7 (b)는 크레인선의 종동요를 보여주고 있다. 150톤의 종동요가 250톤에 비교하여 조금 큰 것을 확인할수 있다. 최대 3도이상 기울어지지 않는 것을 확인할수 있다.



(a) Sea stage 2 (Hs=0.3m, Tp=6.3s)

(b) Sea stage 3 (Hs=0.88m, Tp=7.5s)

Fig. 6 Time series of pipe Surge motion (Wave heading 180deg)

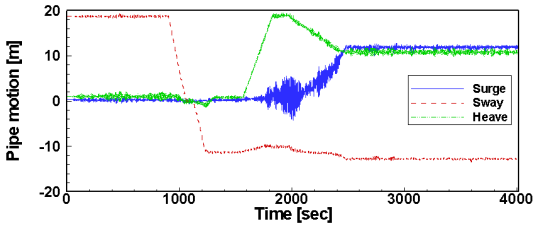


(a) Roll motion

(b) Pitch motion

Fig. 7 Time series of crane motion (Wave heading 135deg, SS3 :Hs=0.88m, Tp=7.5s)

Fig. 8은 SS3 (Hs=0.88m, Tp=7.5s)에서 복수 크레인 설치작업이 stage 1 ~ stage 4까지 진행되는 동안 설치구조물의 전후, 좌우, 상하운동시계열을 보여주고 있다. 설치구조물을 이동시키면서 위치를 변화시키고 설치를 위하여 방향을 바꾸면서 발생하는 직선운동의 변화를 확인할 수 있다. 파향이 180도인 조건으로 설치를 위한 위치변화 외에 파랑에 의하여 운동크기가 증가하지는 않은 것을 확인하였다.



(a) Roll motion

Fig. 8 Time series of pipe motion (Wave heading 135deg, SS3 :Hs=0.88m, Tp=7.5s)

5. 결 론

본 논문에서는 해양 복수크레인 설치작업에 관한 해양공학수조 모형시험의 준비과정과 실험결과를 설명하였다. 설치구조물의 위치이동과 방향전환을 위하여 두 대의 크레인을 구동하였고, 파랑 중 복수크레인 작업을 진행하면서 크레인선의 운동과 설치구조물의 운동, 크레인 와이어에 작용하는 하중변화를 계측하였다. 해상상태의 변화에 따른 모형시험을 통하여 획득된 결과는 복수 해상크레인 설치작업 수치 모듈의 검증데이터 구축을 위하여 사용되고 다양한 조건에서의 복수 해상크레인 설치작업 성능평가에 활용될 것으로 기대된다. 이와 함께 복수 해상크레인 설치작업 모형시험 기법개발을 위한 중요한 자료로 활용될 것이다. 향후 설치구조물의 무게과 형상을 변화시키고, 다양한 환경하중을 추가하여 모형시험을 진행할 계획이다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 "해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발"과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

Jung (2016). "Development of Dual-lifting technique for Installation of Topside Mega-modules", Proc. of OMAE 2016-54669, pp 1-8.

Noble Denton, 2013. "General Guidelines for Marine Projects"

Nobel Denton, 2013. "Guidelines for Marine Lifting & Lowering Operation"

DNV-OS-C101 "Design of Offshore Steel Structures"

해상 설치작업 시뮬레이션용 계류해석 연구

구남국* · 성홍근**
*동의대학교 조선해양공학과
**선박해양플랜트연구소

A Study on the Simulation of Mooring Analysis for Offshore Installation

Namkug Ku*, and Hong-Gun Sung**

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dong-Eui University, Busan, Korea
**Korea Research Institute of Ships and Ocean engineering

KEY WORDS: Mooring anaysis, FEM, Mutibody System

ABSTRACT: *In this study, the related works are introduced for the mooring analysis of the floating mutibody system. And the input and output data of the static and dynamic mooring anaysis is defined. In the future research, The Equation of motion will be constructied for the multibody system, and the behaviour of the coupled mooring system and multibody system will be analyzed.*

1. 서 론

최근 십 수년전 부터 각종 해상 구조물의 수요가 늘어나고 있으며, 이에 따라 자연스레 해상 구조물의 설치를 보다 효율적으로 하기 위한 노력들이 진행되고 있다. 현재 현장에서 쓰이고 있는 공법으로는 육상에서 완성된 상부 구조물을 해상이 미리 설치되어 있는 하부 구조물로 싣고 와서 한번에 설치하는 방법인 플로트 오버 방법이 있으며, 혹은 상부 구조물을 여러 부분(블록)으로 나누어 육상에서 건조한 뒤 해상 크레인을 이용하여 하부 구조물 위에 순서대로 탑재하는 방법이 있다.



Fig. 1 An example of marine operation using multi cranes

전자의 방법은 설치 시간을 대폭 단축시켜주는 단점이 있지만 모든 해상 구조물의 경우에 적용할 수 있는 것이 아니다. 따라서 후자의 효율성을 높이기 위하여 상부 구조물 블록을 크게 제작하기도 하며, 이를 탑재하기 위하여 자연스럽게 작은 용량의 복수의 해상 크레인을 사용하는 형태로 설치를 진행하기도 한다 (Fig. 1).

하지만 이러한 복수의 해상크레인을 사용한 해상 설치 작업 중에서는 처음 시도하는 공법이나 블록의 크기나 형상이 일반적이지 않은 상황이 있을 수 있으며, 이 때는 실제 해역 작업 이전에 해당 작업의 안정성을 면밀히 검토해야 한다. 이 때, 일반적으로 정적인 해석 방법을 사용하여 해석을 수행하는데, 블록의 크기가 대형화 되고, 그 형상이 복잡해지면서, 최근에는 동적인 특성까지 고려하여 그 안정성을 검토하기 원한다.

이러한 필요성 때문에 다물체 동역학 엔진을 활용한 해상 설치작업 시뮬레이션에 대한 연구를 진행하고 있으며, Fig.2는 해당 연구에 대한 전체 개발 개념도이다. 그러나, 본 연구는 전체 시뮬레이션 구성 중에서 계류 해석에 대한 부분만을 대상으로 한다.

첫 번째로 계류선을 Catenary 형상으로 가정하고 정적, 동적 해석을 수행 하였으며, 부유체는 해상 설치 작업을 시뮬레이션 하기 위하여 다물체계 시스템으로 모델링 하였다. 두 번째로 해상 설치 작업 중에서는 근접한 부유체의 충돌을 방지하기 위하여 펜더를 빈번하게 사용하는데, 펜더의 반발력 계산 모듈도 개발 하였다.

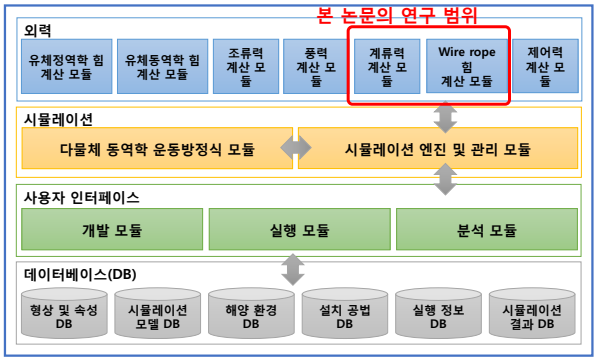


Fig. 2 Configuration of the simulation program, and the work scop of this study

2. 관련 연구 현황

앞서 언급한 해상 설치작업 중에는 대부분의 경우 해상 크레인을 포함한 여러 가지 부유체의 위치를 고정해야 하는 상황이 발생하기 때문에 계류를 해야 하며, 물론 시뮬레이션 시에도 이를 적절히 고려하여 해상 작업의 동적 해석을 수행하여야만 한다.

보다 정확한 계류 해석을 위해서는 부유체와 계류라인이 주고받는 효과를 모두 고려한 연성 해석이 가능해야 한다 **(Paulling and Webster, 1986)**. 또한, 이와 같은 연성 해석에 대한 연구 결과도 여러차례 발표된 바 있다 **(Colby 등, 2000; Heurtier 등, 2001; Garrett 등, 2002; Garrett, 2005)**. 그 중에서도 본 연구에서는 **Kim(2010, 2013)**의 결과를 참조하여 연구를 진행 하였다. **Kim**은 **FEM** 방법을 사용하여 계류 해석을 수행 하였으며, 부유체와 계류라인의 연성 효과도 고려 하였다. 그러나 부유체의 경우에는 단일 강체로 가정하고 연구를 진행 하였다. 현재 많은 연구자들이 사용하고 있는 계류해석용 상용프로그램인 **Orcaflex** 나 **Deeplines** 등도 역시 계류 해석에는 탁월한 성능을 보여주고 있으나 부유체는 모두 단일 강체로 가정하고 있다.

위의 연구 이외에도 해상 설치작업 시뮬레이션을 위하여 부유체 혹은 크레인을 다물체로 가정하고 모델링을 수행한 연구도 있다 **(Ku et al., 2014, Roh et al., 2014)**. 이 연구에서는 다물체계 동역학 이론을 기반으로 대상 물체들을 모델링하여 해상 작업을 보다 정교하게 재연할 수 있다. 또한 해상 설치작업을 재연할 수 있도록 각종 시나리오도 사용자가 편리하게 입력 편집할 수 있도록 하였다. 그러나 해당 연구에서는 비선형 **Catenary** 계류 방식을 적용할 수 없으며, 계류선은 모두 선형으로 모델링 되어 있다.

따라서 본 연구에서는 **Kim**과 동일한 방법으로 계류 해석을 수행하되, 단일 강체로 가정되었던 부유체를 다물체계로 모델링하여 계류 해석을 수행할 수 있도록 하였다. 비록, 계류해석에 대해서는 새로운 이론이 적용된 것이 없으나 기존 이론을 참조하여 다물체계 동역학 엔진과의 통합이 가능한 계류해석용 엔진을 자체적으로 개발 하였으며, 또한 기존의 계류해석 연구에서는 구현되지 않았던 편의 기능도 추가로 구현 하였거나 할 예정이다.

3. 계류 해석 방법의 선정

계류 해석은 정적 해석과 동적해석으로 구분된다. 정적 해석은 계류라인에 작용하는 정적인 힘만을 고려하여 정적 평형 상태를 찾고 상태를 분석하는 것이다. 예를 들면 계류라인에 작용하는 중력과 부력, 그리고 일정하게 작용한다고 가정할 수 있는 해류, 그리고 계류라인의 인장에 의한 장력등을 고려하여 계류라인이 어떤 자세로 평형 상태를 유지하며, 계류 대상물에 가하는 힘은 얼마인지 등에 대하여 분석하는 것이다. 이러한 정적 해석을 외부 조건의 미소 변화에 대하여 연속적으로 해석하여 결과를 도출하는 것을 준 정적**(Quasi-static)** 해석이라고 한다.

동적 해석은 정적 해석에서 고려하는 힘 이외에도 파도에 의한 동적 힘 등을 고려하고, 또한 계류 라인의 운동을 해석하기 위하여 질량 및 질량모멘트를 고려한 운동 방정식을 구성하여, 계류 라인의 자세 뿐 아니라 속도 및 가속도까지 분석하는 것을 의미한다 **(Fig. 3)**. 본 연구에서는 동적 해석을 목표로 하지만, 동적 해석의 초기치 문제를 해결하기 위해서는 초기의 자세를 결정할 수 있어야 하므로 정적 해석 방법도 함께 연구하기로 한다.

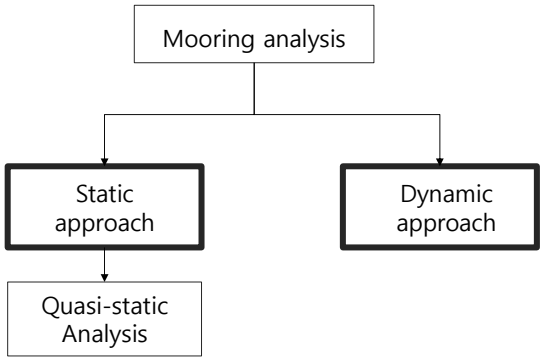


Fig. 3 Category of the Mooring anaylsis method.

4. 해석 시스템의 입출력 결정

4.1 정적 해석의 입출력

정적 계류해석을 수행하는데 필요한 입력과 그 결과로 도출되는 출력을 다음과 같이 정의 하였다.

Input data:

1) **number of line**
2) **anchor position of each line**
3) **position of fairlead on a vessel of each line**
4) **length of mooring line**
5) **weight of mooring line per meter**
6) **young's modulus**
7) **section area**
8) **Number of element**

Output data:
1) line tension
2) line position
3) horizontal line span
4) vertical line span
5) (position of the vessel)

위의 데이터 중 출력의 3), 4)번인 horizontal/vertical line span은 Fig. 4를 참조한다.

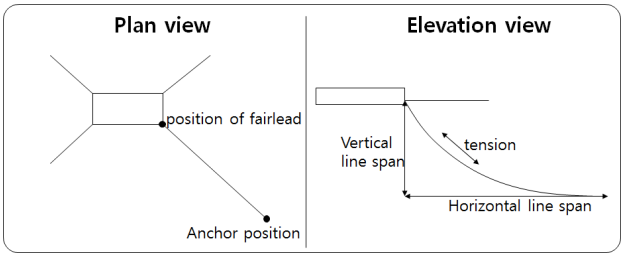


Fig. 4 Plan view and Elevation view of static anaylsis.

4.2 동적 해석의 입출력

정적 계류해석을 수행하는데 필요한 입력과 그 결과로 도출되는 출력은 정적 해석의 입출력 이외에 다음과 같은 데이터가 추가로 더 필요하다.

Input data:
1) Initial position of a nodes
2) mass and inertia of a node
3) added mass of a node
4) mass density of water
5) inertia coefficient
6) drag coefficient
7) projected area of element
8) volume of element
9) fluid velocity
10) fluid acceleration
11) body velocity and acceleration
12) stiffness of the seabed
13) coefficient of coulomb friction
14) position, velocity, and acceleration of the vessel
15) mass of the vessel
16) hydro static and dynamic force of the vessel

Output data:
1) body velocity and acceleration
2) position, velocity, and acceleration of the vessel

입력 데이터의 1)번은 초기치 문제인 동적 해석을 수행하는데 필요한 최초 입력 값이다. 2)번부터 3)번 까지는 계류라인의 운동 방정식을 구성하는데 필요한 질량 정보이며, 4)번부터 11)번까지는 계류 라인에 작용하는 유체 동역학힘을 계산하기 위한 정보들이다. 특히 지 중에서 11)번은 이전 단위시간에서의 출력 데이터이기도 하다. 12), 13)번은 해저면과 계류라인 사이의 반력을 계산할 때 고려해야 하는 데이터이고, 14)번부터 16)번 까지의 데이터는 부유체와 계류라인 사이의 연성 효과를 고려하기 위한 데이터이다.

5. 운동방정식 구성

관련 연구현황에서 밝힌바와 같이 본 연구에서는 계류해석을 위하여 Kim(2010, 2013)의 연구 결과를 응용 하였으며, 그 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]u = \{f\}_n + \{f\} \quad \text{-(1)}$$

$$[M_B + M_{add}(\infty)]\{\ddot{u}_B\} + \left[\int_0^t R(t-\tau)\right]\{\dot{u}_B\} + [K_B + K_m]\{u_B\} = \{f_B\} \quad \text{-(2)}$$

식 (1)은 계류선의 운동 방정식이고, 식(2)는 단일 강체로 구성된 부유체의 운동 방정식이다. 여기서 M은 계류선의 질량 및 관성모멘트를, M_B, M_{add}는 각각 부유체의 질량과 부가질량을 나타낸다. R은 memory function을 나타내고 K_B는 부유체의 복원력을 나타낸다.

식 (1)에서 u는 각각의 유한 요소에 대한 노드의 위치이다. 이 방정식에서 u의 가속도항을 0으로 두고 풀면 정적 평형 위치와 그때의 장력 및 계류력을 계산할 수 있다. 방정식 (1)의 각 항에 대한 세부 내용은 이전의 연구를 참조 한다 (Ku et al., 2016).

식 (1)을 풀기 위해 Newton-Rapson 방법을 사용하였으며, C # 언어를 사용하여 솔버를 개발하였다. 준정적 해석의 경우에는, 장력 및 계류력과 같은 정적 해석의 계산 결과가 부유체의 동적 시뮬레이션에서 외력으로 적용되어 부유체의 가속도가 계산 되며, 시간 진행에 따라 업데이트된 부유체의 새로운 위치가 다시 정적계류해석의 입력이 된다.

준 정적 해석보다 정확한 동역학 해석을 위해서는 부유체와 계류선 사이에서 발생하는 연성효과를 고려해야한다 (Paulling and Webster, 1986). 이 문제에 대한 여러 연구가있다 (Colby et al., 2000; Garrett, 2005, Kim 2010). 그러나 이전의 연구에서는 부유체가 하나의 강체로 가정되었지만, 이 연구에서는 부유체를 다물체계로 가정하였다. 또한, 운동 방정식의 구성을 위하여 구속력 개념을 도입 하였다.

동역학 해석을 위해서는 식 (1) 및 식 (2)를 동시에 풀어야 한다. 여기서, 본 연구에서 개발된 계류선의 해석모듈에서는 부유체가 단일 강체가 아닌 다물체계 시스템이기 때문에 상기 식 (2)가 다물체 시스템의 운동 방정식으로 변경되어야한다. 예를 들어, 그림 5에 표시된 이중 진자 시스템에 대한 운동 방정식은 다음과 같이 유도 될 수 있다.

$$\tilde{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}} + \tilde{\mathbf{k}} = {}^{E}\tilde{\mathbf{F}}^{e}\ ,\left(\tilde{\mathbf{M}} = \mathbf{J}^{T}\mathbf{M}\mathbf{J},\ \tilde{\mathbf{k}} = \mathbf{J}^{T}\mathbf{M}\dot{\mathbf{J}}\dot{\mathbf{q}},\ {}^{E}\tilde{\mathbf{F}}^{e} = \mathbf{J}^{T}\,{}^{E}\mathbf{F}^{e}\right) \text{-(3)}$$

식 (3)의 각 항은 다음과 같이 정의 된다.

$$\mathbf{q}=\begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M}=\begin{bmatrix} m_0+m_1 & & & & \\ & m_0+m_1 & & & \\ & & m_0 l_1^2 & & \\ & & & m_2 & \\ & & & & m_2 \\ & & & & & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{J}=\begin{bmatrix} 1 & 0 & -l_1\sin\theta_1 & 0 \\ 0 & 1 & l_1\cos\theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & -l_1\sin\theta_1 - l_2\sin(\theta_1+\theta_2) & -l_2\sin(\theta_1+\theta_2) \\ 0 & 1 & l_1\cos\theta_1 + l_2\cos(\theta_1+\theta_2) & l_2\cos(\theta_1+\theta_2) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\dot{\mathbf{J}}=\begin{bmatrix} 0 & 0 & -l_1\dot{\theta}_1\cos\theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & -l_1\dot{\theta}_1\sin\theta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -l_1\dot{\theta}_1\cos\theta_1 - l_2\cdot(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_2)\cdot\cos(\theta_1+\theta_2) & -l_2\cdot(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_2)\cdot\cos(\theta_1+\theta_2) \\ 0 & 0 & -l_1\dot{\theta}_1\sin\theta_1 - l_2\cdot(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_2)\cdot\sin(\theta_1+\theta_2) & -l_2\cdot(\dot{\theta}_1+\dot{\theta}_2)\cdot\sin(\theta_1+\theta_2) \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

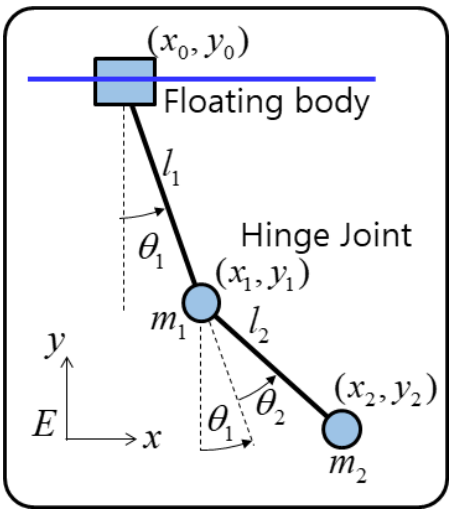
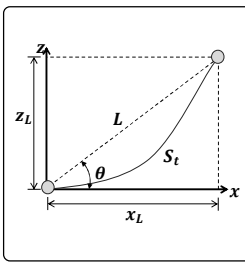


Fig. 5. Diagram of double pendulum

식 (3)은 다물체 시스템의 운동 방정식의 일반적인 형태이며 각 항은 이중 진자 시스템의 예시이다. 식 (2)와 달리 식 (3)은 비선형 방정식이다. 식 (1)과 식 (3)를 동시에 만족하는 해를 구함으로서 이중 진자와 연성된 된 계류 라인에 대한 동역학 해석을 수행할 수 있다. 시간 진행을 위한 적분 방법으로는 Newmark 방법을 사용 하였다.

6. 예제 해석 결과

이전 장에서 소개한 방법을 활용하여 정적, 동적 해석을 위한 모듈을 개발 하였으며, 우선 정적 해석 모듈의 검증을 위해 본 연구에서 수행한 시뮬레이션 결과와 이미 존재하는 해석해 (Arbabi, 1991)를 비교 하였다. 비교를 위하여 구성한 예시는 그림 5에 설명되어 있으며, 해석 결과를 비교한 그래프는 그림 6에 나타내었다. 이 그래프에서 선은 본 연구에서 수행한 해석 결과를 나타내며, 점은 해석해를 구한 결과이고, 이 둘은 정확히 일치함을 볼 수 있다.



Total unstretched Length	1026 (m)
Weight per Length	2,000 (N/m)
EA_n(=EA/total gravity)	0.3 ~ 3000
Slope Angle	0,20,40,60 deg
Number of Element	40
Boundary Condition	Top & Bottom fixed
k_c(Spring Constant)	0 $(z > z_c)$ $\frac{w_c}{\delta_c}$ $(z \le z_c)$
C_c(Damping Factor)	0 $(z > z_c)$ $2\xi_c\sqrt{m_c k_c}$ $(z \le z_c)$

Fig. 6. Numerical example of the mooring line analysis

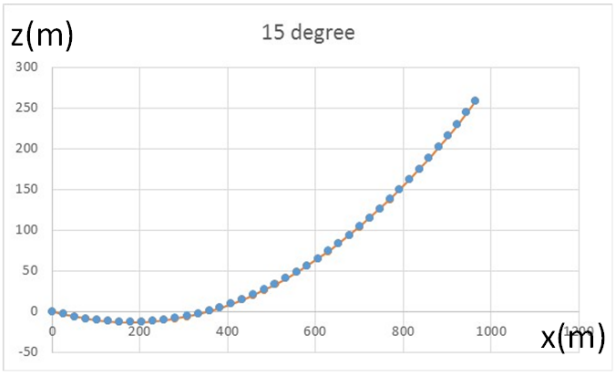


Fig. 7. Comparison with the analytic solution and the simulation results using developed program

그림 7에서 본 해석 결과는 해저의 반발력을 고려하지 않은 결과이다. 그러나, 일반적으로 계류선은 해저와 접촉하고 있으며, 해저와의 접촉면은 계류 성능에 큰 영향을 미치므로 해저의 반발력을 고려해야 한다. 그림 6의 테이블에 해저지형을 고려할 때 사용한 반발력 계수 및 댐핑 계수가 설명되어 있다.

그림 8부터 그림 10은 해저의 반발력을 고려한 해석 결과이며, 왼쪽 그래프는 계류선의 정적 평형 위치를 오른쪽 그래프는 그때의 장력을 보여준다. 계류선의 경사 각도 (q)는 20° ~ 60°로 변화를 주었으며, 모든 분석 결과는 포물선 모양을 보여주고 있다. 또한, 축 방향 강성 EA가 감소함에 따라 계류선의 처짐이 증가하고 계류선의 장력이 감소하여 계류력 또한 감소되는 것을 확인할 수 있다.

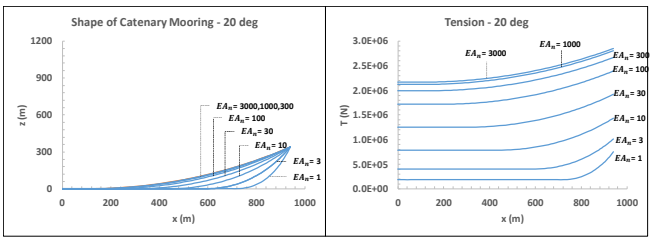


Fig. 8. Result of the static analysis of mooring line considering seabed condition – when q is 20 degree

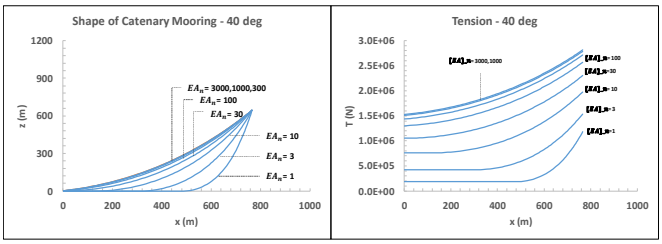


Fig. 9. Result of the static analysis of mooring line considering seabed condition – when q is 40 degree

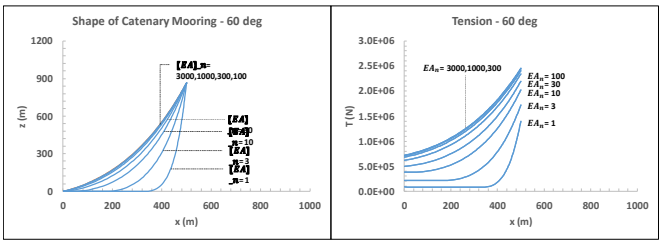


Fig. 10. Result of the static analysis of mooring line considering seabed condition – when q is 60 degree

다음으로는 동적해석 기능의 검증을 수행 하였는데, 다음과 같은 간단한 예시를 활용하였다.

- 이중진자의 부유체 부분의 수선면정 : 11x46 m^2
- 이중 진자의 무게 : 9,500ton
- 이중 진자의 총길이 : 200m
- 이중 진자는 x-z 평면에서 움직이는 것으로 가정.
- 2개의 계류선을 이용하여 계류.

그림 11은 동적 해석을 위한 모델링 결과를 보여주며, 그림 12는 부유체를 포함한 멀티 바디(이중진자)와 계류선의 시간에 따른 위치 변화를 보여줍니다. 계류선에 의한 위치 복원력은 개발된 모듈에 의해서 계산되었으며, 다물체 시스템과 계류선의 연성효과도 잘 고려되어 분석이 진행 되었다.

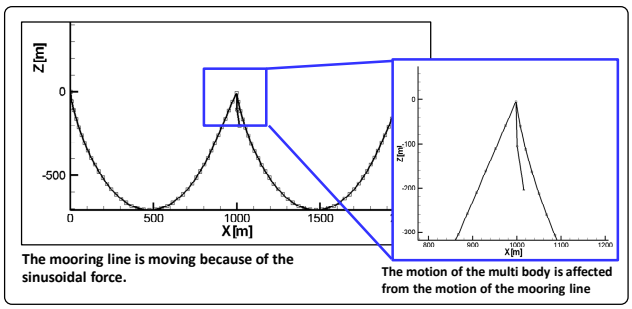


Fig. 11. Two mooring lines coupled with double pendulum

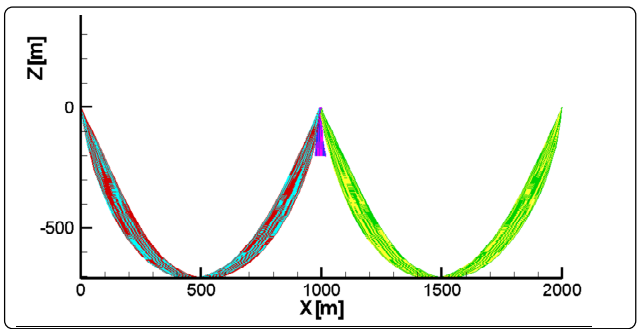


Fig. 12. Dynamic analysis of two mooring lines coupled with double pendulum

7. 결론 및 향후 연구 계획

현재 멀티 크레인을 이용한 해상 설치작업에 대한 다물체 분석을 위한 프로그램 중 계류선의 비선형성을 고려할 수 있는 프로그램은 거의 없다. 따라서 본 연구에서는 부유체 다물체계 세스템의 해석 코드에 적용 할 수 있는 비선형 계류 해석 모듈을 개발하는 것이 목표였다.

이에 따라서, 본 연구에서는 비선형 계류 시스템과 결합된 다물체의 거동을 분석 하였다. 기존의 비선형 계류 시스템 해석 연구와는 다르게 단일 강체를 위한 운동방정식 대신 다물체계 운동 방정식을 적용 하였으며, 운동 방정식을 동시에 풀기 위하여 구속력 개념을 도입 하였다.

연구 결과로는 정적 분석과 동적 분석을 모두 수행할 수 있는 계류 해석 모듈이 개발 되었으며, 정적 분석 결과는 다른 연구 결과와 비교하여 검증을 완료 하였다.

현재까지는 새로운 다중체 분석 코드가 개발 중이기 때문에 다소 현실적이지 못한 이중진자 시스템에 대해서만 적용을 하고, 구체적인 검증을 완료하지 못하였다. 따라서 차후에는 본 연구에서 개발한 동적 해석 코드에 대한 구체적인 검증을 진행 한 뒤, 보다 현실적인 해양 설치 예시에 적용할 것이며, 이것은 보다 정확한 시뮬레이션 결과를 제공 할 것으로 기대 된다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발”과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

Arbabi, F., 1991. Structural Analysis and Behavior, McGraw-Hill.

Kim, B.W., Sung, H.G., Hong, S.Y. and Jung, H.J., 2010. Finite Element Nonlinear Analysis for Catenary Structure Considering Elastic Deformation, CMES, Vol 63, No 1, pp 29-45.

Kim, B.W., Sung, H.G., Kim, J.H., Hong, S.Y., 2013. Comparison of linear spring and nonlinear FEM methods in dynamic coupled analysis of floating structure and mooring system, Journal of Fluids and Structures Vol 42, pp 205-227.

Ku, N.K., Ha S., Hwang, H.j., Kim, K.S., Lee, K.Y., Roh, M.I., 2014. Program of Scenario Management for Simulation of Lifting Block Using Crane, Proceedings of the 24th International Offshore and Polar Engineering Conference, Busan, Korea, 838-846

Ku, N.K., Cha, J.H., 2016. A Study on Moored Floating Body using Non-linear FEM Analysis, Proceedings of PACOMS(Pacific-Asia Offshore Mechanics Symposium)

Colby C., Sodahl N., Katla E., Okkenhaug S., 2000. Coupling Effects for a Deepwater Spar. OTC 12083.

Garrett D.L., Chappell J.F., Gordon R.B., 2002. Global Performance of Floating Production Systems. OTC 14230.

Garrett D.L., 2005. Coupled anaysis of floating production systems, Ocean Engineering Vol 32, 802-816

Heurtier, J.M., le Buhan, P., Fontaine, E., le Cunff, C., Biolley, F., Berhault, C., 2001. Coupled Dynamic Response of Moored FPSO with Risers, Proceedings of the ISOPE'01, Stavanger 2001.

Paulling, J.R., Webster, W.C., 1986. Large-amplitude analysis of the coupled response of a TLP and tendon system, Proceedings of OMAE'86, Tokyo, 86 1986.

Roh, M.I., Ha, S., Ku N.K., Ham, S.H., 2014. Multibody System Dynamics Simulator for Design and Production of Ships and Offshore Plants, Proceedings of the 28th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meetings on Marine Structures(TEAM) 2014, Istanbul, Turkey, 481-494

해상크레인 다종 와이어로프용 계류 장력 모니터링 장치 개발

안철수 · 남미희 · 이재창 · 김대경* · 성홍근
*삼성중공업(주) 중앙연구소 생산자동화연구
**한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

Development of tension monitoring system for mooring wire with various diameter for the Floating crane

Chulsoo Ahn, Mihee Nam, Jae Chang Lee and Daekyung Kim*, Hong geun Seong**
*Samsung Heavy Industry Co. Ltd, Geoje, Korea
**Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejoen, Korea

KEY WORDS: Floating crane 해상크레인, Mooring tension 계류장력, Monitoring system 모니터링시스템, various diameter 다중 직경

ABSTRACT: In order to reduce the construction time of ships and off-shore platforms, the floating crane is used for loading, maneuvering and unloading of bigger blocks. In other words, the necessity of a floating crane is increasing, which is able to lift and unload a heavier block than any other lifting equipments. This paper describes the tension monitoring system for winches of the floating crane. It is required to develop the monitoring system in order to ensure safe operations, evaluate the performance of floating crane operations and provide significant information of mooring status and safety in a real time. The mooring monitoring system is able to apply various diameter of winch wire. In example for reducing production running cost regarding floating crane, we can reuse the wire rope lifting which has a local tiny defect as mooring wire rope after it's defect should be cut off. Because the length of wire for lifting or luffing is longer than wire rope for mooring, defect parts of wire can be cut out and ensured performance and safety. In this paper, system configuration and design sequence are suggested and system is verified through applications of lifting block at Samsung heavy industries shipyard.

1. 서 론

선박 및 해양 플랫폼이 대형화 되고, 탑재 후 작업의 난이도가 증가함으로 인한 비효율을 감소하기 위해 산업계에서는 블록을 대형화 하여 탑재 후 작업량을 감소시키기 위한 목적과 대형 블록 설계가 고중량이 됨에 따라 건조시간과 작업시간을 단축하고 작업시간을 단축시키기 위하여 블록도 대형화 되고 있는 추세이다. 이에 따라 대형화된 불록을 운용하기 위한 방안의 일환으로 해상크레인의 활용도 증가되고 있다. 국내 해상크레인 사양기준으로 단일 해상크레인 운용 시에는 권상능력이 10,000Ton이 최대이며(현대중공업, 2015), 복수 해상크레인 운용 시에는 권상능력이 최대 11,600Ton까지 가능하다(정동우 등, 2016).

이러한 무거운 중량물을 권상, 이동, 탑재하는 해상크레인의 경우 작업의 안정성 확보가 매우 중요하고, 작업시 계류 상태 장력의 변화는 계류 제어에 있어서 작업자에게 중요한 정보가 될 수 있다.

해상크레인에서 와이어로프를 사용하는 장치는 후크를 권상 또는 권하하는 리프팅 와이어로프, 메인 붐의 각도를 조절하는 러핑 와이어로프, 그리고 계류를 위한 계류 윈치 와이어로프 등으로 구성되어 있다. 계류 와이어 로프는 리프팅, 러핑 와이어로프에 비해 짧은 길이로 구성되어 있고 상대적으로 적은 하중을 지지하여 낮은 사양을 사용하므로, 윈치의 사양과 건전성이 확보되는 경우에 일반적으로 재활용이 가능하나, 직경이 다르다.

본 논문에서는 다종 와이어의 사용이 가능한 계류 모니터링의 구성설계와 시브 설계 방안을 제안하고, 실제 사용에 따른 결과에 대하여 기술하고자 한다.

2. 계류 모니터링 시스템 설계

2.1 시스템 기본 및 구성설계

계류 장력 모니터링 시스템의 목적은 해상크레인의 계류시 계류 와이어에 걸리는 장력과 변위를 실시간으로 측정하고, 모니터링하여, 작업의 안정성을 평가하고, 위험을 예지할 수 있는 시스템이다. 따라서 각 계류 윈치 별로 장력과 변위를 측정하기 위한 기구 하드웨어부가 설치되어야 하고, 개별시스템의 전원공급과 통신제어 및 아날로그 값의 디지털화를 위한 전장 하드웨어부가 구성되어야 한다. 그리고 각 개별 캘리브레이션을 위한 사용자 인터페이스를 포함한 소프트웨어가 구성되어 있다. 각 윈치별 시스템은 해상크레인의 조정실에서 전체 통합 되어 작업자에게 실시간 정보를 제공하며, 정의된 한계 하중과 변위에 따른 주의와 경고 수준을 벗어났을 경우 청각을 통한 경고기능을

가지며, 그 측정 데이터를 저장하여 추후 계류력 분석데이터로 사용할 수 있다 .

본 시스템의 구성은 3개의 시브가 삼각구조로 배치되어 있고, 중앙 시브의 회전 축단에 로드핀이 체결되어 장력부가시에 이격량에 의한 힘 벡터에 의해 환산 계산이 가능한 장력 측정부, 장력 및 변위 측정값의 송수신을 위한 지역 모니터링 부, 각 윈치의 와이어별 디스플레이, 로그, 알람 등 통합 모니터링을 위한 중앙 모니터링부로 나누어 시스템을 설계하였다.

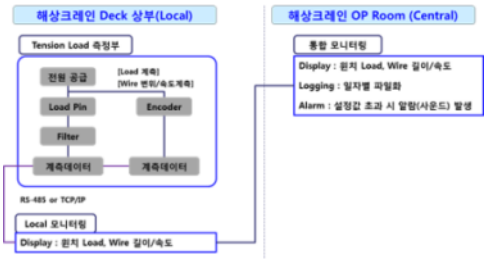


Fig. 1 Tension monitoring system configuration

2.2 시브 설계

장력측정에 필요한 3개의 시브를 설계하기 위하여 Fig. 2와 같이 자유물체도를 구성하였다.

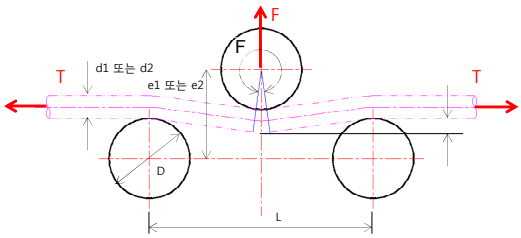


Fig. 2 Free body diagram for 3 sheave load cell

측정력 F는 장력 T와 감긴각 (wrap angle)의 함수로 나타낼 수 있고, 감긴각은 와이어의 직경의 변화율을 무시하고 강체라고 가정할 때, 시브의 직경, 와이어의 직경과 로드핀 시브 ~ 아이들 시브의 거리의 함수로 표현된다.

$$F = -T \cdot 2 \cdot \cos(\phi/2), \quad \text{여기서 } \phi = f(D, d, e)$$

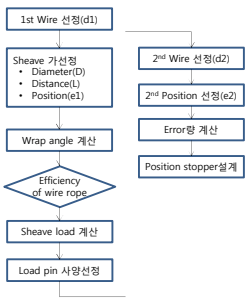
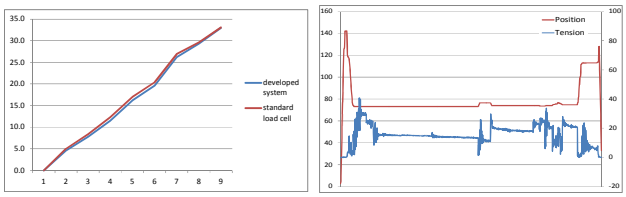


Fig. 3 Design Sequence for 3 sheave load cell

본 시스템에서는 두 가지 와이어 직경에 대하여 e1과 e2를 변경하여 측정할 수 있는 장치를 기준으로 설계하였다.

3. 시스템 제작 및 실험

삼성중공업의 3600톤 선수부에 단위 장비를 설치하여 캘리브레이션을 적용하였고 적용 결과는 Fig. 3과 같다.



(a) system calibration (b) monitoring result

Fig. 3 Calibration and test result during operation.

Fig. 3의 (a)는 계류 와이어에 보정된 표준 로드셀을 연결한 후 와이어 장력을 걸었을 때, 표준 로드셀과 개발된 모니터링 출력을 나타낸다. 로드셀의 선형성이 반영되어 양호한 추세를 확인 할 수 있다. 이는 와이어 변경시에도 시브의 설계된 위치로 이동시 유사한 결과를 보인다. (b)는 실 블록 작업시 약 세시간 동안의 장력과 변위의 출력 결과를 나타낸다. 초기 계류 정박을 위하여 터그 작업시 변위 증가 후, 정박 함께 변위는 감소하고 이어 장력이 증가하고, 이후 작업조건에 따라 변화함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 해상크레인에서 두가지 이상의 와이어 직경에 대하여 측정가능한 계류 장력 모니터링 시스템을 개발하기 위해 기본설계 및 시브설계의 방법과 절차를 제안하였으며, 실제 해상크레인에 적용하여 성능을 확인하였다. 향후 각 윈치별 적용을 통하여 해상크레인 조건별 경향 연구를 지속예정이다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심 기술개발”의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Dongwoo Jung, Hyun Joe Kim, Hae Sung Ji, Hyeon Su Jeong, Mihee Nam, Dong Yeon Lee, Booki Kim, JongDae Jin(2016). “Development of dual-lifting technique for installation of topside mega-modules”, Proc. Paper No. OMAE2016-54669, 35thOMAEConference.

남미희, 박경웅, 안철수, 이재창, 김대경, 해상크레인 블록 상태 모니터링 시스템 개발, 한국해양공학회 추계논문 (2016)

U.S Department of Energy, Hoisting and Rigging Standard, Chapter 11. wire rope and slings

Study on Metaheuristic Structural Design Optimization Process for Deck Support Frame in Float-over Installation of Ocean Plant

김용욱 · 한재호(KAIST) · 이강수 · 성홍근(선박해양플랜트연구소)

The deck support frame(DSF) used in a float-over installation of an ocean plant topside to a jacket for offshore operation is a temporally used critical structural member that should maintain safety during the whole operation process to ensure the success of the whole installation. The DSF should endure various static and dynamic loads during load-out of the topside from the yard to the transportation vessel, during the ocean transportation to the offshore site, and during the installation in the site. In theses processes, there can exist loadings expected from the normal conditions and the extreme conditions that can occur from an accident or unexpected extreme environmental condition. Since the cost of the DSF is much less than the cost of the topside, the DSF should be designed to a reasonable level so that the safety of the system can be ensured even in the extreme condition. Therefore, the DSF should be designed to fulfill many constraints with multi-objective condition. This will result in quite a large design space to explore and search for an optimal design point. Here, various metaheuristic methods such as intelligent swarm method and artificial bee colony algorithm, which is better at exploring design space, was studied with combination of gradient based method which is better at exploiting limited design region and finding optimal point.

본 연구는 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발” 과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 B

대용량 데이터 분석

통합 해양환경 모니터링 시스템 개발 현황과 고도화 방안

김환석* · 박진형* · 김병화* · 김신우* · 심천식**
*(주)백산에스엔케이
**목포대학교

Integrated Marine Monitoring System Development Status and Improvement Plan

Hwan-Seok Gim*, Jin-Hyung Park*, Byung-Hwa Kim*, Shin-Woo Kim* and Cheon-Sik Shim**
*BAIKSAN SNK Co. Ltd., Gyung-nam, Korea
**Mokpo Univ, Jeon-nam, Korea

KEY WORDS: Asset Integrity Management 자산무결성관리, Life Extension 수명 연장, Integrated Marine Monitoring System 통합 해양 모니터링 시스템, Mooring System 계류 시스템, Independent Remote Monitoring System 독립 원격 모니터링 시스템

ABSTRACT: *The mooring system used to keep the position of FPS(Floating Production System) is affected by various marine environments. It is designed with high safety factor, but the continuous monitoring is needed to prevent the fatigue life shortening or breakage. The Integrated Marine Monitoring System developed in this research consists of three major components. IoT devices by attaching to the instruments installed on the existing offshore platforms that acquire the tension data and marine environment data of the platform, Integrated Marine Monitoring server that monitoring the field data and transfer the measurement data to the onshore and Smart Mooring Monitoring Software that filters, analyzes, and visualizes acquired measurement data. We present the progress of the development so far and the upgrading plan to the IRMS(Independent Remote Monitoring System) that can operate for several days even if the power is not provided due to the shut down in the future.*

1. 서 론

해양자원 생산 목적으로 미국 멕시코만에서 사용하고 있는 해양 플랫폼은 크게 고정식과 부유식으로 구분할 수 있다. 미국 BSEE에 따르면 737개의 유인 플랫폼[1]이 가동 중이며 당 연구의 결과물이 적용될 수 있는 대상의 수량이기도 하다.

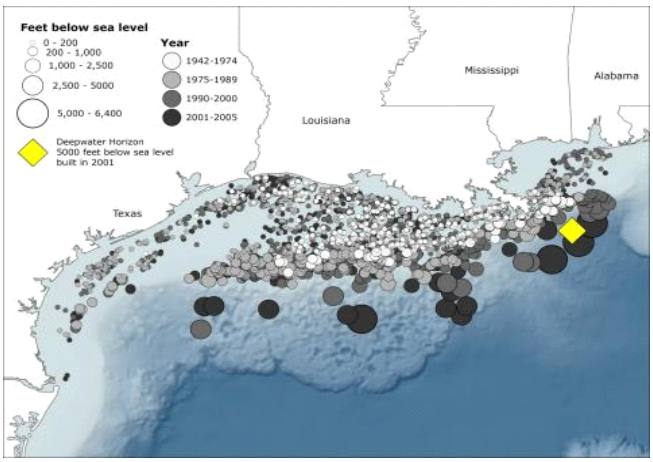


Figure 1. Location of Oil Rigs in the Gulf of Mexico

The EIA (U.S. Energy Information Administration)에서 제공한 Figure 1.[2]과 같이 멕시코만 연안부터 심해까지 생산조건에 적합한 형태로 고정식 또는 부유식 플랫폼이 설치 되어 있음을 확인할 수 있다. 1942년도부터 연안에 설치된 고정식 플랫폼부터 2000년 초반에 설치된 부유실 플랫폼까지 다양한 연식의 플랫폼이 운용되고 있다.

그러나 이 플랫폼 구조물이 설계 수명대로 사용이 되고 있는지, 주변 해양환경에 의한 피로손상 축적은 없는지 그리고 허리케인과 같은 갑작스런 해양환경 변화에 의한 외부 손상이 없는지를 모니터링하고 선주 또는 운영사에게 해당 정보를 제공해 주는 시스템은 전무하다.

구조물 응력을 계측하고, 계측기들로부터 취득된 주변 해양환경을 저장하여 육상으로 데이터를 전달해 주는 IMMS (Integrated Marine Monitoring System, 통합 해양환경 모니터링 시스템)가 설치되기 시작한 것도 불과 2000년 초반부터 시작되어, 플랫폼 전체 수명 주기에 따른 데이터 축적은 매우 어려운 상황이다. 1994년에 설치된 세계 최초의 TLP(Tension Leg Platform)인 Auger TLP는 2010년 해체를 고려하다 수명연장(Life Extension)을 결정하고 Shell, ABS등의 엔지니어들이 구조물 건전성 평가(Structure Integrity Assessment)를 실시하여 2014년에 다시 가동을 하였다.

그러나 수명주기 전체동안 축적되는 다양한 데이터, 즉 그동안 관심을 가지지 않았던 해양환경 데이터를 포함하여 플랫폼의 수명에 영향을 줄 수 있는 스몰데이터에 수집하고 분석하여 초기 설계 수명 대비 잔여 수명이 얼마나 남아 있는지에 대한 분석은 이를 지원하는 시스템이 없어, 경험이 풍부한 엔지니어들이 현재 조건만 분석하여 규제기관들이 수명 연장을

결정할 수 있는 결과를 제공하고 있다.

본 연구에서 개발된 통합 해양환경 모니터링 시스템은 크게 소프트웨어와 하드웨어 2가지로 나눌 수 있으며, 각각 또는 세트로 사용할 수 있도록 개발 하였다. 본 논문에서는 해양 플랫폼과 주변 환경에서 계측된 데이터를 바탕으로 무어링 체인의 수명 건전성을 다양한 분석 기법을 이용하여 가시화해 주는 소프트웨어, 기존 아날로그 계측기에서 필터링 된 데이터를 추출하는 것을 지원하는 IoT기반의 스마트 디바이스 개발현황에 대해 소개 하고자 한다.

2. 통합 해양환경 모니터링 시스템 구현

당 연구에서 개발하는 통합 해양환경 모니터링 시스템은 수명 건전성 평가를 담당하는 프로그램을 포함한 소프트웨어, IoT디바이스를 포함한 하드웨어로 구성되어 있다.

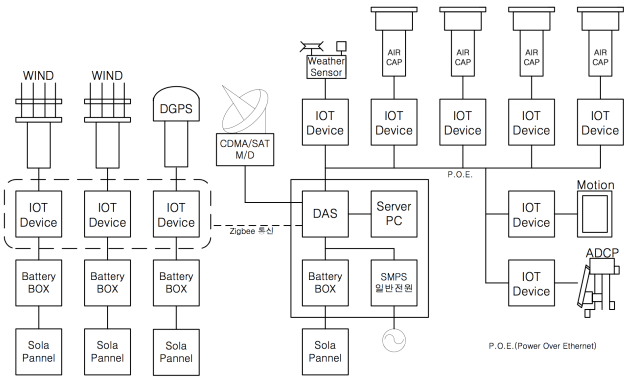


Figure 2. IMMS서버 구성 다이어그램

2.1 IMMS서버

Figure 2.와 같이 IMMS서버는 해양 플랫폼에 탑재되어 현장 계측기기로부터 취득되는 데이터를 보관하는 일반서버, 데이터를 취득하고 육상으로 보내주는 DAS 모듈, 외부전원 차단 시 전원을 공급하는 밧데리 팩 그리고 이를 보호하는 IP66 등급의 아웃도어 케이스로 구성되어 있다.



Figure 3. IP66등급 아웃도어 외함

취합된 계측데이터는 탑재된 모니터링 소프트웨어를 통해 근무자에게 플랫폼의 현황을 제공하며 육상의 정해진 공간으로 일정 주기마다 계측된 데이터를 위성통신을 이용하여 전송한다.

2.2 IoT디바이스

당 과제에서는 개발된 IoT 디바이스는 저전력임에도 불구하고 넓은 범위의 통신이 가능한 Zigbee 무선통신, RJ 45(CAT5 이상) 표준을 이용한 유선 통신을 모두 지원하고 있으며, 필요한 기능을 추가하기 쉽도록 라즈베리파이3 기반으로 구현 하였다. 회로키트를 적층하는 방식으로 구현하여 필요한 기능이 있다면 구현하였고 특허 출원을 하였다.

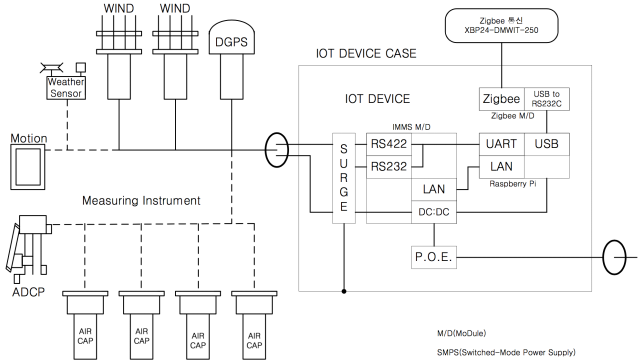


Figure 4. IoT 디바이스 구성 다이어그램

Figure 4.와 같이 각종 해양환경 계측기기에서 제공하는 통신 방식을 대응할 수 있도록 구성하였으며, 서지 보호 기능을 추가하여 옥외에서 갑작스런 낙뢰가 있더라도 견딜 수 있도록 구현 하였다. 또한 해양환경 특성상 침수, 외부 오염물질로부터 전자회로를 보호하기 위해서 Figure 5.와 같이 IP66등급을 만족할 수 있는 외함을 개발하였다.

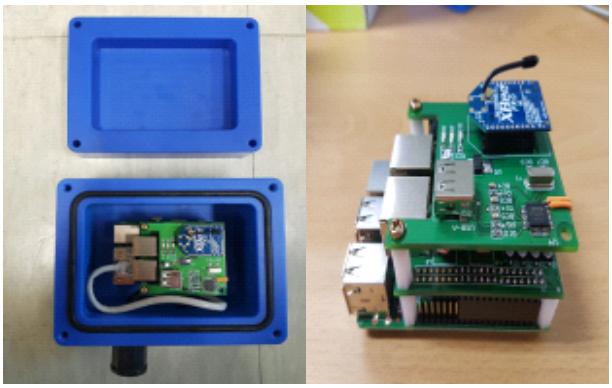


Figure 5. IoT 디바이스 케이스와 회로

유선 통신이 어려운 곳에서는 Zigbee를 이용해야 하므로 외부 전원 공급을 PoE(Power over Ethenet, 이더넷 전원 공급)를 활용할 수 있도록 설계 하였다. 과제 범위에는 없지만, 외부 전원 공급을 위한 태양광기반의 배터리팩을 추가적으로 개발하고 있으며, 10월말에 해상 시험을 실시하려고 한다. 터플

2.3 S.MMS(Smart Mooring Monitoring System) 2.0

과제 1차년도에 구현된 S.MMS 1.0은 해양 플랫폼 1기에만 적용할 수 있었으나, 당해연도인 과제 2차년도에는 데이터베이스만 제대로 지원되면 다수의 플랫폼을 모니터링 할 수 있도록 멀티 플랫폼 지원이 가능하도록 구현 하였다.

추가적으로 IMMS 시장 점유율 1위인 BMT Scientific Marine Services사와 3위인 Evans-Hamilton, Inc.사의 IMMS 데이터를 모두 Import할 수 있는 기능도 개발하여 실제 적용 시 사용자의 편의성을 개선하였다.

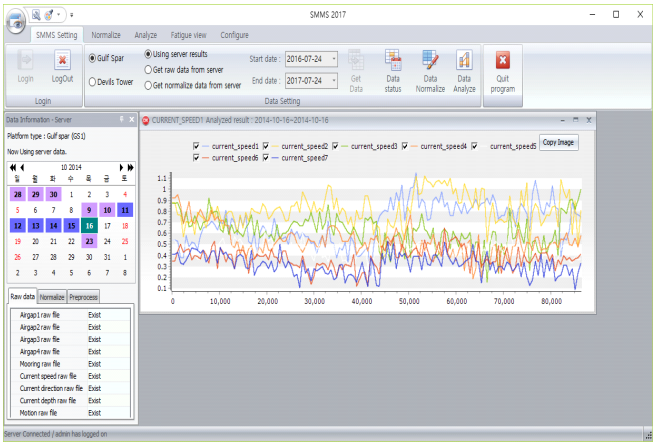


Figure 6. S.MMS 2.0 구현 화면 샘플

2017년 4월에 GS인증을 확보하여 소프트웨어의 품질에는 문제 없으나, 현지 사용자들이 결과에 대해서 신뢰하고 사용할 수 있도록 ABS Consulting Asset Integrity Management팀을 통해서 소프트웨어 품질검증을 시도하였으나 대응할 수 있는 형식승인이 없다고 하여, 아래의 주요 항목에 대해서 현지 엔지니어링사에게 제3자 검증(The 3rd Party Verification)을 확보하는 것을 준비하고 있다.

- Filtering – Low pass, high pass and Kalman
- Rainflow counting for mooring tensions
- Mooring Tension histogram generation
- Current scatter diagram generation
- VIM A/D Curve generation
- Fatigue Damage Calculation
- Significant wave height

추가적으로 Server에 저장되어 있는 데이터 중 특정 기간의 데이터를 Local PC로 저장하여 모니터링 및 분석 업무를 지속할 수 있도록 사용자 편의성을 제공할 계획이다. 넓은 지역적인 해양환경 특성을 고려하여 통신이 안되는 상황에서도 분석 업무를 지속할 수 있도록 다양한 기능을 개발하고 있다.

계측된 Raw데이터와 필터링된 분석결과의 용량이 연간 100GB의 공간이 필요하므로 35년 정도의 운용을 고려하더라도 플랫폼 1기당 4TB의 저장공간이 있으면 플랫폼 무어링 시스템의 자산 무결성 관리를 실시할 수 있도록 개발하였다. 남아있는 연구기간 동안 연간 필요한 저장공간 용량을 최대한 줄일 수 있도록 데이터 압축에 대한 연구도 지속적으로 하여 운용에 적합한 서버환경 사양도 연내에 결정하여, 제3자 검정 보고서와 함께 사용자에게 제공될 계획이다.

3. 결론 및 향후 연구과제

본 논문에서는 1차년도에 설계한 시스템을 직접 구현한 결고에 대해서 기술하였다. IMMS 외함은 1차년도에 이미 IP66등급을 획득하여, IMMS서버 시스템의 성능 개선 및 사용자 환경을 고려한 연구가 진행 되었다. 데이터 안정적인 측면에서 유선통신이 유리하므로 PoE를 통해서 데이터 전달과 전력공급을 확보하는 방식으로 IoT디바이스 구현이 완료 되었다.

무선통신을 사용해야 하는 경우는 별도의 배터리팩을 통해서 전원을 공급받되, PoE를 통해서 전원을 공급 받도록 구현하고 있으며 배터리팩 자체의 전원은 태양광 패널을 통해서 확보할 계획으로 개발중에 있다. 육상으로 데이터를 보내는 통신부분은 멕시코만에 LTE통신이 공급되므로 위성/이동통신 모두 사용할 수 있는 형태로 통신 모듈을 구현하고 있으며, 추후 11월 초에 진행될 해상 테스트를 통해서 구현 여부와 통신 품질 결과를 확보할 계획이다.

Spar 플랫폼 무어링 시스템의 수명 건전성 관리를 위해 개발된 S.MMS 2.0은 현재 개발된 알고리즘 품질강화와 타 부유식 해양자원 생산 시설의 무어링 시스템의 수명 건전성 관리를 위해 사용되는 알고리즘의 개발을 통해 시장에서의 위치를 확보하기 위한 기능 보완에 중정을 두고 연구개발을 지속할 계획이다.

향후에는 해양 플랫폼 자산 무결성 관리를 전체적으로 할 수 있도록 보전 정책을 고려한 자산 데이터 관리 프로그램을 개발하고 다양한 IoT디바이스를 쉽게 연결할 수 있도록 통합 해양환경 모니터링 플랫폼 개발을 진행하여 플랫폼의 안정적인 운영을 지원하고 추후 수명연장의 근거가될 데이터를 제공하는 데이터 기반 자산 무결성 관리 시스템으로 연구개발을 진행하여 니치시장을 확보하는 것을 계획하고 있다.

본 연구에서 도출된 결과물인 S.MMS 2.0은 다가오는 11월 중순에 미국 현지회사에 납품이 계획되고 있어 당 연구결과의 우수성을 간접적으로 보여줄 수 있다.

후 기

이 논문은 2017년 과학기술정보통신부의 재원으로 NIPA의 SW융합기술고도화 사업의 지원을 받아 수행된 연구(S0177-16-1070)결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

HwanSeok, Gim, DuckYong, Song, JinSang Hwang, Hojin Hwang and YC. PARK(2015). “Using Engineering Data Comparison Method for Condition Based Maintenance System of Offshore Platform”, Proc. of 015 The

International Society of Offshore and Polar Engineers.

Park, YC, Antony, A, Moideen, H, Jamnongpipatkul, A, Hwang, JS, Song, DY, and Gim, HS, (2015). "MOORING CHAIN FATIGUE ASSESSMENT METHODOLOGY AND SOFTWARE OF WILLIAMS GULFSTAR 1 SPAR PLATFORM USING COMPARISON BETWEEN FIELD MEASURED DATA AND THE DESIGN BASIS INFORMATION," Proceedings of the ASME 2015 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic OMAE2015, Canada.

김환석, 송덕용, YC. PARK (2015.02). "IMMS 데이터 재사용을 위한 설계-계측 데이터 비교 기반 SW 개발", 한국CAD/CAM학회 학술발표회 논문집 , 2015.2, 211-214.

Vinayak Patil and John MacDonald (2015.09). "Life extension or Decommissioning?", Offshore Engineer Digital Edition, 01 September 2015.

1) Oil & Gas Journal Editor (2017.08). "BSEE: Operators shut in oil, gas production as Hurricane Harvey crosses gulf", Oil & Gas Journal Online, 24 August 2017.

2) Location of Oil Rigs in the Gulf of Mexico https://www.awesomestories.com/asset/view/Location-of-Oil-Rigs-in-the-Gulf-of-Mexico

자산 건전성 분석을 위한 해양 플랫폼 및 해양 환경 데이터 관리 및 분석 기법

설예인* · 이범주* · 이정수* · 이순섭**
*주)바론시스템 연구소
**경상대학교 조선해양공학과

A Data Management and Analysis Method of Offshore Platform and Marine Environment for Asset Integrity Analysis

Ye-In Seol*, Buem-Joo Lee*, Jeong-Su Lee* and Soon-Sup Lee**

*Research Institute, Baron System Co. Ltd., Daejeon, Korea
**Gyeongsang National University, Tongyeong, Korea

KEY WORDS: Big Data Analytics 빅데이터 분석, Asset Integrity Analysis 자산 건정성 분석, Non-Relational Database 비관계형 데이터베이스, NoSQL Database NoSQL 데이터베이스, Mixed Database 혼합형 데이터베이스

ABSTRACT: *The monitoring system for offshore platform and marine environment generates big data, so it is really reasonable to adopt big data platform to manage the raw data. But, there is another need to analyze the raw data and manage the asset integrity using the analysis. The analyzed data could be more structured and produced periodically, so it is also reasonable to adopt conventional relational database during the analysis. In this paper, we propose a data management method which adopt the advantages of relational and non-relational databases. The proposed method can store the various raw data from the sensors using non-relational databases and can provide a basis for the analysis. The analyzed data are stored at the relational database and provide the information which can be retrieved easily and shared between the offshore operators, managers, and analyzers, etc.*

1. 서 론

해양 플랫폼과 해양 환경을 모니터링하는 시스템은 다량의 데이터를 생성하므로 이를 관리하는데 대용량 데이터베이스 시스템을 도입하는 시도가 이루어지고 있다. 다만, 이들 계측 데이터를 이용하여 분석하고 분석 결과를 토대로 자산 건전성을 분석하고자 하는 경우 기존의 관계형 데이터베이스를 사용하는 것이 분석의 효율성이나 사용자 접근성의 측면에서 유용하다고 할 수 있다. 각종 플랫폼 모니터링 시스템에서는 여러 유형의 비정형화된 데이터를 생성하고 한번 생성된 데이터는 갱신되는 경우가 거의 없으므로 조회 및 저장 시스템으로서 빅데이터 플랫폼이 적합하다고 볼 수 있으나, 분석 결과는 정형화되고 다양한 경로로 접근 가능해야 하는 특성을 지닌다.

본 논문에서는 이러한 해양 플랫폼 및 해양 환경 모니터링 시스템에서 생성된 각종 계측 데이터 및 분석 데이터를 대용량 데이터베이스 시스템을 이용하여 관리하고 처리하는 방안에 대하여 기술하였다. 본 논문의 구성은 아래와 같다.

2장에서는 시스템에서 다루게 될 데이터의 특성을 고려하여 SQL 및 NoSQL 데이터베이스로 나누어 데이터를 관리하는 전체 구조 및 세부 방안에 대하여 기술하였다. 3장에서는 시스템에서 관리하는 데이터를 이용하여 해양 플랫폼 자산의 수명 건전성 분석 기법을 다루었고, 빅데이터 기반 필터링 및 자산 건전성 분석 기법을 제시한다. 4장은 본 기법의 효과와 한계 및 향후 연구 과제에 대하여 기술하였다.

2. 데이터 관리 구조

2.1 SQL vs NoSQL

SQL은 RDBMS(관계형 데이터베이스)를 관리하기 위한 언어로 데이터 간의 관계를 테이블로 모델링하고 이들 테이블을 조작한다. 따라서, 테이블 형태로 모델링되지 않는 일반 무형의 데이터들을 관리하기 어렵다. 이처럼 다소간의 제약을 갖는 관계형 데이터베이스보다 덜 제약적인 일관성 모델을 이용하고자 NoSQL이 등장하였으며, 최근 빅데이터 및 실시간 데이터 관리에 널리 사용되고 있다.

NoSQL은 많은 데이터를 저장할 수 있는 확장(scale-out) 기능이 뛰어나고, 데이터 셋에 대하여 엄격한 일관성을 강요하지 않음에 따라 유연성이 뛰어나며, 적은 비용으로 대규모 데이터 저장 시스템을 구축할 수 있다(Michael 2010). 다만, NoSQL의 경우 데이터 값들에 대한 indexing이 어렵다든지, join 수행이 불가능하다든지 하는 제약이 있다.

2.2 전체구조

SQL 및 NoSQL의 이러한 장단점을 기반으로 하여, 본 논문에서는 다루고자하는 데이터 특성을 고려하여 전체 데이터를 SQL

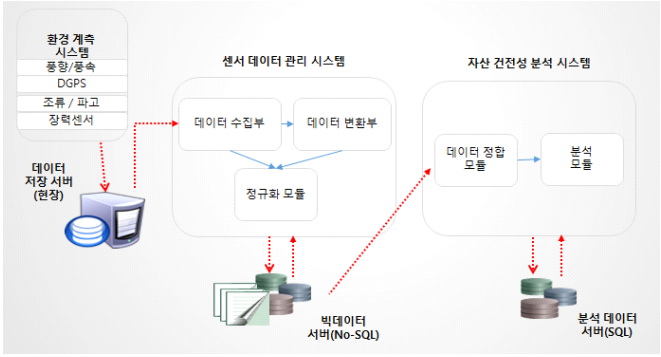


Fig. 1 데이터 관리 전체 구조

부분과 NoSQL 부분으로 분리하여 각각의 시스템에 저장하는 구조를 제안한다. SQL 및 NoSQL을 이용한 데이터 관리 시스템 전체 구조는 Fig. 1과 같다. 해양 플랫폼 및 해양 환경으로부터 관측된 데이터들은 우선 임시적으로 현장 서버에 저장되며 주기적으로 데이터 수집부에 의해 센서 데이터 관리 시스템으로 복사된다. 수집된 데이터를 직접 또는 데이터 변환부에 의해 분석 가능한 통일된 형태로 변환한 후에 정규화 모듈에서 데이터의 중복, 누락에 대한 처리를 담당한다. 이 과정의 모든 데이터는 빅데이터 서버에 저장되는데 NoSQL을 지원하는 분산 데이터 서버이다. 이들 계측 데이터는 각 해양 플랫폼에 따라 형식이 다양하고 빠른 Query 처리보다는 대규모 데이터 저장과 보존이 더 중요하므로 빅데이터 플랫폼이 더 적당하다.

반면, 계측 데이터를 분석한 결과는 정형화된 형식을 갖추고 있으며, 빠르고 다양한 Query 수행을 보장할 수 있어야 하므로, 모두 SQL 서버에 저장한다. 데이터 정합 모듈은 분석 시스템에서 필요한 계측 데이터를 조회하는데 필요한 정보를 저장하고 있다.

2.3 분산 및 중복구조

빅데이터 서버에 대한 분산 및 중복 구조는 Fig. 2에 나타나 있다. 다수의 분산 서버는 각기 메인 데이터와 중복 데이터를 교차로 가지고 있으며, 이에 대한 정보를 구성 서버(Config server)가 가지고 있다. 메인 서버는 사용자로부터의 질의/연산에 대한 수용 및 처리를 담당하며, 각 분산 서버로 질의를 분산하여 전달하고 각 결과를 합산하여 사용자에게 돌려준다. 이러한 분산 및 중복 구조는 빠르게 증가하는 계측 데이터를 효과적으로 저장할 수 있도록 한다.

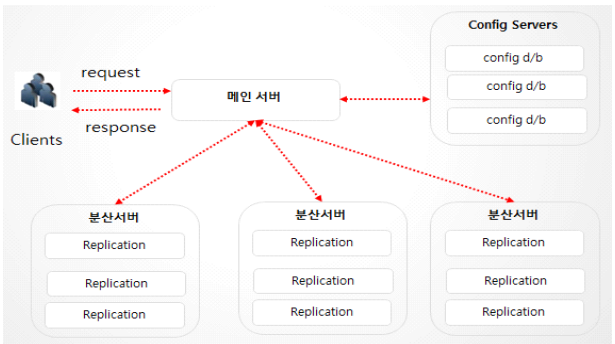


Fig. 2 분산 및 중복 구조

2.4 계측자료 관리

각 계측 데이터는 우선적으로 해양 플랫폼 별로 구분되어 저장된다. 각 플랫폼다다 다른 형식의 데이터를 가지고 있으며 때론 누락이나 중복이 있을 수 있다. 필요에 따라 변환 과정을 거쳐 1차로 정형화 과정을 거친다. 이후에 정규화 과정을 거쳐 누락이나 중복을 제거한다. 정규화 데이터는 각 옵션에 따라 별도로 저장되어 분석가들이 원하는 옵션의 데이터를 추후에 쉽게 접근할 수 있도록 한다.

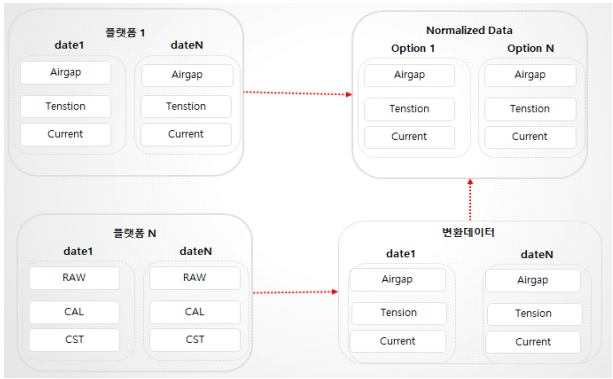


Fig. 3 센서 데이터 관리 구조

2.5 분석 자료 및 정합부

분석 자료를 저장하는 데이터베이스는 SQL을 지원하는 관계형 데이터베이스를 이용한다. 분석 자료는 정형화되어 있으며, 각 분석가 간의 공유가 필요하며 때에 따라서는 분석 결과를 웹 서비스를 통해 일반 사용자, 플랫폼 운영자 등에게 제공하여야 하므로 호환성이 뛰어나고 조회 성능이 좋은 관계형 데이터베이스를 이용한다.

분석 데이터는 크게 필터링 결과를 저장하는 부분과 분석 결과를 저장하는 부분으로 나뉜다. 필터링 결과는 계측 데이터를 분석하기 위한 중간 결과로 기능하는데 미디언 필터링, 로패스 필터링, 칼만 필터링, Rainflow Counting 등의 필터링 결과를 저장한다. 분석 결과는 각종 scatter diagram, 누적 피로 파괴값, VIM A/D 커브 등을 통해 저장되며, 이를 통해 자산 건전성 분석을 수행할 수 있다.

정합부 테이블

플랫폼	type	date	idx	option
GS1	Mooring	20170323	ptr to NoSQL	Move&accept
GS1	Airgap	20170323	ptr to NoSQL	Move&delete
DT1	Mooring	20170223	ptr to NoSQL	Move&accept
GS2	Current	20170201	ptr to NoSQL	Simple deletion

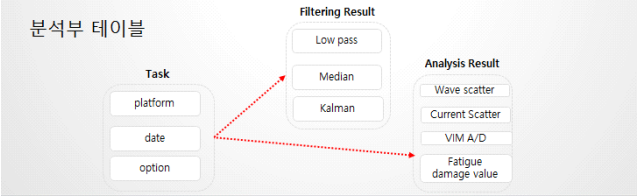


Fig. 4 정합 및 분석 자료 관리 구조

3. 데이터 분석 방법

이 절에서는 계측 데이터 및 필터링 데이터를 이용한 수명 건전성 분석 방법에 대하여 기술한다.

3.1 데이터 정규화

해양 플랫폼에 설치된 각종 센서로부터 수집된 해양 환경 데이터는 그 품질이 일정하지 않다. 데이터 내에는 분실, 중복, 노이즈 구간이 존재하여, 해당 데이터를 곧바로 분석 과정에 이용하기에는 상당한 어려움이 있다. 우선적으로 분실, 중복 구간을 파악하여 계측 데이터를 일관된 형식과 크기를 갖는 데이터 집합으로 변환할 필요가 있다. 데이터 정규화(Normalization) 과정은 원본 계측 데이터에 존재하는 분실 구간에 대하여 특정 표시(NaN)를 하고, 중복 구간에 대해서는 대푯값을 선정하는 과정을 통해 추후 분석 과정에서 규격화된 데이터 입력을 사용할 수 있도록 한다.

3.2 필터링 및 빅데이터 분석

정규화 과정을 거친 데이터는 이제 빅데이터 분석을 위한 정형화된 데이터로 전환되었다. 분석 과정에서는 먼저 분석하고자 하는 데이터를 선정하는 단계부터 시작한다. 정규화된 데이터 중에서 원하는 옵션 또는 센서 데이터의 특성을 가장 잘 반영하는 옵션을 가진 데이터를 선정한다. 이때 분석 대상 데이터를 정합부에서 선정하고 저장하는 과정을 거침으로써, 분석 과정에서의 데이터 로딩을 빠르게 할 수 있다.

선정된 데이터를 대상으로 먼저 데이터 필터링을 진행한다. 데이터 필터링의 경우 분실 구간의 처리와 특정 값을 벗어나는 오류 구간의 처리를 담당한다. 분실 구간의 경우 구간의 시작점과 끝점을 단순히 연결하는 방식의 필터링이 적용될 수 있지만, 인접 자료 간의 관계나 과거 데이터 이력을 통하여 그 구간을 채워 넣을 수 있다. 오류 구간은 곧 분실 구간으로 간주할 수 있으므로 이에 대한 처리도 기본적으로 분실 구간의 처리와 같게 처리할 수 있다.

빅데이터 분석 단계는 필터링된 데이터를 대상으로 유의미한 정보를 찾아내는 과정이다. 자산 건전성 분석에 있어서 가장 중요한 부분은 해양 파도나 바람이 해양 플랫폼에 가하는 피로 파괴 정도이므로 이를 위한 사전 단계로 최적화 기법을 이용한 파고 분석을 수행한다.

또한, 추후 모니터링 시스템의 건전성 파악을 위한 각종 통계 데이터도 이 단계에서 생성한다. 통계 데이터는 크게 계측기 자체의 성능 및 품질을 파악할 수 있는 통계(예를 들어 누락 데이터 비율 등)와 평균값, 대푯값 등 해양 플랫폼의 동작을 알 수 있는 통계 데이터로 나뉠 수 있다.

3.3 자산 건전성 분석

자산 건전성 분석 단계에서는 필터링 및 빅데이터 분석 단계의 결과를 이용하여 해양 플랫폼의 무어링 라인에 대한 잔여 수명 예측을 수행한다. 이 단계에서는 주로 해양 플랫폼의 설계 시에 설정한 플랫폼 거동과 현재 해양 플랫폼의 동작과의 비교를 통하여 예측하는데, 그 비교에 이용하는 분석 데이터로는 다양한 Scatter diagram, 즉 계류 시스템의 수평/수직 방향에 대한 영향을 알아볼 수 있는 Current scatter diagram 및 Wave scatter diagram 등이 있으며, 또한 계류 시스템의 Mooring line에 대한 피로 파괴 정도를 알 수 있는 VIM A/D curve, Fatigue damage 값 등이 있다(김환석 2015).

한편, 해양 플랫폼 및 해양 환경 모니터링에 사용하는 계측기들이 제대로 동작하는지 또는 유실 여부에 대한 판단을 분석 데이터 결과로부터 알 수 있는데, 예를 들어 유실데이터 비율, 노이즈 데이터 비율, 누적 동작 및 비동작 시간 등을 통하여 모니터링 시스템 자체의 건전성에 대하여 평가할 수 있다. 이를 통해 해양 플랫폼 전체 시스템에 대한 사전적인 예방, 보강 조치를 취할 수 있는 근거를 찾을 수 있다.

4. 결론 및 향후 연구과제

본 논문에서는 해양 플랫폼 및 해양 환경의 계측 데이터를 다루는 방법에 대하여 기술하였고, 계측 데이터를 분석하여 자산 건전성 분석에 이용하는 방안에 대하여 논의하였다. 제안하는 데이터베이스 관리 기법은 매우 다양한 형식의 대용량 계측 데이터를 효과적으로 다룰 수 있으며, 또한 기존의 관계형 데이터베이스가 가지는 장점을 활용하여 분석 시스템을 구성하도록 함으로써 호환성과 편리성을 추구하였다(이상한 2015). 다만, 단일 데이터베이스 시스템이 아닌 혼합형 데이터베이스를 구성함에 있어서 시스템의 복잡도가 증가하고 관리 업무가 증가하는 단점이 있다고 할 수 있다. 그럼에도 해양 플랫폼 및 해양 환경이라는 매우 복잡하고 비싼 자산을 관리하는데 있어서 효율적인 시스템 구축 및 관리 기법이라고 말할 수 있다.

향후에는 빅데이터 시스템 구축으로 얻어진 각종 다양한 데이터 및 운영 과정에서 얻어지는 데이터의 비교, 분석을 통하여 단일 해양 플랫폼이 아닌 다중 해양 플랫폼 간의 비교, 분석을 진행할 계획이다. 이러한 과정에서 보다 더 실증적인 해양 플랫폼의 자산 건전성 분석이 가능할 것으로 보여진다.

후 기

이 논문은 2017년 과학기술정보통신부의 재원으로 SW융합기술고도화 사업의 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호: S0503-17-1001).

참 고 문 헌

김환석, 송덕용, 황진상, YC Park, 황호진 (2015), “IMMS 데이터 재사용을 위한 설계-계측 데이터 비교 기반 SW 개발”, 한국 CAD/CAM학회 2015 동계학술대회 논문집, pp 211-214.

이상한, 정영훈 (2015). “실무 관점에서 빅데이터의 전체 그림을 그리는 빅데이터 시스템 구축 가이드”, (주)프리렉.

Michael Stonebraker(2010). "SQL databases v. NoSQL databases", Communications of the ACM, Volume 53 Issue 4, pp 10-11, April 2010.

해양 플랫폼 및 해양 환경 데이터 모니터링 시스템 검증

이수봉* · 유승열* · 이순섭* · 설예인**
*경상대학교 조선해양공학과
**주)바론시스템 연구소

The Verification of Offshore Platform and Marine Environment Data Monitoring System

Soo-Bong Lee*, Beung-Yeol Yoo*, Soon-Sup Lee* and Ye-In Seol**

*Gyeongsang National University, Tongyeong, Korea
**Research Institute, Baron System Co. Ltd., Daejeon, Korea

KEY WORDS: Offshore Platform 해양플랫폼, Marine Environment Data 해양환경데이터, Verification 검증, Validation 확인, Marine & Platform Monitoring System 해양환경/플랫폼 모니터링 시스템

ABSTRACT: *대부분의 해양 플랫폼들은 육상에서 멀리 떨어진 곳에 설치되기 때문에 운영 및 유지보수에 어려움이 많다. 이러한 문제점들을 해결하기 위해서는 해양환경 변화에 따른 해양 플랫폼 모니터링 개발이 필요하다. 이에 해양환경 계측기와 해양플랫폼의 상태를 계측하는 기기에 IIoT디바이스를 부착하여 필터링된 데이터를 통합하여 모니터링 시스템을 구현하였으며, 구현된 시스템의 성능 및 신뢰성 확보를 위한 시스템 검증 및 확인은 매우 중요하다.*

본 연구에서는 개발된 모니터링 시스템의 설계 사양 및 데이터 보간, 필터링 알고리즘의 성능 검증(Verification)과 사용자 요구사항에 대한 검증(Validation)을 실시한 결과를 소개하고자 한다.

1. 서 론

해양플랜트는 육상에서 멀리 떨어져있으며, 매우 극심한 환경에서 기름과 가스를 시추 및 생산하고 있다. 사고가 발생하면 진화가 힘들어 대부분 대형 사고로 이어질 가능성이 매우 크다.

해양플랜트 수명건정성을 위해 각 종 센서를 부착하여 관련 로우(Law)데이터를 수집하지만 해양환경적인 요인에 의해 데이터 분실, 중복 및 노이즈 등이 발생하여 데이터 품질이 일정하지 않다는 문제점이 있다. 이를 해결하기 위해 해양플랜트에서 계측되는 데이터의 품질향상을 위한 데이터 정형화(Nomalization) 작업을 실시하고 정형화된 데이터들을 Low-pass 필터링, Median 필터링, Kalman 필터링을 통해 해양환경 및 해양플랜트 운동 계측 데이터 분석이 가능하다.

본 연구에서는 개발된 모니터링 시스템의 설계 사양 및 데이터 보간, 필터링 알고리즘의 성능 검증(Verification)과 사용자 요구사항에 대한 검증(Validation)을 실시한 결과를 소개하고자 한다.

2. 데이터 필터링 알고리즘 검증

2.1 해양 플랫폼 및 해양 환경 데이터

본 연구의 검증 대산이 되는 데이터들은 미국 멕시코 만에 운영 중인 해양 플랫폼에서 수집한 센서 계측 데이터 및 해당 센서 데이터를 normalization/preprocessing/ filtering 등의 과정을 거친 데이터를 말한다.

본 연구에서 검증하는 주요 데이터의 종류는 다음과 같다.

- mooring tension 1, 2, length
- airgap
- wind speed, direction
- motion Yaw, Tilt X, Tilt Y
- current speed, direction, depth
- position X, Y
- VIM (derived data)
- Current Scatter(derived data)
- Wave Scatter(derived data)

2.2 데이터 필터링 알고리즘

해양 플랫폼에서 실시간으로 계측되는 거동 및 해양환경데이터들은 많은 노이즈를 포함하고 있으며, 이들 데이터를 모니터링 하는 시스템들은 반듯이 데이터 필터링 알고리즘을 탑재하고 있어야 한다.

본 연구에서도 개발된 시스템의 데이터 필터링 성능 즉, 정확성을 타 시스템과 비교하여 검증하였으며, 이 때 사용된 필터링 알고리즘은 로우 패스(Low-pass) 필터링, 중간값 필터(Median filter) 및 칼만필터(Kalman filter) 이다.

로우 패스(Low-pass) 필터링의 다른 명칭은 저역 통과 필터로서 간단히 말하자면 낮은 주파수만을 통과 시키고, 높은 주파수

의 성분을 버리는 것이다. 일반적으로 노이즈는 고 주파수에 있어서, 로우패스 필터링만으로도 실제에 가까운 값을 얻을 수 있으며, 가장 많이 사용되는 필터이다.

중간값 필터(Median filter)는 비선형 디지털 필터 기술로 이미지나 기타 신호로부터 신호 잡음을 제거하는 데 이용되며, 통상적으로 이미지 프로세싱에서 자주 이용된다.

칼만필터(Kalman filter)는 이전 부정확한 상태방정식을 이용한 추정 값과, 부정확한 측정값(Noise가 포함된 측정값)을 이용하여 좀 더 정확한 실제 값을 계산(추측)해내는 수학적 계산 과정으로 개발된 지 50년이 지났지만 아직도 많이 사용되고 있으며, 인공위성, 스마트폰 등의 GPS 장치에 사용되고 있다.

2.3 검증절차

데이터를 검증하는 절차는 크게 3부분으로 Data Filtering, Filtering 결과 비교, 소견의 순서로 진행하였다. Data Filtering 기법으로는 앞서 언급한 데이터 필터링 알고리즘에서 언급한 바와 같이 중간값 필터(Median Filter), 로우 패스(Low-pass Filter), 칼만 필터(Kalman Filter)가 사용되었고, 개발시스템과 타 시스템의 Filtering 결과를 데이터별로 비교하여 전체 데이터 경향성 및 데이터 결과 차이를 분석하였다.

Fig. 1에서는 데이터를 검증하는 절차를 도식화하였다.



Fig. 1 데이터 검증 절차

2.4 주요 데이터 검증결과

- Mooring tension 데이터

해양 플랫폼은 Spar 타입이며, 계류를 위한 무어링 라인은 총 9개가 있고 이들에 작용하는 장력들의 계측 데이터를 검증하였다. 측정된 데이터는 1초 간격으로 24시간동안 측정되었으며, 측정 시간동안 데이터의 진폭은 증가와 감소를 반복하지만, 데이터의 패턴은 항상 일정하였다. 또한 측정된 데이터의 필터링은 중간값 필터와 로우 패스 필터를 이용하였다.

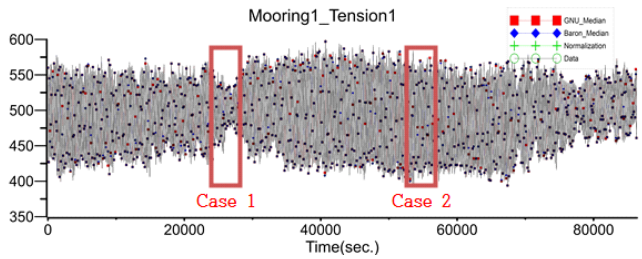


Fig. 2 검증에 사용된 데이터

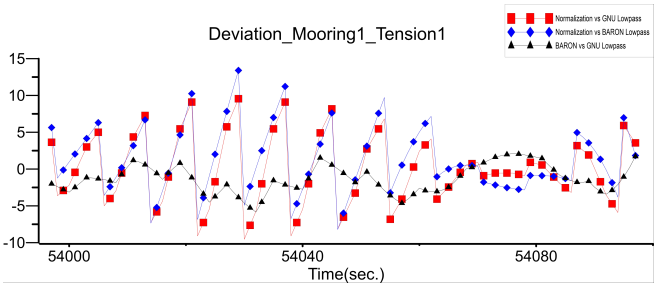


Fig. 3 로우 패스 필터링 결과 편차

Case 1 구간에서 측정된 데이터는 동일한 값을 약 15초 가량 측정한 뒤, 새로운 데이터를 측정하는 패턴을 가지고 있으며 이러한 패턴은 0초 ~ 86400초까지 동일하게 나타났다. 또한 데이터의 변화가 발생하는 첫 구간에서 Baron과 GNU의 필터링 결과가 약간의 차이(최대차이 20kips, 최소차이 0kips)를 나타내고 있으며, 하지만 개발 시스템과 타 시스템 모두 정규화 데이터와 매우 유사한 경향성을 나타내고 있다. 전체구간(0 ~ 86400sec.)에 대한 Baron 과 GNU 필터링 결과의 차이는 약 0.4%이다.

Case 2 구간에서는 개발 시스템과 타 시스템 모두 매우 유사한 경향성을 나타내면서 필터링이 제대로 이루어지고 있으며, 정규화 데이터의 값이 변화하는 부분에서 개발 시스템과 타 시스템의 필터링 값 차이가 나타나지만, 그 차이는 미미하였다(최대차이 5kips, 최소차이 0kips). 전체구간(0 ~ 86400sec.)에 대한 개발 시스템과 타 시스템의 필터링 결과의 차이는 약 0.1%이였다.

3. 결론 및 향후 연구

본 논문에서는 해양 플랫폼 및 해양 환경의 계측 데이터를 모니터링 하는 과정에서 발생하는 데이터의 정형화 과정에 필요한 알고리즘에 대한 성능을 검증하기 위해 타 시스템과의 비교를 수행하였다. 수행 결과는 개발된 시스템에 대한 정형화 알고리즘의 정확도는 우수하다는 것을 알 수 있었다.

향후에는 해양플랫폼의 계류 데이터를 근간으로 한 구조물의 수명건전성평가를 위한 피로도 분석 알고리즘 검증을 실시할 예정이다.

후 기

이 논문은 2017년 과학기술정보통신부의 재원으로 SW융합기술고도화 사업의 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호: S0503-17-1001).

참 고 문 헌

김환석, 송덕용, 황진상, YC Park, 황호진 (2015), “IMMS 데이터 재사용을 위한 설계-계측 데이터 비교 기반 SW 개발”, 한국 CAD/CAM학회 2015 동계학술대회 논문집, pp 211-214.

이순섭 (2016). “AIMS 데이터 검증서”, 경상대학교

해양플랫폼 자산 무결성 관리 시스템을 위한 IoT 디바이스 소형화 및 모듈화

김동건* · 이범성* · 이동현* · 명세현**
*비에스테크
**와이즈유(영산대학교) 스마트자동차학과

IoT device Miniaturization and Modularization for Offshore Platform Asset Integrity Management System

Dong-Geon Kim*, Bum-Sung Lee*, Dong-Hyun Lee* and Se-Hyun Myung**

*BSTECH
**Youngsan University, Yangsan, Korea

KEY WORDS: IoT Device 사물인터넷 디바이스, Gulf of Mexico 미국 멕시코만, Acoustic Doppler Current Profiler 음향도플러유속계, Anemometer 풍속계, Barometric Pressure 기압계

ABSTRACT: *For the IoT Device test for monitoring offshore platforms were installed outside the building. Require test conditions of the marine environment similar to the Gulf of Mexico. For maximum similarity was installed on the building roof. The communication method selection is required and standardized protocols optimized for real-time acquisition and exchange of information with the management server of the offshore platform. Small and modular IoT device designs were designed and implemented using the raspberry pie kit. Measuring instruments in the communication with the server using the DGPS and the integrated Anemometer used a POE and Zigbee.*

1. 서 론

해양 플랫폼 모니터링을 위해서는 계류시스템의 설계수명 대비 계측 데이터를 기반으로 하는 엔지니어링 기법을 적용하여 계류시스템의 건전성 평가 기법, 계측기 건전성 확보 기법, 계측기 수명 예측기법을 이용하는 시스템이 요구된다. 이 시스템을 위해서는 해양환경을 측정할 수 있는 계측기들의 데이터가 요구된다.

계측기들의 데이터를 취합하여 보내기 위해서는 IoT Device설계 및 구현이 필요하다.

기존의 해양환경 모니터링 시스템의 데이터 수집 및 송신 시스템은 RS232C 통신을 통해 센서로부터 측정된 전기적 변화량을 무선 송신기에 전송하는 8096 마이크로프로세서와 무선으로 데이터 송· 수신이 가능한 무선 송· 수신기(LAN-R96)로 구성된다. 그리고 데이터 탐색, 분류 및 모니터링 시스템은 전송된 데이터를 모니터링하고 파일로 저장하기 위한 PC와 다른 지역 사용자에게 수집한 데이터를 전송하기 위한 모뎀으로 구성된다.(김진호 등,1996)

본 논문에서는 해양환경을 실시간 계측하고 유·무선통신을 이용하여 데이터를 송·수신할 수 있는 IoT Device 개발을 목적으로, 라즈베리파이보드, 데이터 취득모듈보드와 Zigbee모듈보드를 통하여 계측기에 레고형식으로 장착할 수

있게 설계 및 구현된다.

2. IoT Device설계 및 구현

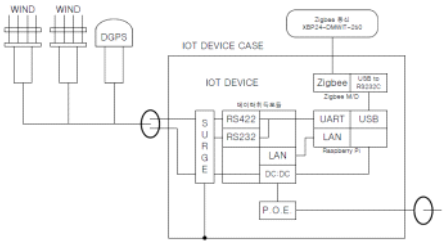
2.1 계측기의 종류

해양 플랫폼 모니터링을 위한 해양환경을 측정하는 계측기의 종류는 다음과 같다.

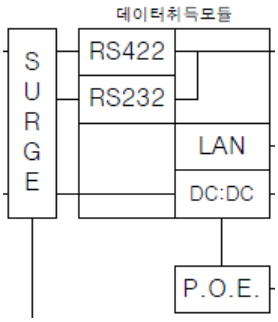
- Ocean Current, Acoustic Doppler Current Profiler (ADCP)
- Air Gap (and estimated wave height)
- Anemometer (wind speed/direction)
- Air Temperature/Relative Humidity
- Barometric Pressure
- DGPS antennae (Relative position)
- Gyro Compass (Heading Measurement)
- Facility inertial motion sensors to measure Pitch, Roll, Yaw, Heave, Surge and Sway(6 Degrees of Freedom)

2.2 IoT Device 설계

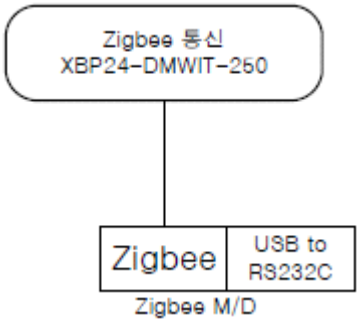
그림 1에서 보는 바와 같이 라즈베리파이를 기반으로 IoT Device를 설계하였다. IoT Device는 오픈소스 하드웨어인 라즈베리 파이보드를 기반으로 데이터 취득모듈보드와 Zigbee Module보드를 레고형식으로 장착할 수 있게 하였다. 이 같은 IoT Device는 레고형식으로 계측기에 장착 가능하며 데이터를 송·수신할 수 있는 형태로 설계하였다. 각 계측기와의 데이터 송·수신은 232C통신 방식을 사용하였으며 서버PC와의 통신은 POE와 Zigbee를 사용하였다.



(a) IoT Device



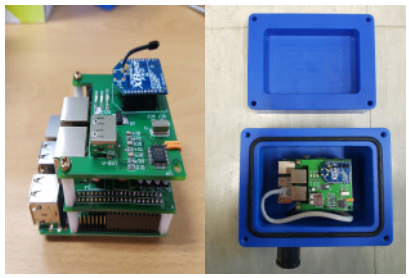
(b) 데이터취득 모듈



(c) Zigbee Module

그림 1 IoT Device 구성도

한편 위 구성도를 바탕으로 그림 2같이 IoT Device를 구현하였다.



(a) IoT Device



(b) 데이터 취득모듈



(c) Zigbee Module

그림 2 IoT Device

3. IoT Device 시험

해양 플랫폼의 해양 환경과 비슷한 조건에서의 시험을 위하여 경상대학교 실습선에 Iot Device와 계측기를 설치하여 시험하였다.

시험에 사용된 계측기의 제원 및 특성은 표 1과 같다.

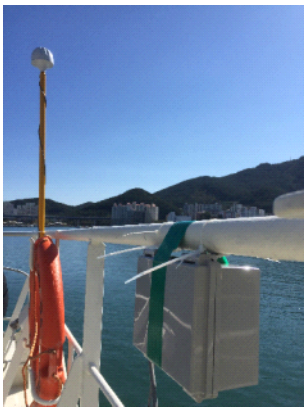
표 1 Anemometer on Young model(860106)

	Wind	
	Speed	Direction
Resolution	0.1 m/s	1 degree
Accuracy	0.1 m/s (<70 m/s)±3% (<30 m/s)±2% or	±2 degree

한편 사용된 계측기는 그림 3과 같다.



(a) Anemometer



(b) DGPS

그림 3 계측기

4. 시험 결과 및 해석

해양 플랫폼 모니터링을 위한 경상대학교 실습선에서의 측정 결과물을 아래 그림 4를 통해 알 수 있다.

아래 그림 4는 IoT Device에서 서버로 전송되어진 데이터이다. 이 데이터를 통해 해양 플랫폼(Offshore Platform)이 외부영향(Wave,Wind)의 영향으로 표류위치 및 바람세기를 확인하는 시뮬레이션을 할 수 있다.

	A	B	C	D	E
1	시간	위도	경도	풍향	풍속
2	2016.11.2.11:8:50	34.83156901	128.3975446	78	2.5
3	2016.11.2.11:8:56	34.83156836	128.3975446	235	0.0
4	2016.11.2.11:9:0	34.8315677	128.3975449	276	0.6
5	2016.11.2.11:27:32	34.83155834	128.3975624	245	1.7
6	2016.11.2.11:27:37	34.83155841	128.3975623	251	2.4
7	2016.11.2.11:29:27	34.8315581	128.3975596	116	1.9
8	2016.11.2.11:29:32	34.83155811	128.3975596	104	1.2
9	2016.11.2.11:29:37	34.83155823	128.3975594	12	1.6
10	2016.11.2.11:29:42	34.83155824	128.3975594	87	3.2
11	2016.11.2.11:29:47	34.83155835	128.3975592	39	3.1
12	2016.11.2.11:29:52	34.83155849	128.3975591	69	4.8
13	2016.11.2.11:31:22	34.8315563	128.3975518	327	0.6
14	2016.11.2.11:31:27	34.83155606	128.3975515	292	1.5
15	2016.11.2.11:31:32	34.83155595	128.3975514	253	0.7
16	2016.11.2.11:35:18	34.83155704	128.3975421	305	5.3
17	2016.11.2.11:35:23	34.83155741	128.3975419	264	4.0
18	2016.11.2.11:35:28	34.83155748	128.3975419	321	3.2
19	2016.11.2.11:35:33	34.83155761	128.3975419	324	4.1
20	2016.11.2.11:35:38	34.83155795	128.397542	282	3.7
21	2016.11.2.11:35:43	34.83155821	128.3975422	232	0.7
22	2016.11.2.11:35:48	34.83155853	128.3975425	15	4.4
23	2016.11.2.11:35:53	34.83155874	128.3975429	25	2.9
24	2016.11.2.11:35:58	34.83155887	128.397543	144	2.2
25	2016.11.2.11:36:3	34.83155945	128.3975444	117	5.2
26	2016.11.2.11:36:8	34.83155973	128.397545	104	3.2
27	2016.11.2.11:36:13	34.83156021	128.3975463	103	1.8

그림 4 계측Data

위 그림 4와 같이 각종 계측데이터를 바탕으로 수명 건전성 평가에 이용할 수 있다.

아래 그림 5를 통해 그림 4에서 취득한 계측데이터를 가시화 프로그램을 이용하여 나타내었다.

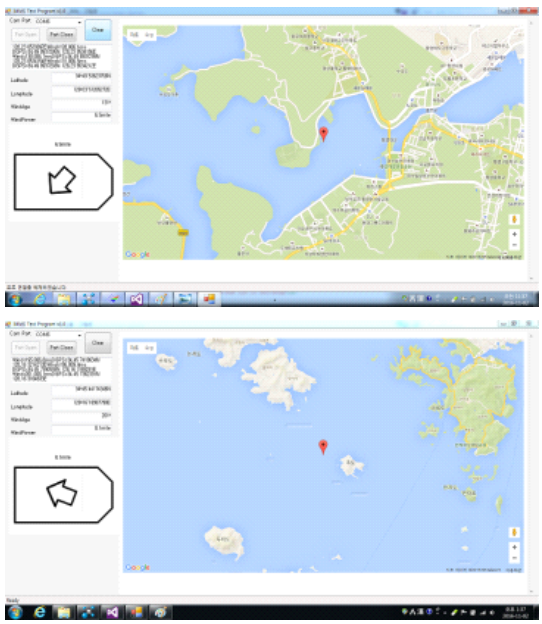


그림 5 가시화 프로그램

5. 결 론

해양 플랫폼 모니터링을 위한 IoT Device를 설계 구현하였다. 대부분의 기존 시스템은 Micro-Processor를 통하여 단독 센서와 합쳐진 Stand Alone시스템이 사용되었다.

본 논문에서는 Open Source Hardware인 라즈베리파이보드, 데이터 취득모듈보드와 Zigbee모듈보드를 레고 블록 형태의 계측 시스템으로 설계 구현하였으며, 이는 다양한 계측기를 손쉽게 연동할 수 있는 장점이 있다. 그리고 POE와 Zigbee를 통해 실시간으로 서버에 계측 데이터를 전송하여 실시간으로 변화하는 해양 환경의 정보를 실시간으로 확인 검증할 수 있어 플랫폼의 수명 건전성 평가의 신뢰성 향상에 큰 도움을 줄 수 있을 것으로 예상한다.

향후 IoT Device에서 서버로의 계측데이터 전달을 위한 Das 와 허리케인에 의한 자연재해 시 전원공급을 위해 Battery Box의 개발도 할 것이다.

후 기

이 논문은 2017년 과학기술정보통신부의 재원으로 SW융합기술고도화 사업의 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호: S0503- 17-1001).

참 고 문 헌

김진호, 한정만, 김상봉 (1996). “유· 무선 통신을 이용한 해양환경 모니터링 시스템의 개발”, 한국해양공학회지, 제10권, 제2호, pp 160~165

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 C

해저케이블

해저케이블 보호설비의 양식장 구간 해양탐사 방안

김정훈* · 이정만** · 김재종*** · 배기택*** · 김종혁***
*한전 전력연구원
**(주)한국해양기술
***한국전력공사

Ocean Exploration Plans of Subsea Cable Protection System in the Farm Section

Jeong-Hun Kim*, Jeong-Man Lee**, Jae-Jong Kim***, Gi-Taek Bae***, Jong-Hyeok Kim***
*Korea Electric Power Research Institute, Daejeon, Korea
**Korea Ocean Engineering & Consultants Co. Ltd, Gyeonggi, Korea
***Korea Electric Power Corporation, Jeonnam, Korea

KEY WORDS: Subsea cable 해저케이블, Protection system 보호설비, Ocean exploration 해양탐사, Farm section 양식장 구간

ABSTRACT: Recently, due to the offshore wind power, HVDC and establishment of subsea power grid, the construction demand for subsea cables is expected to increase continuously. In order to provide stable power supply through subsea cables, the installation of protection systems for marine risk factors is absolutely necessary. Especially, the protection systems installed near the farms are likely to be damaged due to steel piles, so the stability of subsea cables should be ensured through periodic inspection and reinforcement. However, when choosing a reinforcement section for the protection systems, it relies only on diving surveys due to extensive farm installations. In this study, ocean exploration was performed in the farm section of Haenam-Jeju #1 HVDC protection system using various exploration equipment, and through the analysis and evaluation of the results, the ocean exploration plans of subsea cable protection system in the farm section were suggested.

1. 서 론

최근 전 세계적으로 국가 간 해저 전력망 구축을 위한 슈퍼그리드 사업으로 HVDC 수요가 급증할 것으로 전망되며, 2015년 12월 파리 기후협정 이후 신재생에너지 개발에 대한 필요성이 부각되면서 해상풍력, 조류발전 등 대체에너지 개발에 따른 해저케이블 건설 수요는 꾸준히 증가할 것으로 예상된다.

현재 국내 HVDC 해저케이블은 1998년 해남~제주 #1 HVDC, 2013년 진도~제주 #2 HVDC가 건설되어 제주 부하의 약 30~40%를 공급하고 있으며, 제주지역 전력공급 안정도 향상 및 전력 구매비용을 절감시키고 있다. 그러나 #1 HVDC는 시공 후 약 20년이 경과하면서 설비노후에 따른 잦은 고장 및 제작사(Alstom) 일부 부품 생산 단종 등으로 유지보수에 어려움을 겪고 있고, 해양 위해인자에 대해 설치한 보호설비는 태풍, 파랑과 같은 자연적 요인과 양식장 설치에 사용되는 로켓포, 선박의 닻 등과 같은 인위적인 요인에 의해 불량 개소가 증가하고 있는 실정이다(한국전력공사, 2016).

해저케이블 보호설비의 경우, 해남·완도 연안지역에 국내 최초로 콘크리트 매트리스(약 48km)를 사용하였으나, 인근에서 광범위하게 이루어지고 있는 양식업으로 인해 보호설비 점검을 위한 대형선박 접근 및 탐사장비 운용이 곤란하여 1회/년 잠수사에 의한 육안점검만 시행 중에 있다(오션씨엔아이, 2016).

특히, 양식장 인근에 설치된 보호설비는 로켓포 및 쇠말목 등으로 인한 파손이 발생할 가능성이 매우 높으므로 정기적인 점검 및 보강을 통해 해저케이블의 안정성을 지속적으로 확보해야 한다(한국전력공사, 2007). 그러나 보호설비의 보강대상 선정시, 광범위한 양식장 설치로 인해 잠수조사에만 의존하고 있어 신뢰도를 확보하기 어려운 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 다양한 탐사장비를 활용하여 해남-제주 #1 HVDC 보호설비의 양식장 구간에 대해 해양탐사를 수행하였으며, 탐사결과의 분석 및 평가를 통해 해저케이블 보호설비의 양식장 구간 해양탐사 방안을 제시하였다.

2. 해양 조사방법 및 탐사장비

2.1. 잠수사 육안조사(잠수촬영)

잠수사에 의한 육안조사는 현재 해저케이블 보호설비의 양식장 구간에 적용하고 있는 방법으로써 직접 육안으로 점검하므로 가장 정확한 방법이다. 그러나 시야확보가 어렵기 때문에 잠수촬영에 의한 판독이 매우 어렵다. 따라서, 보강대상 선정시, 잠수사에게만 의존하기 때문에 객관적인 신뢰도를 확보하기 어렵다. 또한, 잠수사가 모든 구간을 탐사해야하므로 시간과 비용이 많이 발생하고, 해양조건 및 기후

에 대한 영향을 가장 크게 받는다. Fig. 1은 잠수사에 의한 육안조사 현황을 나타낸다.



Fig. 1 Visual survey of the diver

2.2. 예인식 2D조사(SSS : Side Scan Sonar)

예인식 2D조사 탐사장비인 양방향 음파탐지기(SSS)는 해저면의 평면영상을 실시간으로 탐사하는 장비로써 다양한 해양탐사 분야에서 가장 광범위하게 사용되는 조사방법이다. 양방향 음파탐지기는 Fig. 2와 같이 선박에서 수중탐사체(Tow fish)를 예인하면서 양측으로 초음파를 발신한 후 산란되는 음압을 수신하여 해저면을 영상화하는 장비이다. 탐사결과는 좌표 자료가 아닌 2차원 이미지 자료이며, 운영수심은 대략 100m, 탐사폭은 30~300m 정도이다. 또한, 주로 선미에서 예인하면서 조사를 수행하나 선박 측면에서 예인 및 견착하는 경우도 있다.

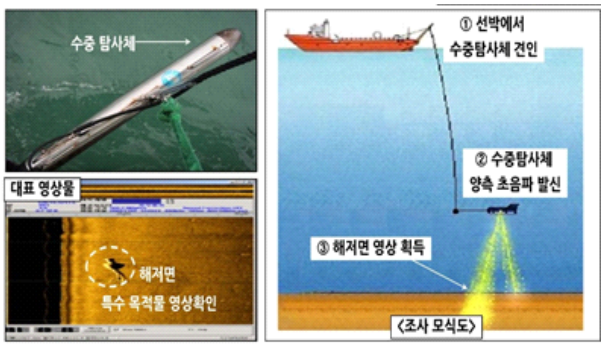


Fig. 2 Side Scan Sonar

2.3. 견착식 3D조사(MBES : MultiBeam Echo Sounder)

견착식 3D조사 탐사장비인 다중빔 음향측심기(MBES)는 해저면 지형 및 수심을 탐사하는 장비로써 해저면 3차원 좌표자료를 취득하는 조사방법이다. 다중빔 음향측심기는 Fig. 3과 같이 선박에 다중빔 견착 및 주변 장치들을 설치하고, 조사대상 해역을 운항하면서 다중빔에서 발생되는 음파를 활용하여 해저면 자료를 취득하게 된다. 탐사결과는 취득한 자료의 후처리를 통해 얻은 3차원 좌표를 포함한 해저지형 모델이다. 운영수심은 대략 160m, 탐사각은 140° 정도이다.

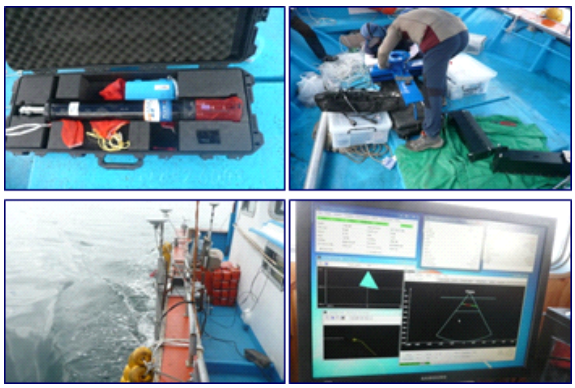


Fig. 3 MultiBeam Echo Sounder

2.4. 착저식 3D조사(BV-5000 : Blue View)

착저식 3D조사 탐사장비인 BV-5000은 해저면 고화질 영상자료를 취득할 수 있는 탐사하는 장비로써 조사대상 인근에서 직접 3차원 자료를 취득할 수 있는 조사방법이다. BV-5000은 Fig. 4와 같이 선박과 케이블로 연결된 3D Scanning Sonar를 해저면 착저 및 ROV에 탑재한 후, 조사대상 인근에서 360도 회전하면서 발생되는 음파를 활용하여 3차원 고화질 영상자료를 취득하게 된다.

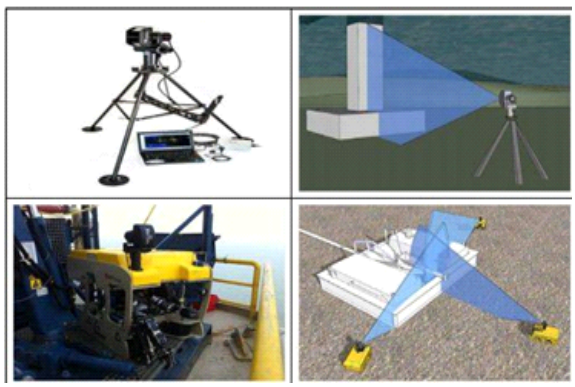


Fig. 4 Blue View-5000

3. #1 HVDC 보호설비의 양식장 구간 해양탐사

3.1. 해양탐사 대상 및 구간

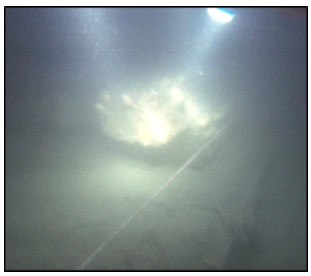
#1 HVDC 보호설비의 양식장 구간 해양탐사 대상 및 구간은 2016년 잠수점검을 통해 보강공사를 시행하는 이상개소를 대상으로 선정하였으며, 보호설비의 이상개소 발생형태는 콘크리트 매트리스 융기 및 파손 등이다. 2장에서 설명한 해양 조사방법으로 #1 HVDC 보호설비의 양식장 구간에 대해 해양탐사를 수행하였으며, 그 결과를 비교 및 분석하였다.

3.2. 해양탐사 결과

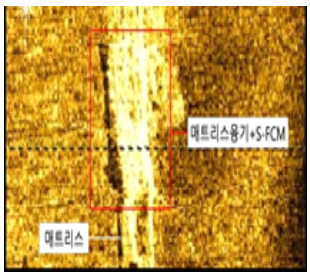
Fig. 5는 #1 HVDC 콘크리트 매트리스 융기가 발생한 구간에 대한 해양탐사 결과이며, 보강공사를 시행하여 매트리스 상단에는 S-FCM 보호설비가 설치되어 있다. 본 구간의 콘크리트 매트리스는 침하 및 매몰로 인해 주변 해저면과

단차가 거의 없으며, 일부 융기구간은 S-FCM 보강으로 인해 해저면과 최대 80cm 단차가 발생하였다.

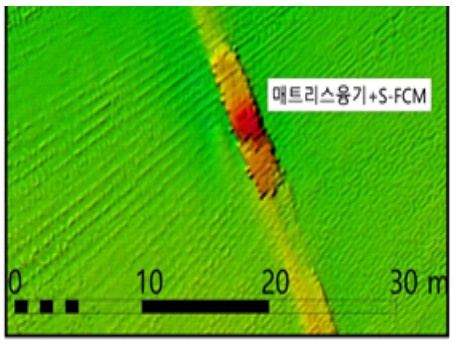
잠수사에 의한 잠수촬영은 Fig. 5(a)와 같이 시야가 확보되지 않아 식별이 불가능하고, 예인식 2D조사(SSS) 결과는 Fig. 5(b)와 같이 음파를 발신한 반대쪽에 음영이 나타난 것으로 보아 대략적인 이상개소를 예측할 수 있다. 견착식 3D조사(MBES)는 Fig. 5(c)와 같이 해저면과 S-FCM의 단차(최대 80cm)가 큰 구간에서는 탐사가 가능하지만, 콘크리트 매트리스(두께: 20~25cm)와 같이 해저면과 단차가 작은 구간에서는 이상개소 예측이 어려울 것으로 판단된다. 착저식 3D조사(BV-5000) 결과의 경우, Fig. 5(d)와 같이 콘크리트 매트리스는 침하 및 매몰로 인해 대략적으로 나타났지만, S-FCM 보호설비의 설치현황은 가장 정확하게 탐사되었다.



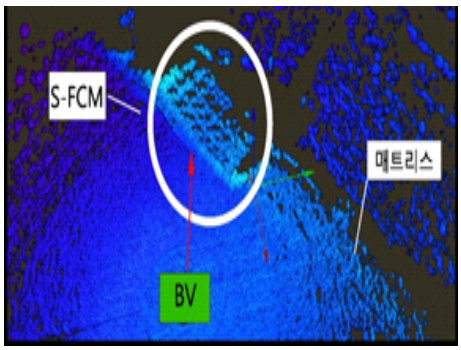
(a) Diving shoot



(b) Side Scan Sonar



(c) MultiBeam Echo Sounder

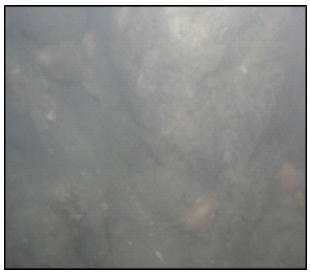


(d) BV-5000

Fig. 5 Uplift section of #1 HVDC concrete mattress

Fig. 6은 #1 HVDC 콘크리트 매트리스 파손이 발생한 구간에 대해 보강공사 시행 전 해양탐사 결과이며, 매트리스 중앙 일부를 제외한 양쪽 면이 파손되어 유실되었다.(최대 W1.8×L1.8m).

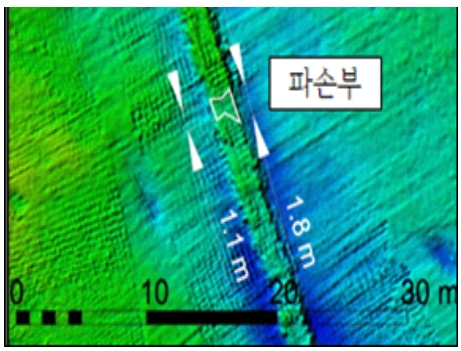
잠수사에 의한 잠수촬영은 앞에서와 마찬가지로 식별이 불가능하고, 예인식 2D조사(SSS) 결과는 Fig. 6(b)와 같이 콘크리트 매트리스의 형상이 일부 사라진 것으로 보아 이상개소를 대략적으로 예측할 수 있다. 견착식 3D조사(MBES)는 해저면과 단차가 작은 콘크리트 매트리스를 탐사하는 경우 Fig. 6(c)와 같이 이상유무를 판단하기 어려울 것으로 판단되며, 본 탐사는 이상개소 선정 후 시행하였으므로 파손부 자료를 취득할 수 있었다. 착저식 3D조사(BV-5000) 결과의 경우, 콘크리트 매트리스 파손 및 유실에 대한 3차원 영상을 Fig. 6(d)와 같이 취득하였으며, 이상개소 현황을 가장 정확하게 파악할 수 있었다.



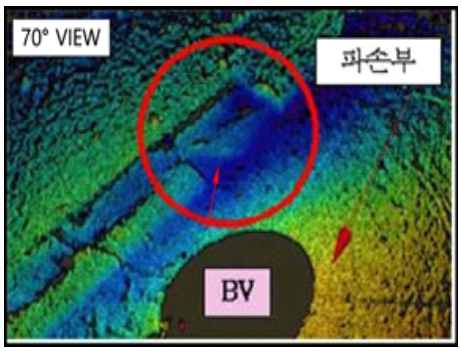
(a) Diving shoot



(b) Side Scan Sonar



(c) MultiBeam Echo Sounder



(d) BV-5000

Fig. 6 Breakage section of #1 HVDC concrete mattress

3.3. 해저케이블 보호설비의 양식장 구간 해양탐사 방안

#1 HVDC 보호설비의 양식장 구간에 대한 해양탐사 방안은 1단계 기본조사와 2단계 상세조사로 구분하여 탐사하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

1단계 기본조사에서는 예인식 2D조사(SSS)를 활용하여 광범위한 해양탐사를 우선적으로 수행한다. 소형선박을 이용하여 양식장 인근 해역에서 보호설비의 해양탐사를 수행하여, 보호설비 및 주변현황의 이상유무를 대략적으로 판단한다. 한편, 견착식 3D조사(MBES)의 경우, 해저면과 보호설비의 단차가 큰 구간에서는 탐사가 가능하나, 콘크리트 매트리스 보호설비(두께: 20~25cm)에 대해서는 이상유무 판단이 어렵다.

2단계 상세조사에서는 1단계 기본조사에서 나타난 이상개소에 대해 잠수조사와 BV-5000 3D조사를 함께 병행하여 보호설비의 이상개소 확정 및 보강공사를 시행한다. BV-5000은 해저면 착저식 탐사장비(잠수사 동반)로써 육안조사와 3차원 영상 결과를 동시에 취득할 수 있으며, 양식장 구간 근접 탐사에 가장 유리할 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 다양한 탐사장비를 활용하여 해남-제주 #1 HVDC 보호설비의 양식장 구간에 대해 해양탐사를 수행하였으며, 탐사결과를 비교 및 분석하고 평가하였다. 또한, 해저케이블 보호설비의 양식장 구간에 대한 해양탐사 방안을 제시하였다. 본 연구를 통해 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) #1 HVDC 보호설비의 양식장 구간에 대한 잠수촬영은 시야가 확보되지 않아 식별이 불가능하지만, 예인식 2D조사(SSS)는 광범위한 해역에서 대략적인 이상개소를 예측이 가능하다.

(2) 견착식 3D조사(MBES)의 경우, 해저면과 단차가 큰 구간에서는 탐사가 가능하지만, #1 HVDC 콘크리트 매트리스와 같이 해저면과 단차가 작은 구간에서는 이상개소 예측이 어려울 것으로 판단된다.

(3) 착저식 3D조사(BV-5000)는 #1 HVDC 양식장 구간 근접탐사가 가능하여 3차원 영상 취득 및 이상개소 현황파악에 가장 유리할 것으로 판단된다.

(4) 해저케이블 보호설비의 양식장 구간에 대한 해양탐사는 예인식 2D조사(SSS)를 통해 대략적인 이상개소를 판단한 후 잠수조사와 BV-5000 3D조사를 함께 병행하여 보호설비의 이상개소를 확정하고 보강공사를 시행하는 방안을 제시하였다.

참 고 문 헌

한전 전력연구원(2016). 해저케이블 보호설비의 성능평가기술 개발 사업계획서.

오션씨엔아이 (2016). 2016 잠수점검 완료 보고서(해남구간)

한국전력공사 (2007). HVDC 송전선로 보호설비 적정성 검토 및 보강 용역 최종보고서

해양환경 수치해석 및 보호설비 유한요소모델 해석기법을 통한 해저케이블 보호설비의 성능평가 절차개발

우찬조* · 장정범** · 김용한*** · 박재호*** · 전인식****
*(주)매피스엔지니어링
**한전 전력연구원
***한국전력공사
****건국대학교 인프라시스템공학과

Development of Performance Evaluation Procedure of Submarine Cable Protection by Numerical Analysis of Marine Environment and Finite Element Analysis of Protection

Chanjo Woo*, Jung-bum Jang**, Yonghan Kim***, Jae Ho Park***, Insik Chun****

*MAPES Engineering Co. Ltd, Seoul, Korea
**KEPCO, KEPRI, Daejeon, Korea
***KEPCO, Jeonnam, Korea
****Dept. of Civil Engineering, Konkuk University, Seoul, Korea

KEY WORDS: Subsea cable protection 해저케이블 보호설비, Finte element analysis 유한요소해석, Numerical analysis 수치해석, Performance evaluation 성능평가

ABSTRACT: *도서지역의 전력계통을 전국적으로 단일화하여 상대적으로 저렴한 본토의 전력을 상호 융통함으로써 안정적 전력공급능력을 확보하기 위하여 송배전 해저케이블의 설치 및 운영이 증가하고 있다. 특히, 제주도 전력계통은 주요 전원이 육지와 분리되어 독립적으로 운영되는 소규모 화력 및 내연력 발전소로 이루어져 높은 발전원가를 요구하고 있으며, 전력수요는 육지보다 높은 성장률을 유지하고 있어 발전원가가 더욱 증가될 것으로 예상된다. 아울러, 설치해역의 다양한 어업 이용 실태와 항행선박의 증가로 해저케이블의 환경적, 기능적, 사고적 위해인자가 증가하고 있으며, 해저케이블의 사고는 해저케이블 보호설비에 대한 설계기준 및 위해요소에 대한 명확한 기준의 부재와 해양환경 특성에 대한 미흡한 대처 등에 기인하고 있다.*

본 연구에서는 해저케이블의 설치해역에 대한 자연 환경적 기초자료 조사를 수행하여 해저케이블 보호설비의 자연적, 기능적, 사고적 위해인자를 선정, 분류 및 정량화를 수행하고, 정량화된 위해인자를 적용하여 해양환경 수치해석 및 보호설비 유한요소모델 해석기법을 통하여 매설깊이를 평가하고, 보호설비의 내적 안정성 및 외적 안정성을 평가하는 해저케이블 보호설비별 성능평가 절차를 수립하였다.

1. 서 론

해저케이블 보호설비는 해저에 설치된 해저케이블의 사고 방지를 위하여 해저케이블을 보호하는 설비로서, 해저케이블을 직접 감싸는 방식, 해저면에 매설하는 방식 및 해저케이블의 상부에 보호공을 축조하는 형식으로 구분되며, 주요 해저케이블 사고 사례는 해저저케이블 외피손상, 쇠말목관통에 의한 케이블 손상, 선박 앵커의 주묘, 케이블 노출 및 피복손상 등이다.

2. 위해인자의 정량화 및 평가

2.1 위해인자의 선정 및 분류

해저 케이블 보호설비의 위해인자는 해역의 환경적 위해인자, 케이블 보호설비의 기능적 위해인자, 해역의 이용(어업활동, 항행선박) 및 자연재해 등에 의한 사고적 위해인자로 구분한다.

Table 1 Classification of Hazard factor

Environmental factor	Functional factor	Accidental factor		
		Fishing activity	Navigation vessel	Natural disaster
Tidal	Dead weight	Frishing gear for shrimp beam trawl	Anchorage	Typhoon
Current	Hydrostatic pressure	Anchor for stow net	Dragging anchor	Earthquake
Wave	Thermal load	post for farm installation	Dropped object	
Water depth				
Soil type				

2.2 환경적 위해인자의 정량화

국내 연안 특성별로 서해권, 서남해권, 남해권, 동해권, 제주권의 5개 권역으로 분류하고, 해저 케이블 보호설비의 설계, 시공, 운영 및 유지보수에 영향을 주는 해양 환경인자를 선정한 후, 기존에 발행된 보고서 등에 수록된 자료들을 조사하여 성능평가 절차서 개발시 기초자료로 활용한다.

국내 해상의 토질 특성은 다음과 같으며, 보호설비가 설치된 해역의 토질조건의 정량화를 위해서는 세부적인 토질조사를 수행하여야 한다.

Table 2 Quantification of Characteristics for Soil type

	Clay&silt	Sand	Rock
Unit weight [t/㎥]	1.2 ~ 2.2	1.4 ~ 2.3	1.6 ~ 2.85
Undrained shear strength [kPa]	5~100	5 ~ 100	-
Unconfined compressive strength [Mpa]	-	-	0.7 ~ 280
Elastic modulus [Mpa]	0.5 ~ 80	2 ~ 320	1 ~ 70000
Poisson's ratio	0.2 ~ 0.5	0.1 ~ 0.5	0.2 ~ 0.35
Cohesion [t/㎥]	1 ~ 5	0 ~ 3	1 ~ 500
Internal friction angle [deg]	0 ~ 30	15 ~ 45	15 ~ 45
N value	0 ~ 50	0 ~ 50	0 ~ 50
RQD [%]	-	-	0 ~ 100

2.3 기능 및 사고적 위해인자의 정량화

기능적 위해인자로 수심에 따라 해저케이블 보호설비에 작용하는 수압을 고려하며, 보호설비 및 그 부속물의 중량과 온도의 변화를 함께 고려한다.

어업 활동에 의한 사고적 위해인자는 기존에 사용 중 어구 등에 대한 현지조사 및 통계자료 등을 바탕으로 정량화 한다.

Table 3 Quantification of fishing gear

Frishing gear for shrimp beam trawl	Anchor for stow net	post for farm installation
entrance bar weight : 10kg cross bar weight : 100kg	max. weight : 1.5ton	weight : 800kg length : approx. 5.0m

선박의 항행에 의한 사고적 위해인자는 주로 앵커의 투묘와 주묘를 의미한다. 선박에서 이용 중인 앵커는 스톡 앵커와 스톡리스 앵커로 구분하며, 소형 선박의 경우는 스톡 앵커를 주로 사용하고, 대형선박의 경우는 스톡리스 앵커를 주로 사용한다.

Table 4 Anchor Weight by Vessel Tonnage

DWT [ton]	Anchor [ton]	DWT [ton]	Anchor [ton]	DWT [ton]	Anchor [ton]
3,000	1.9	15,000	4.4	60,000	9.0
5,000	2.5	20,000	5.1	75,000	10.0
7,000	3.0	30,000	6.2	100,000	11.6
10,000	3.6	50,000	8.1	120,000	12.7

자연재해에 의한 사고적 위해인자는 태풍이나 지진이 대표적이며, 해저케이블 보호설비에 직접적인 영향을 미치지는 않으나, 조위 및 파고의 상승, 시공성 저하, 해일의 발생 등 간접적인 영향을 준다. 기존의 태풍기록 및 지진계수 등을 고려한다

3. 해저케이블 보호설비별 성능평가절차 수립

3.1 성능평가 절차서 개발 흐름도

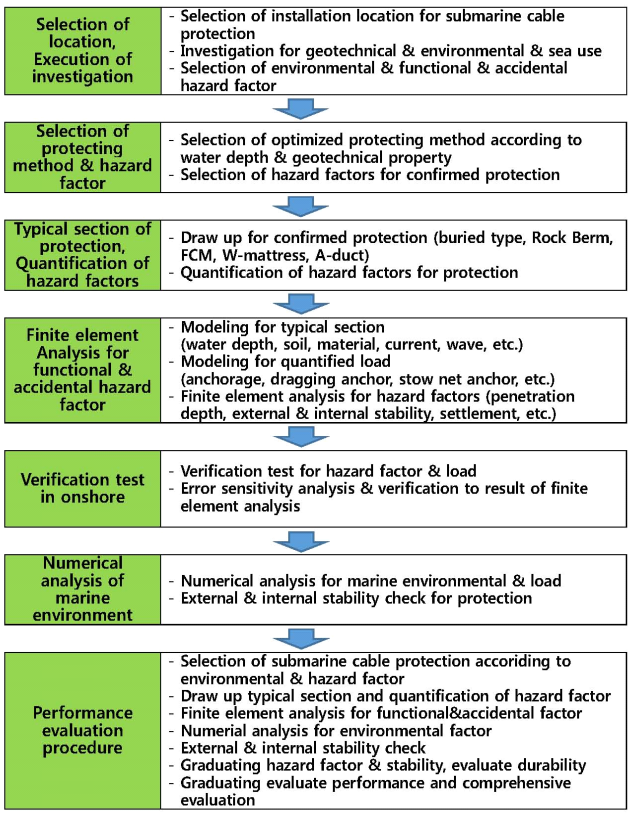


Fig. 1 Development of Performance Evaluation Procedure of Submarine Cable Protection

3.2 환경적 위해인자 수치모형실험

해저케이블 보호설비 침식에 의하여 노출되거나 보호설비의 안정성의 문제가 발생하기 때문에 파랑 및 흐름에 의한 세굴과 침식이 주된 위해인자이며, 수심대별로 침식 및 퇴적 특성을 파악하여야 한다.

보호설비의 환경적 인자로는 해역의 수심에 따른 조위인자, 파랑인자, 흐름인자 및 세굴인자로 구분되어질 수 있으며, 천해지역에서는 파랑과 조류의 복합작용에 의한 위해요인을 수치모형실험으로 평가하며 특히 태풍에 대해서는 바람의 영향을 수치모델에서 고려할 수 있도록 한다.

조간대에서는 파랑의 run-up, tidal bore 등에 의한 해저케이블의 보호설비의 위해성을 수치모형으로 평가하고, 조간대의 육상측 위해요인도 조사 분석한다.

Table 5 Numerical Analysis of Marine Environment Hazard Facotor

Simulation	Input	Result	Adoption
Wave	· bathymetric map · wind · tide · current · deep water wave	· wave · period · direction	· prediction of surf zone · elevation of wave crest · distribution of wave speed · calculation for wave pressure · weight of protection
Circulation	· bathymetric map · wind · astronomical tide	· tide · current	· current speed · resistance for current · particle stability
Storm surge	· bathymetric map · storm & typoon	· storm surge · anomalous sea level	· storm surge height · review of influence at landing point · anomalous sea level check
Tsunami	· bathymetric map · submarine earthquake	· tsunam · anomalous sea level	· tsunami height · review of influence at landing point · anomalous sea level check
Wave induced current	· bathymetric map · wave distribution	· velocity for wave induced current	· velocity for wave induced current · resistance for current · particle stabiltiy
Erosion &sedimentation	· bathymetric map · astronomical tide · characteristic of seabed · wave distribution	· volume and rate of Erosion &sediment ation	· volume of Erosion & sedimentation · penetration depth
Local scour	· bathymetric map · astronomical tide · characteristic of seabed · wave distribution	· scour depth	· local scour depth
Suspended solids diffusion	· bathymetric map · astronomical tide · characteristic of seabed	· suspended solids diffusion	· range of suspended solids diffusion in dredging or reclamation

3.3 기능 및 사고적 위해인자 수치해석

한국 선급에서 제공하는 자료에 의하면 선박에 따른 앵커의 제원은 0.18~46ton까지 다양하다. 해저케이블의 사고가 자주 발생하는 서남해 지역의 주요 통항 선박인 여객선 및 어선 중에서 최대 선박은 총 톤수가 1,000톤 미만으로 조사되었으며, 이에 해당하는 앵커는 1.3ton이다. 따라서, 해저케이블 보호설비의 성능평가를 위한 표준모델은 1.3ton앵커를 적용한다.

Table 6 Finite Element Analysis of Functional/Accidental Hazard Facotor

model	input	result	adoption
hazard factor	· size of stockless anchor & stock anchor · size of post for farm · size of Anchor for stow net	· review for weight · computation theoretical formula for terminal velocity	· validity check for load
seawater	· water depth · current	· comparison terminal velocity with theoretical formula · current velocity realization of region	· influence check for terminal velocity
seabed	· size of buried type protection · soil properties	· penetration depth by anchorage and dragging anchor	· penetration depth check · comparison with verification test
sebmarine cable protection	· size for rock berm, FCM, W-mattress, A-duct · material properties for concrete & steel	· stress &displacement by anchorage and dragging anchor(failure mode of impact · protection movement on seabed	· sliding check · stress & displacement check for concrete · stress check for connection · comparison with verification test
analysis and pre/post processing GUI	· finite element analysis model for hazard factor, seawater, protections, seabed	· result for stress &displacement · FSI result · graph result · video generation system	· organization of model library D/B

3.4 보호설비 수치해석결과 실증시험

해저케이블 보호설비의 수치해석 모델 개발은 해양환경-해저지반 통합 연성해석 표준기법을 정립하여, 강도성능 향상 최적설계 및 전용 설계하중 산정 기법 개발 등 통합 연성해석의 표준 기법을 정립하는데 그 목적이 있으며, 다음과 같은 수치해석 모델 개발, FSI기법 개발, 실증시험을 통한 검증을 통하여 진행된다.

Table 7 Development of numerical analysis

development for numerical analysis model	development of FSI analysis method / verification test
· development for protection model · development for hazard factor model · development for seabed model · development for seawater model · development for GUI	· development of analysis for anchorage · development of analysis for dragging anchor · verification of penetration depth · verification of stress-failure mode for protection

육상 실증 시험을 통하여 위해인자의 투묘시 관입깊이를 분석하고, 주묘시 보호설비의 거동특성을 파악하여, 기능 및 사고적 위해인자 수치해석의 결과를 검증한다. 해수조건을 제외한 보호설비의 제원, 지반의 물성치, 투묘시 종단속도, 주묘 각도 및 주묘시 횡력 등의 조건을 수치해석과 일치시켜 실증시험을 진행하고, 관입깊이, 보호설비의 변위, 충격량 등을 측정하여 그 결과값을 비교한다.

4. 해저케이블 보호설비별 성능평가

4.1 보호설비 공법별 표준단면도

해저케이블의 보호설비는 케이블을 직접 감싸는 방식, 해저면에 매설하는 방식 및 해저케이블의 상부에 보호공을 축조하는 형식으로 구분되며, 보호설비 축조방식에는 돌을 쌓는 형태, 유연매트리스구조, 콘크리트 매트리스구조, bag구조, 철근콘크리트 구조로 다시 세분화 할 수 있다.

본 연구에서는 매설공법/사석보호공법/FCM공법/W-매트리스공법/A-덕트공법의 다섯가지를 대표적인 보호공법으로 선정하고, 이를 대상으로 정량화 된 위해인자의 하중 조건을 반영하여 성능평가를 진행한다.

4.2 보호설비 성능평가

각 보호설비에 정량화 된 하중을 적용하여 하중 케이스별로 위해인자가 보호설비에 미치는 영향을 검토하고 각 보호설비의 안정성 및 성능을 평가한다.

Table 6 Performance Evaluation Scheme for Submarine Cable Protection

condition	Load	Environmental hazard factor	Functional/Accidental hazard factor		
			Fishing activity	Navigation vessel	Natural disaster
Environmental harad factor	Water depth & soil type	o	o	o	o
	Tide	o	o	o	o
	Current	o	o	o	o
	Wave	o	o	o	o
Functional hazard factor	Dead weight	o	o	o	o
	Hydrostatic pressure	o	o	o	o
	Thermal load				
	post for farm installation		o		
Accidental hazard factor	Frishing gear for trawl		o		
	Anchor for stow net		o		
	Anchorage			o	
	Dragging anchor			o	
	Typhoon	o	o	o	
	Earthquake				o
Evaluation method		Numerical analysis	Finite element analysis		Seismic load
Evaluation item		· erosion and scour depth · external stability · Arc sliding stability · bearing capacity · settlement	· penetration depth · external stability · stability against fishing gears · stability for anchorage and dragging anchor · stress check		· seismic stability · liquefraction · slope stabiltiy

5. 결 론

본 연구에서는 해양환경 수치해석 및 보호설비의 유한요소모델 해석 기법을 통하여 해저케이블 보호설비의 성능평가 절차를 개발하고자 하였다.

(1) 해저케이블 보호설비에 영향을 주는 위해인자들을 선정하여 분류하고, 이 위해인자들의 정량화를 통해 해저케이블 보호설비의 위해인자를 객관화할 수 있다.

(2) 해양환경의 수치해석을 적용하여 파랑 및 흐름에 대한 세굴, 침식, 퇴적 등의 특성을 파악하여 각 해역별 해저케이블 보호설비의 위해성을 평가할 수 있다.

(3) 해저케이블 보호설비의 여러 가지 기능적&사고적 위해인자 중 표준 모델을 선정하고, 육상실증시험을 통하여 검증된 유한요소모델 해석을 통하여 해저케이블 보호설비의 위해성을 평가할 수 있다.

(4) 위의 과정을 거쳐, 해저케이블 보호설비의 위해인자 하중조합을 통하여 각 보호설비별 성능을 평가한다.

참 고 문 헌

해양수산부 (2011) 전국 무역항 기본계획 보고서, 해양수산부

해양수산부 (2011) 전국 연안항 기본계획 보고서, 해양수산부

해양수산부 (2014) 항만 및 어항 설계기준, 해양수산부

DNV-OS-F101 (2013) Submarine Pipeline Systems, DET NORSKE VERITAS AS

DNV-RP-F107 (2010) Risk Assessment of Pipeline Protection, DET NORSKE VERITAS AS

DNV-RP-J301 (2014) Subsea Power Cables in shallow Water Renewable Energy Applications, DET NORSKE VERITAS AS

IEEE Std 1120 (1990) IEEE Guide to the Factors to Be Considered in the Planning, Design, and Installation of Submarine Power and Communications Cables, Institute of Electrical and Electronics Engineers

유체-구조연성해석을 이용한 유체영역 모델링 매개변수에 따른 스톡앵커 낙하 특성 추정

김지형*·윤종민*·박내수**·김정훈***·송창용****
*(주)아띠 기술연구소
**한국전력공사
***한전 전력연구원
****목포대학교 조선해양공학과

Estimation of Stock Anchor Drop Characteristics by Fluid-domain Modeling Parameters using Fluid-Structure Interaction Analysis

Ji-Hyoung Kim*, Jong-Min Yoon*, Nae-Soo Park**, Jeong-Hun Kim***, Chang-Yong Song****
*AhTTi Co. Ltd, R&D Center, Gyeonggi, Korea
**KEPCO, Jeonnam, Korea
***KEPCO, KEPRI, Daejeon, Korea
****Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Mokpo, National University, Jeonnam, Korea

KEY WORDS: Subsea cable 해저 케이블, Fluid-structure interaction analysis 유체-구조 연성해석, Stock anchor 스톡앵커, Fluid-domain modeling parameter 유체영역 모델링 매개변수

ABSTRACT: Submarine cable is an important infrastructure used as a means of renewable energy such as coastal offshore wind and tidal power, and power transmission between islands and countries, and the demand for the system connection through the seabed has been rapidly increasing recently. It is reported that underwater cable damage caused by fishery or anchor is a major cause of damage to the submarine cable in the world and the cost of recovery is high and the social and economic loss is very high. It is possible to design and construct a suitable submarine cable protection facility by grasping the exact behavior of the submarine cable such as fishery anchor which is one of the biggest part in the submarine cable damage. However, Accurate preliminary review using numerical simulation is important due to the high time and cost of the underwater fall test with consideration of these risk factors. Full-scale fluid-structure interaction models should be used to simulate high-precision the underwater fall test, due to the high cost of numerical computation, a reasonable modeling parameter review is essential for numerical models. In this study, one of the basic researches to simulate the phenomenon of the falling test on the stock anchor, which is one of the factors for various submarine cables, is as follows. The fluid-structure interaction analysis(FSI) - 3 dimensional scale numerical simulations of anchor underwater phenomena were carried out and the effect of modeling parameters on fluid domain was investigated. The size of the fluid domain on and the size of the element were selected as the fluid-domain modeling parameters, and the cost of the numerical analysis and the accuracy of the results were compared. In order to evaluate the accuracy of the results using fluid-structure interaction analysis, the underwater fall velocity of the stock anchor was compared with the conventional theoretical results, and reasonable fluid-domain modeling parameters were set for fluid-structure interaction analysis.

1. 서 론

해저케이블은 섬 및 인근 국가 간에 또는 연안 신재생 에너지 계통의 송배전과 위성통신을 대체하는 해외통신의 주도적 수단으로 사용 되고 있다. 세계시장 규모는 2017년까지 연평균 성장률 약 17%의 높은 성장률을 기록할 것으로 예상되고 있어 그 수요가 급격하게 늘어나는 추세이다(손종구, 2014). 해저케이블의 파손을 발생시키는 위해인자로는 선박의 통항에 따른 닻의 투묘에 의한 낙하충격과 주묘에 의한 끌림, 어업에 의한 조업도구, 그리고 태풍이나 계절풍으로 인한 파력 등을 위해인자로 볼 수 있다(한국전력공사, 2006a). 국제케이블보호위원회(ICPC)에서 조사한 바에 의하면 2007년 이후 영국해역에서 닻에 의한 해저케이블의 파손 사례가 40% 가량 증가하였다(ICPC, 2009).

국내외의 연구현황을 살펴보면 해저케이블 시스템의 운용 및 전기적 특성 평가와 역학적 특성평가 등이 주를 이루며, 보호공법 관련 연구는 매설공법에 대한 연구와 닻의 관통 깊이 평가만 일부 수행되었다. 지침으로 적용 가능한 것은 항만 및 어항 설계기준 상의 해저파이프라인에 관한 사항이 유일하며 해저케이블 관련 연구는 진행되고 있으나, 주로 해저환경 및 해역조건에 따른 보호설비의 배치에 관련 연구에 초점이 맞추어져 있으며 닻이나 어구 등의 위해인자에 대한 충돌안정성 및 끌림 현상에 관한 연구는 미비한 실정이다(안승환 등, 2009).

해저케이블 보호설비의 성능평가를 위한 모형 및 실증시

험은 시간과 경제적 요인으로 다양한 손상조건에 대한 평가에 제약이 있으며, 시간과 경제적 비용이 매우 높기 때문에 수치해석을 통한 정확한 사전 검토가 이루어져야 적합한 보호설비의 설계와 시공이 가능하다. 본 연구에서는 해저케이블 파손에 가장 큰 위해인자 중 하나인 소형선박의 닻인 스톡앵커의 투묘현상을 최대한 유사하게 모사하기 위한 기초연구 중 하나로 유체-구조 연성(Fluid-Structure Interaction, FSI)해석을 이용하여 스톡 앵커의 수중낙하 물리현상을 모사하였다. 또한 유체-구조 연성해석 기법의 수치계산 비용은 매우 높기 때문에 수치모델에 대하여 합리적인 모델링을 위한 매개변수를 유체영역의 크기와 요소의 크기를 선정하였다. 유체-구조 연성해석을 통하여 산출 된 수중낙하 속도를 기존의 이론식 결과와 비교하여 정확도를 평가하였으며, 매개변수 변화에 따른 수치해석 비용을 검토하여 유체영역 모델링 매개변수 설정을 도출하였다.

2. 유체-구조 연성해석(FSI)

본 연구에서 수행한 유체-구조 연성해석 기법은 수치적으로 유체의 거동을 유한체적법(Finite Volume Method)으로 표현하는 오일러리안(Eulerian) 기법과 구조물의 거동을 유한요소법(Finite Element Method)으로 표현하는 라그랑지안(Largrangian) 기법을 이용하여 유체와 구조물의 상호작용을 계산하는 해석 기법이다. 유체-구조 연성해석을 위한 상용 프로그램인 MSC Nastran SOL700을 사용하였으며, 해석 과정은 Fig. 1에 간단히 나타내었다(MSC Software, Nastran 2017).

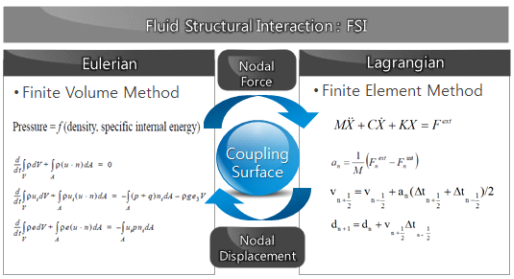


Fig. 1 Analysis of the process of MSC Nastran SOL700

3. 수치해석 모델

3.1. 위해인자(닻) 모델

위해인자(닻)의 종류는 소형 선박에 주로 사용하고 있는 스톡앵커이며, 앵커의 중량은 서남해 해역을 운항하는 여객선 중 최대 선박의 앵커인 1.35ton으로 적용하였다(우찬조 등, 2017). Fig. 2의 한국 산업 규격(KS) 스톡앵커의 설계제원을 바탕으로 쉘(shell)요소를 사용하여 유한요소 모델을 생성하였으며, 그 형상은 Fig. 3과 같다(KS V 3311, 2012). Table 1과 같이 일반적인 철강(Steel)의 재료물성치를 적용하였으며, 앵커의 변형은 미소하기 때문에 강체로 가정하였다. 또한 스톡의 비대칭 형상으로 인한 투묘 시 앵커의 회전운동 때문에 발생하는 수중 낙하 속도의 감소를 방지 하고자, 스톡을 대칭 형상으로 구성하여 투묘해석을 진행하여 종단속도를 산출하였다.

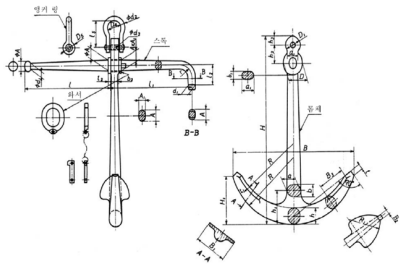


Fig. 2 Stock anchor shape from the KS V 3311 (2012)

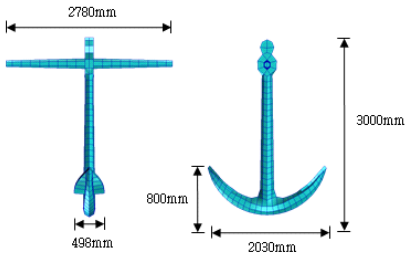


Fig. 3 Finite element model of Stock anchor

Table 1 The material properties of stock anchor

Density [kg/㎥]	Young's modulus [GPa]	Poisson ratio
7850	210	0.3

스톡앵커 유한요소 모델의 부피는 Table 2와 같이 0.171㎥으로 Table 1의 밀도를 적용한 중량은 1.342ton이 산출 되었다. 설계제원인 1.35ton과 비교하였을 때 유한요소 격자 생성에서 발생하는 부피 감소가 미소함을 알 수 있다.

3.2. 위해인자(닻)의 종단속도

뉴턴의 제2법칙을 이용한 종단속도를 다음과 같은 식을 통하여 계산하였다(우진호, 2014). 계산 된 종단속도의 결과는 유체-구조연성해석을 통해 산출된 스톡앵커 종단속도와 비교하여 유체-구조연성해석의 정확성을 살펴보고자 한다.

$$v = \sqrt{\left(\frac{\rho_s - \rho_w}{\rho_w}\right)\frac{2Vg}{C_d A}} \tag{1}$$

여기에서 ρ_s와 ρ_w는 각각 앵커와 물의 밀도, V는 앵커의 부피, g는 중력가속도, C_d는 항력계수, A는 앵커의 투영면적(Projected area), v는 앵커의 낙하속도, t는 시간이다. 낙하거리 x는 다음의 식을 통하여 산출하였다.

$$x(t) = \frac{m_s}{k} ln\left\{\cosh\left(\frac{\sqrt{mgk}}{m_s}t\right)\right\} \tag{2}$$

$$\overline{m} = m_s - m_w \tag{3}$$

$$k = \frac{1}{2} C_d \rho_w A \tag{4}$$

여기에서 m_s와 m_w는 각각 앵커와 물의 질량이다. 식 (1), (2)를 이용하여 종단속도와 낙하거리를 계산하기 위한 스톡앵커 유한요소모델의 입력 값은 Table 2와 같다.

전산유체해석을 통하여 스톡앵커 2ton의 항력계수(C_d)는 1.0로 연구되었다(우진호, 2014). 본 연구에 사용 된 스톡앵커 1.3ton의 항력계수는 연구사례를 참조하여 1.0으로 추정하여 계산하였다. 종단속도와 낙하거리는 각각 5.45m/sec, 11m이며 낙하거리에 따른 종단속도 결과는 Fig. 4와 같다.

Table 2 Input value for terminal velocity of stock anchor

Mass [kg]	Volume [㎥]	Projected area [㎡]	Drag Coeff.
1342	0.1710	0.7721	1.0

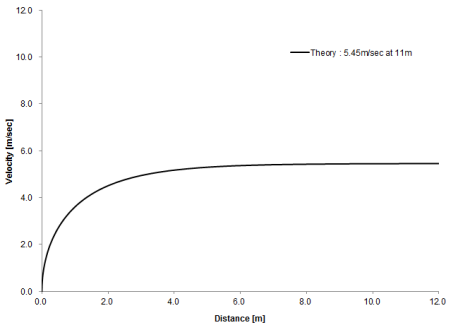


Fig. 4 Terminal Velocity of Stock anchor

3.3. 유체영역 모델링 매개변수

유체영역의 높이는 스톡앵커가 종단속도에 이르는 낙하거리 이상으로 적용하였다. Fig. 4에서 종단속도에 도달하는 낙하거리는 11m이므로, 스톡앵커 길이 3m, 공기층 0.2m를 포함한 14.2m로 적용하였으며, Fig. 5와 같이 유체영역을 모델링하였다.

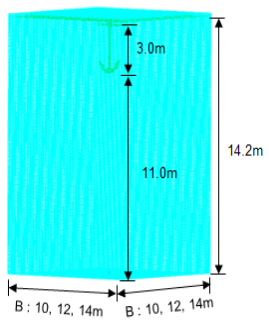
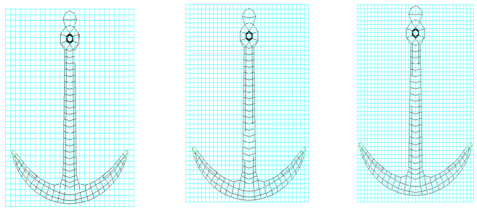


Fig. 5 Modeling of fluid domain

유체영역의 모델링 매개변수로는 유체영역의 크기와 요소의 크기를 선정하였고, 매개변수 변화에 따른 스톡앵커의 종단속도 영향을 파악하기 위하여 9가지 케이스의 유체영역 모델을 구성하였다. 첫 번째 매개변수인 유체영역 크기를 10m, 12m, 14m 3가지 케이스로 구성하였으며, 보호설비 중 가장 크기가 큰 W-매트리스(Matterss) 길이 9.75m를 고려하여 10m 크기를 최소 유체영역으로 선정하였다(우찬조 등, 2017). 두 번째 매개변수인 유체요소의 크기 변화는 해석시간과 정확도에 민감한 영향을 주는 매개변수로써 구조요소와 유체요소 크기비율에 따른 해석결과에 대한 영향을 파악할 필요가 있다. 구조요소인 스톡앵커의 요소 크기를 기준으로 1:1.5, 1:1, 1:0.75 비율로 유체요소를 모델링하였다. Fig. 6은 구조요소에 대한 유체요소 크기비율에 변화에 따른 격자를 나타내며, 유체영역의 매개변수에 따른 총 9개의 케이스에 대한 유체요소의 개수를 Table 3에서 나타내었다.



(a) 1 : 1.5 (b) 1 : 1 (c) 1 : 0.75

Fig. 6 Ratio of Larangian element versus Eulerian element

Table 3 Cases according to fluid region parameters

Case	Elements	Case	Element	Case	Elements
B10-E1.5	2.2e06	B12-E1.5	3.1e06	B14-E1.5	4.3e06
B10-E1.0	4.0e06	B12-E1.0	5.7e06	B14-E1.0	7.8e06
B10-E0.75	6.1e06	B12-E0.75	8.8e06	B14-E0.75	1.2e07

Table 3의 9가지 케이스에서 B는 폭(breadth), E는 요소 크기 비율(element ratio)이며, B10-E1.5는 10m 폭의 유체영역에 구조요소와 유체요소의 크기 비율이 1:1.5를 의미한다.

유체영역의 재료물성치는 식 (5)와 같이 압력이 밀도와 내부 에너지의 다항식으로 이루어진 상태방정식(Polynomial equation of state)을 사용 하였다.

$$p = a_1\mu + a_2\mu^2 + a_3\mu^3 + (b_0 + b_1 + b_2\mu^2 + b_3\mu^3)\rho_0 e \tag{5}$$

여기에서 μ는 상대적인 부피 변화($\mu = \rho/\rho_0 - 1$), ρ는 유체의 밀도, ρ_0는 기준 초기 밀도, , 그리고 e는 내적 에너지를 나타낸다. a_1~a_3, b_0~b_3는 각각 재료상수에 해당하며, 입력된 값은 Table 4와 같다.

Table 4 Material Properties of Eulerian

Mass density [kg/㎥]	Coefficient a1 [㎡]
1000	2.2e9

4. 유체영역 매개변수에 따른 수치해석 결과 비교

유체영역의 매개변수에 따른 9가지 케이스에 대한 스톡앵커의 수중 자유낙하 해석을 수행하였고, 산출 된 종단속도와 수식으로 계산 된 종단속도와 비교하여 유체영역 매개변수에 따른 영향을 파악하여 Table 5에 결과를 비교하였다.

Table 5 Comparison of terminal velocity, theory : 5.45m/sec

Case	Terminal velocity	Case	Terminal velocity	Case	Terminal velocity
B10-E1.5	4.95 9%	B12-E1.5	4.86 11%	B14-E1.5	4.92 10%
B10-E1.0	4.95 9%	B12-E1.0	5.03 8%	B14-E1.0	5.03 8%
B10-E0.75	5.25 4%	B12-E0.75	5.15 6%	B14-E0.75	5.14 6%

유체영역 크기 따른 종단속도 변화는 2% 이하로 미소하며, 유체요소 크기비율에 따른 영향은 5% 이하로 나타났다. 수식을 통하여 산출 된 종단속도와 차이는 4~6%로 유체요소 크기 비율이 작을수록 그 차이가 감소하는 경향을 보였다. 유체요소 크기 비율이 감소할수록 유체로부터의 압력이 구조체의 연계면에 원활하게 전달되어 계산되기 때문이라고 사료 된다.

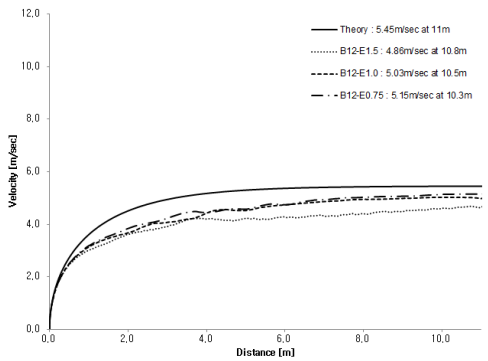


Fig. 6 Comparison of terminal velocity, theory : 5.45m/sec

유체요소 크기 비율 변화에 따라 산출 된 종단속도를 대표적으로 폭 12m의 유체영역 크기에서 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. Table 5와 Fig. 6의 결과에서 유체영역 모델링 매개변수인 크기와 유체요소 비율이 각각 10m, 0.75로 모델링 된 케이스(B10-E0.75)를 통해 산출 된 종단속도는 4%의 차이를 보이고 있으므로, 본 연구에서 진행한 스톡앵커 이외의 스톡리스앵커, 로켓포와 같은 위해인자들의 수중 낙하 해석에 적합한 유체영역의 크기와 요소 비율로 설정함이 타당하다. Table 6은 유체영역 모델링 매개변수에 따른 9가지 케이스의 해석시간의 증가율을 나타내고 있다. 해석시간이 가장 낮은 B10-E1.5 케이스의 해석시간을 기준으로 유체요소 크기 비율이 감소할수록 2.82배, 4.93배의 해석 소요시간이 증가하였다.

Table 6 Comparison of wall time

Case	Wall time	Case	Wall time	Case	Wall time
B10-E1.5	1.00	B12-E1.5	1.36	B14-E1.5	2.55
B10-E1.0	2.82	B12-E1.0	3.92	B14-E1.0	7.09
B10-E0.75	4.93	B12-E0.75	7.81	B14-E0.75	12.16

5. 결 론

본 연구는 해저케이블 위해인자 중에 하나인 스톡앵커에 투묘 현상을 유사하게 모사하기 위한 기초연구로 유체영역의 크기와 요소의 크기를 모델링 매개변수로 선정하여 총 9가지 케이스의 유체-구조 연성해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유체영역 크기 10m, 12m, 14m에 따른 스톡앵커의 종단속도 변화는 2% 이하로 미소한 차이를 보이고 있다.

(2) 유체요소 크기비율에 따른 영향은 5% 이하이며, 이론식을 통하여 산출 된 종단속도와 차이는 4~6%로 유체요소 크기 비율이 작을수록 그 차이가 감소하는 경향을 보였다.

(3) 유체영역 모델링 매개변수인 크기와 유체요소 비율이 각각 10m, 0.75로 모델링 된 케이스(B10-E0.75)의 종단속도는 4% 차이로 이론식 결과와 가장 유사하다.

(4) 유체영역 모델링 매개변수에 따른 9가지 케이스의 해석시간 비용은 유체요소 크기 비율이 감소할수록 2.82배, 4.93배의 해석 소요시간이 증가하였다.

상기 결과로부터 본 연구에서 진행한 스톡앵커 이외의 스톡리스앵커, 로켓포와 같은 위해인자들의 수중 낙하 해석에 적합한 유체영역의 매개변수는 크기 10m, 유체요소비율 0.75(B10-E0.75)로 설정함이 타당한 것으로 볼 수 있다.

참 고 문 헌

손종구 (2014). 해저케이블-초고속 통신 수요와 풍력발전 증대에 따라 시장성장 전망.

안승환, 허회권, 박경원, 황석범, 심원일 (2012). “친환경 해저케이블 보호용 덕트의 구조적 안정성평가”, 한국해양과학기술협의회 공동학술대회.

우진호 (2014). 앵커 충돌에 의한 해저케이블 보호구조물의 거동 특성.

우찬조, 장정범, 김용한, 박재호, 전인식 (2017). 해양환경 수치해석 및 보호설비 유한요소모델 해석기법을 통한 해저케이블 보호설비의 성능평가절차 개발.

한국전력공사 (2006a). HVDC 송전선로 해양 분야 정비공사 제주 구간 잠수점검 보고서, pp 16-23.

ICPC (2009). Damage to Submarine Cables Caused by Anchors. www.iscpc.org

KS V 3311 (2006). 앵커, 한국표준협회.

MSC Software Nastran 2017. Explicit Nonlinear(SOL700) User’s Guide

유체-구조연성 해석 기반 해저케이블 위해인자 종류에 따른 낙하특성 비교

장경호*·윤종민*·김정훈**·이명희***·송창용****
*(주)아띠 기술연구소
**한전 전력연구원
***한국전력공사
***목포대학교 조선해양공학과

Fluid-Structure Interaction Analysis based Drop Characteristics Comparison by Hazard Apparatuses on Subsea Cable

Gyung-Ho Jang*, Jong-Min Yoon*, Jeong-Hun Kim**, Myeong-Hee Lee***, Chang-Yong Song****
*AhTTi Co. Ltd, R&D Center, Gyeonggi, Korea
**KEPCO, KEPRI, Daejeon, Korea
***KEPCO, Jeonnam , Korea
****Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering, Mokpo National University, Jeonnam, Korea

KEY WORDS: Subsea cable 해저 케이블, Fluid-structure interaction analysis 유체-구조 연성해석, Hazard apparatus 위해인자, Drop characteristics comparison 낙하 특성 비교

ABSTRACT: It is known that damages to submarine cables that transmit renewable energy such as coastal offshore wind and tidal power, electric power transmitted between islands and countries costs much to restore which causes social and economic loss. The types of anchors and fishing apparatuses that mainly cause damages to submarine cables are various and it is needed to identify the exact behavior of the hazard apparatuses in order to designs and constructs proper cable protectors. Since the tests using a variety types of apparatuses requires high cost, it is effective to simulate it using numerical analysis. This research aims to the comparison of the drop characteristics for hazard apparatuses using FSI(Fluid-Structure Interaction) analysis which is one of the basic researches for simulating the hazard apparatuses drop tests. The hazard apparatuses considered for numerical analysis are stock anchor, symmetric stock anchor, stockless anchor, rocket for fish farm which frequently have caused damages to cable protectors according to the damages case report of southwest coast in South Korea. The 3D FSI model consists of hazard apparatuses modeled with lagrangian mesh, sea modeled with eulerian mesh and they are coupled interacting with each other. The falling velocities for each of the hazard apparatuses are calculated which are compared with the ones from theory for verifying accuracy of the results from numerical analysis.

1. 서 론

1980년대 최초의 광섬유 해저케이블이 부설된 이후 해저케이블은 해외통신의 주도적 수단으로 시간 지연(약 1/4초)이 발생하는 위성통신을 대체하고 있으며 그 수요가 급격하게 늘어나는 추세이다. 우리나라 또한 각 섬의 전원, 통신 설비를 연결하는 해저 케이블이 다수 설치되어 있으며 특히 제주도의 경우 소비전력의 대부분을 해저 케이블을 통하여 육지에서 송전 받고 있다(안승환 등, 2009).

해저 케이블 설치가 늘어남에 따라 파손사례 또한 증가하고 있으며 특히 선박의 닻에 의한 사고는 2007년 이후로 약 40% 가량 증가하였다. 이는 연안 해역에 산업 시설과 생활 기반 시설 등이 지속적으로 증가되어 해상과 육지간의 물동량의 증가로 이어지고 그로 인해 물동량 증가에 따른 선박의 통행량 또한 계속 증가하고 있기 때문이다(국제케이블보호위원회, 2009). 해저케이블 파손 발생 시, 통신 및 데이터 전송 기능 손실이 발생할 수 있고 전력 케이블의 경우 전력 공급이 중단될 수 있으며 해저케이블 파손에 따른 복구비용은 결국 정부, 기업, 통신과 전력을 이용하는 민간으로 전가된다. 제주 정전사태의 경우 선박의 닻에 의한 충돌로 인해 해저 케이블이 파손된 것으로 추정된다(우진호, 2014). 이러한 이유로 인해 닻의 충돌에 대한 해저케이블 보호설비의 성능 평가가 필요하며 최근 관련 분야에 대한 연구가 활발히 진행되었다. 해저케이블 보호설비의 성능평가에 있어서 위해인자가 보호설비에 충돌하는 현상을 모사하는 것이 주요 골자이며 특히 충돌체의 속도는 해석 결과에 직접적인 영향을 미치는 중요인자이다.

이 충돌체의 속도에 대하여 기존 연구 중에서는 해수 중을 낙하하는 물체의 속도를 뉴턴의 제2법칙을 활용한 이론식을

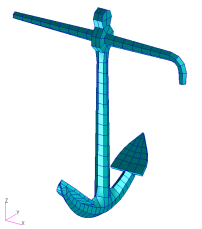
토대로 산출하여 구해진 속도를 충돌체에 초기속도로 적용하고 보호구조물에 충돌시키는 연구가 수행되었으며(우진호 등 2010; 우진호, 2014), 해저케이블 매장 보호공의 앵커 충돌 수치 시뮬레이션(조현만 등, 2012), 재료모델에 따른 유연 콘크리트 매트리스의 충돌 거동 평가(류연선 등, 2015), 철근의 영향과 앵커 충돌각도를 고려한 유연콘크리트 매트리스의 손상평가 (류연선 등, 2016) 등의 연구에서도 앞서 언급된 이론식을 기반으로 충돌체의 속도를 산출하였다. 이에 대하여 실제 조건, 즉 해수 및 위해인자를 모델링하고 낙하움직임을 모사한 수치해석법을 통해 기존 연구에서 산출한 충돌체의 해수 중에서의 낙하속도를 검증할 필요가 있다.

본 연구에서는 다양한 해저케이블 위해인자에 대한 실증시험의 현상을 최대한 유사하게 모사하기 위한 기초연구 중에 하나로 유체-구조 연성(Fluid-Structure Interaction, FSI)해석을 이용하여 위해인자의 수중낙하 현상에 대한 수치 시뮬레이션을 수행하고 위해인자의 종류에 따른 낙하특성을 비교하였다. 수치 시뮬레이션에서 고려한 해저케이블 위해인자 종류는 실제 국내 서남해안 파손사례보고에서 발생빈도가 높았던 비대칭 스톡 앵커, 대칭 스톡 앵커, 스톡리스 앵커, 양식장 로켓포이다. 각각의 위해 인자는 라그랑지안 강체 모델(Lagrangian rigid model)로 생성하였고, 오일러 방정식(Eulerian equation)으로 생성된 유체영역과 연성하여 3차원 전체 규모의 유체-구조 연성 해석모델을 구성하였다. 위해인자 별로 수중낙하 유체-구조 연성해석의 낙하속도 결과를 산출하여 이론식의 결과와 비교하여 해석의 정확도를 검증하고 위해인자의 종류에 따른 수중 낙하특성을 비교하였다.

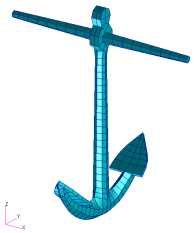
2. 수치해석 모델

2.1 위해인자 모델링

위해인자는 KS V 3311 기준의 스톡 앵커(1.3ton), 스톡 리스 앵커(1.3ton)와 연안방재학회 표준규격 기준의 로켓포(606kg)를 대상으로 선정하고 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 유한요소 모델링하였다. Quad요소와 Tria요소를 사용하여 모델의 표면을 모델링하였으며, 해석시간 단축을 위하여 강체물성치(MATRIG)를 적용하고 중량과 무게중심 등의 정보를 해당 물성치에 적용하였다. 또한 스톡 앵커의 비 대칭한 스톡 형상으로 인하여 수중낙하 시 회전하면서 낙하속도가 감소되는 현상이 발생되어, 앵커의 기존 무게와 투영면적을 유지하면서 스톡 형상을 대칭으로 변경한 대칭스톡 앵커 모델을 추가로 생성하였다.



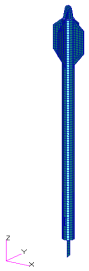
(a) Stock anchor



(b) Symmetric stock anchor



(c) Stockless anchor



(d) Rocket

Fig. 1 FE Model of hazard apparatuses

2.2 해수 모델링

해수는 요소 격자의 이동이 없이 물성치의 변화로써 유체 운동을 모사하는 유체요소(Eulerian Mesh)를 적용하였으며, 식 (1)~(3)과 같이 체적내의 질량, 운동량, 에너지가 보존되는 원리를 이용한 유한체적법(Finite Volume Method)이 지배방정식이다.

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho dV + \int_A \rho(u \cdot n)\,dA = 0 \tag{1}$$

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho u_i dV + \int_A \rho u_i (u \cdot n)\,dA = \int_A (p+q)n_i dA - \rho g e_3 V \tag{2}$$

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho e dV + \int_A \rho e (u \cdot n)\,dA = -\int_A u_i p n_i dA \tag{3}$$

여기서 ρ는 밀도 μ는 속도, p는 압력, q는 체적점성, g는 중력가속도, e는 비에너지를 나타낸다. 또한 해수에서 발생되는 압력을 위해인자에 전달하는 방법으로써 식 (4)~(7)과 같이 상태이상방정식(EOSPOL)을 적용하였다.

$$\begin{aligned} &In\ Compression\ (\mu > 0) \\ &p = a_1\mu + a_2\mu^2 + a_3\mu^3 + (b_0 + b_1 + b_2\mu^2 + b_3\mu^3)\rho_0 e \end{aligned} \tag{4}$$

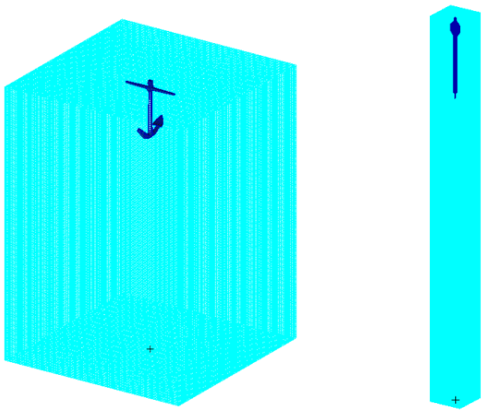
$$\begin{aligned} &In\ Tension\ (\mu < 0) \\ &p = a_1\mu + (b_0 + b_1)\rho_0 e \end{aligned} \tag{5}$$

$$\mu = \eta - 1 \tag{6}$$

$$\eta = \rho_0/\rho \tag{7}$$

여기서 ρ는 현재 밀도 ρ_0 는 참조밀도이다.

Fig. 2에 나타낸 바와 같이 해수의 깊이는 닻의 경우 닻이 종단속도 도달하는 깊이 이상으로 하되 해석 시간을 고려, 11m로 선정하였으며 폭은 10m로 적용, 로켓포의 경우 20m로 선정하고 해당 깊이까지의 낙하속도를 확인하였으며 폭은 2m로 적용하였다.



(a) Sea with anchor (b) Sea with rocket

Fig. 2 FE model of sea

3. 낙하속도 이론식

위해인자의 해수 내에서의 낙하속도를 산출하기 위한 이론식은 아래와 같이 뉴턴의 제2법칙으로부터 정의된다(우진호 등, 2010; 우진호, 2014).

$$\overline{m}\frac{dv}{dt}=\overline{m}g-kv^2 \tag{8}$$

$$k=\frac{1}{2}C_d\rho_w A \tag{9}$$

여기서 $\overline{m}$는 물체와 물의 질량 차, v는 물체의 속도, t는 시간, g는 중력가속도, C_d는 항력계수, ρ_w는 물의 밀도 A는 물체의 투영면적이다. 식 (8)에 대하여 변수분리를 이용하여 해를 구하고 이때 물체의 초기속도가 0임을 가정하면 식 1(0)과 같다. 이는 본 연구에 부합되는 조건이며 이를 위해인자의 낙하속도 이론식으로써 사용하였다.

$$v(t)=\sqrt{\frac{\overline{m}g}{k}}\tanh\left(\frac{\sqrt{gk}}{\overline{m}}t\right) \tag{10}$$

또한 시간(t)이 무한대일 때, 위 식은 가속도가 0이 되고 종단속도에 도달하며, 식 (11)과 같다. 이는 닻(대칭스톡 앵커, 스톡리스 앵커)의 종단속도 산출에 적용되었다.

$$v(t)=\sqrt{\frac{\overline{m}g}{k}} \tag{11}$$

위 이론식을 바탕으로 위해인자의 닻의 종단속도 및 로켓포의 해수 깊이 20m에서의 낙하속도를 산출하였으며 그 결과는 Table 1과 같다.

Table 1 Falling velocities of hazard apparatuses from theory and main parameters

	Symmetric Stock Anchor	Stockless Anchor	Rocket
Weight [kg]	1350	1350	606
Projected Area [m^2]	0.77	0.54	0.04
Volume [m^3]	0.17	0.16	0.12
Drag Coefficient	1.0	1.0	0.82
Velocity [m/sec]	5.45 (Terminal Velocity)	6.24 (Terminal Velocity)	13.8 (at Depth 20m)

4. 수치해석 결과

닻(대칭스톡 앵커, 스톡리스 앵커)은 낙하속도가 일정하게 유지되는 종단속도, 로켓포는 해수 깊이 20m까지의 낙하속도를 확인하였고 이 결과를 이론식과 비교하였다.

스톡 앵커는 Fig. 3과 같이 스톡의 비 대칭한 형상으로 인해 해수 내를 낙하하는 중 회전하는 현상이 발생되어 종단속도에 도달하지 못하고 약 6m 깊이에서부터 낙하속도가 줄어드는 결과가 나왔다. 대칭스톡 앵커, 스톡리스 앵커, 로켓포의 낙하 거리에 따른 낙하 속도 결과는 Fig.4 ~ Fig. 6과 같다. Table 2에 정리된 바와 같이 대칭스톡 앵커와 스톡리스 앵커의 FSI 수치해석결과로 부터의 종단 속도가 각각 5.25m/sec, 6.19m/sec로 이론식과 각각 3.8%, 0.8% 가량의 차이를 보였으며, 로켓포는 깊이 20m에서의 낙하속도가 12.8m/sec로 이론식 대비 7.8% 가량의 차이를 보여 모든 위해인자의 낙하속도 결과가 이론식 대비 10% 미만의 차이로 좋은 일치를 보였다.

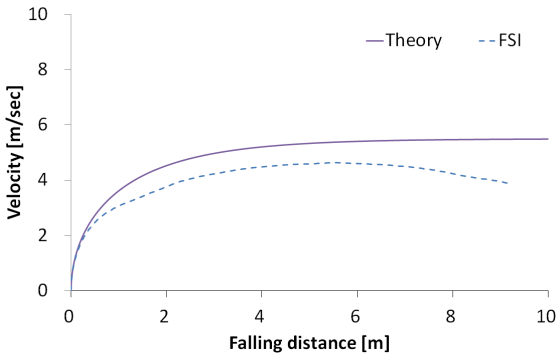


Fig. 3 Velocity of stock anchor from theory and FSI

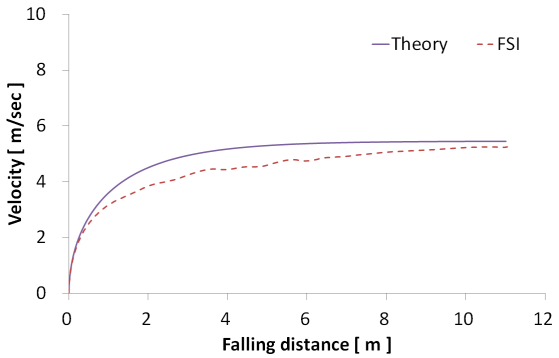


Fig. 4 Velocity of symmetric stock anchor from theory and FSI

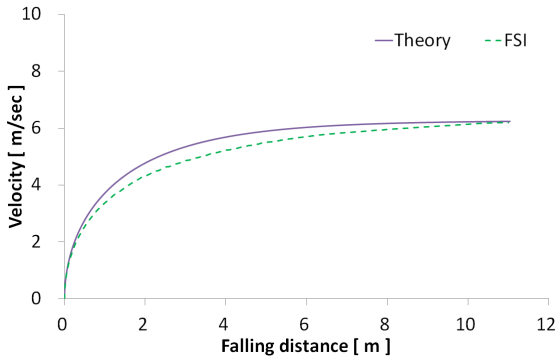


Fig. 5 Velocity of stockless anchor from theory and FSI

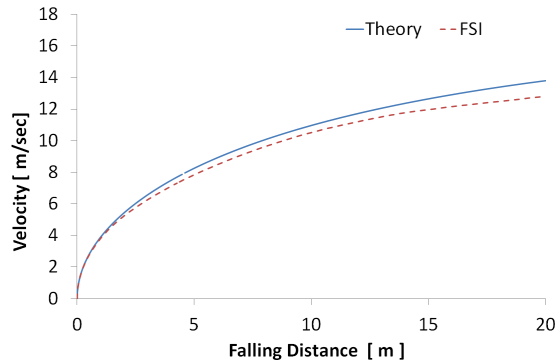


Fig. 6 Velocity of rocket from theory and FSI

Table 2 Velocity result comparison

	Symmetric Stock Anchor	Stockless Anchor	Rocket
Velocity [m/sec]	5.25 (Terminal Velocity)	6.19 (Terminal Velocity)	12.8 (at Depth 20m)
Differences [%] (vs .Theory)	3.8	0.8	7.8

5. 결 론

본 연구에서는 해저케이블에 대한 위해인자의 해수 내에서의 낙하속도를 산출하기 위하여 MSC NASTRAN SOL700과 DYTRAN 솔버를 사용하여 유체-구조-연성해석(FSI) 해석을 수행하였으며 이를 이론식과 비교하였다. 위해인자는 스톡 앵커(1.3ton), 스톡리스 앵커(1.3ton), 로켓포(606kg) 세 가지를 선정하였으며 각각 Quad요소와 Tria요소를 사용하여 표면을 모델링 하였으며, 해석시간 단축을 위하여 강체물성치(MATRIG)를 적용하고 중량과 무게중심 등의 정보를 해당 물성치에 적용하였다. 해수는 요소 격자의 유한체적법(Finite Volume Method)을 지배방정식으로 사용하는 유체요소(Eulerian Mesh)를 적용하였다. 위해인자에 대한 수치해석 결과가 모두 이론식에 비해 다소 낮은 낙하속도 결과가 나왔으나 그 차이가 10% 미만으로 적은 수준이며 이로부터 낙하속도에 대한 이론식이 수치해석 대비 다소 보수적인 방법임을 확인 할 수 있었다.

참 고 문 헌

국제케이블보호위원회, (2011). “About Submarine Telecommunications Cables".

류연선, 조현만, 김서현 (2015). “재료모델에 따른 유연 콘크리트 매트리스의 충돌 거동 평가”, 한국해양공학회지, 제29권, 제1호, pp 70-77.

류연선, 조현만, 김서현 (2016). “철근의 영향과 앵커 충돌각도를 고려한 유연 콘크리트 매트리스의 손상평가”, 한국해양공학회지, 제30권, 제2호, pp 109-116.

조현만, 김서현, 류연선, 김정태 (2012). “해저케이블 매장 보호공의 앵커 충돌 수치 시뮬레이션”, 한국해양과학기술협의회

안승환, 김동선 (2009). “해양환경특성에 따른 해저케이블 설치 및 보호방안”, 해양환경안전학회지, 제15권, 제1호, pp 25-32.

우진호 (2014). “앵커 출돌에 의한 해저케이블 보호구조물의 거동 특성”

우진호, 나원배 (2010). “앵커 충돌 및 끌림에 의한 원통연결 보호구조물의 최대 응답 해석”, 한국해양공학회지, 제24권, 제5호, pp 81-87.

유체-구조연성해석을 이용한 해저지반 토질 관입 수치 시뮬레이션

임성환(목포대학교)・황동환・윤종민((주)아띠)
김정훈・장정범(한국전력공사 전력연구원)・송창용(목포대학교)

Numerical Simulation of Seabed Soil Penetration using Fluid-Structure Interaction Analysis

Seong-Hwan Lim(Mokpo, National University), Kyung‐Ho Jang, Jong-Min Yoon(AhTTi Co. Ltd), Chang-Yong Song(Mokpo, National University), Joonmo Choung

해상 신재생 에너지 설비로부터 생산된 전기와 섬과 국가 간 전력의 전송을 위한 중요한 시설인 해저케이블은 파손 발생 시에 사회적, 경제적 손실이 매우 높을 뿐만 아니라 복구에 소요되는 비용이 막대한 것으로 알려져 있다. 해저케이블을 파손으로부터 보호하기 위한 설비는 수심, 조속, 해저 토질 등과 같은 해양환경조건에 따라 다양한 형태로 개발되어 적용되고 있다. 국내 서남해 연안의 해저지반의 많은 영역은 연약지반의 형태이기 때문에 해저케이블을 일정한 깊이까지 해저지반을 파서 매설하는 공법이 많이 적용되고 있다. 그러나 국내 서남해 연안에는 다수의 양식장이 산재해 있고, 양식장 설치에 사용되는 로켓포의 해저지반 관입은 매설된 해저케이블 손상에 가장 큰 위해요소로 알려져 있다. 양식장 로켓포와 같은 해저 관입형 위해인자에 의한 매설형 해저케이블 보호 공법을 합리적으로 실현하기 위해서는 다양한 해저 토질과 해양환경을 고려한 모형 및 실증 관입시험이 필요하다. 그러나 이러한 실증시험은 시간과 경제적 비용이 매우 높기 때문에 수치 시뮬레이션을 이용한 정확한 사전 검토가 중요하다고 할 수 있다. 본 연구에서는 해저에 매설된 해저케이블의 로켓포 관입 위험도에 대한 실증시험의 현상을 최대한 유사하게 모사하기 위한 기초연구 중에 하나로 유체-구조 연성(Fluid-Structure Interaction, FSI)해석을 이용하여 사질토 관입 현상에 대한 수치 시뮬레이션을 수행하고 사질토 해저지반 상에서 안전한 해저케이블 매설깊이를 검토하였다. 토질 관입 수치 시뮬레이션에 적합한 토질 재료모델을 산정하기 위해 라그랑지안(Lagrangian), 입자완화유체동역학(Smooth Particle Hydrodynamics, SPH), 그리고 오일러리안(Eulerian) 재료모델에 대한 원추 관입 시험(Cone Penetration Test, CPT)의 수치해석을 수행하여 시험결과와 비교하였다. 원추 관입 시험에 대한 수치 시뮬레이션을 통해 선정된 토질 재료모델을 적용하여 양식장 로켓포의 수중낙하 시에 사질토 해저지반 관입현상을 유체-구조 연성해석을 이용하여 모사하였다. 유체-구조 연성 수치 시뮬레이션을 통해 양식장 로켓포의 최대 관입깊이를 평가하여 사질토 해저지반 매설형 해저케이블의 안전한 매설깊이를 검토하였다.

KEY WORDS: Submarine cable 해저 케이블, Fluid-structure interaction analysis 유체-구조 연성해석, Hazard apparatus 위해인자, Drop characteristics comparison 낙하 특성 비교

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 D

LNG 벙커링

FLBT의 Loading Arm 위치에 따른 Operability 평가

정동우* · 김윤호* · 정현우* · 박인보* · 원영욱* · 정재상* · 정동호* · 조석규* · 성홍근*
*선박해양플랜트연구소 해양플랜트연구부

Assessment of Operability with Respect to the Location of Loading Arm of Floating LNG Bunkering Terminal

Dong-Woo Jung*, Yun-Ho Kim*, Hyun-Woo Jung*, In-Bo Park*, Young-Yuk Won*,
Jae-Sang Jung*, Dong-Ho Jung*, Seok-Kyu Cho* and Hong-Gun Sung*

Offshore Plant Department, KRISO, Daejeon, Korea

KEY WORDS: FLBT 부유식 LNG 벙커링 터미널, Loading Arm, Operability, Relative Motion, Side by Side Moored Vessel

ABSTRACT: *In this paper, the evaluation on operability of FLBT(Floating LNG Bunkering Terminal) was studied experimentally. Model tests were conducted in KRISO(Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering) ocean engineering basin. FLBT, LNG carrier, and two bunkering shuttles were side-by-side moored with mooring ropes and fenders. Two white-noise wave cases and one irregular wave case were generated. The relative local motions between each LNG loading arm and its corresponding manifold for the initial design configuration were calculated from 6-DoF motions at the center of gravity of four vessels. Then, the locations of LNG loading arms and manifolds were varied in order to minimize the relative local motions.*

1. 서 론

최근 들어 선박의 배출가스 규제로 인하여 LNG 추진 선박이 대두되고 있다. 이러한 LNG 추진 선박에 LNG를 공급하기 위해 다양한 방법이 연구 중에 있고, 운용성능을 높이기 위해 적하역 장비인 Loading Arm 개발이 진행 중에 있다. LNG 추진 선박에 연료를 공급(벙커링) 방법은 육상에서 수행되는 것과 해상에서 수행되는 것으로 나눌 수 있다. 육상에서 벙커링을 수행할 경우 파랑에 대한 영향이 거의 없어 안정적인 작업이 가능하다는 특성이 있는 반면 해상에서는 파랑에 의한 Loading Arm에서의 상대운동에 제약이 따르지만 육상대비 폭발에 대한 인명피해 우려가 적다는 장점이 있다. Floating LNG Bunering Terminal(이하 FLBT)는 해상에서 LNG 운반선(이하 LNGC)으로부터 공급받아 LNG 벙커링 셔틀(이하 LNG BS)에 LNG를 하역하는 시스템으로 LNGC와 LNG BS는 FLBT의 측면에 Side-by-Side Mooring Line과 Fender를 이용해 접안하여 LNG 적하역 작업이 수행된다.

병렬 계류된 선박들의 운동 특성에 대해서는 많은 선행연구가 수행되었다. 홍사영 외(2005)는 병렬 계류된 LNG FPSO와 LNGC 두 척의 운동응답 및 표류력 변화를 연구하였고, 이를 토대로 선박해양플랜트연구소에는 4 부유체 동시 접안된 상태에서의 안정성 평가를 수행 중이다(KRISO, 2015~2017). 특히 2016년에 KRISO에서 병렬 계류된 네 척의 부유체에 대한 모형시험이 수행되었고, 그 결과물로 김윤호 외(2017)는 각 부유체가 독립적으로 계류되어 있을 때의 운동 응답과 표류력의 상호 간섭효과를 연구하였고, 정현우 외(2017)는 독립적으로 계류된 네 부유체의 자유감쇠시험 시 유체역학적 특성에 대해 연구하였다.

본 논문에서는 FLBT가 병렬계류된 상태에서 운용성능을 평가하기 위해 적하역 공정의 핵심이 되는 loading arm에서의 상대운동에 대해 연구하였다. 또한 기 설계된 위치에서 뿐만 아니라 그와 인접한 위치에 대해서 상대운동을 평가하여 운용성을 높이기 위해 loading arm의 위치를 제시하였다.

2. 대상 모델 및 실험 조건

Fig. 1에는 FLBT와 병렬 계류된 LNGC, LNG BS의 배치를 제시하였다. FLBT와 각 부유체는 다수의 Fender와 계류 선으로 계류되어 있다. FLBT는 위치 고정을 위해 네 가닥의 spring으로 계류하였는데, 파도의 1차 주파수성분의 영향을 받지 않도록 spring 상수를 결정하였다.

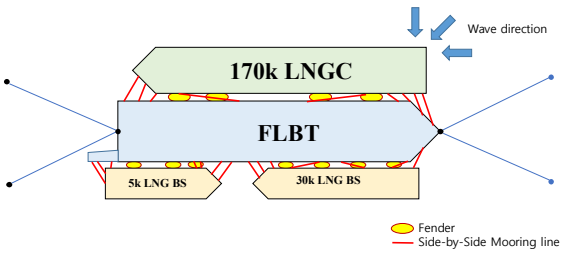


Fig. 1 Arrangement of FLBT, LNGC and two LNG BSs

Fender의 압축력과 계류 선의 장력을 맞추어 최종적으로 FLBT와 LNGC 사이 간격을 4.0m로, FLBT와 두 LNG BS 사이 간격을 2.7m로 맞추었다. 실제 수조에서 설치된 모습은 Fig. 2에 나타나 있다.

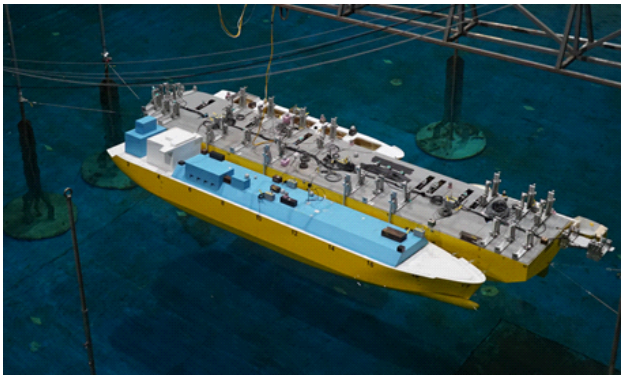


Fig. 2 Experimental setup of FLBT, LNGC and two LNG BSs

각 선박의 주요 제원은 Table 1에 제시하였고 모형 축척비는 1:65로 정하였다.

Table 1 Main characteristics of FLBT, LNGC and LNGBS

Item	220K FLBT	170K LNGC	30K LNG BS	5K LNG BS
Length [m]	355.6	294.0	172.0	99.0
Breadth [m]	60.0	45.5	26.5	17.0
Depth [m]	32.7	26.0	15.0	10.0
Disp. [ton]	239278.8	111304.0	16862.0	4747.0
GM [m]	13.509	4.257	5.810	3.200

실험파는 실선 기준 2.0m 파고에 횡동요 주기 및 틈새 슬로싱 유동을 고려하여 0.3 ~ 1.2rad/s 사이 총 16개의 규칙파 조건을 고려하였고, 불규칙파의 경우 Table 2와 같이 세 개의 조건을 고려하였다. Table 2에서 WN는 White Noise를 의미하고 IRR은 JONSWAP spectrum이다.

Table 2 Locations of 4 vessels

ID	Hs [m]	T / Tp [sec]	gamma
WN2m	2.0	5~25	-
WN4m	4.0	5~25	-
IRR	2.1	6.02	3.3

초기 설계 단계에서 결정된 Loading Arm과 Manifold의 위치는 Fig. 3에 제시하였다. LNGC의 경우 Manifold는 좌현 끝단에 위치하고 LNG BS의 경우 Y방향 중심(Center Line)에 Loading Arm이 위치한다. 각각에 대응되는 FLBT에서의 Loading Arm과 Manifold는 절대좌표계에서 X 위치가 동일하다.

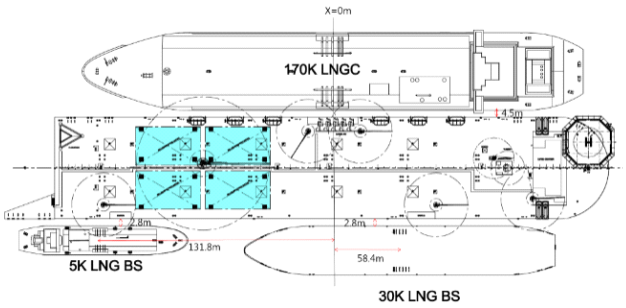


Fig. 3 Location of Loading Arm and Manifold

Table 3에는 Fig. 3에서 제시한 Loading Arm과 Manifold의 위치 좌표를 제시하였다. FLBT와 Connected Vessel 열의 좌표는 각 부유체의 AP, CL, BL을 기준으로 하고 Relative Distance는 FLBT 기준의 상대 좌표값으로 Z 좌표는 흘수를 고려한 값이다.

Table 3 Location of Loading Arm and Manifold

Vessel		FLBT	Connected Vessel	Relative Distance
FLBT-LNGC	X [m]	163.5	141.39	0.0
	Y [m]	30.0	22.75	4.0
	Z [m]	32.7	28.0	-3.15
FLBT - 30K LNG BS	X [m]	215.58	79.841	0.0
	Y [m]	-30.0	0.0	15.95
	Z [m]	32.7	21	-3.28
FLBT - 5K LNG BS	X [m]	38.7	50.88	0.0
	Y [m]	-30.0	0.0	11.2
	Z [m]	32.7	17.1	-6.4

모형시험에서 부유체의 배치는 Fig. 1과 같이 네 부유체가 병렬 계류되어있는 조건뿐만 아니라, LNGC가 제외된 3body 조건을 고려하였다. 3body의 경우 30K LNG BS의 선수, 선미 방향에 따른 검토도 수행하였다. 각 배치 조건에 대해 Fig. 3과 Table 3에 제시된 Loading Arm과 Manifold 위치뿐만 아니라 모두 15 위치에서의 상대운동을 평가하였다.

실험에 있어 각 부유체의 6자유도 운동은 비접촉식 광학카메라로 계측하였고, 좌표계는 각 부유체 고정 좌표계로 설정하였다. 계측된 값은 각 부유체의 무게 중심(이하 COG)를 기준으로 하고 있으며, 계측된 COG에서의 6자유도 운동 값으로 임의의 위치에서의 길이, 폭 그리고 높이 방향의 운동은 아래 식 (1)에서 식(3)으로부터 계산할 수 있다.

$$x_p = x - y_b\psi + z_b\theta \quad (1)$$

$$y_p = y + x_b\psi - z_b\phi \quad (2)$$

$$z_p = z - x_b\theta + y_b\phi \quad (3)$$

여기서 x_p, y_p, z_p는 특정 위치에서의 길이, 폭, 높이방향 운동이고 $x, y, z, \phi, \theta, \psi$는 각각 COG에서 계측한 Surge, Sway,

Heave, Roll, Pitch, Yaw 운동이다. x_b, y_b, z_b는 COG로부터 특정 위치까지의 거리를 나타낸다.

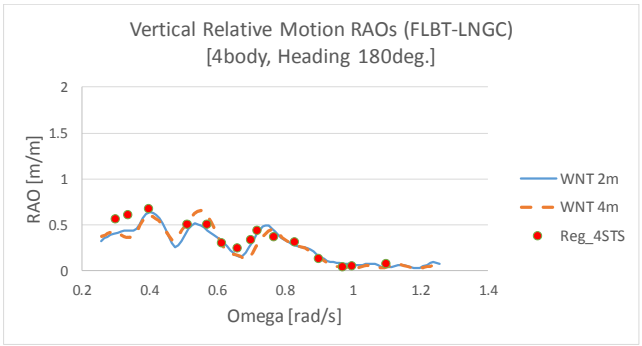
상대운동은 FLBT에서의 국부운동에서 계류된 부유체에서의 국부 운동을 빼면 구할 수 있지만, 각각의 부유체에서의 국부 운동은 각 부유체의 좌표계 정의와 동일하므로 방향을 고려하여 계산해야 한다.

Fig. 3과 Table 3에 제시한 기존 설계 위치에서의 상대운동은 Response Amplitude Operator(이하 RAO)로 결과를 검토하였고, Fig. 4의 다수 위치에서의 상대운동 결과는 Significant Double Amplitude(이하 Hs)를 기준으로 비교하였다.

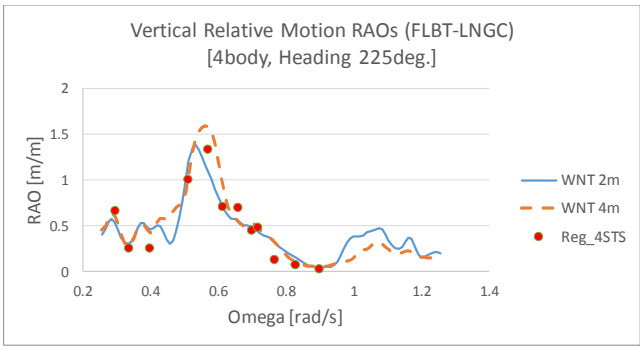
3. 실험 결과

4body 상태에서 Fig. 3의 기준 Loading Arm 및 Manifold 위치에서의 LNGC, 30K LNG BS 그리고 5K LNG BS의 수직 상대운동 RAO를 Fig. 5에 제시하였다. White Noise 파의 경우 RAO 도출을 위해 파 교정 시 FLBT의 중심 위치에서 계측한 신호로 실험 데이터에 동기화하였고, 규칙파의 경우 파가 완전 발달한 후 반사파 영향을 받지 않는 구간을 선정하여 RMS 기준으로 계산하였다.

White Noise에서 Hs 값에 차이가 없고 규칙파와 잘 일치함을 알 수 있고, 특히 Hs에 따른 RAO 값 차이가 없다는 것은 응답이 선형 특성을 가진다고 볼 수 있다.



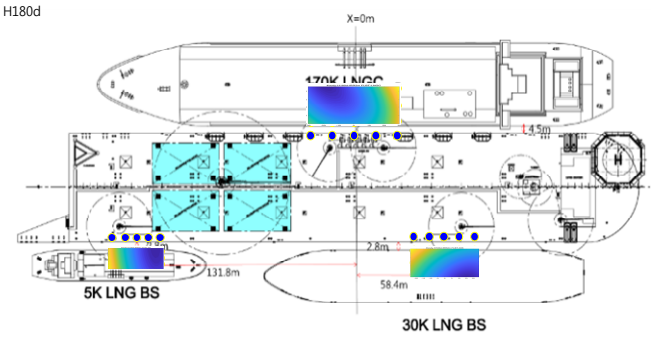
(a) 180° heading



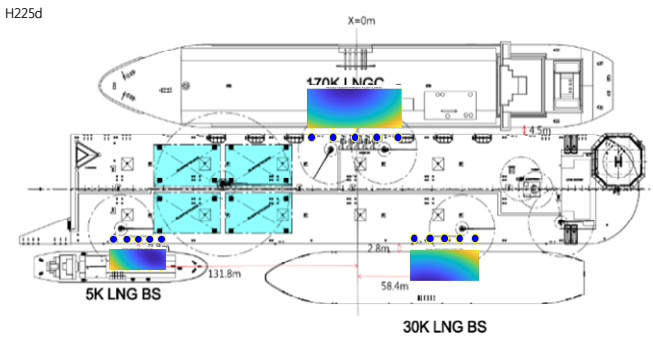
(b) 225° heading

Fig. 5 RAO of LNGC for Case 1 (4body)

다음으로 4body, 3body, 3bodyR의 병렬배치 조건에 대해 FLBT에 대한 각 부유체의 15 지점에서의 상대운동의 Hs 값을 등고선으로 나타내어 Fig. 6에서 Fig. 8에 제시하였다. 상대운동은 길이 및 폭방향에 대한 평가도 필요하고 이러한 평면운동에 대해 병렬 계류계와 Fender의 압축력을 같이 평가해야 하지만 본 논문에서는 높이방향 상대운동에 대한 결과로 평가하였다.

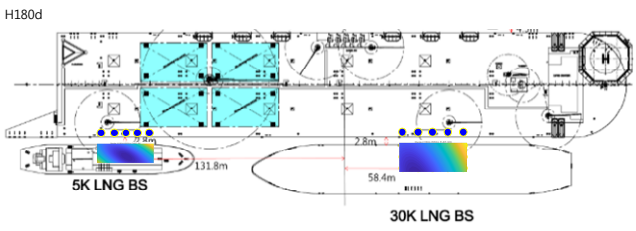


(a) 180° heading

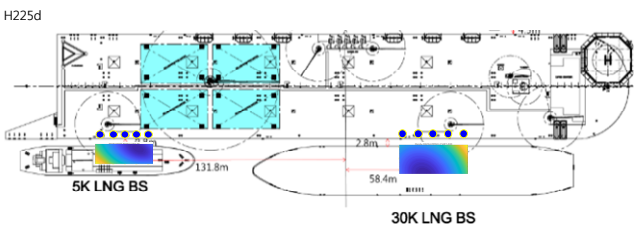


(b) 225° heading

Fig. 6 Vertical Relative Motion of 4body Arrangement

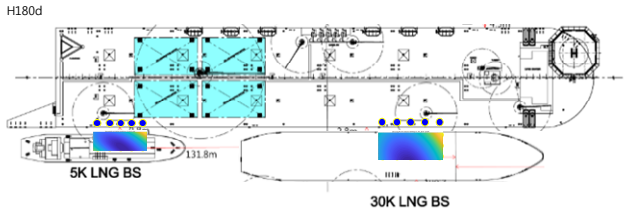


(a) 180° heading

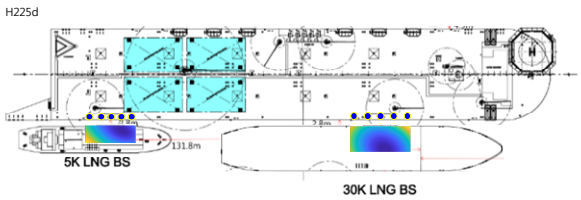


(b) 225° heading

Fig. 7 Vertical Relative Motion of 3body Arrangement



(a) 180° heading



(b) 225° heading

Fig. 8 Vertical Relative Motion of 3bodyR Arrangement

병렬 계류된 부유체의 경우 높이방향 상대운동은 Roll, Pitch 운동의 영향을 받지만, Pitch 운동의 경우 적하역에서 고려되는 파의 주기를 고려할 때 크지 않은 응답을 보이기 때문에 자체 공진 또는 틈새유동에 의해 야기되는 Roll 운동에 큰 영향을 받게 된다. 따라서 선측에서 폭방향 중심으로 갈수록 Roll 운동의 영향은 적어지고 이는 Fig. 6의 LNGC와 30K LNG BS의 상대운동 값에서 확인할 수 있다.

전체적으로 5K LNG BS의 경우 기준 위치에서 선수 방향으로 대략 10m 위치에서 상대운동이 적은 것으로 평가되었다.

30K LNG BS의 경우 선수 방향이 FLBT와 반대인 경우에는 30K LNG BS 기준으로 선수방향으로 Loading Arm을 이동시키는 것이 운용성능에 유리한 것으로 평가되었고 이는 파의 입사방향인 선미에서 발생하는 Pitch 모멘트에 기인한다고 볼 수 있다. 반면에 30K LNG BS의 선수방향이 FLBT와 동일할 경우에는 기준 위치에서 가정 작은 상대운동이 발생하는 것으로 평가되었다.

4. 결 론

본 논문에서는 FLBT가 병렬계류된 부유체와 LNG를 적하역함에 있어 운용 가능 여부 판단에 핵심이 되는 높이방향 상대운동을 실험적으로 평가하였다.

고려한 배치 조건은 FLBT, LNGC, 30K LNG BS, 5K LNG BS가 병렬계류된 4body와 FLBT, 30K LNG BS, 5K LNG BS가 병렬계류된 3body를 고려하였고, 3body의 경우 30K LNG BS의 선수, 선미 방향에 따른 영향도 고려하였다.

모형시험에서 각 부유체에서 계측한 6자유도 운동 신호를 바탕으로 Loading Arm과 Manifold에서의 국부 운동을 계산하였고 부유체의 선수 위치에 따른 좌표계 차이를 고려하여 상대운동을 평가하였다.

높이방향 상대운동 RAO의 경우 파의 크기에 따른 비선형 특성이 없음을 확인하였다. 또한 Loading Arm과 Manifold의 최적 위치를 찾기 위해 각 부유체별 15개 위치에서 높이방향 상대운동을 평가하였다. 높이방향 상대운동은 Roll 운동의 영향이 가장 적은 폭방향 중심에서 가장 낮은 응답을 보였다. 5K LNG BS의 경우는 기존 설계 위치보다 선수 방향에서 더 낮은 상대운동이 평가되었다. 끝으로 30K LNG BS의 경우 선미방향으로 파가 입사될 때 선수방향으로 갈수록 상대운동이 적게 평가되었으며, FLBT와 선수방향이 동일할 경우 기존 설계 위치가 적합함을 확인하였다.

본 연구를 바탕으로 향후에는 길이, 폭방향 상대운동과 병렬계류라인, Fender의 하중을 종합적으로 평가할 예정이다. 해상에서 LNG의 적하역 가능 여부를 판단하기 위해 Loading Arm에서의 상대운동 설계 조건을 바탕으로 운용 가능한 파의 조건과 파이 입사각에 대한 평가 역시 중요하며, 현재 FLBT에 고려된 터널 추진기의 사용으로 파의 입사각을 제어할 경우 운용 범위가 어디까지 넓어지는지에 대한 검토도 수행할 예정이다.

후 기

본 연구는 해양수산부 국가연구개발사업인 “해상부유식 LNG 벙커링 시스템 기술개발(PMS3730)” 및 선박해양플랜트연구소 내부 과제 “효율적인 속도중 내항성능 시험 방안 및 후처리 통계해석 기법 개발(PES9200)”의 일환으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

Hong SY, Kim JH, Cho SK, Choi YR and Kim YS(2005). “Numerical and experimental study on hydrodynamic interaction of side-by-side moored multiple vessels”, Ocean Engineering, Vol. 32, pp 783-801.

KRISO (2017). “해상부유식 LNG 벙커링 시스템 기술개발: 3차년도 연구보고서”, 선박해양플랜트연구소, 대전.

김윤호, 조석규, 정동우, 정현우, 박인보, 원영욱, 정재상, 정동호, 성홍근 (2017). “근접 위치한 4 부유체의 파랑 중 유체역학적 특성에 대한 실험적 연구”, 한국해양과학기술협의회 춘계 공동학술대회, Vol. 1, pp. 279-282.

Jung, Hyun-Woo, Yun-Ho Kim, Seok-Kyu Cho, In-Bo Park, Dong-Woo Jung, Young-Yuk Won, and Hong-Gun Sung “Experimental Study of the Free Decay Test on Side-by-Side Arranged FLBT, LNGC and LNG-BS”, 한국해양공학회 춘계학술대회(2017)

수치풍동 구현을 통한 FLBT의 조류하중 추정

정재환 · 정현우 · 조석규 · 황성철 · 박병원 · 정동호 · 성홍근
*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

Current Load Estimation of FLBT in Numerical Wind Tunnel

Jae-Hwan Jung, Hyun-Woo Jung, Seok-Kyu Cho, Sung-Chul Hwang, Byeongwon Park, Dongho Jung and Hong-Gun Sung

*Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejon

KEY WORDS: FLBT 부유식 LNG 벙커링 터미널, Numerical wind tunnel 수치풍동, Current load 조류 하중, Wind tunnel test 풍동 실험

ABSTRACT: *In the previous study, for the estimation of current loads of the floating LNG bunkering terminal (FLBT), there was a significant discrepancy between numerical and experimental results. This difference may be due to the wind tunnel environment such as the boundary layer developed on the floor, and the blockage effect. Regarding this concern, there has been an important issue about whether its environment can affect the measurement of loads for the wind tunnel test. Some literature reported that the boundary layer and wind tunnel floor can significantly influence the flow separation and vortex shedding phenomena of test models, leading to the incorrect load measurements. Therefore, the numerical wind tunnel is considered to identify the aforementioned issue in the present study. As a result, the measured current loads of the FLBT in the numerical wind tunnel show a good agreement with those of the experimental data, which indicate that the wind tunnel environment can affect the load measurement.*

1. 서 론

일정 해상영역에서 장기 운영되는 해양구조물은 다양한 방향에서 유입되는 바람과 조류에 민감하게 반응을 한다. 특히 선수각 변화에 따른 풍/조류하중 특성 평가는 해양 구조물의 운동성능 및 계류 시스템 설계에 대단히 중요하므로 관련 연구들이 최근에 다수 진행되어 왔다 (박병원 등, 2017; 정재환 등, 2017; 황성철 등, 2016). 풍/조류하중 특성을 평가하기 위해서는 실험 또는 수치해석방법이 고려될 수 있다. 실험으로는 풍동 또는 예인수조를 활용 할 수 있으나, 풍/조류하중 실험이 보통 함께 진행되는 이유로, 편의상 풍동 실험을 통해 관련 데이터를 확보한다. 그러나 최근 풍동 환경에 따라 하중 계측이 달라질 수 있음을 보여주는 연구 결과들이 제시되고 있으며, 풍동실험과 예인수조 실험 결과에서도 서로 차이가 날 수 있음을 보여주는 사례들이 보고되고 있다.

Croonenborghs et al. (2013)은 반잠수식 구조물을 대상으로 4개의 참여기관들의 실험 및 수치 결과 데이터 비교를 한 결과, 풍/조류하중 계측에 있어 풍동과 예인수조 실험 그리고 풍동 실험 수행 기관에 따라서도 결과가 달라질 수 있음을 확인하였다. Huang et al. (2016)도 풍동 그리고 예인수조를 활용하여 조류하중 계측에 대한 연구를 수행하였고, 풍동 실험결과가 예인수조에서 수행된 실험 결과보다 하중이 다소 낮게 계측이 되는 것을 확인했다. 이러한 원인을 분석하기 위해 CFD 계산 결과를 활용하여 풍동 바닥에서 발달하는 경계층과 바닥 효과가 구조물 주위 유동 박리와 와흘림에 영향을 줄 수 있음을 보여주었다. Jassen et al. (2017)은 차폐율 효과를 고려하여 컨테이너선에 대한 풍하중 실험결과와 수치해석결과를 비교하였다. 즉 무한원방 및 실험과 동일한 폐쇄율을 가지는 수치해석 도메인을 고려하여 컨테이너선의 풍하중을 계측하였으며 폐쇄율에 대한 보정 방법의 적용 유무에 따른 풍하중 결과를 실험결과와 상호 비교 하였다. 그 결과, 실험과 동일한 폐쇄율을 가지는 해석 도메인을 통해 얻어진 풍하중 결과에 보정기법을 적용하게 되면 실험결과와 전반적으로 잘 일치하는 것을 확인하였으며, 동일한 수치기법을 무한 원방 케이스에 적용 시, 컨테이너선의 풍하중이 전반적으로 선수각 변화에 관계없이 실험결과보다 더 크게 추정되는 것을 보여주었다. 비록 해양플랜트 분야는 아니나 건축물에 대한 풍하중 실험과 LES 수치결과를 비교한 Ricci et al., (2017)는 풍동환경을 그대로 재현하였을 때, 즉 폐쇄율뿐만 아니라 조도 블록과 스파이어 등이 수치해석에 반영이 되면 실험 및 수치결과가 전반적으로 잘 일치하는 것을 확인하였다.

상기 연구들을 정리해보면, 풍동 환경이 하중 계측에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었으며, 주로 반잠수식 구조물에 대한 평가가 주를 이루고 있다.

LNG 벙커링에 있어서도, FLBT, LNG선(LNGC) 그리고 LNG 벙커링 선박(LBS)의 운동 성능 평가와 계류 시스템 설계를 위해 풍/조류하중 특성 평가가 선행되어야 한다. 이를 위해서 박병원 등 (2017)은 FLBT와 다물체 계류에 대한 시나리오에 맞춰 풍/조류하중을 실험한 바 있다. 그러나 정재환 등 (2017)은 FLBT의 조류하중의 실험 및 수치결과가 많은 차이가 보임을 확인하였고

이로 인한 원인을 풍동 환경이 조류하중 계측에 영향을 미친 것으로 보았다.

본 연구에서는 앞서 언급한 선행연구 및 정재환 등 (2017)의 연구결과를 바탕으로 FLBT의 조류하중 특성 평가를 위해 풍동 환경이 하중 계측에 미치는 영향성을 평가하고자 한다. 이를 위해 풍동실험과 동일한 환경을 구현한 수치풍동을 고려하였으며, 최종적으로 무한원방과 수치풍동에 위치한 FLBT의 조류하중 결과를 실험결과와 비교하였다.

2. 수치 해석 방법

2.1 수치풍동의 구현

본 연구에서는 풍동 환경이 FLBT의 조류하중 특성에 미치는 효과를 확인하기 위해서 수치 풍동을 고려하였다(Fig. 1). 풍동 모델링을 위해서 FORCE Technology社로부터 일부 치수를 제공 받았으며 부족한 정보는 보고서에 있는 개략도를 활용 하였다. 조류하중 실험에서는 수선면 아래의 유동이 균일하다고 가정하기 때문에 하중 계측 시 터널 내 발생되는 속도 경계층의 영향을 최소화 시켜야 한다. 이를 위해 FORCE Technology사에서는 20.75m 길이를 가지는 시험부의 시작점에서 0.75m 떨어진 위치에 실험 모델을 설치한다(Fig. 2). 그리고 불가피하게 발달된 속도 경계층에 의한 하중 손실은 ESDU80003에서 제시한 보정방법을 이용한다. 실험방법과 보정방법에 대한 보다 상세한 내용은 박병원 등 (2017)과 ESDU80003 (1986)을 참고할 수 있다. 본 연구에서도 실험과 동일한 방법으로 하중을 평가하기 위해 FLBT를 수치풍동의 시험부 시작점을 기준으로 동일한 장소에 위치시켰으며 수치 풍동 내 발달하는 속도 경계층으로 인한 하중 손실을 실험과 동일한 방법으로 보정하였다. 그리고 실험에서 하중 계측을 위해 모델이 풍동 바닥면에 직접 붙지 않고 일정 틈새 거리를 가지는 것을 감안하여 수치 풍동에서도 FLBT의 하중 계산 시 모델과 풍동 바닥면 사이 일정 틈새를 고려하였다. 수치풍동이 적절하게 재현되었는지 확인하기 위해 FLBT 모델이 없을 때의, 즉 수치풍동 단독상태에서의 수치해석을 수행하였다. FLBT가 놓일 위치에서 계측된 속도 경계층 프로파일을 수치풍동에서 계측된 프로파일과 비교하였으며, 이를 Fig. 3에 나타내었다. 전반적으로 실험과 수치결과가 잘 일치하는 하는 것으로 보아 수치풍동이 실험 풍동의 환경을 전반적으로 재현한다고 판단하였다.

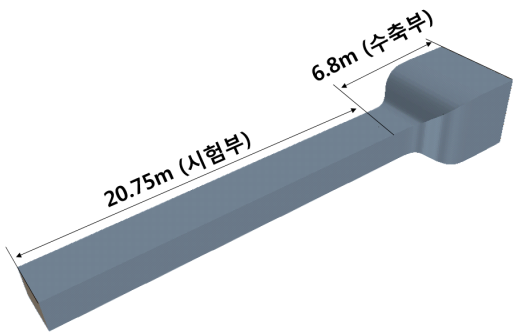


Fig. 1 Schematic of the numerical wind tunnel

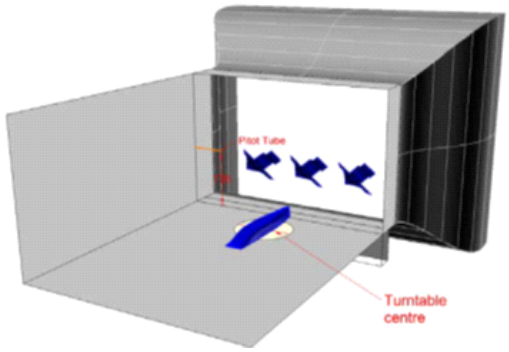


Fig. 2 Mounting location of the FLBT in the wind tunnel

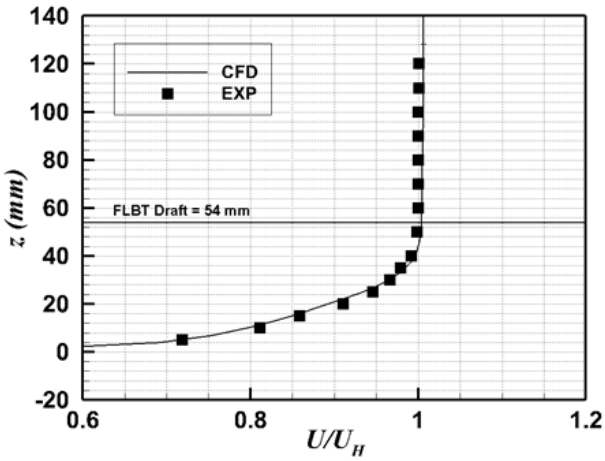


Fig. 3 Comparison of the velocity profiles bewteen CFD and EXP. measured from the center of the turntable

2.2 수치해석방법

FLBT의 조류하중 평가를 위해 무한원방과 수치풍동, 즉 2개의 계산 영역이 고려되었다. 계산 영역에 관계없이 동일한 수치해석 방법이 고려되었으며 상세한 내용은 정재환 등 (2017)을 통해 확인할 수 있다. 경계조건 적용에 있어 무한원방과 수치풍동 케이스는 서로 차이를 보인다. 무한원방의 경우 입구에서 균일유동 구현을 위해 일정 속도를 경계에 적용하는 Dirichlet 조건을 고려하였으며, 출구에는 대류경계조건을 사용하였다. 반면에 수치풍동에서의 입구 경계에는 대기압을 주기 위한 Dirichlet 조건을 부여하였고 출구 경계에는 질량 유량 조건을 주었다. 이는 팬에 의한 흡입 효과를 구현하기 위함이다. 그리고 수치풍동의 벽면은 점착조건을 고려하였다. 계산 영역에 따른 경계조건 차이를 보이기 위해 이를 Figs. 4와 5에 나타내었다. 계산 영역에 관계없이 격자 시스템의 일관성을 최대한 유지하기 위해 무한 원방에 놓인 FLBT 주위 격자 분포와 수치풍동 내부에 위치한 FLBT 주위 격자분포는 동일하게 구성하였다. 그리고 무한원방 케이스에서 FBLT 표면의 첫 번째 격자는 $y+$=30에 해당하는 값을 사용하였으며 수치풍동에서는 $y+$ 의존성을 살펴보기 위해 $y+$ = 1과 30이 고려되었다.

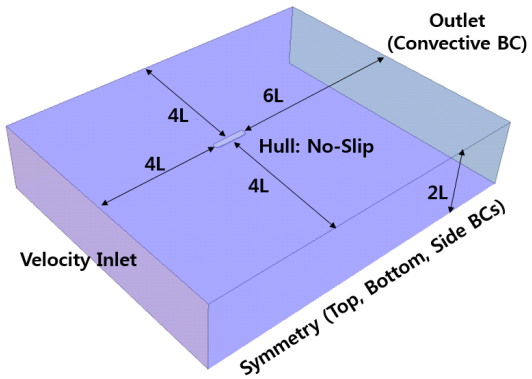


Fig. 4 Computation domain for far-field condition and boundary conditions

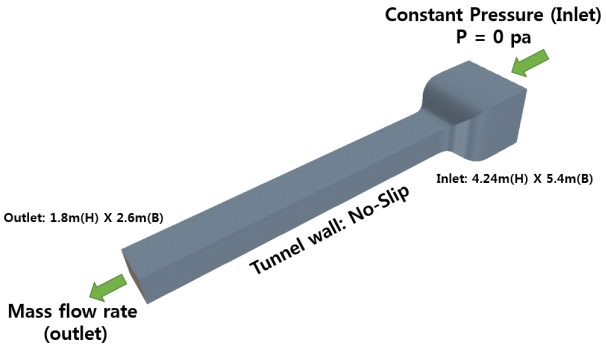


Fig. 5 Numerical wind tunnel and boundary conditions

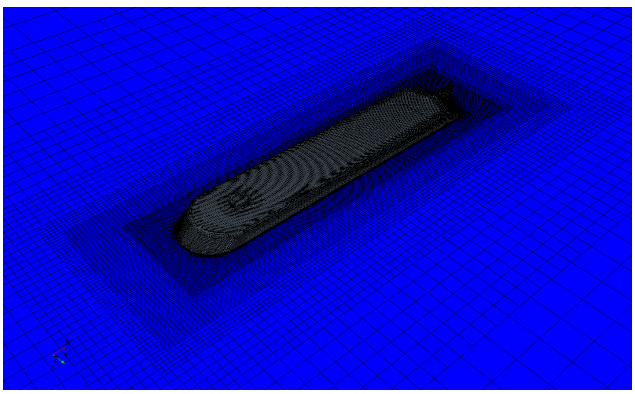


Fig. 6 Grid distribution around FLBT

3. 해석결과 분석

수치해석을 통해 계산된 하중 및 모멘트를 OCIMF에서 정의한 계수식을 이용하여 무차원화 하였으며 선수에 정방향으로 유입되는 유동의 선수각을 0°로 정의하고 좌현에서 선미로 선수각이 이동하면 180°가 된다. 본 연구에서는 FLBT가 대칭 형상이므로 0°-360°까지 고려하지 않고 180°까지만 고려하였으며 선수각 증가 간격은 30°로 하였다. 무한원방 도메인을 통해 얻은 조류하중 결과를 살펴보면 C_x의 경우 선수각에 관계없이, C_y는 선수각 60°-90°에서 그리고 C_n은 0°-60°와 120°-180°에서 실험값과 많은 차이가 나는 것을 Fig. 7을 통해 관찰된다. 그러나 수치풍동을 고려하여 FLBT의 조류하중을 계산할 경우, 특히 $y+=1$에서 실험과 수치결과가 전반적으로 잘 일치하는 것을 Fig. 8에서 확인할 수 있다. 또 무한원방 케이스와 비교하였을 때 특별한 수치해석기법 또는 격자 시스템의 개선 없이, 결과 개선이 분명히 이루어진 점을 고려한다면, 풍동 실험 환경이 하중 계측에 영향을 미칠 가능성이 높은 것

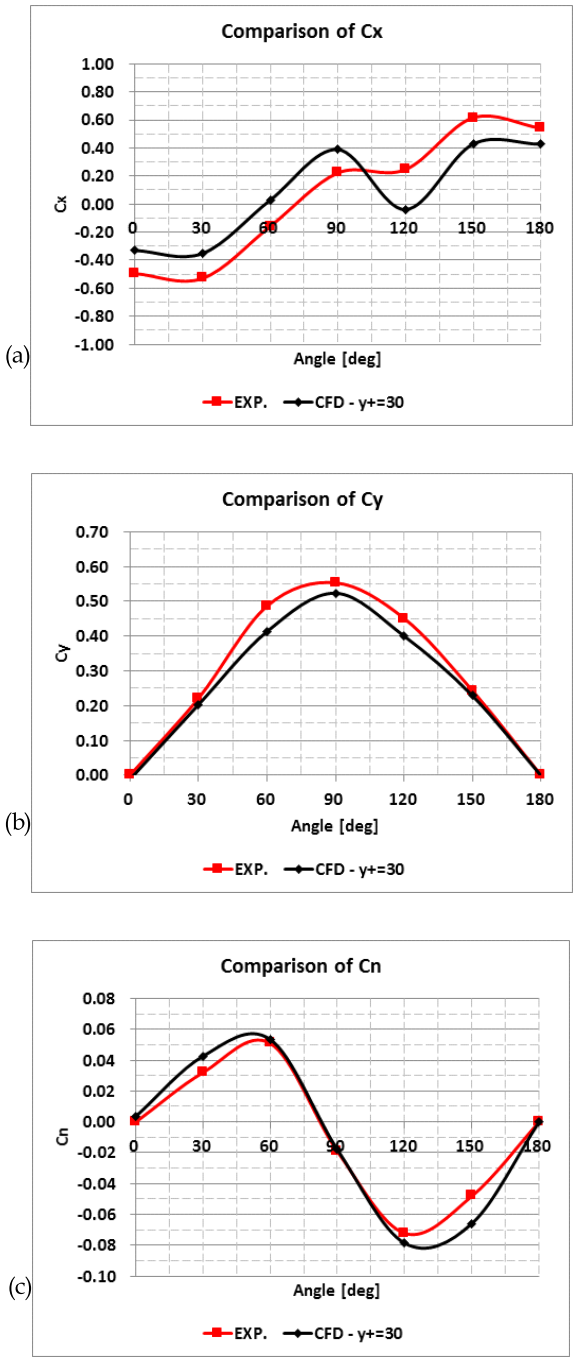
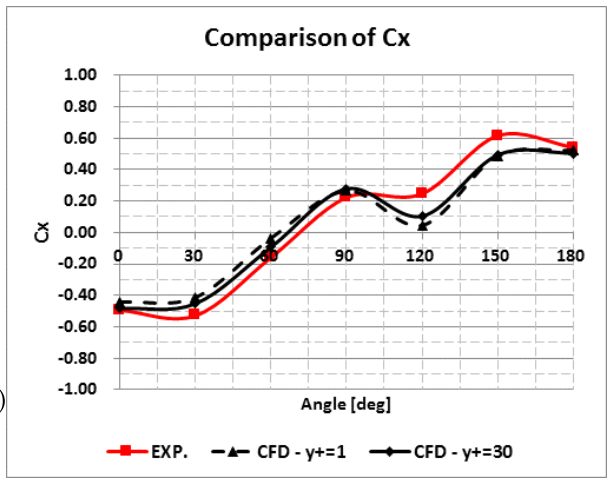
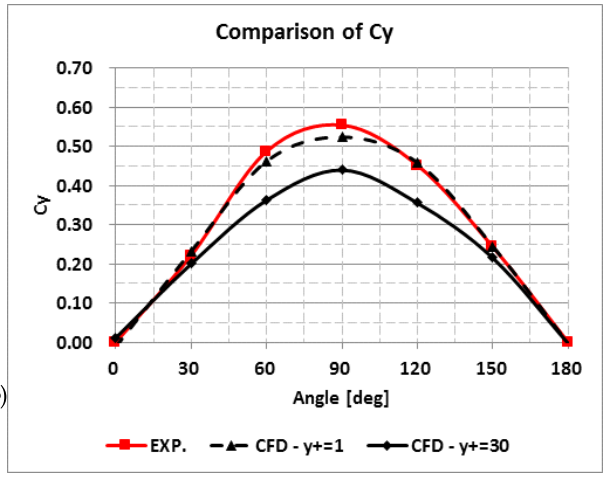


Fig. 7 Comparison of current loads & moment coefficient between CFD and EXP.: (a) C_x, (b) C_y, and (c) C_n,

(a)



(b)



(c)

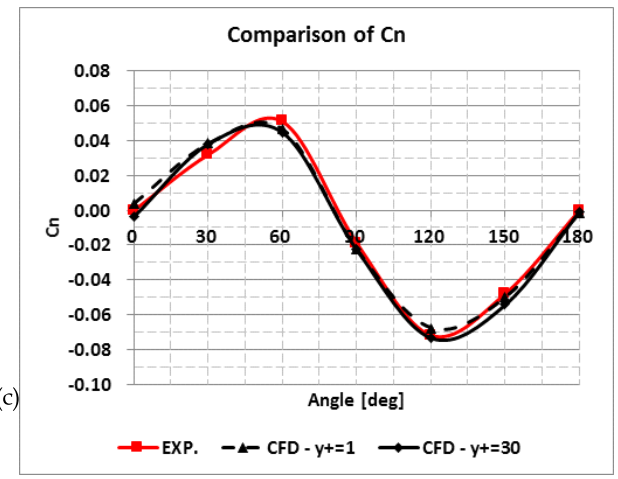


Fig. 8 Comparison of current loads & moment coefficient between CFD (numerical wind tunnel) and EXP.: (a) C_x, (b) C_y, and (c) C_n

으로 판단된다. C_x와 C_y의 일부 선수각에서 관찰되는 실험과 수치결과의 차이는 격자 시스템, 난류모델과 이산화 스킴에 대한 의존성이 존재하기 때문에 나타나는 것으로 추측 된다. 본 연구에서는 수치풍동의 의존성을 보고자 단순한 형태의 격자 시스템을 고려하였으며, 산업계에서 많이 활용되는 RANS 모델을 사용하였다. 그러나, 광범위한 박리유동이 존재하는 문제에서는 RANS 모델의 한계가 있음이 여러 연구들을 통해 알려져 있으며 해석대상 표면의 격자 분포 뿐만 아니라 물체 주위의 복잡한 유동들을 해상할 수 있는 공간격자의 분포도 대단히 중요하다. 또 동일한 $y+$=30에서 무한원방과 수치풍동 케이스 결과를 비교해 보면 수치풍동을 통해 얻어진 C_x와 C_n은 전반적으로 실험결과와 비교하여 개선된 부분이 확실히 관찰되나 C_y에서 여전히 많은 차이가 있음을 Figs. 7(b)와 8(b)의 비교를 통해 확인할 수 있다. 이는 $y+$ 설정에 따른 유동 박리 위치 예측의 중요성을 보여준다고 생각된다.

위 내용을 다시 정리하면, 이전 선행연구들에서 지적한바와 같이 FLBT 조류하중 풍동실험에 있어서도 터널 바닥면에서 발달되는 속도 경계층과 풍동 바닥 그리고 차폐율 효과가 하중 계측에 영향을 미칠 가능성이 클 것으로 판단된다. 또한 내부 연구를 통해 확인한 결과, 모델과 풍동 바닥면이 완전히 접하지 못해 발생하는 틈새 거리 효과도 하중 계측에 영향을 미치는 것을 확인하였다. 따라서 추가 연구를 통해 수치 풍동 내부에 위치한 FLBT 주위 유동 특성을 체계적으로 평가하고 풍동 환경이 하중에 어떤 형태로 영향을 미치는지에 대한 원인 규명을 수행하고자 한다.

3. 결 론

본 연구에서는 FLBT의 조류하중 특성 평가에서 풍동환경이 하중 계측에 미치는 영향성을 평가하기 위해 풍동실험과 동일한 환경을 구현한 수치풍동을 고려하였다. 최종적으로 무한원방과 수치풍동에 위치한 FLBT의 조류하중 결과를 실험결과와 비교한 결과, 수치풍동 구현시 FLBT의 조류하중이 실험결과와 전반적으로 잘 일치하는 것을 확인하였다. 따라서 추가 연구를 통해 수치 풍동 내부에 위치한 FLBT 주위 유동 특성을 체계적으로 평가하고 풍동 환경이 하중에 어떤 형태로 영향을 미치는지에 대한 원인 규명을 수행하고자 한다.

후 기

본 연구는 해양수산부의 해양장비개발 '해상부유식 LNG 벙커링 시스템 기술개발'의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

박병원, 정재환, 황성철, 조석규, 정동호, 성홍근, (2017), "병렬 배치된 FLBT 및 LNG-BS에 작용하는 풍하중 및 조류하중에 대한 풍동시험 및 경험식 비교 연구", 한국해양공학회, 제 31권 제 4호, pp. 266-273.

정재환, 박병원, 황성철, 조석규, 정동호, 성홍근, (2017), “FLBT에 작용하는 조류하중 특성에 관한 수치해석 연구”, 한국해양과학기술협의회 공동학술대회, pp. 291-294.

황성철, 조석규, 홍장표, 정현우, 성홍근, (2016). “해양구조물에 작용하는 환경외력에 대한 실험 및 수치해석적 연구”, 한국해양과학기술협의회 공동학술대회, pp 181-184.

ESDU 80003 (1986). Mean Fluid forces and moments on rectangular prisims: surface-mounted structures in turbulent shear flow Engineering Sciences Data Unit, London

Croonenborghs, E., Sauder, T., Fouques, S., and Reinholdtsen, S. A., (2013), “Comparison of various methods for the assessment of wind and current loads on a semi-submersible platform”, Offshore Technology Conference, OTC-24399.

Huang, Z., Kim, J., Jang, H., and Slocum, S. T., (2016), “Current drag from tow and wind tunnel tests of a FLNG hull”, Proceeding of ASME 2016 35th International Conference on Ocean, Offshore and Artic Engineering. American Society of Mechanical Engineers, OMAE2016-54493.

Janssen, W.D., Blocken, B., and van Wijhe, H.J., (2017), “CFD simulations of wind loads on a container ship: Validation and impact of geometrical simplifications”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol. 166, pp. 106-116.

Ricci, M., Patruno, L., and de Miranda, S., (2017), “Wind loads and structural response: Benchmarking LES on a low-rise building”, Engineering Structures, Vol. 144, pp. 26-42.

FLBT 안전 이접안 시스템과 시뮬레이터 개발 및 실험

이승기*·박진렬*·성홍근**
*(주)주인정보시스템
**선박해양플랜트 연구소

Development and Experiment of FLBT Safety Docking Aid System and Simulator

Seung-Gi Lee*, Jin-Lyul Park* and Hong-Gun Sung**

*Juin Information System, Seoul, Korea
**Korea Research institute of Ships & Ocean Engineering, Daejeon, Korea

*Ocean Development System Laboratory, KORDI, Daejon, Korea
**Hyundai Heavy Industry Co. Ltd., Ulsan, Korea

KEY WORDS: FLBT, LNGC/BS, Safety docking aid system, Simulator

ABSTRACT: *Since 2012, the Baltic Sea and some of the seas of the United States have been designated as ECAs (Emission Control Areas) by the IMO (International Maritime Organization). ECAs have been growing rapidly as a result of tightening environmental regulations. As a result, the demand for LNG powered ships has increased. For this reason, discussions on LNG bunkering have been opened in Singapore, China and Europe.*
The Korean government has recently initiated a research program for the development of an FLBT (Floating LNG Bunkering Terminal). In this paper, the implementation and testing of the FLBT multiple docking aid system embodied is introduced. The proposed multiple docking aid system is able to monitor an LNGC (LNG Carrier) and an LNGBS (LNG Bunkering Shuttle) simultaneously. Also, We verified usefulness of the system through the docking aid simulator.

1. 서 론

최근 UN 산하 국제해사기구(IMO : International Maritime Organization)는 배출 가스 통제구역(ECA : Emission Control Areas)을 설정하고 유럽 연합과 미국을 포함한 여러 나라가 황산화물과 질소산화물과 같은 선박 연료 배출가스 규제를 강화하고 있다. 또한, IMO는 선박에서 배출되는 온실가스를 감축하는 방안(EEDI : Energy Efficiency Design Index, SEEMP : Ship Energy Efficiency Management Plan)을 고안하여 이산화탄소 배출규제를 강화하였다 (정노택, 2011). 또한, 셰일가스의 공급증가로 친환경 LNG(Liquefied Natural Gas) 연료 추진선과 벙커링 시장이 지속적으로 성장할 것으로 전망되고, 선박에서 발생하는 대기오염을 줄이기 위해 청정 연료인 LNG를 사용하는 선박이 늘어나고 있다. 여기에 LNG가 기존 선박 연료로 보다 경제적이라 판단되어 선박의 연료로 LNG를 사용하려는 시도가 유럽과 미국에 이어 다른 지역으로 확대되고 있다.

현재 한국 정부도 고유가 대비 추세에 발맞춰 LNG 추진 선박과 LNG 벙커링 기술 개발 및 표준화, 제도 개선 등의 업무를 추진하고 있다(이동섭, 2009, 이재익, 2012). 또한, LNG를 연료로 하는 선박의 도입과 함께 관제 시스템 효율적 연료 공급을 위한 부유식 LNG 벙커링 터미널(Floating LNG Bunkering Terminal, FLBT) 도입 및 개발을 검토하고 있다. FLBT와 같은 대형 선박이 이접안하는 과정은 선박 운항에서 어려운 부분 중 하나이다. 대형 선박은 도선사가 예인선을 사용하여 이접안을 한다. 이때, 도선사에게는 주변 환경 정보, 선박 간 거리와 이접안 예상 시간과 같은 정보가 필요하다.

본 논문은 FLBT에 이접안 하려는 LNGC(LNG Carrier), LNGBS(LNG Bunkering Shuttle)를 모니터링을 할 수 있는 안전 이접안 시스템을 소개한다. 구현된 안전 이접안 시스템은 FLBT에 이접안 하려는 LNGC, LNGBS와 같은 대형 선박에 대한 실시간 거리 정보와 선박 충돌 위험 경보를 직관적으로 확인할 수 있어 선원과 도선사에게 안전한 이접안을 할 수 있도록 도움을 준다. 안전 이접안 시스템의 효용성을 검증하기 위하여 구글맵을 기반으로 구현한 이접안 시뮬레이터를 구성하고 실험하여 결과를 확인하였다.

2. 안전 이접안 시스템과 이접안 시뮬레이터

2.1 안전 이접안 시스템 구성

FLBT 안전 이접안 시스템은 FLBT에 이접안 하려는 LNGC,

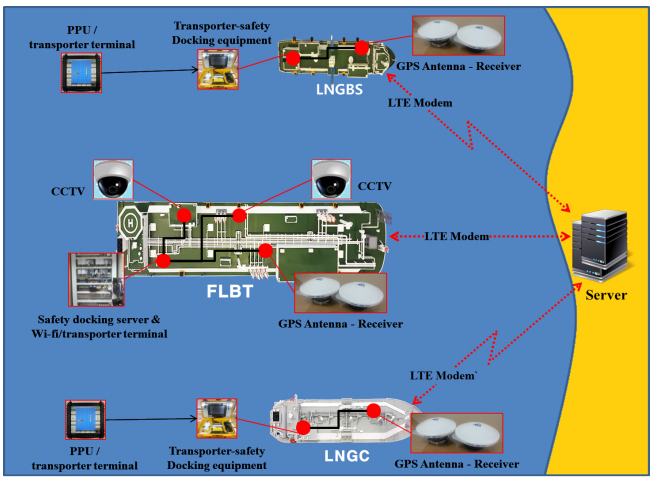


Fig. 1 FLBT Safety docking aid system

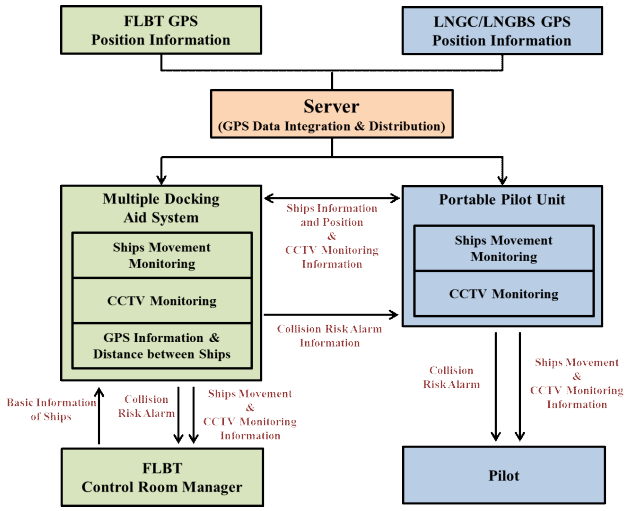


Fig. 2 Data flow diagram of FLBT safety docking aid system

LNGBS를 모니터링하고 도선사와 이접안 과정에 참여하는 선원에게 필요한 정보를 제공하는 시스템이다. Fig. 1은 FLBT 안전 이접안 시스템 구성도로 FLBT와 LNGC/BS에 설치되는 장비와 데이터 전송 방법을 모사한 것이다. FLBT에는 GPS 수신기, FLBT 주변을 모니터링을 위한 CCTV, 안전 이접안 서버와 GPS 정보와 CCTV 영상정보를 송수신하기 위한 통신장비가 설치된다. LNGC/BS에도 GPS 수신기와 통신 장비가 설치되며 도선사가 사용하는 PPU(Portable Pilot Unit)에 제공한다. Fig. 1에서 육지에 설치되는 서버는 모든 선박의 GPS 수신기에서 전송한 선박 위치 정보를 취합하고, 각 선박에 취합된 위치 정보를 전송하는 역할을 한다. Fig. 2는 안전 이접안 시스템에서 FLBT와 LNGC/BS 간 데이터 흐름을 나타낸 것이다. 각 선박의 GPS 정보는 서버를 통해 재분배된다. 안전 이접안 시스템은 각 선박의 위치 정보, CCTV 영상정보와 함께 충돌 위험시 충돌 위험 알람 정보도 함께 FLBT 관제실과 PPU에 전달한다.

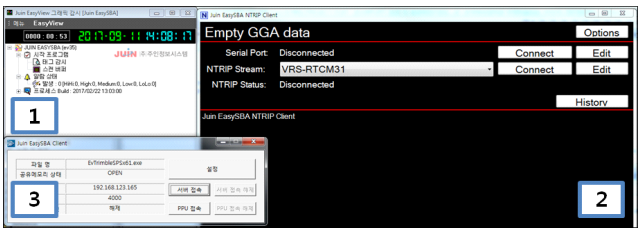


Fig. 3 Screen for GPS communication module

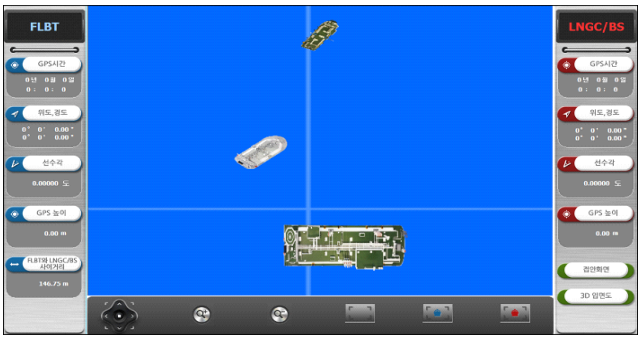


Fig. 4 Ship movement monitoring UI

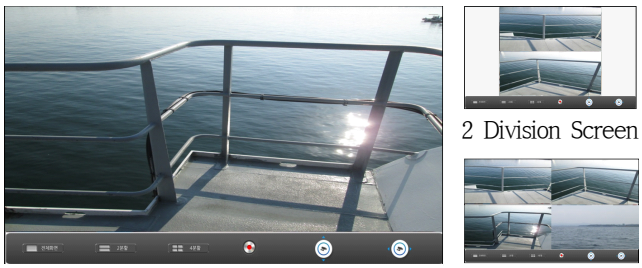


Fig. 5 CCTV monitoring UI

2.2 안전 이접안 시스템

안전 이접안 시스템은 GPS 통신 모듈을 통해 선박의 위치 정보를 획득한다. Fig. 3은 GPS 통신 모듈을 나타것으로 Fig. 3(1)은 안전 이접안 시스템 엔진, Fig. 3(2)은 GPS 수신기에서 보정 신호를 통해 위치 정보를 획득하는 프로그램이다. GPS의 정확성을 높이는 방법으로 VRS(Virtual Reference Station) 방식을 사용하였다 (장상규 등, 2009, 한중의 등, 2010). VRS는 여러 GPS 상시 관측소로부터 사용자 인근에 가상 기준점을 생성시키고, 가상 기준점 자료와 상대 측위를 통해 사용자의 정밀한 위치를 결정하는 방식이다. VRS는 기존의 RTK 측량에 비해 짧은 시간 동안 취득된 자료를 이용하여 높은 위치 정확도 확보가 가능하다는 장점이 있다. Fig. 3(3)은 보정된 위치 정보를 안전 이접안 시스템과 서버에 GPS 정보를 전달하는 드라이버 프로그램이다.

안전 이접안 시스템은 선박 이동 모니터링, CCTV 영상 모니터링, GPS 정보/선박 간 거리 모니터링 모듈로 구성된다. Fig. 4는 선박 이동 모니터링 모듈 화면이다. FLBT를 기준으로 LNGC와 LNGBS를 나타내며 선박의 위치 정보와 함께 선박 간 거리를 확인할 수 있다. 이를 통해 FLBT 관제실과 도선사는 선박의 위

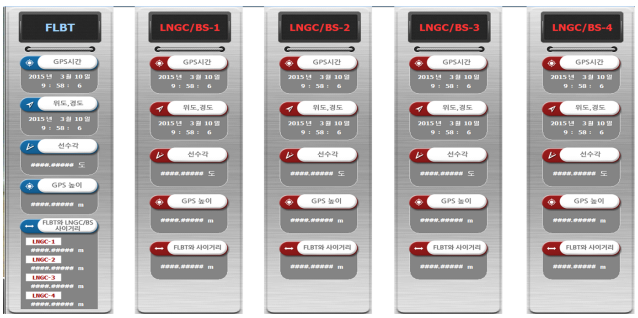


Fig. 6 UI for confirmation of GPS information of FLBT, LNGC, and LNGBS, and for confirmation of detailed information on distance between ships

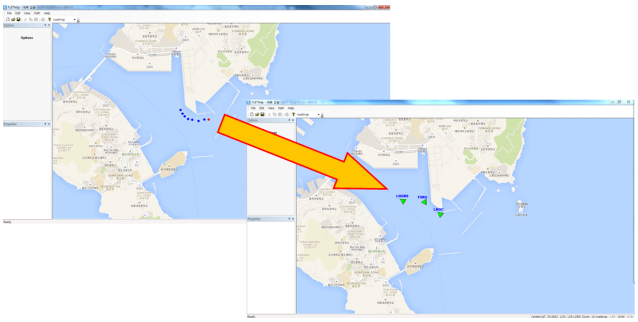


Fig. 7 Safety docking aid simulator (Recording path)

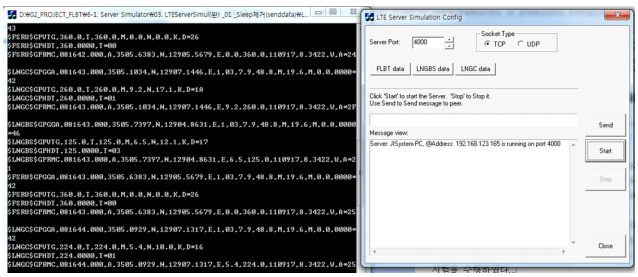
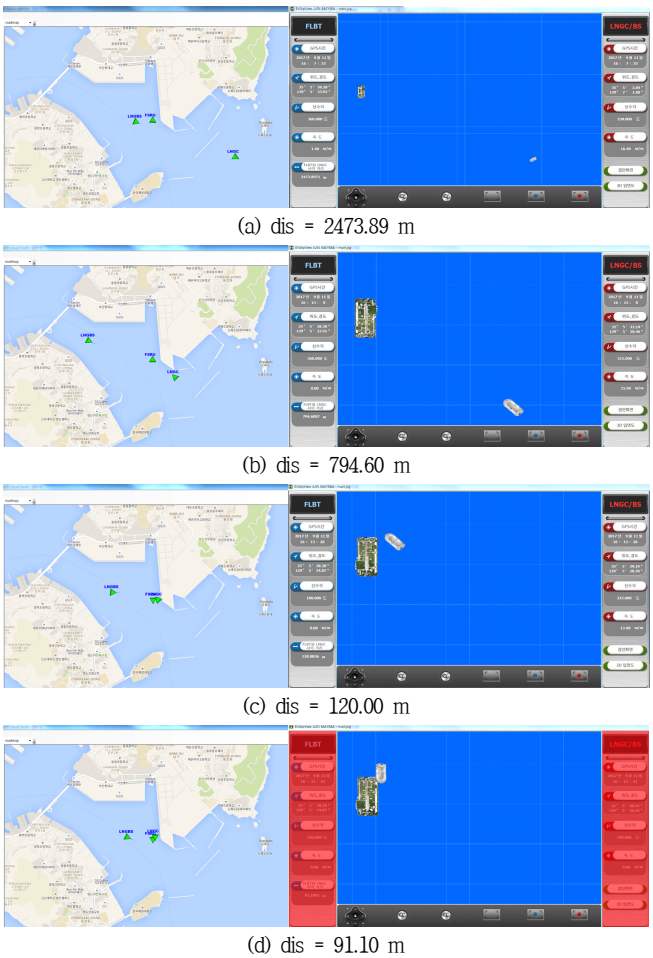


Fig. 8 Recorded path of FLBT, LNGC and LNGBS

치와 거리 정보를 직관적으로 확인할 수 있다. 또한, 사용자 설정으로 선박간 거리에 따라 접안 경보를 표현한다. 접안 경보는 GPS 위치 정보가 표현되는 좌, 우측에 표현되며, 미연에 충돌과 같은 사고의 위험을 예방하는데 도움을 줄 수 있다. Fig. 5는 CCTV 영상 모니터링 화면이다. CCTV는 FLBT에 설치되며 FLBT에 접근하는 LNGC/BS의 GPS 위치 정보와 함께 FLBT간 거리를 실시간으로 확인할 수 있다. 사용자는 영상 선택 기능을 통하여 전체 화면 혹은 분할 화면을 선택하여 FLBT에 설치된 모든 CCTV 영상을 한 눈에 확인할 수 있다. Fig. 6은 GPS 정보/선박 간 거리 모니터링 화면을 나타낸 것으로 FLBT에 이접안하려는 LNGC/BS의 GPS 정보와 FLBT와 각 선박 간 거리 정보를 확인할 수 있다.

2.3 이접안 시뮬레이터

안전 이접안 시스템에서 접안 경보 효용성을 확인하기 위하여



(a) dis = 2473.89 m

(b) dis = 794.60 m

(c) dis = 120.00 m

(d) dis = 91.10 m

Fig. 9 Docking aid system experiment through simulation

대형선박을 이용한 실해역에서의 실험은 현실적으로 어려움이 많다. 이접안 시뮬레이터는 이러한 어려움을 해결하고 접안 경보 효용성을 확인하기 위한 것으로 구글맵을 기반으로 구현하였다. 이접안 시뮬레이터는 Fig. 7과 같이 구글맵을 이용하여 선박 주변 환경을 표현하고, 선박은 속도와 헤딩을 확인할 수 있는 직선과 삼각형을 사용하여 표현한다. Fig. 7의 좌측 이미지는 이접안 시뮬레이터에서 FLBT, LNGC/BS 경로 설정을 표현한 것이다. 구글맵 중앙에 표현된 점(Waypoints)은 선박의 경로를 의미하며, 선박의 경로는 NMEA-0183 프로토콜에서 GPGGA, GPVTG, GPHDT, GPRMC 포맷을 변형하여 사용하였다. Fig. 7의 우측 이미지는 사용자가 설정한 경로로 선박 아이콘이 이동하는 것을 표현한 것이다. 이접안 시뮬레이터는 저장된 선박의 경로를 서버에 전달한다. Fig. 8은 이접안 시뮬레이터를 통해 FLBT, LNGC/BS의 저장된 경로의 GPS 정보 데이터를 서버에서 확인한 것이다.

3. 안전 이접안 시스템 경보 실험

안전 이접안 시스템의 경보 효용성을 확인하기 위하여 이접안 시뮬레이터를 이용하여 실험하였다. 실험은 이접안 시뮬레이터

에서 부산만 부근에 FLBT가 위치하고 LNGC가 접근하도록 경로를 설정하였다. 또한, FLBT에 LNGC가 100m 이내로 접근하였을 때 경보가 발생하도록 설정하였다. FLBT는 Fig. 9(a)와 같이 부산만 부근 (Lat: 35.093969, Lon: 129.092499)에 위치하고, LNGC는 오륙도 방파제 부근(Lat: 35.084558, Lon: 129.116017)에 출발하여 FLBT에 접근하도록 경로를 지정하였다. Fig. 9(b~d)에서 확인할 수 있듯 LNGC가 FLBT에 접근하고 두 선박에 설치된 GPS 위치 안테나의 위치 정보를 통해 선박간 거리를 안전 이접안 시스템의 선박 이동 모니터링 화면에서 확인할 수 있다. 실험결과 Fig. 9(d)와 같이 두 선박의 위치 안테나 거리가 100m 이내일 때, 선박 이동 모니터링 화면에 경보가 표현되는 것을 확인하였다.

5. 결 론

본 논문은 FLBT에 이접안 하려는 선박을 실시간으로 모니터링 하는 안전 이접안 시스템과 안전 이접안 시스템을 테스트할 수 있는 이접안 시뮬레이터에 대해 설명하였다. 안전 이접안 시스템은 선박간 거리 정보를 직관적으로 확인할 수 있는 선박 이동 모니터링 모듈, FLBT 주변 환경을 확인할 수 있는 CCTV 영상 모니터링 모듈과 주변 선박의 위치, 거리 정보를 한눈에 확인할 수 있는 GPS 정보/선박 간 거리 모니터링 모듈로 구성된다. 이접안 시뮬레이터는 구글맵을 기반으로 FLBT, LNGC/BS의 경로를 설정할 수 있고 이접안 과정을 시뮬레이션 할 수 있다. 안전 이접안 시스템의 경보 효용성을 확인하기 위하여 이접안 시뮬레이터를 통해 이접안 상황을 시뮬레이션하였다. 실험 결과, 100m 이내에 두 선박이 접근할 경우 경보가 발생되는 것을 확인하여 그 효용성을 확인하였다. 향후, 선박의 동적 특성을 활용하여 안전 이접안 시스템과 이접안 시뮬레이터에서 선박의 이동 경로를 예측하고 경보할 수 있는 시스템을 개발할 계획이다.

후 기

본 연구는 해양수산부에서 지원하는 ‘해상부유식 LNG벙커링 시스템 기술개발’ 연구과제 결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

이재익 (2012), “LNG연료추진선박 및 LNG연료공급시스템에 대한 연구”, 대한기계학회 춘추학술대회, Vol. 2012, No. 6, pp. 481-487.

이동섭 (2009), “액화천연가스 운반선(LNGC)의 발전 추세”, 해양환경안전학회, Vol. 15, No. 3, pp. 269-274.

장상규, 김진수, 정공운 (2009), “VRS GPS을 이용한 필계점의 정확도 평가”, 지형공간정보, Vol. 17, No. 1, pp. 37-42.

정노택 (2011). “IMO의 선박기인 CO2 배출 규제 동향 및 고찰”, 한국해양환경에너지학회지, Vol. 14, No. 1, pp. 65-71.

한중의, 권재현, 홍창기 (2010). “공공기준점 측량에 적용을 위한 VRS(가상기준점) 방식의 Network-RTK 정확도 분석”, 한국지형공간정보학회, 제18권, 제2호, pp. 13-20.

FLBT 및 30K LNG bunkering shuttle에 의해 발생하는 5K LNG bunkering shuttle의 차폐 효과에 대한 실험적 연구

김윤호* · 정동우* · 정현우* · 박인보* · 원영욱* · 정재상* · 정동호* · 조석규* · 성홍근*
*선박해양플랜트연구소 해양플랜트연구부

Experimental study on shielding effect of 5K LNG bunkering shuttle by FLBT or 30K LNG bunkering shuttle

Yun-Ho Kim*, Dong-Woo Jung*, Hyun-Woo Jung*, In-Bo Park*, Young-Yuk Won*, Jae-Sang Jung*, Dong-Ho Jung*, Seok-Kyu Cho* and Hong-Gun Sung*

Offshore Plant Department, KRISO, Daejon, Korea

KEY WORDS: FLBT 부유식 LNG 벙커링터미널, Bunkering shuttle 벙커링 셔틀, STS mooring system Ship-to-Ship 계류시스템, Model test 모형시험, Shielding effect 차폐 효과

ABSTRACT: *During the LNG transferring process, 5K LNG bunkering shuttle(LNG BS) is moored to floating LNG bunkering terminal(FLBT) with mooring ropes and fenders, and 30K LNG BS might be located in front of 5K LNG BS in order to receive LNG from FLBT. In this circumstance, the wave excitation force is shielded by FLBT or 30K LNG BS, which can reduce the motion response of 5K LNG BS and the tensions on ship-to-ship mooring lines installed at 5K LNG BS. In this paper, shielding effect of a 5K LNG BS by the FLBT or a 30K LNG BS was studied experimentally. Model tests were performed in the ocean engineering basin of Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering. Regular and irregular waves were generated in head sea condition and bow quartering sea. The shielding effect was confirmed by comparing the motion responses and the ship-to-ship mooring lines' tensions in the single body, two bodies, and three bodies cases.*

1. 서 론

지속적인 인구 증가와 더불어 기존 에너지원의 개발 추세 완화, 환경오염 심각성 증대로 인해 보다 환경 친화적인 에너지 자원에 대한 수요는 꾸준히 증가하고 있다. 이에 대한 해결책 중 하나로 천연가스시장은 전 세계적으로 증대되고 있다. 천연가스는 액화 시 1/600로 부피가 줄어드는 특성이 있기에 국제 교역에는 액화천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG) 형태로 LNG 운반선을 이용해 운송되고 있다. 육상에 LNG 인수기지가 조성될 시 부지 확보, 대형 LNG 운반선의 접근 어려움, 폭발의 위험성이 단점으로 알려져 있다. 이를 극복하고자 해상에서 LNG를 인수 및 LNG 추진선 또는 운반선으로 하역하는 새로운 개념의 해상 LNG 벙커링 터미널(Floating LNG Bunkering Terminal, 이하 FLBT)이 개발 중이다.

해상에서 병렬 계류된 다물체 동역학은 지난 20년 넘는 기간 동안 많은 선행연구가 수행되었다. 동기관에서는 LNG FPSO의 좌·우현에 LNG 운반선이 동시에 계류되었을 시 동유체력 변화를 연구하였다(홍사영 외, 2005). 이에 더 나아가 인수기지로써의 특성을 강화하고 우현에 보다 작은 벙커링 셔틀(LNG bunkering shuttle, 이하 LNG BS) 두 대에 접안하여 총 4대의 작업선이 운용될 수 있도록 연구 중이다(KRISO, 2017).

본 논문은 김윤호 외(2017) 연구의 후속으로써 기존에는 FLBT의 운동적 안정성에 집중했다면, 본 연구는 작업선 중 가장 작은 5k LNG BS의 운동학적 측면을 선행된 실험으로부터 분석하였다. 특히 FLBT 및 30K LNG BS가 5K LNG BS 기준 좌현과 선수방향에 미치함에 따라 환경외력이 차폐되는 현상을 실험적으로 확인하였다.

2. 대상 모델 및 실험 조건

본 연구에서는 선행된 5K LNG BS 단독 모형시험(KRISO, 2017), FLBT & 5K LNG BS 두 부유체 모형시험(김윤호 외, 2017), FLBT & 30K LNG BS & 5K LNG BS 세 부유체 모형시험(김윤호 외, 2017) 결과를 5K LNG BS 중심으로 분석하였다.

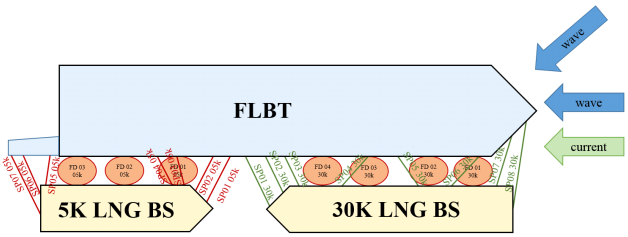


Fig. 1 Arrangement of FLBT, 30K LNG BS and 5K LNG BS

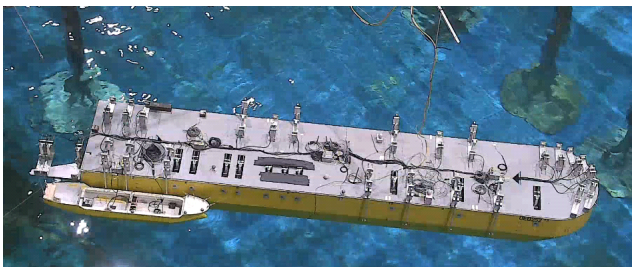


Fig. 2 Experiment scene of 2 bodies case: FLBT & 5K LNG BS

세 부유체 배치안은 Fig. 1, 두 1부유체 실험 개요도는 Fig. 2와 같다. 5K LNG BS는 FLBT에 7개의 실험 계류선과 3개의 휀더로 병렬계류되어 있으며, 30K LNG BS는 FLBT에 8개의 실험 계류선과 4개의 휀더로 병렬계류되어 있다. 각 선박들의 주요 제원과 상대 위치, 발라스트 조건들은 KRISO(2017)에 자세히 정리되어 있다.

규칙파는 실선 기준 2.0m 파고를 지녔으며, 방향각은 180°, 225° 이다. 이 때 틈새 유동의 공진주기는 Molin(2001)이 직사각형 moonpool에 대해 정리한 식을 이용하여 계산하였으며, 이런 틈새유동주기와 선박고유주기를 포함하여 0.3 ~ 1.2rad/s 사이 총 15개의 규칙파 조건에서 실험이 수행되었다. 또한 설치 예상 지역의 1년 재현주기파에 대한 불규칙파 모형시험도 수행되었으며, 이는 Table 1과 같다.

Table 1 Irregular wave conditions

ID	Hs [m]	Tp [s]	γ	Θ [deg]
IRW01	2.1	6.02	3.3	180.0
IRW02	2.1	6.02	3.3	225.0

선박의 운동은 비접촉식 광학카메라로써 계측되었으며, 계측된 선박 운동 중 정상상태에서의 운동 변위를 진폭응답함수로 나타내었다. 계류선과 휀더에 걸리는 장력은 1축 로드셀을 이용해 측정하였다. 운동결과는 고차경계요소법(Higher-Order Boundary Element Method)과 틈새유동 감쇠력을 적용한 수치해석결과와 비교하였다. 병렬계류시스템의 장력은 최대허용응력(Maximum allowable breaking limit, MBL)과 비교해서 구조적 안정성을 판단하였다.

3. 실험 결과

Fig. 3은 세 부유체의 규칙파 실험 중 실선 기준 15.708초 주기의 225° 입사파 조건에서 5K LNG BS의 6자유도 운동의 시계열을 도식화 하였다. 이 때 입사파의 완전한 발달 이후부터 소파기로부터의 반사파 도착 전, 최소 5주기 이상의 시계열을 가지고 zeroup crossing 방법을 통해 각 주기별 운동응답을 도출하였다.

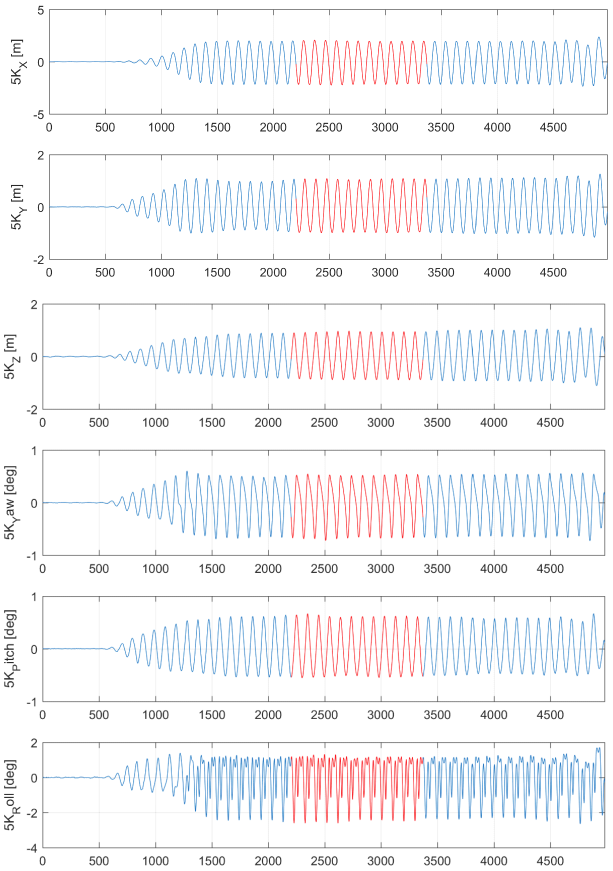
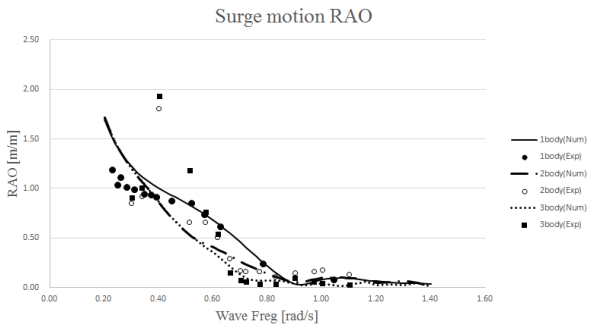


Fig. 3 Time series of 5k LNG BS's 6-DoF motions

Fig. 4는 180° 조건에서 5K LNG BS의 6자유도 진폭응답함수이다. 단독 부유체, 두 부유체, 세 부유체에 대한 수치결과와 실험결과가 동시에 도식화되어 있다. 실험결과와 수치결과가 크게 차이나는 운동은 평면운동들(surge, sway, yaw)로써 FLBT 횡동요 고유주파수(ω=0.512rad/s) 근처에서 실험결과가 크게 도출되었다. 반면 횡동요의 경우 5K LNG BS의 공진주기에서 상당히 운동이 줄어들었다. 이는 병렬계류시스템으로 인해 FLBT 횡동요 공진이 다른 선박들에게 크게 영향을 미치고 5K LNG BS의 운동은 억제되는 것을 확인하였다. Heave, pitch 운동은 차폐 효과가 나타났으나 정량적으로 큰 영향을 미치지는 못했다. 또한 차폐 효과는 세 부유체일 때가 두 부유체 경우보다 더 극명하게 나타났다.



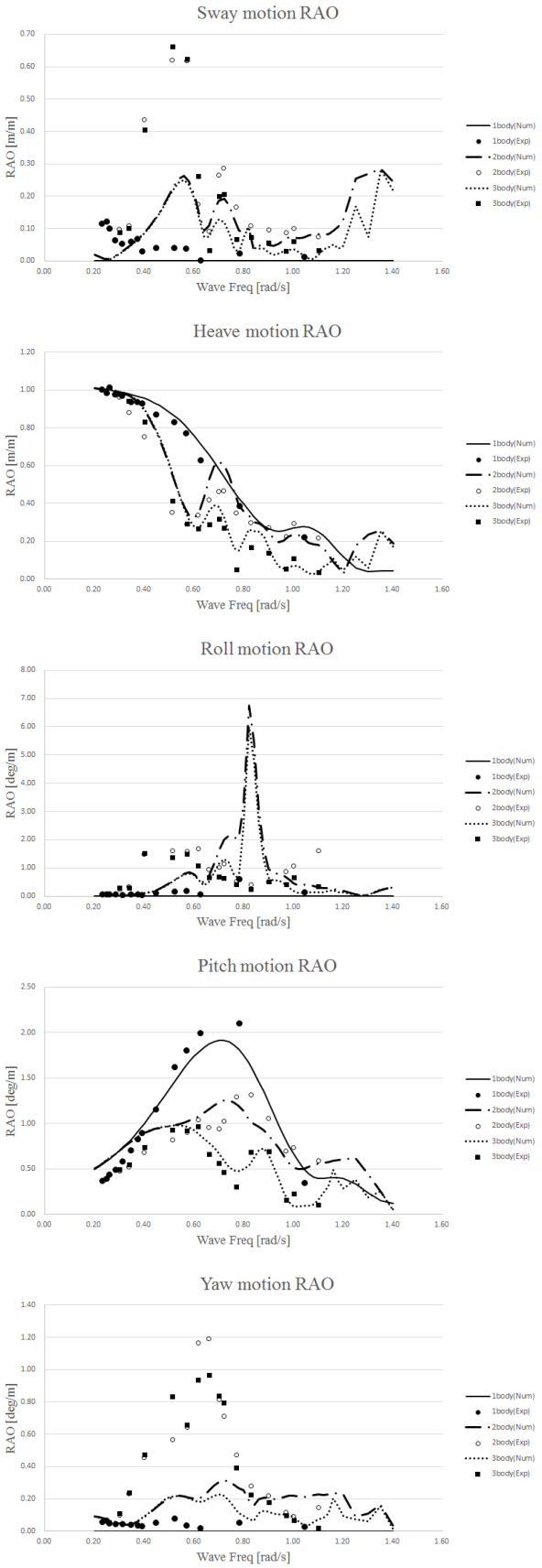


Fig. 4 6-DoF motion RAO of 5k LNG BS in 180° heading

Fig. 5, Fig. 6, Fig. 7은 225° 조건에서 5k LNG BS의 heave, roll, pitch 진폭응답함수를 나타내었다. 실험은 대체적으로 수치결과와 유사하나 횡동요 공진운동은 Fig. 4와 같이 상당히 억제되었다. 또한 차폐효과의 정량적 크기는 180° 조건보다 훨씬 크게 나타나서 0.6rad/s 이상의 고주파수 영역에서는 운동이 상당히 작게 나타난다. 선수사파 조건에서는 5K LNG BS 앞쪽에 30K LNG BS가 위치하더라도 거의 차이가 없었다.

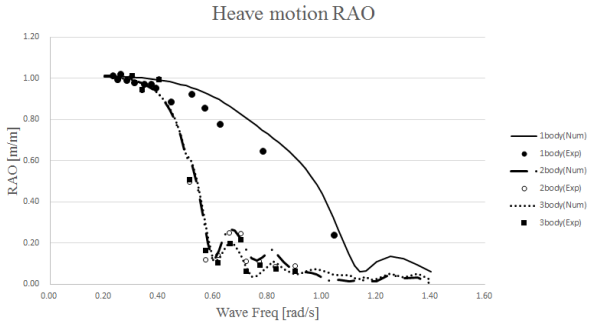


Fig. 5 Heave motion RAO of 5k LNG BS in 225° heading

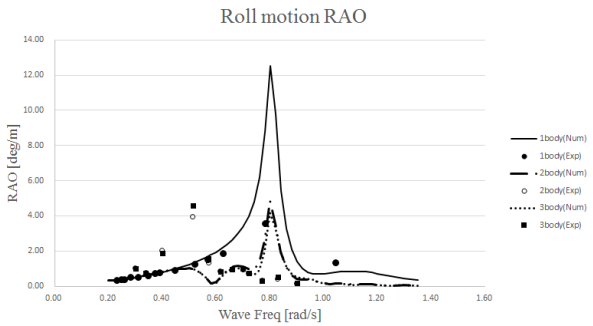


Fig. 6 Roll motion RAO of 5k LNG BS in 225° heading

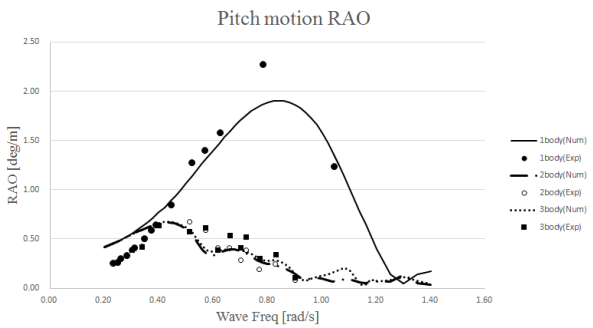
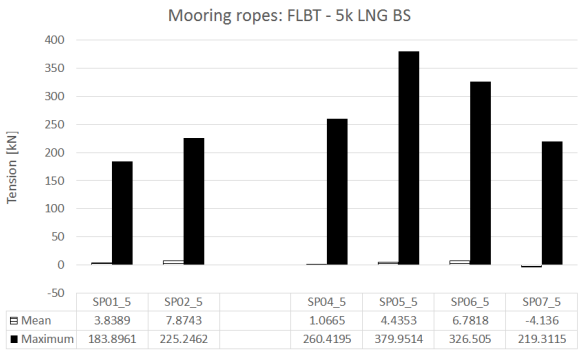


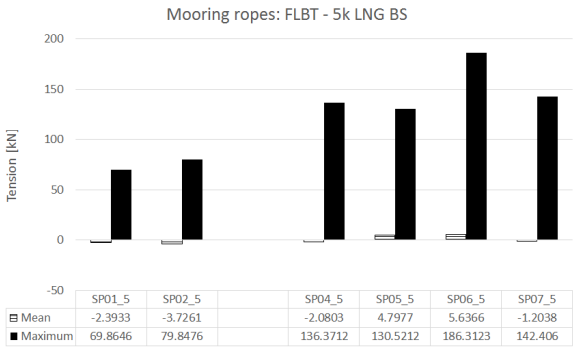
Fig. 7 Pitch motion RAO of 5k LNG BS in 180° heading

마지막으로 불규칙파 조건에서 STS 계류선에 걸리는 장력을 비교하였다. Fig. 8은 선수파조건에 대한, Fig. 9는 선수사파조건에 대한 두 부유체, 세 부유체 모형시험에서 계측된 장력을 도식화하였다. 5K LNG BS에 설치되는 계류선의 MBL은 531.4kN

으로 실험하면서 계측이 불가능해졌던 3번 계류선 장력을 제외한 모든 계류선의 최대 계측장력이 MBL보다 작게 나타났다.

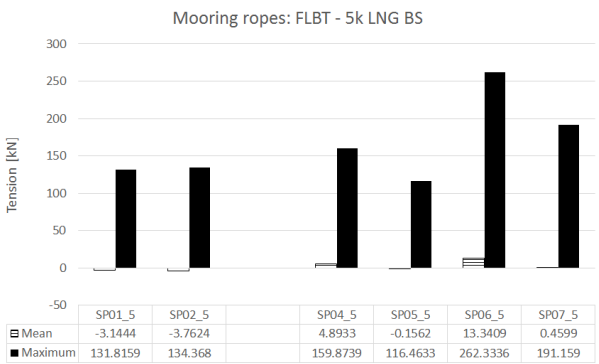


	SP01_5	SP02_5		SP04_5	SP05_5	SP06_5	SP07_5
Mean	3.8389	7.8743		1.0665	4.4353	6.7818	-4.136
Maximum	183.8961	225.2462		260.4195	379.9514	326.505	219.3115

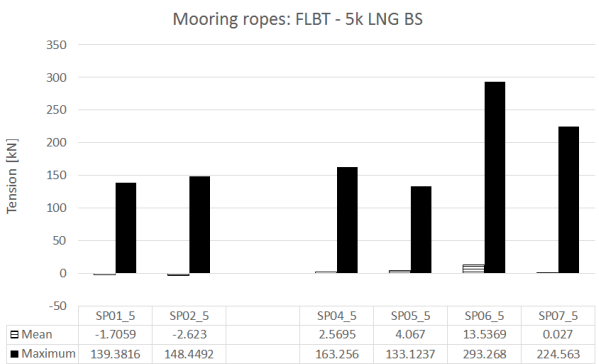


	SP01_5	SP02_5		SP04_5	SP05_5	SP06_5	SP07_5
Mean	-2.3933	-3.7261		-2.0803	4.7977	5.6366	-1.2038
Maximum	69.8646	79.8476		136.3712	130.5212	186.3123	142.406

Fig. 8 Tensions of STS mooring ropes tensions installed at 5k LNG BS in IRW01: Upper(2 bodies), Lower(3 bodies)



	SP01_5	SP02_5		SP04_5	SP05_5	SP06_5	SP07_5
Mean	-3.1444	-3.7624		4.8933	-0.1562	13.3409	0.4599
Maximum	131.8159	134.368		159.8739	116.4633	262.3336	191.159



	SP01_5	SP02_5		SP04_5	SP05_5	SP06_5	SP07_5
Mean	-1.7059	-2.623		2.5695	4.067	13.5369	0.027
Maximum	139.3816	148.4492		163.256	133.1237	293.268	224.563

Fig. 9 Tensions of STS mooring ropes tensions installed at 5k LNG BS in IRW02: Upper(2 bodies), Lower(3 bodies)

180° 조건에서는 세 부유체 결과가 두 부유체 결과에 비해 최대 계측장력이 약 38.0 ~ 64.9%에 불과했다. 반면 225° 조건에서는 두 모형시험 결과같이 거의 차이가 없는 것을 확인했다. 이는 규칙파 중 선박 운동결과와 동일한 경향이나, 180° 조건에서 운동의 저감보다 장력이 저감이 훨씬 더 크게 부각되었다.

5. 결 론

본 논문에서는 FLBT와 벙커링 셔틀이 LNG 적하역 공정을 수행하는 중 5K LNG BS의 운동학적 특성, 병렬 계류선에 걸리는 장력을 실험적으로 연구하였다.

180도 조건에서 규칙파 중 운동응답의 경우 단독 부유체 결과와 비교했을 시 두 부유체, 세 부유체는 FLBT 횡동요 공진운동에 크게 영향을 받았다. 차폐효과는 부유체 개수가 증가하면서 더 커지는 경향을 보이고, 불규칙파 모형시험에서 병렬계류선에 걸리는 장력 또한 30K LNG BS가 있음으로써 크게 줄어들었다. 225도 조건에서는 차폐효과가 극명하게 나타났으나, 30K LNG BS 유무는 운동 및 계류선 장력에 거의 영향을 주지 않았다.

후 기

본 연구는 해양수산부 과제 '해상부유식 LNG 벙커링 시스템 기술개발(PMS3730)' 및 선박해양플랜트연구소 내부 과제 '심해공학수조 기초 운용기술 개발(PES9080)'의 일환으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

김윤호, 조석규, 정동우, 정현우, 박인보, 원영욱, 정재상, 정동호, 성홍근 (2017). "근접 위치한 4 부유체의 파랑 중 유체역학적 특성에 대한 실험적 연구", 한국해양과학기술협의회 춘계 공동학술대회, Vol. 1, pp. 279-282.

Hong SY, Kim JH, Cho SK, Choi YR and Kim YS(2005). "Numerical and experimental study on hydrodynamic interaction of side-by-side moored multiple vessels", Ocean Engineering, Vol. 32, pp 783-801.

KRISO (2017). "해상부유식 LNG 벙커링 시스템 기술개발: 3차년도 연구보고서", 선박해양플랜트연구소, 대전.

Molin B (2001), "On the Piston and Sloshing Modes in Moonpools", J Fluid Mechanics, Vol. 430, pp. 27-50.

가진 운동을 이용한 30k LNG-BS의 횡동요 감쇠 계수 추정법 연구 및 가진 장치 설계

박병원* · 정재상* · 박인보* · 정동우* · 조석규* · 성홍근*

*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

Study on estimation methods of roll damping coefficients for 30k LNG-BS using designed excitation device for harmonic roll motion

Byeongwon Park*, Jaesag-Jung*, Inbo Park*, Dong Woo Jung*, Seok-Kyu Cho*, Hong Gun Sung*

Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejon, Korea

KEY WORDS: Roll damping, 횡동요 감쇠, Decay test, 자유감쇠, Harmonic excited roll motion, 가진 횡동요, Roll motion excitation device, 횡동요 가진 장치

ABSTRACT: In general, the response of floating structures was evaluated based on linear potential theory. however, due to limitation of ignoring the viscous effect on the linear potential theory, the roll motion can be significantly different from the actual roll motion, especially motion in the roll natural period. In this study, the estimation technique of roll damping using harmonic excited roll motion are studied. A roll motion excitation device are designed for model test for 30k LNG Bunkering Shuttle. The design conditions for the roll motion excitation device were determined based on case studies in numerical simulation that change design variables such as weights, moving distance and period. Three different analysis methods for determining the equivalent roll damping moment from harmonic excited roll motion have been investigated in numerical simulations using roll moment such as a roll motion excitation device. The estimated equivalent roll damping are compared to the input roll damping value in simulation and shows a good agreement between the input and estimation values.

1. 서 론

해상 부유식 벙커링 터미널(FLBT, Floating LNG Bunkering Terminal)은 LNG 추진 선박의 필요성이 증대됨에 따라 LNG 추진 선박에 연료를 공급해 주는 경제적인 해법으로 관심을 끌고 있다. 해상 부유식 벙커링 터미널은 해상에 계류되어 있는 는 대용량의 FLBT에 LNG를 LNG Carrier로부터 받은 후 저장하고 있다가 LNG Bunkering Shuttle(LNG-BS)를 통해 LNG 추진 선박에 LNG를 공급하는 개념으로 하역과 연료 주입을 동시에 수행할 수 있기 때문에 연료 공급을 위한 별도의 대기 시간이 필요치 않다는 장점이 있다.

LNG-BS은 공급할 수 있는 용량에 따라 5k, 30k의 두 가지 사이즈로 계획되어 있으며 LNG 추진 선박이 필요로 하는 연료량에 따라 선택하여 적용할 수 있다. LNG-BS는 FLBT의 운영 절차에 따라 FLBT에 병렬 계류된 상태에서 LNG를 받고 LNG 추진 선박에 접안하여 LNG를 전달해 주는 역할을 한다. 따라서 파랑 중 운동 성능에 대한 검토가 필요하다.

선박형 부유체는 6자유도 운동 중 횡동요를 제외하고는 포텐셜 이론에 기반을 둔 수치해석을 통해 정확도 높은 결과를 얻을 수 있다. 하지만 빌지킬 등이 설치된 선박의 횡동요는 포텐셜 이론에서 다루지 않는 점성의 영향에 큰 영향을 받기 때문에 점성 등에 의한 횡동요 감쇠 계수를 반영하지 않은 수치 해석을 통해서는 엄밀한 동적 거동을 계산하기 어렵다.

횡동요 감쇠 계수에 대한 연구는 수치 해석, 모형 시험의 방법을 통해 수행되었다. Ikeda et al.(1976)은 횡동요 모멘트를 성분별로 분리하여 각 성분별로 추정한 후 이를 합하여 전체 횡동요 모멘트를 추정하는 방법을 제시하였다. 김남우 등(2015)은 자유 횡동요 감쇠 실험을 통해 얻은 결과를 상대감쇠법과 대수감쇠법으로 분석하였으며 빌지킬의 영향을 고려하여 2차 항 감쇠 계수를 산출하였다. 또한 정재환 등(2011)은 CFD를 이용하여 규칙파중 횡동요하는 사각형 바지선 주위의 유동을 수치적으로 모사하였고 운동 응답뿐만 아니라 유동장의 결과를 PIV 실험과 비교하였다. Handschel et al.(2015)은 Post panamax containership에 대해 횡동요 자유 감쇠 실험뿐만 아니라 회전형 가진 장치를 이용한 가진 운동을 통해 횡동요 감소 계수를 추정하는 방법에 대해 연구를 수행하였다. 특히, 가진 운동의 결과를 바탕으로 3가지 횡동요 감쇠 추정 기법을 비교 분석하였다.

본 연구에서는 횡동요 가진 운동을 통한 횡동요 감쇠 추정 기법에 대해 검토하였다. 수치적 해석을 통해 왕복 운동을 통해 횡동요 모멘트를 주어 횡동요를 가진 시키는 장치에 대한 설계 기준을 검토하였으며 이를 통해 30k LNG-BS에 적용 가능한 가진 장치를 제작하였다. 또한 운동 방정식 중 횡동요 성분만을

고려한 시뮬레이션을 통해 Handschel et al.(2015)이 제시한 3가지 횡동요 감쇠 계수 추정 기법을 적용하였고 결과를 비교하여 횡동요 감쇠 계수 추정의 적합성을 검토하였다.

2. 가진 장치 설계 조건 검토

왕복 운동을 통한 횡동요 가진 장치는 무게추를 선체 좌우 방향으로 일정한 주기로 왕복 시켜 횡동요 모멘트를 구현하고 이를 통해 횡동요를 만들어 낸다. 횡동요 각도는 횡동요 모멘트의 크기에 따라 달라지므로 움직이는 무게추 및 이동 거리에 대한 산정이 중요하다. 또한 횡동요 가진 장치는 지속적이며 주기적으로 횡동요 모멘트를 주기 때문에 동일 이동 거리 및 무게추에 의한 정적 횡동요 각도보다 큰 동적 거동을 유발 시킨다. 따라서 이러한 동적 운동의 영향을 검토하기 위해 횡동요만을 고려한 운동 방정식으로 시간 영역 해석을 수행하여 적정 이동 거리 및 추의 무게를 산정하였다.

대상 선박으로 30k LNG-BS이며 대상선의 선형 및 제원은 Fig. 1과 Table 1에 나타내었다.

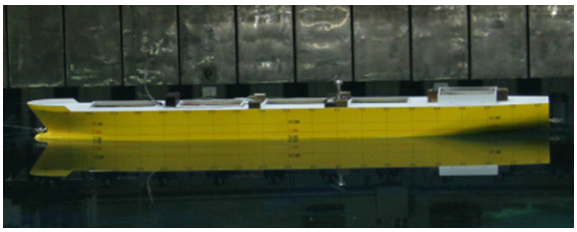


Fig. 1 Model of 30k LNG-Bunkering Shuttle

Table 1 Particulars of 30k LNG-Bunkering Shuttle

L/C	Unit	Ballast		Design	
Scale	-	1/1 (Full)	Model 1/65	1/1 (Full)	Model 1/65
Loa	m	172.00	2.646	172.00	2.646
Lbp	m	162.00	2.492	162.00	2.492
B	m	26.5	0.408	26.5	0.408
T	m	5.08	0.078	7.20	0.111
V.C.G.	m	7.82	0.120	9.24	0.142
Displacement	ton	16,862	0.060	23,623	0.086
GMT	m	5.81	0.089	2.58	0.039
Kxx	m	9.81	0.252	9.54	0.146
Roll period	sec	9.52	1.180	14.09	1.749

가진 장치의 설계 조건을 추정하기 위하여 수치 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션은 식 (1)과 같이 선형 감쇠 계수 항을 고려하였으며 외력으로는 무게추와 이동거리의 의해 발생하는 횡동요 모멘트를 고려하였고 이를 통해 가진된 횡동요를 계산하였다.

$$(M+M_a)\ddot{\phi}+C_1\dot{\phi}+K\phi=F_e \quad (1)$$

가진 장치는 무게추의 무게, 이동 거리를 통해 횡동요 모멘트를 구현하고 무게추의 왕복 주기를 통해 가진 주기를 설정한다. 실험 조건과 유사한 조건에서의 가진 장치 설계를 위해 모델 스케일을 이용하였으며 무게추는 1~4kg까지, 이동 거리는 반폭 기준으로 0.05~0.20m까지 적용하였다. 또한 무게추의 왕복 주기는 0.8~2.0초로 설정하였다.

Fig. 2는 ballast 조건에서 무게추, 이동거리 및 왕복 조건에 따른 횡동요 결과이며 Fig. 3은 design 조건에서의 무게추, 이동거리 및 왕복 구기에 따른 횡동요 결과이다. 두 조건 모두에서 입력된 무게추, 이동거리 및 왕복 주기 조건하에서 충분한 횡동요 결과를 보여준다.

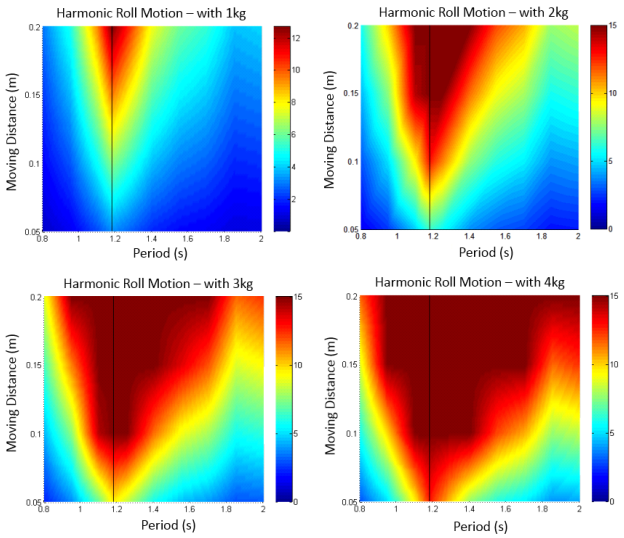


Fig. 2 Simulation result of roll motion for ballast condition

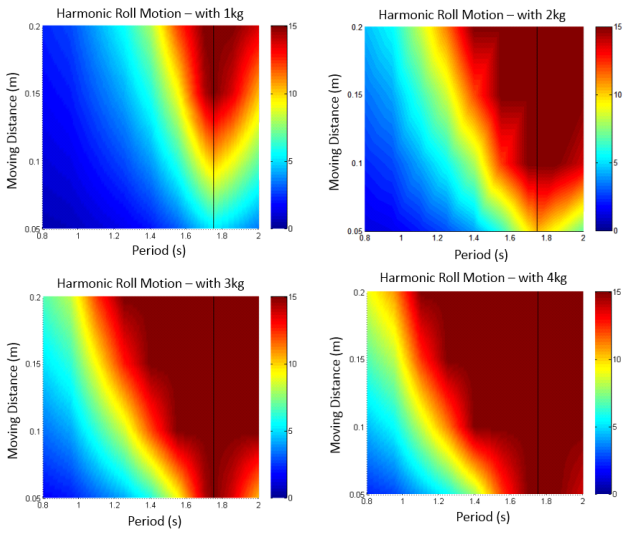


Fig. 3 Simulation result of roll motion for design condition

Fig. 4는 Ballast 조건에서 무게추 2kg을 통해 횡동요를 약 10도 발생시키는 이동 거리, 주기 조건을 표시한 결과이다. 경사

시험의 식을 통해 횡각도 10도를 발생시키기 위해서는 무게추 2kg을 적용하였을 때 약 0.5m의 이동 거리를 필요로 한다(파란색 선). 반면, 주기적인 모멘트가 작용하는 시뮬레이션 경우에는 그림에서 빨간색으로 표시된 조건을 통해 원하는 횡동요 각도를 얻을 수 있다. 이는 동적 시뮬레이션의 경우 에너지가 지속적으로 작용하기 때문으로 가진 운동 모형 시험 시 무게추 및 이동 거리 선정에 유의해야함을 의미한다.

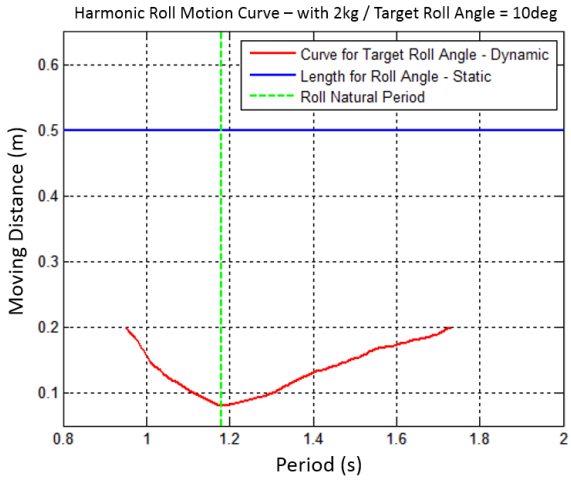


Fig. 4 Required oscillation moving distance with 2kg weights for target roll angle 10deg

대상 모델의 ballast 및 design 조건에 대해서 동적 해석을 통해 얻어진 가진 장치의 설계 조건 및 제원은 Table 2와 같으며 제작이 완료된 가장 장치는 Fig. 5에 나타내었다.

Table2 Specification of Roll motion excitation device

Item	Specification	Unit
Motor/Driver	Mitsubishi 400W Servor	
Controller	Cruiser-Mini Motion Controller	
Weight (Maximum)	4	kg
Stoke	+-200	mm
Weight of Equipment	15	kg
Size	600 x 300 x 120	mm

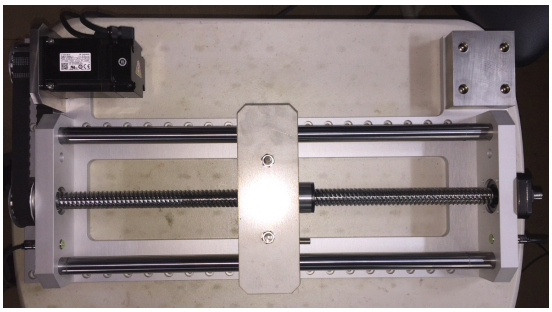


Fig. 5 Roll motion excitation device

3. 가진 운동을 통한 횡동요 감쇠 계수 추정

가진 운동을 통한 횡동요 감쇠 계수 추정법은 한 주기 동안 주어진 횡동요 모멘트에 의한 에너지가 감쇠로 인한 에너지 소실과 같다는 관계를 이용한다. Handschel et al.(2015)은 가진 횡동요의 결과를 바탕으로 3가지 횡동요 감쇠 추정 기법을 비교 분석하였다.

본 연구에서는 시뮬레이션 기반으로 대상 모델에 대해 3가지 기법을 적용하였으며 입력된 감쇠 계수와 각각의 추정 기법에 의한 추정 감쇠 계수가 동일한 결과를 보여 주는지 검토하여 추정 기법의 정확도를 검증하였다. 입력값에 해당하는 equivalent linear damping은 입력된 선형 및 2차 비선형 감쇠 계수를 식(2)에 적용하여 구하였다. 이 값과 시뮬레이션 상 가진 운동을 통해 추정된 equivalent linear damping값의 비교를 통해 추정 기법의 정확도를 검증하였다.

시뮬레이션은 식 (3)과 같이 선형 감쇠 계수 및 2차 비선형 감쇠계수를 고려하였으며 감쇠 계수는 임계 감쇠의 8%에 해당하는 값을 선형 감쇠 및 비선형 감쇠로 각각 적용하였다. 식(4)은 횡동요 가진 장치에 의한 모멘트식이며, 식(5)은 가진 운동 결과이다. 가진 장치에 의한 모멘트는 무게추 2kg, 이동 거리는 약 +-0.1m를 적용하여 구하였다. Fig. 6은 위 조건에서의 입력된 횡동요 모멘트와 시뮬레이션에 의한 가진 운동 횡동요 결과이다.

$$C_e = C_1 + \frac{8}{3\pi}\omega\phi_a C_2 \tag{2}$$

$$(M+M_a)\ddot{\phi}+C_1\dot{\phi}+C_2\dot{\phi}|\dot{\phi}|+K\phi=F_e \tag{3}$$

$$F_\phi(t) = F_{\phi,a}\sin(\omega t) \tag{4}$$

$$\phi(t) = \phi_a\sin(\omega t+\theta) \tag{5}$$

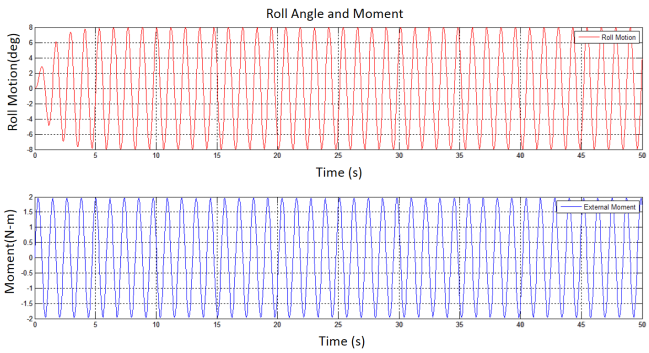


Fig. 6 Time series of applied roll moment and Harmonic excited roll motion

3.1 Method A - Motion and Moment Phase Shift

무게추의 왕복운동에 의해 가진된 횡동요는 주어진 횡동요 모멘트와 일정한 위상차 가지며 한 주기 동안 부유체에 작용한 모멘트에 의한 에너지의 양은 부유체의 횡동요 감쇠에 의해 소산된 에너지와 동일함을 이용하여 횡동요 감쇠계수를 추정할 수 있다. 식(6)은 횡동요 모멘트와 횡동요의 위상차와 에너지 보존 관계를 통해 유도한 횡동요 감쇠 계수이다.

$$C_e(\phi_a) = \frac{F_{\phi,a}\sin(\theta)}{\omega\phi_a} \tag{6}$$

Fig. 7은 식 (6)을 통한 횡동요 감쇠 계수 추정을 위해 시뮬레이션 결과 중 20번째 피크 값을 선택한 것으로 횡동요 각도는 약 7.97deg, 모멘트와 횡동요의 위상차는 약 89.25deg이다. 이를 이용하여 추정한 횡동요 감쇠계수는 약 2.644$kg/s-m^2$이다.

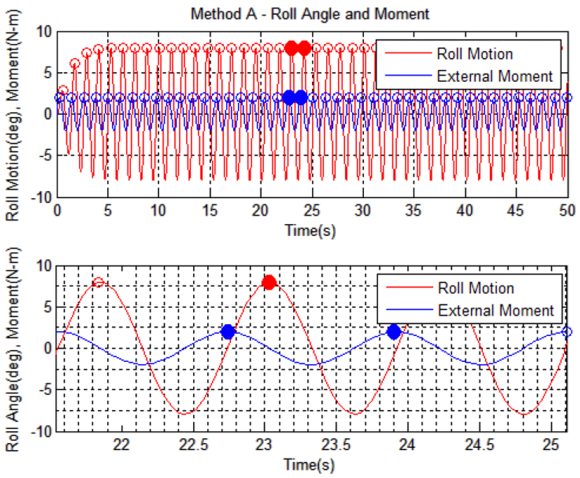


Fig. 7 Time series of roll moment and harmonic excited roll motion for Method A

3.2 Method B - Lissajous Curve

Lissajous curve는 횡동요 모멘트와 발생한 횡동요의 관계를 타나내며 주기 운동의 경우 닫힌 영역을 가지게 된다. 또한 닫힌 영역의 면적은 한 주기 동안 소실된 에너지를 의미하므로 이 에너지가 횡동요 감쇠에 의한 에너지 소실과 동일함을 이용하여 횡동요 감쇠 계수를 추정할 수 있다. 식(7)은 닫힌 영역의 면적에 해당하는 에너지와 횡동요 감쇠에 의한 에너지 관계를 이용하여 유도한 횡동요 감쇠이다.

$$C_e(\phi_a) = \frac{\int_{-\frac{\pi}{\omega}}^{\frac{\pi}{\omega}} F_\phi d\phi}{\pi\omega\phi_a^2} \tag{7}$$

Fig. 8은 식 (7)을 통한 횡동요 감쇠 계수 추정을 위해 시뮬레이션 결과 중 20번째 피크값을 선택한 것으로 추정한 횡동요 감쇠계수는 약 2.651$kg/s-m^2$이다.

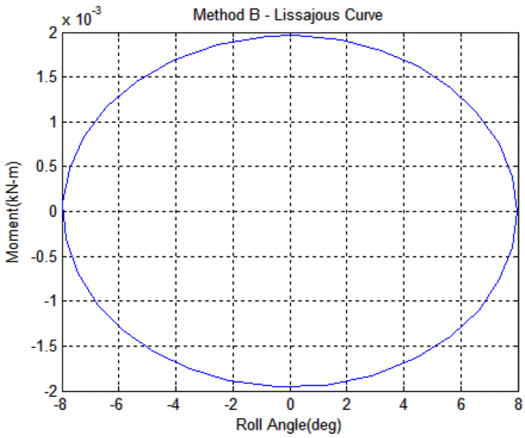


Fig. 8 Lissajous curve for Method B

3.3 Method C - Fourier Polynomial Approximation

가진 운동을 위해 가해진 모멘트는 식(8)과 같이 Fourier polynomial approximation을 통해 유도될 수 있다. 횡동요 거동이 식(5)와 같이 sin주기 함수의 형태로 표현되고 식(3)에서 횡동요 모멘트가 횡동요 각속도(cos 주기함수)에 비례하므로 결국 횡동요 모멘트와 횡동요는 90deg의 위상차를 보이게 된다. 즉, Fourier polynomial approximation을 통한 횡동요 감쇠 계수 추정 방법은 횡동요 모멘트와 횡동요가 90deg의 위상차를 가질 때 정확한 결과를 보여준다. 식(8)은 횡동요 모멘트를 Fourier polynomial approximation을 통해 나타낸 것이며 한 주기 동안의 가진된 에너지와 횡동요 감쇠에 의해 소실된 에너지 관계를 이용하여 추정한 횡동요 감쇠 계수는 식(9)와 같다.

$$F_\phi(t) = \sum_{k=1}^{\infty}\left(C_{A,k}\sin(k\omega t) + C_{B,k}\cos(k\omega t)\right) \tag{8}$$

$$C_e(\phi_a) = \frac{\pi\phi_a C_{B,1}}{\pi\omega\phi_a^2} = \frac{C_{B,1}}{\omega\phi_a} \tag{9}$$

Fig. 9는 식 (8)을 통한 가진 운동에 적용된 횡동요 모멘트와 Fourier polynomial approximation을 결과를 나타낸 것으로 추정 횡동요 감쇠계수는 약 2.659$kg/s-m^2$이다.

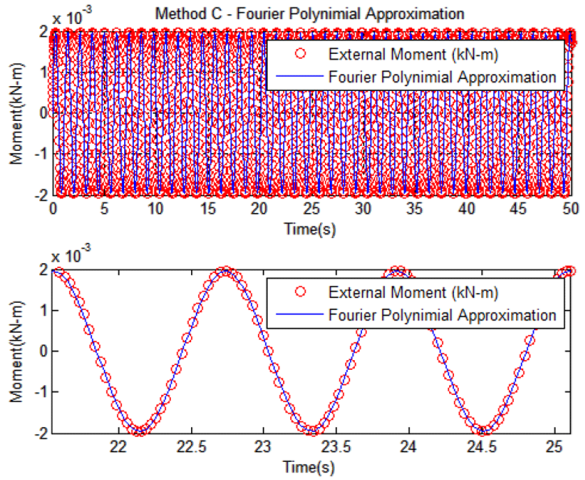


Fig. 9 Time series of roll moment and fourier polynomial approximation for Method C

3.4 Summary

시뮬레이션 기반으로 대상 모델에 대해 3가지 기법을 적용하였으며 입력된 감쇠 계수와 각각의 추정 기법에 의해 추정된 감쇠 계수를 정리하면 Fig. 10과 같다. 시뮬레이션을 통해 입력된 횡동요 감쇠 계수와 3가지 방법 모두 유사한 결과를 보여주고 있어 제시된 가진 운동을 통한 횡동요 감쇠 계수 추정 방법이 유효한 결과를 보여주는 것을 확인하였다.

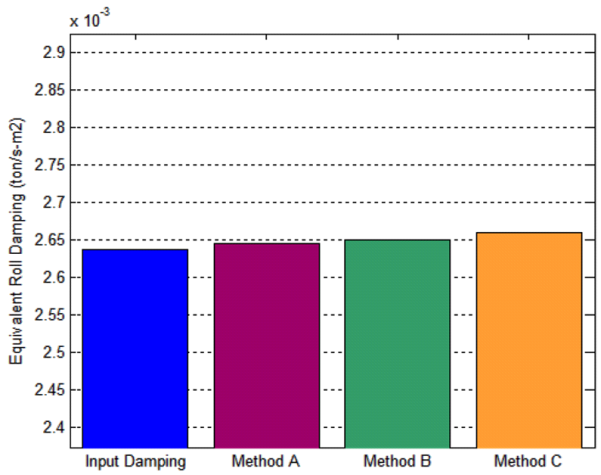


Fig. 10 Comparison of equivalent roll damping between input and estimation

5. 결 론

본 논문에서는 가진 운동을 이용한 횡동요 감쇠 계수 추정에 대해 연구를 수행하였다. 먼저, 가진 운동 모형 시험을 위한 가진 장치를 설계를 위해 시뮬레이션을 통해 가진 장치의 설계 요구 조건을 검토하였다. 대상 모델은 30k LNG-BS이며 ballast와 design condition을 고려하였으며 이 두 조건을 만족하는 가진 장치 설계 조건을 추정하였다. 시뮬레이션을 통한 설계 조건은 최대 무게추 용량 4kg, 이동 거리는 +-0.2m, 왕복 주기는 약 0.8~2.0초를 얻었고 이를 반영하여 가진 장치를 설계, 제작하였다.

가진 운동을 이용한 횡동요 감쇠 추정 방법은 Handschel et al.(2015)에서 제시한 3가지 추정 방법을 검토하였다. 시뮬레이션을 바탕으로 무게추 2kg, 이동 거리 +-0.1m, 횡동요 공진 주기 조건에서의 횡동요 감쇠 계수를 추정하였고 3가지 방법 모두 입력된 감쇠 계수값과 유사한 결과를 보여주는 것을 확인하였다. 다만, 실제 모형 시험에서는 계측 노이즈나 오차 등의 영향이 있을 수 있어 향후 이러한 영향을 고려한 분석이 필요하다.

따라서 향후 제작된 가진 장치 및 검토된 횡동요 감쇠 추정 기법을 이용하여 30k LNG-BS를 대상으로 모형 시험을 수행하여 횡동요 감쇠 계수를 추정할 예정이다.

후 기

본 논문은 해양수산부의 국가개발사업인 “심해공학수조 운영을 위한 연구 인프라 구축 및 심해플랜트 Pre-FEED 원천핵심기술개발” 및 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “가진 운동을 이용한 선박형 부유체의 횡동요 감쇠 계수 추정 연구”에 의해 수행되었습니다(PMS3740, PES9180).

참 고 문 헌

김남우, 김용직, 하영록 (2015). “감쇠계수 산출을 위한 자유 횡동요 감쇠실험 연구”, 대한조선학회논문집, Vol 52, No 6, pp 460-470.

정재환, 윤현식, 권기조, 조성준 (2011). “규칙파중 횡동요 하는 사각형 바지선 주위의 유동의 수치모사”, 한국해양공학회지, 제25권, 제2호, pp 15-20.

Ikeda Y., Himeno Y., Tanaka N. (1976). “On Roll Damping Force of Ship: Effects of Friction of Hull and Normal Force of Bilge Keels”, Journal of the Kansai Society of Naval Architects, Japan, Vol.161, pp.41-49

Sven Handschel, Dag-Frederik Feder, Moustafa Abdel-Maksoud (2015). “Estimation of Ship Roll Damping-a Comparison of the Decay and the Harmonic Excited Roll Motion Technique for a Post Panamax Container Ship”, Proc. of the 12th ICSSOV, Glasgow, UK

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 E

한국형 e-navigation

VDES 기지국 송수신기 설계 및 표준 기술 분석

김명호* · 최승현* · 박명규* · 김재우* · 박개명** · 김준태** · 유진호**
*한화시스템
**한국선급

Analysis on technology of VDES standard and design of VDES base station transceiver

Myungho Kim*, Seunghyeon Choi*, Myungyu Park*, Jawoo Kim*, Gaemyeong Park**, Juntae Kim**, Jinho Yu**

*Hanwha Systems, Pangyo, Korea
**Korean Resister, Busan, Korea

KEY WORDS: VDES, AIS, VDE, ASM, e-Navigation

ABSTRACT: *VDES is a maritime digital wireless communication system for e-Navigation services. In this paper, we propose the structure of VDES base station that can replace the existing AIS, and analyze the possibility of AIS, ASM, and VDE concurrent operation based on that structure*

1. 서 론

VDES(VHF Data Exchange System)는 해상 VHF 대역 무선통신을 통해 선박과 선박, 선박과 해안국간 AIS, ASM, VDE 데이터를 송수신하는 차세대 해상 무선통신 시스템이다. 2005년 12월 국제해사기구(IMO) 해사안전위원회(NSC) 제81차 회의에서 영국을 중심으로 여러 국가가 e-Navigation의 도입을 제안한 이래로 e-Navigation의 해상 통신 인프라로서의 VDES 개발이 추진되고 있다.

VDES는 기존에 성공적으로 도입되어 활용되고 있는 AIS(Automatic Identification System)를 포함하고 있으며 여기에 25KHz 대역폭에서 최대 19.2Kbps로 데이터 통신이 가능한 ASM(Application Specific Message)과 100KHz 대역폭에서 최대 307Kbps로 데이터 통신이 가능한 VDE(VHF Data Exchange)가 추가되었다.

VDES 국제표준은 ITU-R M.1371-5(AIS) 및 M.2092(ASM, VDE)로 구성되며, M.2092는 M.1371-5와 마찬가지로 IALA 주도로 개발되고 있으며, 2020년 ITU 최종승인을 목표로 표준화가 진행되고 있다.

본 논문에서는 현재 한국형 e-Navigation 사업하에 당사에서 개발되고 있는 VDES 해안국시스템의 구조를 소개하고, AIS, ASM, VDE 서비스가 서로간의 간섭없이 운용되기 위해 필요한 동시운용 성능을 분석하여 M.2092 표준화 과정에서 추가 연구가 필요한 부분을 도출하고자 한다.

2. VDES 해안국 설계

VDES 해안국 송수신기 설계 시에는 다음과 같은 사항을 고려해야 한다. 첫째, 새롭게 추가된 ASM, VDE 서비스가 기존에 도입되어 활용되고 있는 AIS에 간섭을 주어서는 안된다. 둘째, VDE 서비스는 Tx, Rx 주파수가 분리되어 있는 FDD 방식이므로 Full-duplex 데이터통신이 가능해야 한다. 셋째, VDES 해안국 송수신기는 기존의 AIS 해안국 장비가 설치된 장소에 설치 운용이 가능해야 한다.

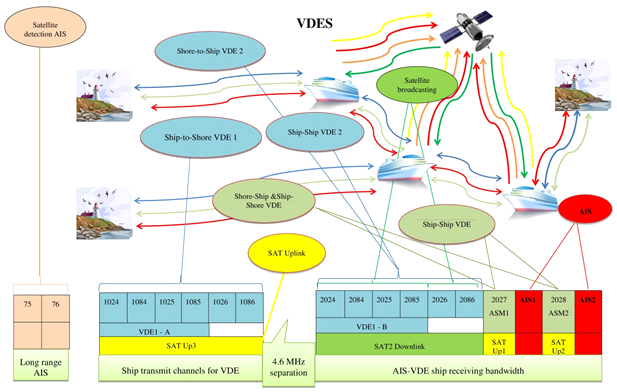


Fig. 1 VHF data exchange system functions and frequency usage

앞서 기술한 세가지 고려사항과 Figure 1의 VDES 주파수 할당을 고려하여 제안된 VDES 해안국 송수신기의 구조는 아래와 같다.

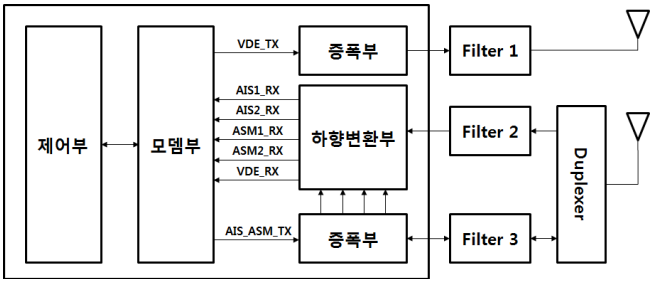


Fig. 2 The structure of VDES base station

먼저 VDE의 경우 Tx, Rx 안테나를 분리하여 Full-duplex 데이터통신을 가능하도록 하였고, 상호간의 간섭이 예상되는 VDE Tx 와 AIS, ASM의 안테나도 분리하여 간섭을 최소화 하였다. 또한 Duplexer를 이용하여 안테나 2개로 운용이 가능하도록 하여 기존 AIS 해안국 장비를 현재 개발 중인 VDES 해안국 장비로 교체할 경우 추가로 VHF 안테나 1개만 추가 장착하여 운용할 수 있어 설치 및 운용 편의성을 높였다.

3. AIS, ASM, VDE 동시 운용성 분석

본장에서는 2장에서 제안한 VDES 해안국 장비 구조를 바탕으로 AIS, ASM, VDE 간 동시 운용에 필요한 안테나 격리도, 외부 필터의 억압 특성을 분석하여 그 결과를 제시하였다.

Table 1의 분석 결과에 따라 VDE-AIS, VDE-ASM 간 동시 운용은 안테나 격리도를 59dB 이상 확보하고 35dB 이상의 억압특성을 갖는 외부필터를 적용할 경우 가능함을 알 수 있다. 그러나 AIS-ASM간 동시 운용은 서로 주파수가 바로 연접해 있기 때문에 불가능하며 따라서 M.2092 표준화 과정에서 ASM은 단독운용되기보다는 기존 AIS와 연계해서 운용되도록 개발될 가능성이 클 것으로 사료된다. Figure 3은 필요한 안테나 격리도를 확보화기 위한 M&S 결과이다.

Table 1 Analysis on concurrent operation of AIS, ASM and VDE

Parameters	VDE Tx ASM Rx	VDE Tx AIS Rx
Rx Sesitivity	-107 dBm	-107 dBm
Tx Power	47 dBm	47 dBm
Spectrum Mask	-60dB @ fc+100KHz	-60dB @ fc+100KHz
Antenna Isolation	59 dB	59 dB
Filter Suppression	35 dB	35 dB

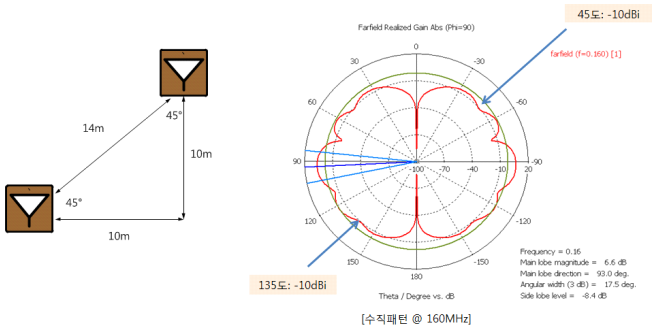


Fig. 3 M&S result of antenna isolation

5. 결 론

본 논문에서는 기존에 도입되어 운용되고 있는 AIS 해안국 장비와의 조화로운 운용 및 대체 설치 운용에 적합한 VDES 해안국 장비의 구조를 제안하고, 그 구조를 기반으로 AIS. ASM. VDE 간 동시 운용성을 분석하여 그 결과를 제시하였다.

분석 결과에서 보았듯이 ASM은 주파수 할당의 한계 때문에 기존 AIS와 독립적인 운용은 불가능할 것으로 사료되며, 이는 M.2092 표준화 과정에서 AIS와 연계 운용하는 방향으로 개발될 것으로 예측된다.

VDES의 국제표준인 M.2092는 그 초안 격인 M.2092-0 가 2015년 10월에 제정되었고, 2020년 최종승인을 목표로하는 현재 진행중인 표준이다. 현재로서는 부족한 점이 있으나 표준화 진행과정에서 보완되고 완성되어 갈 것으로 생각된다.

후 기

본 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(IMO 차세대 해양안전 종합관리체계 기술개발)

참 고 문 헌

ITU (2014). “Technical characteristics for an automatic identification system using time division multiple access in the VHF maritime mobile frequency band”, Recommendation ITU-R M.1371-5.

ITU (2015). “Technical characteristics for a VHF data exchange system in the VHF maritime mobile band”, Recommendation ITU-R M.2092-0.

Schlichting, H. (1968). Boundary Layer Theory, 6th ed., McGraw-Hill, New York.

VDES 수신기를 위한 주파수 동기 알고리즘 연구

김혜진* · 류형직* · 김원용* · 박개명** · 김준태** · 유진호**
*코메스타
**한국선급

A Study of Carrier Recovery Algorithms for VDES Receiver

Hye-Jin Kim*, Hyung-Jick Ryu*, Wong-Yong Kim*, Kae-Myoung Park**, Jun-Tae Kim** and Jin-Ho Yoo**

*COMESTA Inc., Daejon, Korea
**Korean Register, Busan, Korea

KEY WORDS: Carrier Recovery 주파수 보상기, Frequency Synchronization 주파수 동기, VDES, ITU-R M.2092, ASM, Synchronization S-Curve 동기 S-커브

ABSTRACT:
In this paper, We propose the receiver's frequency synchronization algorithm for suitable physical layer of VDES(VHF Data Exchange System). In the VDES system, ship station and control station modems support TDMA-based multiple access in accordance with ITU-R M.2092 standards, and the required signal is burst-structured. We describes physical layer standards of VDES and requirements for Carrier Frequency Error. Due to short training sequence, probably hard to implement, we focus on VDES ASM mode to develop frequency synchronization algorithm, and we examine the performance. And we propose additional symbols for synchronizing carrier frequency error within the scope of recommendation, that is LCID (Link Configuration ID) symbols, and examine with BER performance.

1. 서 론

VDES(VHF Data Exchange System)는 해상 VHF 무선 주파수 대역을 통해 선박과 선박, 선박과 해안국간 AIS(Automatic Identify System), ASM(Application Specific Messages), VDE 데이터를 송수신하는 차세대 해상무선통신시스템이다.

VDES는 GMDSS의 현대화 및 e-Navigation체계 구축을 위한 확장된 데이터 교환을 가능하게 하고, AIS의 VDL(VHF Data Link) 과부하 문제를 해결하기 위해 제안되었다. 국내에서의 VDES 통신시스템은 현재 해양수산부의 의뢰 하에 진행 중인 한국형 e-Navigation 사업의 제 3핵심과제 국제표준 선도기술 연구개발 중 해상 무선통신(표준) 기술개발 분야에서 2020년을 목표로 연구개발이 진행되고 있다.

VDES는 접속방식 및 데이터 전송방법으로 TDMA를 사용하고, ITU-R M.2092 권고안에 따라 설계된다. VDES는 ITU-R M.1371 에서 사용한 프레임 구조를 사용하며 오류정정 부호로 2개의 RSC(Recursive Systematic Convolutional) 부호기로 구성된 Turbo code, 32 비트 ITU-T V.42 CRC와 비트 스크램블러를 사용한다. 또한 스펙트럼 효율 및 처리량을 극대화하기 위해 PSK와 QAM 계열의 적응 변조 및 부호화를 사용한다 (ITU-R, 2017).

일반적으로 PSK 및 QAM 용 coherent 수신기는 신호 크기 안정화, 타이밍 및 주파수 동기가 이뤄진 상태에서 복조 기능을 수행해야 이상적인 복조 성능을 기대할 수 있으며 TDMA 시스템에서는 신뢰성 있는 데이터 검출을 위해 캐리어 주파수/위상 및 심볼 타이밍 동기화를 엄격하게 요구한다 (ETST, 1990, ETSI 2005).

본 논문에서는 VDES 수신기에 사용될 ITU-R M.2092 권고안의 프레임 구조 및 트레이닝 시퀀스를 분석하고 VDES 시스템에 적합한 주파수 동기 알고리즘에 대해 연구한다. 권고안의 트레이닝 시퀀스 길이가 상대적으로 짧아 구현에 어려움이 예상되므로 구현에 앞서 모의시험을 통해 주파수 동기 알고리즘에 대한 구현 가능성에 대해 연구한다.

본 논문의 2장에서는 VDES 시스템 및 신호모델을 기술하고, 3장에서 일반적인 수신 동기 절차 및 주파수 동기 알고리즘에 대해 기술한다. 4장에서 VDES 시스템에 대한 주파수 동기 알고리즘을 제안하고 모의시험 결과를 분석하며 마지막으로 5장에서 결론을 맺는다.

2. VDES 시스템 및 신호모델

2.1 시스템 모델

VDES 시스템에서 선박국 및 기지국용 모뎀은 ITU-R M.2092 규격에 따라 TDMA 방식의 다중접속을 지원하며, Burst구조의 신호로 정의된다. VDES 모드 물리계층 규격의 주요 시스템 파라미터는 다음과 같다.

Table 1 VDES Link Configuration ID(LCID) Parameters

LCID	변조 방식	Sync word 심볼수	LCID 심볼수	Symbol Rate [sps]	FEC code rate	roll-off factor
1,2,3	PI/4-QPSK	27	16	9600	Unc†	0.35
5,6,7	PI/4-QPSK	27	16	9600	3/4	0.35
8,9,10	PI/4-QPSK	27	16	9600	1/2	0.35
11,14,17	PI/4-QPSK	27	16	19,200 38,400 76,800	1/2	0.3
12,15,18	8PSK	27	16	19,200 38,400 76,800	3/4	0.3
13,16,19	16QAM	27	16	19,200 38,400 76,800	3/4	0.3

† Unc : Uncoded 전송모드

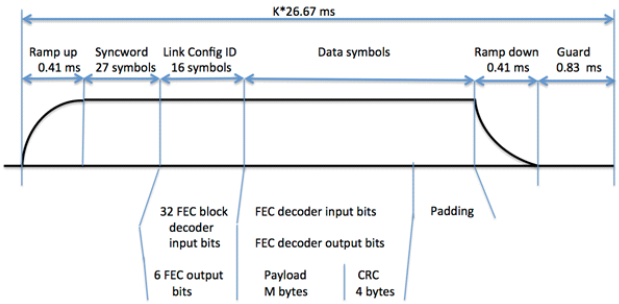


Fig. 1 Frame Structure for VDES General Packet format

VDES에서 사용하는 트레이닝 시퀀스는 Syncword로 부르며, 27심볼로 다음과 같이 2개의 Barker code로 구성된다.

Table 2 Syncword for VDES

Usage	Symbol size	Sequence	Type	Comment
ASM/VDETER	27	1 1111100110101 0000011001010	1+ Barker13+ inverted Barker13	TC under consideration

2.2 신호모델

VDES 규격에서는 송수신기의 주파수 안정도와 관련하여 주파수 옵셋(CFO, Carrier Frequency Offset) 규격으로 ±500Hz를 정의하고 하고 있다.

주파수 옵셋 500Hz는 ASM 모드의 심볼율 9600sps 의 조건에서 심볼율 대비 5.21% 에 해당하는 큰 값이다. 그럼에도 불구하고 VDES 수신기는 27개 짧은 트레이닝 시퀀스를 사용하여 Burst 신호에 대한 주파수 옵셋을 추정 보상해야 한다.

다음은 일반적인 샘플링 주파수 f_s 하에서 획득된 수신 신호 샘플 r(k)에 대한 신호 모델이다.

$$r(k) = s(k+\Delta k) \cdot e^{[-j \cdot 2\pi \cdot \Delta f_c / f_s \cdot k]} + n(k) \quad (1)$$

송신 신호 샘플 s(k)는 수신되기까지 타이밍 옵셋 Δk, 주파수 옵셋 Δf_c 및 잡음 샘플 $n(k)$ 의 영향을 받는다.

본 연구에서는 주파수 옵셋 추정에 초점을 맞춰 연구하기 위하여 타이밍 옵셋 Δk=0 로 고정하도록 한다.

3. 수신 동기 절차 및 주파수 동기 알고리즘

3.1 수신 동기 절차

VDES 시스템에서 선박국 및 기지국용 모뎀은 ITU-R M.2092 규격에 따라 TDMA 방식의 다중접속을 지원하며, Burst구조의 신호로 정의된다. 다음은 그림은 VDES 선박국용 송수신기 구조를 나타낸다.

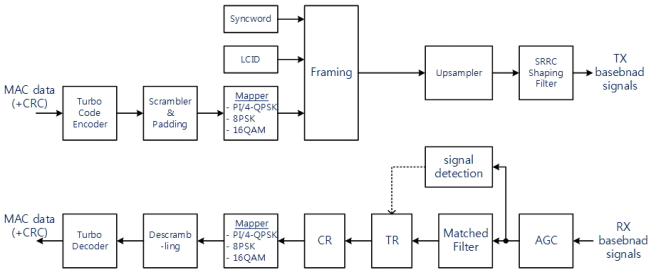


Fig. 2 Block Diagram of VDES Transceiver

VDES 송신기는 Turbo code를 이용해 사용자 데이터를 부호화하며, 사용자 데이터를 Turbo 코드가 사용되며, LCID 모드에 따라 PI/4-QPSK, 8PSK, 16QAM으로 변조한다.

VDES 수신기는 Burst신호를 처리할 수 있도록 AGC (Automatic Gain Control), 주파수 동기 및 타이밍 동기 블록과 복호 블록들로 구성된다. AGC는 수신 신호에 대한 후속 처리 시의 Over-floor 및 Under-floor를 방지해 주고, Signal Detection 블록에서 Syncword에 대한 신호검출을 수행하며 TR (Timing Recvoery)블록에서는 미세 타이밍 오차를 보정한다. 그리고 CR (Carrier Recovery)블록을 통해 주파수 옵셋을 보정한다.

VDES 시스템에서의 주파수 옵셋은 심볼율 대비 5.21% (ASM)에 해당하는 큰 값이며, 프레임 규격에서 정의한 트레이닝 시퀀스용 syncword 는 27심볼로 짧기 때문에 단일 추정 블록으로는 처리하기가 어렵다. 본 연구에서는 이를 위하여 CR 기능을 넓은 범위 추정을 위한 coarse CR 과 잔류 주파수 옵셋 보정을 위한 Tracking CR로 분리하여 처리하는 방안을 제안한다.

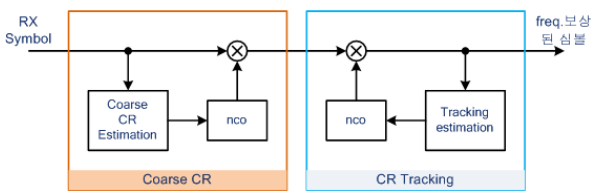


Fig. 3 Block diagram of CR(Carrier Recovery)

3.2 Coarse CR

Coarse CR은 넓은 범위의 주파수 옵셋에 대한 추정 및 보상 기능을 수행한다(H. Meyr, 1997). 이를 위하여 Coarse CR은 known symbol을 대상으로 FF(Feed-forward) 방식으로 동작한다.

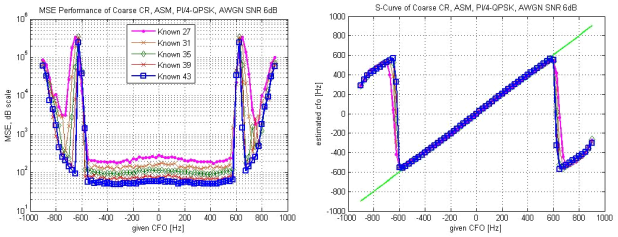
다만 Feed-forward 방식의 경우 누적되는 심볼의 개수가 추정 성능에 영향을 준다. 따라서 known symbol의 개수가 추정 성능을 결정하는 중요한 파라미터가 된다.

수신된 Syncword 심볼을 S_{Rx}로, 송신 심볼을 S_{Tx}로 표시할 때, Coarse CR에서의 주파수 옵셋 추정 연산은 다음과 같다.

$$\triangle f = atan\left(\sum_{i=0}^{N}[\{S_{Rx}(i) \cdot S_{Rx}^{*}(i-8)\} \times \{S_{Tx}(i) \cdot S_{Tx}^{*}(i-8)\}^{*}]\right) \quad (2)$$

차분연산은 주파수 옵셋 요구사항으로부터 심볼 간 위상 변화량에 비춰 최대 거리인 8심볼 거리차를 두고 차분 연산을 수행한다. known symbol의 개수가 M인 경우, N(= M - 8)개의 차분 연산 심볼을 누적하여 주파수 옵셋 추정에 사용한다.

설계한 Coarse CR에 대하여 MSE (Mean-Square Error) 성능 그래프 및 S-Curve그래프를 통해 known symbol 개수 M = 27 ~ 43을 대상으로 추정 성능을 분석하였다.



(a) MSE Performance (b) S-Curve

Fig. 4 Performance of Coarse CR(Carrier Recovery) @ SNR 6dB

MSE 성능은 주파수 추정 에러 값에 대한 Variance로 볼 수 있으며, 이를 통해 추정 범위 및 안정도(Stability)를 분석할 수 있다. 또한 S-Curve는 주파수 옵셋 추정 범위 및 주파수 추정 Cycle을 확인할 수 있다.

분석 결과 설계된 Coarse CR 블록에서의 주파수 옵셋 추정 범위는 규격에서 목표한 ±500Hz를 만족하도록 설계되었음을 확인할 수 있었다. 또한 known symbol의 개수에 따라 추정 안정도에 큰 차이가 있음을 확인할 수 있었다.

Table 3 MSE Performance of Coarse CR @ SNR 2dB, 6dB

SNR [dB]	Known Symbol 개수별 MSE Performance					비고
	27	31	35	39	43	
2	664.0	421.0	304.4	211.6	159.8	@ 0Hz
6	259.1	176.5	117.6	76.46	58.49	@ 0Hz

MSE 값이 크다는 것은 주파수 옵셋 추정에 있어서 가변성이 큼을 뜻하며, 이는 잔류 주파수 옵셋이 큰 경우가 있음을 뜻한다. 따라서 사용 가능한 Known symbol 이 있는 경우 최대한 사용해야 Coarse CR에서의 추정 성능을 보장할 수 있다. 그리고 이를 통해 Coarse CR 이후의 CR Tracking 과정에서의 옵셋 추정의 부하를 최소화 할 수 있다.

3.3 CR Tracking

CR Tracking은 Coarse CR 후의 잔류 주파수 옵셋에 대한 추정 및 보상 기능을 수행한다. Coarse CR블록이 known symbol을 대상으로 FF(Feed-forward) 방식으로 동작한 반면, CR Tracking은 data symbol을 대상으로 blind 상태에서 FB(Feed-back) 방식으로 동작한다.

CR Tracking에서의 주파수 옵셋 추정은 수신된 symbol S_{Rx}(i)에 대하여 QPSK slicer출력 P_{Rx}(i)과의 상관연산으로 수행된다. 다음은 CR Tracking에서의 주파수 옵셋 추정 연산은 다음과 같다.

$$\triangle f' = atan\left(\sum_{i=0}^{N}\left[S_{Rx}(i) \cdot P^{*_{Rx}}(i)\right]\right) \quad (3)$$

다음 MSE 성능 그래프는 CR Tracking의 주파수 옵셋 추정에 대한 성능을 분석한 결과이다.

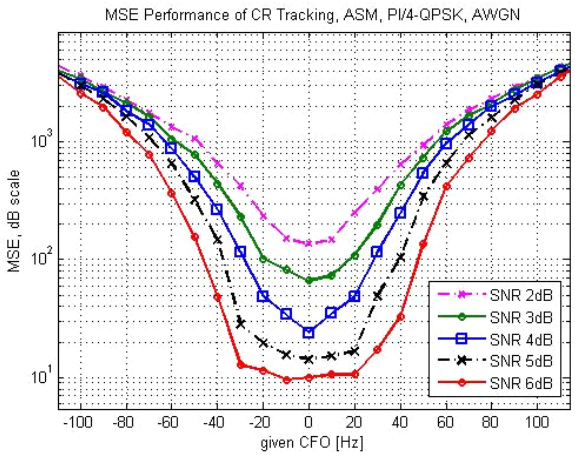


Fig. 5 MSE Performance of CR Tracking with SNR

Table 4 MSE Performance of CR Tracking with SNR

SNR [dB]	MSE Performance	비고
2	136.0	@ 0Hz
3	66.55	@ 0Hz
4	24.04	@ 0Hz
5	14.27	@ 0Hz
6	10.01	@ 0Hz

CR Tracking 은 Coarse CR 이후 수행된다. 따라서 CR Tracking의 MSE Performance는 Coarse CR보다 보다 우수해야

한다. 위 결과들로부터 CR Tracking성능이 Coarse CR보다 우수함을 확인하였다. 다만 CR Tracking의 성능이 SNR 별 편차가 큼으로 인해 주파수 옵셋 보상 결과에 대하여 동일한 품질을 보장하기 어려움이 확인되었다.

4. 제안사항 및 모의시험 결과

본 장에서는 3장에서 제안한 주파수 옵셋 추정 및 보상 방안을 VDES 시스템에 적용하고 성능을 평가하도록 한다. 다음 그래프는 주파수 옵셋 500Hz 가 있는 수신 환경에 대한 ASM(PI/4-QPSK) 복조 성능을 나타낸다.

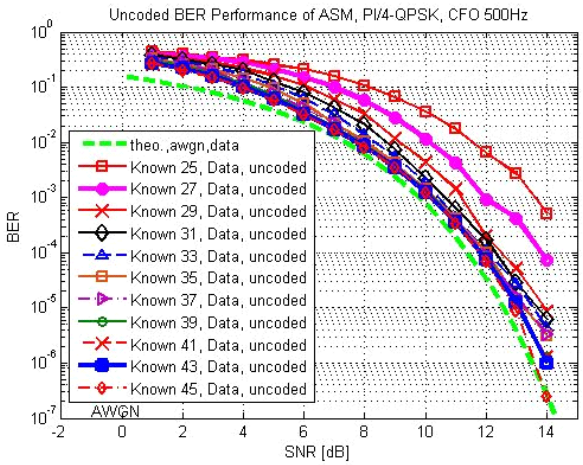


Fig. 4 Uncoded BER performance of VDES ASM(PI/4-QPSK) with each number of Known Symbols (CFO 500Hz)

Table 5 Summary for Uncoded BER performance of Fig. 4

SNR [dB]	Known Symbol 개수별 BER 성능					
	27	31	35	39	43	Ideal
2	0.3549	0.3177	0.2611	0.2409	0.2188	0.1038
3	0.3323	0.2632	0.2070	0.1765	0.1488	0.0786
4	0.2801	0.2008	0.1434	0.1181	0.0958	0.05628
5	0.2154	0.1255	0.0943	0.07127	0.0556	0.03751
6	0.1482	0.07857	0.04977	0.03668	0.0309	0.02288

모의시험 결과, SNR 6dB에서 Known Symbol이 27개인 경우 BER=0.1482로 Ideal 성능 대비 4dB 이상 차이가 나는 것으로 보이며, Knwon Symbol이 43개인 경우 Ideal성능 대비 0.5dB 미만(BER≤3.0e-2)의 성능 열화 범위 내에서 동작하는 것으로 확인되었다.

이상의 결과로부터 주파수 동기를 위해 Known symbol의 개수가 증가할 필요가 확인되었으며, VDES 규격에서는 Known symbol로 사용할 수 있는 심볼로 Syncword 외 LCID (Link Configuration ID) 있는 것으로 확인되었다. 따라서 주파수 동기에 Known symbol로 총 43개를 사용해야 할 것이다.

5. 결 론

본 연구에서는 VDES 물리계층 수신기에 대한 시스템 파라미터 및 시스템 요구 규격을 확인하였다. 그리고 VDES ASM 모드에 있어 주파수 옵셋 규격에 대하여 구현상의 어려움이 예상됨에 이에 적합한 주파수 동기 알고리즘을 제안하고 알고리즘에 대한 성능을 분석하였다. 그리고 VDES ASM 모드에 적용하여 Uncoded BER 성능을 분석하였고, 주파수 동기를 위하여 Syncword 외 LCID 심볼을 사용할 것을 추가적으로 제안하였다.

현재 모의시험 결과는 Uncoded BER 성능은 BER≤3.0e-2에서 Ideal 성능 대비 0.5dB 미만의 성능 열화 범위 내에서 동작함을 보여준다. 향후 CR Tracking 알고리즘의 보완 연구를 통해 보다 나은 성능을 보일 것으로 예상된다.

후 기

본 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(IMO 차세대 해양안전 종합관리체계 기술개발)

참 고 문 헌

Recommendation ITU-R M.2092-0+ (06/2017), “Technical characteristics for a VHF data exchange system in the VHF maritime mobile band”, ITU-R, IALA WG3

ETSI Technical Specification “GSM Recommendation 11.10”, Part II.3, V. 1.07.00, Mar. 1990

ETSI TS 101 376-5-1 “GEO-Mobile Radio Interface Specifications (Release 1)”, Part 5, V1.2.1, April 2005.

H. Meyr, M. Moeneclaey, and S. Fechtel, “Digital Communication Receivers: Synchronization and Channel Estimation Algorithms”, New York: Wiley, 1997.

VDE 스펙트럼 마스크 분석

김용기* · 김재헌*
*에이스 안테나

Analysis of VDE Spectrum Mask

Yong-Ki Kim*, Jae-Heon Kim*

**Ace Antenna Co. Ltd, Incheon, Korea*

KEY WORDS: VDES VHF 대역 데이터 교환 시스템, VDE VHF 대역 데이터 교환, intermodulation distortion 혼변조 왜곡, Spectrum Mask 스펙트럼 마스크, LPA 선형 증폭기, APD 아날로그 전치왜곡, DPD 디지털 전치왜곡

ABSTRACT: *In this report, the spectrum Mask Recommendation for the VDE shore to ship frequency channel in terms of the Frequency Plan suggested in ITU-R M.2092, is analyzed and the IMD characteristics affecting the transmission spectrum in designing the actual VDE shore station transmitter are confirmed through simulation tests.*

The transmitter output is designed to have a constant back-off characteristic in consideration of the PAPR characteristics and for the VDE 100kHz channel, as it holds 16QAM modulation characteristics, FET of th final amplifier has been selected to have a maximum back-off of 7dB.

In such case, the IMD characteristic that cand be obtained from the transmitter output is about max. -40욯. But it does not satisfy the spectrum mask characteristic proposed in Recommendation ITU-R M.2902, therefore the linearizer must be applied to the transmitter in order to satisfy the specifications.

This report does not describe in detail the type and technical structure of the linearizer to be applied.

1. 서 론

본 문서는 ITU-R M.2092 권고안 중 Spectrum Mask 규정을 분석하고, 일반적인 송신기 구조에서 Spectrum Mask 특성을 시뮬레이션을 통해 확인하여 VDE shore to ship, VDE ship to ship 통신의 송신기 기본 구조를 제시한다.

2. VDES 송신기 특성

2.1 ITU-R M.2092 권고안

주파수 할당 표에서 보듯이 VDE shroe to ship, ship to ship 의 VDE-1채널은 25kHz 대역폭으로 4개 채널이며, AIS,ASM 채널은 25kHz 대역폭으로 각각 2개 채널로 구성되어 있다. 채널간 이격이 없이 주파수가 연속적으로 할당되어 시스템 운용 시 Interference 문제를 해결하기 위한 다양한 방법들이 제시되고 있다.

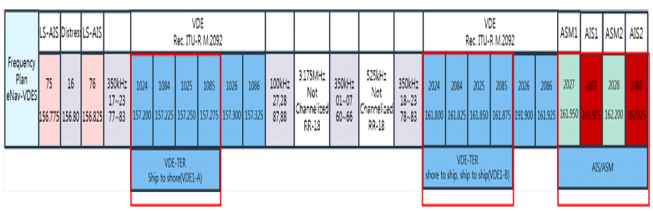


Fig. 1 VDES Frequency Allocation plan

VDE1-B 채널은 25kHz, 50kHz, 100kHz, 대역으로 사용될 수 있으며 각각의 모듈레이션 방식은 QPSK, 8PSK, 16QAM 이다.

Table 1 VDES Transmitter Specification

Transmitter parameters	Requirements	Condition
Frequency error	3 ppm	normal
Maximum transmit power capability	For ship stations: Transmit average power should be at least 1 watt and not exceed 25 watts at the transmitter output. Forshorestations:Transmitaveragepowershouldbeatl east12.5watt and not exceed 50watts at the base of the antenna. ±1.5 dB normal, +2/−6 dB extreme Conducted	
Maximum adjacent power levels for 25 kHz channel	0 dBc −25 dBc −60 dBc	Δfc < ±12.5 kHz ±12.5 kHz < Δfc < ±25 kHz ±25 kHz < Δfc < ±75 kHz
Maximum adjacent power levels for 50 kHz channel	0 dBc −25 dBc −60 dBc	Δfc < ±25 kHz ±25 kHz < Δfc < ±50 kHz ±50 kHz< Δfc < ±100 kHz
Maximum adjacent power levels for 100 kHz channel	0 dBc −25 dBc −60 dBc	Δfc < ±50 kHz ±50 kHz < Δfc < ±100 kHz ±100 kHz < Δfc < ±150 kHz
Spurious emissions	−36 dBm −30 dBm	9 kHz to 1 GHz 1 GHz to 4 GHz

ITU-R M.2092에서는 VDES의 transmitter power와 각각의 대역폭에 따른 스펙트럼 마스트를 아래 표와 같이 권고하고 있

으며, 현재 권고안에 따른 Spectrum Mask에 대한 분석보고서가 IALA 회의를 통해 Working input 문서로 제출되고 있다.

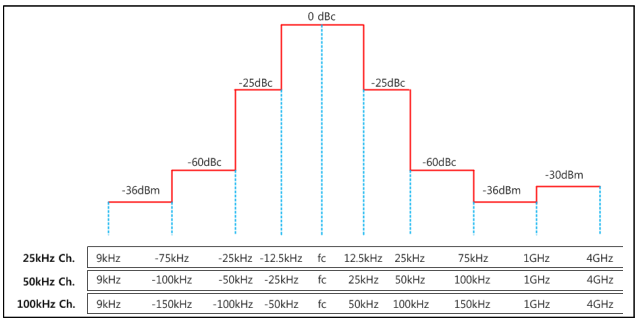


Fig. 2 Maximum Adjacent Power level for VER Channels 25KHz

ITU-R M.2092에서 권고한 Maximum adjacent power levels 을 만족하기 위해서는 transmitter에서 발생하는 inter modulation distortion(IMD) 특성을 분석할 필요가 있다. Inter modulation 특성을 분석하기 위해 일반적으로 사용되는 Two-tone 신호 입력에 대한 출력 신호 분석 방법을 사용한다.

2.2 Two-Tone 분석

VDE 채널은 위에서 언급한 바와 같이 25kHz, 50kHz, 100kHz 채널로 운용되는데 여기서는 100kHz 채널에 대한 Two-Tone 신호 분석을 통해 출력 IMD성분의 주파수 특성을 분석한다.
예를 들어 VDE1-B 채널에 대한 two-tone 입력 신호에 대한 출력 IMD 성분의 주파수 특성을 보면 입력된 신호의 좌,우로 채널 대역폭만큼 이격 된 주파수에서 IMD 성분이 출력되는 것을 볼 수 있다.

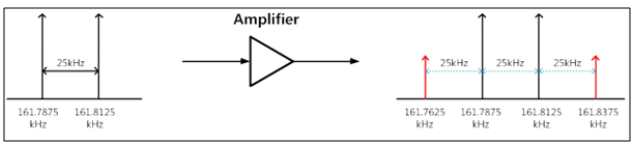


Fig. 3 VDE 25kHz Channel Two-tone analysis

위의 Two-tone signal 분석의 결과, Amplifier에 의한 IMD 출력 특성은 25kHz channel bandwidth를 가지는 신호에 대하여 다음과 같은 특성을 가진다.

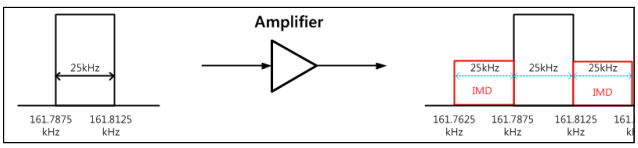


Fig. 4 VDE 25kHz Channel Bandwidth IMD analysis

25kHz의 채널 대역폭을 갖는 신호의 출력 IMD 특성이 위 그림과 같이 나타나고 그림 2.의 VDE 채널별 Maximum adjacent power levels 과 그림 4에서 얻은 출력 IMD 그래프를 overlap 시키면 출력 IMD 성분 중 일부는 -60dBc 이하여야 한다는 결론을 얻게 된다.

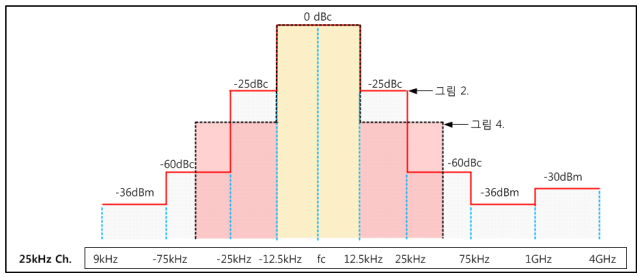


Fig. 5 Spectrum Mask VS IMD analysis result

3. 시뮬레이션

ITU-R M.2092에서 정의된 VDE 신호의 모듈레이션 방식과 Symbol Rate를 통해 / 모뎀에서 출력되는 신호의 Spectrum 파형을 시뮬레이션 하고 / 이 신호가 RF Transmitter 를 통과하였을 때의 출력 스펙트럼 파형을 시뮬레이션 하여 / ITU-R 2092에서 정의된 Spectrum Mask 규격을 만족하기 위한 / RF Transmitter의 구조 및 성능규격을 이끌어 낼 수 있다.
먼저 VDE 신호의 모듈레이션 방식과 Symbol Rate를 요약해 보면 아래 표와 같다.

Table 2. VDE signal characteristic

Ch. Bandwidth	Modulation	Symbol Rate	Roll-off
25kHz	PI/4QPSK	19.2 ksps	0.3
50kHz	8PSK	38.4 ksps	
100kHz	16QAM	76.8 ksps	

모뎀에서 출력되는 IF 주파수를 70MHz라고 하였을 때 / 각각의 스펙트럼을 simulation 하면 아래와 같다.

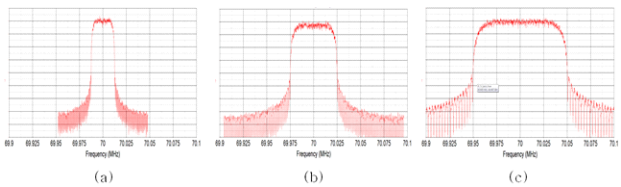
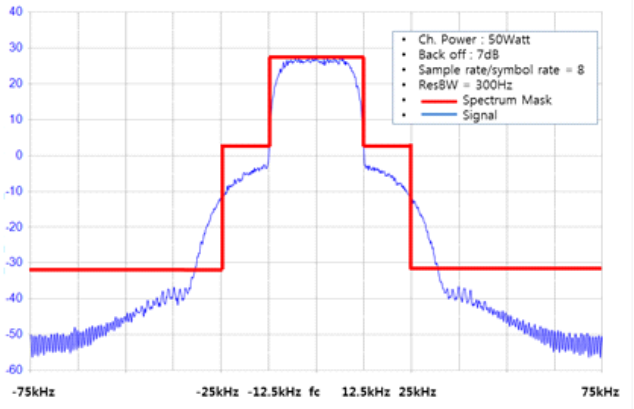
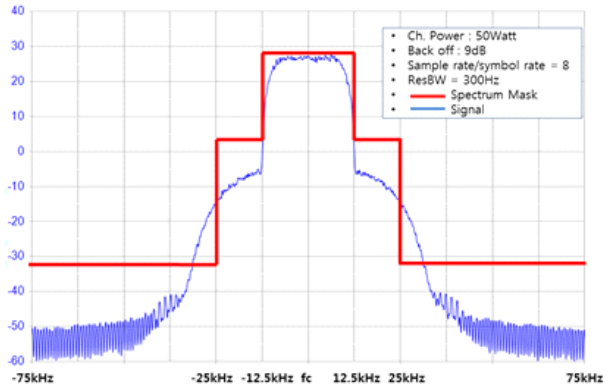


Fig. 6 IF signal Spectrum , (a)25kHz (b)50kHz (c)100kHz

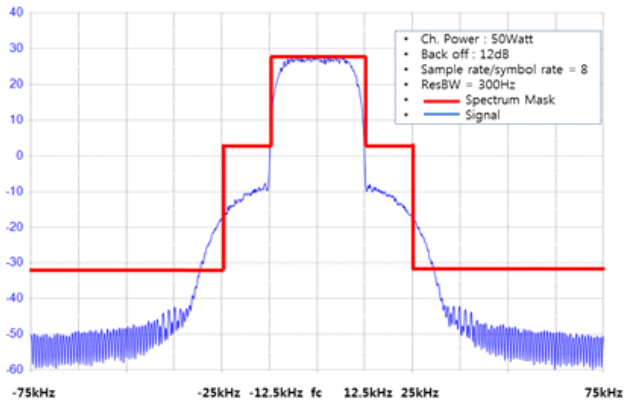
모뎀에서 출력되는 70MHz의 IF 신호는 아래와 같이 일반적인 RF Transmitter에 의해 Carrier 주파수로 up-conversion 되어 안테나로 인가된다. 앞에서 설명한 바와 같이 RF Transmitter의 비선형 소자들로 인해 IMD 성분을 비롯한 Spurious들이 발생하는데 spectrum Mask 규격에 영향을 미치는 IMD 성분을 시뮬레이션을 통해 얻을 수 있다.



(a) Back off = 7dB



(b) Back off = 9dB



(c) Back off = 12dB

Fig. 7 The output spectrum for VDE 25kHz channel

위 그림 (a), (b), (c) 는 VDE 25kHz channel 에 대해 각각의 송신 출력 증폭기 Back-off 를 7dB, 9dB, 12dB 로 구성하였을 때 출력 스펙트럼 이다. 그림에서 보는 바와 같이 중심 주파수로부터 IMD 성분으로 인해 ±25 kHz < Δfc < ±75 kHz 영역에서 -60dBc의 규격을 만족 시키지 못한다. VDE 50kHz, 100kHz 또한 이와 유사한 IMD 출력 특성을 보인다.

4. 시뮬레이션

이 부분을 해결하기 위한 방법으로는 첫째, 송신기 출력 단에 협 대역 Band Pass filter를 적용하는 방법과 둘째, 선형화 기술을 적용하여 구현하는 방안이 있다. 첫 번째 경우는 VHF 대역에서 25kHz 대역폭의 필터로 스펙트럼 Mask를 만족하는 rejection 특성과 삽입 손실을 모두 만족하는 필터 구현이 불가능하다. 두 번째 경우는 analogue Pre-Distortion (APD)와 Digital Pre Distortion(DPD) 기법 등을 적용하여 구현 가능하며 선형화 기법을 적용하여 회로를 구현하는 일은 다소 회로의 복잡성과 구현 난이도가 높은 기술이나 통신 분야에서 많이 적용 구현되어 있는 기술로 구현 가능성이 높다.
따라서 현재 ITU-R 2092에 권고 되고 있는 VDE의 Spectrum Mask 규격은 채널 간섭 등의 분석을 통하여 최적화된 설계 구성안이 권고되어야 한다.

후 기

본 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임 (IMO 차세대 해양안전 종합관리체계 기술개발)

참 고 문 헌

ITU-R M.2092, Annex 1
Review ENAV19 20160922 v0 WD_WG3_Item110_REC-M.

직교주파수 분할다중 (OFDM) 기반 고속 HF 해상 이동 통신 기술

최성철* · 박형철**
*(주)삼영이엔씨 특수사업본부
**서울과학기술대학교 전자IT미디어공학과

OFDM-Based High-speed HF Maritime Mobile Communication

Sung Cheol Choi* and Hyung Chul Park**

*Special Project Dept., Samyung Enc., Busan, Korea
**Seoul National University of Science and Technology, Seoul, Korea

KEY WORDS: OFDM, HF, error correction code, maritime

ABSTRACT: *This paper presents OFDM-based high-speed HF maritime mobile communication technique. The system can deliver 102 kbps using 64-QAM OFDM. Occupied bandwidth is 20 kHz. In a system, OFDM with 512-point fast Fourier transform is used. And, Reed-Solomon code and turbo code are used to improve system performance. A simulation result shows tansmission spectrum.*

1. 서 론

널리 알려진 바와 같이 육상에서의 이동 통신은 사용자의 요구와 통신 기술의 발전에 더불어 Gbps 급의 전송속도를 지원할 정도로 발전하였다. 육상 이동 통신이 초기에는 아날로그 음성 통신을 시작으로 최근에는 디지털 기반의 무선 인터넷 통신으로 발전하고 있는데, 해상 이동 통신 또한 디지털 기반의 무선 인터넷 서비스의 요구가 증대되고 있다. 육상 이동 통신에서는 직교주파수 분할다중 (OFDM, Orthogonal frequency division multiplexing) 기술 기반의 이동 통신 기술이 연구, 개발되고 있으나 해상 이동 통신은 단일 반송파 기반의 통신 기술이 이용되고 있다 (Prasad, 2004). 최근, 국제전기통신연합 (ITU, International telecommunication union)에서 OFDM 기반의 고속 해상 이동 통신에 대한 후보 표준안으로 M.1798-1을 제정하였다 (ITU-R M.1798-1, 2010).

본 논문에서는 M.1798-1 후보 표준을 기반으로 한 고속 HF 해상 이동 통신 기술을 제안한다. 제안한 기술을 이용하여 최대 전송속도 102kbps의 고속 해상 이동 통신이 가능하다.

2. System Architecture

Table 1과 Fig. 1에서 제안한 시스템의 규격과 구조도를 각각 보여준다. 제안 시스템은 HF 대역에 속하는 4 ~ 26MHz 주파수 대역을 이용한다. 점유대역폭은 20kHz 이며, 최대 전송 속도는 102kbps 이다. 다만, 오류정정코드 (ECC, Error correction code)의 선택사항이 많아서 전송속도는 오류정정코드를 포함한 데이터의 전송속도로 정의한다. 앞에서 기술한 바와 같이 제안한 시스템은 OFDM 기술을 사용한다. OFDM을 위한 FFT 사이즈(= 부반송파 개수) 는 512이다. 이 중에서 데이터가 전송되는 부반송파의 개수는 460개이다.

Table 1 Specifications of proposed system

Parameter	Specification
Frequency band	4 ~ 26MHz
Channel bandwidth	20kHz
Data rate (including ECC overhead)	Max. 102kbps
FFT size	512
Subcarrier frequency spacing	41.66Hz
Burst length (Frame duration)	405msec
Symbol number / frame	15
Error correction code	Reed-Solomon, Turbo-code
Modulation	QPSK, 16-QAM, 64-QAM

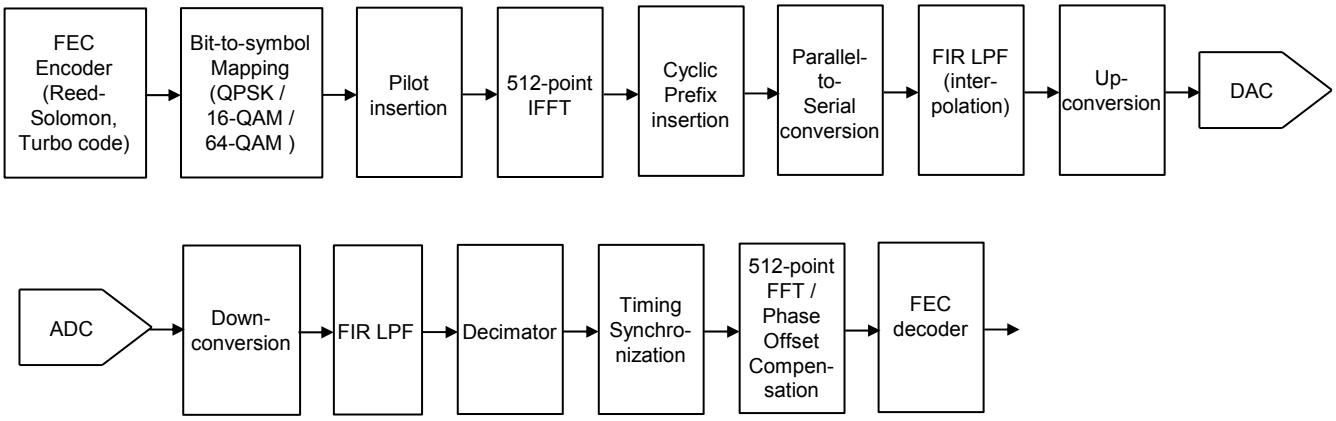


Fig. 1 Block diagram of proposed system.

부반송파 사이의 주파수 간격은 41.66Hz이다. 한편, 1 frame 길이는 405msec이며, 이 구간에 15 OFDM 심볼이 전송된다. 각 부반송파에서는 직교 위상 편이 변조 (QPSK, Quadrature phase shift keying), 16-직교 진폭 변조 (QAM, Qaudrature amplitude modulation) 및 64-QAM의 변조 등을 사용한다. 그리고, ECC 방식으로는 Reed-Solomon 코드의 블록코드 기술과 turbo 코드의 컨볼루션 코드 기술을 사용한다. Fig. 2는 변조부에서 사용되는 디지털 유한 임펄스 응답 (FIR, Finite impulse response) 저주파 여과기 (LPF, Low pass filter)의 임펄스 응답을 보여준다. 제안한 시스템의 변조부에서는 3배수 업샘플링 (upsampling)후 LPF를 이용하여 보간한다. LPF는 해밍 창함수 (Hamming window)를 이용하고 길이는 33이다. Fig. 3은 변조부의 출력 신호 스펙트럼을 보여준다. 규격에서 규정한 바와 같이 채널 점유 대역폭이 20kHz임을 알 수 있다.

Fig. 4는 제안한 시스템의 calling에서부터 OFDM 통신 개시까지의 프로토콜을 보여준다. 먼저 calling station에서 remote station으로 calling block을 전송한다. Fig. 5에서 calling block packet 규격을 보여준다. 규격에서 최초 2byte는 calling block을 정의하는 인식자이다. SC1~SC9는 remote station을 지정하는 정보이다. 그리고, RATE는 remote station이 응답 신호를 송신할 때 사용할 변조 방식 정보를 전송한다. 제안한 시스템에서는 calling block과 동일하게 FSK100 변조 방식을 사용한다. 그리고, TYPE에서는 OFDM 통신을 위한 정보를 제공한다. Table 1에서 규정한 바와 같이 OFDM 통신에서는 여러 가지 변조 방식과 오류정정코드를 지원하므로 calling station과 remote station이 통신 방식을 동기화시켜야 한다. 이 정보가 TYPE을 통해서 전송된다. SC1~SC9에서 지정한 remote station이 calling block을 오류 없이 수신하면 link ack 신호로 응답한다. 이 신호를 calling station이 수신 완료하면 OFDM 통신이 개시된다.

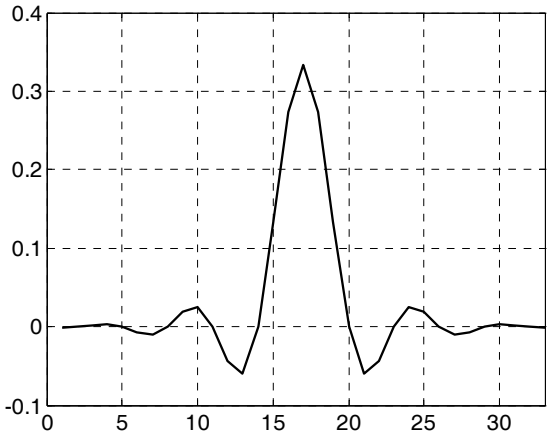


Fig. 2 Impulse response of transmitter FIR LPF.

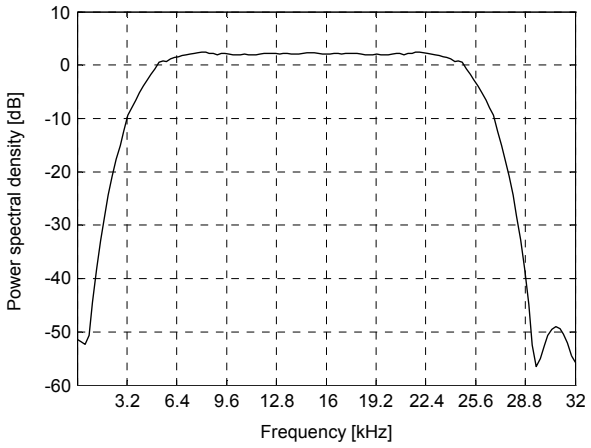


Fig. 3 Simulation result of the transmission spectrum

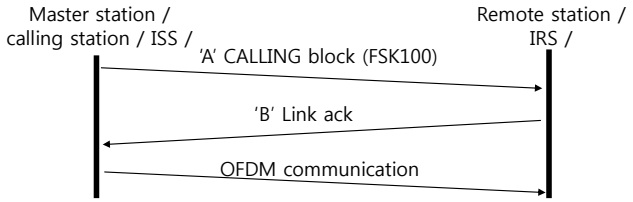


Fig. 4 Call setup sequence for proposed system.

10101100	00110101	SC1 | SC2	SC3 | SC4	SC5 | SC6	SC7 | SC8	SC9 | RATE	TYPE	CKSUM

Fig. 5 Calling block packet format.

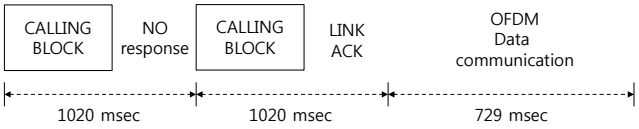


Fig. 6 Timing information of call setup sequence.

Fig. 6은 제안한 프로토콜의 타이밍 정보를 보여준다. 우선 calling block 전송과 link ack를 받는 단계에서는 통신 주기가 1020msec이다. 그리고, OFDM 통신에서는 729msec주기로 송,수신을 반복한다. 그리고, Fig. 6은 calling 단계에서의 처리 과정도 보여준다. Calling block 송신 후 1020msec내에 remote station 이 응답하지 않으면 calling block을 재전송한다. 이후에 calling station이 link ack를 수신완료하면 OFDM 통신이 개시된다.

3. 결 론

본 논문에서는 M.1798-1 후보 표준을 기반으로 한 고속 HF 해상 이동 통신 기술을 제안하였다. 제안한 기술은 512 point FFT 연산기능을 이용한 OFDM 통신 방식이다. 최대 전송속도는 102kbps이며, 주파수 효율성을 높이기 위해서 64-QAM 변조까지 지원하도록 규정하였다. 통한 통신 성능의 향상을 위해서 오류정정코드 기술을 사용하였다. 모의실험을 통해서 송신 스펙트럼을 보였다.

후 기

본 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임 (IMO 차세대 해양안전 종합관리체계 기술개발).

참 고 문 헌

ITU-R M.1798-1 (2010). "Characteristics of HF radio equipment for the exchange of digital data and electronic mail in the maritime mobile service", Information telecommunication unit.

Prasad, R. (2004). "OFDM for wirelesss communications systems", Artech House, U.S.A.

REST를 적용한 선박과 육상간 e-Navigation 통신 시스템

고태훈* · 김용훈* · 박개명** · 이정호* · 박준흥* · 서경룡***

*주식회사 썬커뮤니케이션 선박연구소
**한국선급 연구소
***부경대학교 컴퓨터 공학과

Message Transmission System of e-Navigation each Ships and Shore using Representational State Transfer

Teahoon Koh*, Yonghoon Kim*, Kamyoung Park**, Jeongho Lee*, Joonheung Park* and Kyungryong Seo***

*SUNCOM Co. Ltd, Busan, Korea
**Korean Register, Busan, Korea
***Pukyong National Univ., Busan, Korea

KEY WORDS: Representational State Transfer, e-Navigation, LTE-M, AIS, GMDSS, VHF, IMO

ABSTRACT: *Wireless communications in the maritime is becoming an object of interest since e-Navigation is being originated. However, the communications have many limiting factors. In particular, a damping effect of wireless communication, a problem caused by fixed installations, and a distance from other nearby communication. Among the existing wireless communication, satellite communication is most common communication method in terms of convenience compared to the distance. However, this is necessitated high cost to use when we consider the domestic economic and communication environment conditions. Therefore, we propose a system that can support LTE-M without imposing much burden on existing system by configuring local network using LTE-M in the maritime disaster situation. Also, we expect to contribute which make to the efficient maritime wireless communication environment using the AIS system in the LTE-M environment efficiently.*

1. 서 론

해상 무선통신은 인공위성 통신, VHF, HF, LTE-M등 다양한 형태의 통신을 사용하여 선박의 위급한 상황에서 효율적으로 정보를 지원하기 위하여 운영되고 있으나, 한국의 경우 해양사고에서 어선이 차지하는 비율은 70%정도를 차지하며, 소형어선과 같은 Non-SOLAS 선박의 사고가 대부분을 차지한다. 이와 같은 이유로 해양사고를 낮추기 위해 노후 장비의 교체, 어선 신조사업을 통한 현대화를 추진하고 (Mun. S. and Son, J., 2011), 어선 사고 발생 시 신속히 대응할 수 있는 구조 체계를 구축하고자 GMDSS (Park, B., et al., 2016)를 도입하였고, 2011년 PS-LTE를 적용하여 통합하고자 하고 있다. 이에 2014년 11월 IMO MSC 제 94차 회의에서 e-Navigation 전략이행계획(SIP)이 승인되었다 (IMO and MSC, 2014).

e-Navigation SIP의 주요한 목적은 IMO 공식안전성평가(FSA)를 고려하여 솔루션을 진행하는 것이며, S2, S4 및 S9는 선박-선박, 선박-육상, 육상-선박, 육상-육상 이용자 간의 해양 정보와 데이터의 효율적인 전송에 초점을 두고 있다 (Chung, J., 2015). 하지만, 해양 정보와 데이터의 효율적인 전송에 있어서 기존에 사용 되고 있는 AIS시스템과 LTE-M을 효율적으로 적용하는 부분에 어려움이 있다. AIS시스템은 VHF통신장비를 이용하여 문자열을 이용한 서비스를 전제로 하고 있으며, LTE-M의 경우는 인터넷에서 서비스하는 환경으로 구성되어 있다. 이것은 VHF와 LTE-M을 별도로 구축하여 사용해야 하는 어려움이 발생 할 수 있다.

본 논문에서는 LTE-M과 유사한 환경을 Wi-Fi로 구축하고 VHF와 유사한 환경을 Bluetooth로 모사하여, Bluetooth로 전송되는 텍스트기반의 정보를 인터넷환경에서 효율적으로 적용하여, 이후 LTE-M과 AIS시스템과의 문제점을 최소화 하고자 하며, 2절에서는 관련 연구, 3절에서는 모사도구의 구조, 4절에서는 실험 및 구현, 마지막으로 5절에서는 결론에 대하여 논하고자 한다 (Koh, T., et al, 2017).

2. 관련연구

2.1 Bluetooth Network Encapsulation Protocol

Bluetooth 네트워크 캡슐화 프로토콜 (BNEP)은 다양한 네트워킹 프로토콜의 Packet을 Capsulation 한다. 이 프로토콜은 Bluetooth 논리 링크 제어 및 적응 계층 프로토콜 (L2CAP)을 통해 직접 전송되며, L2CAP은 Bluetooth를 위한 데이터 링크 계층을 제공 한다 (IEEE 802.15.1, 2001). Bluetooth 개인 영역 네트워킹 프로파일 (Bluetooth Special Interest Group, 2001)은

Bluetooth 장치에 네트워킹 기능을 제공하는 데 BNEP를 사용하는 방법에 대한 것이다.

2.2 Automatic Identification System

AIS는 유엔의 SOLAS 협약에 따른 새로운 요소이다. 해상 VHF 대역의 두 채널에서 작동하는 AIS는 선박 식별, 위치, 표제, 목적지, 예상 도착 시간, 화물의 성격 등과 같은 정보를 전송하도록 설계된 선박용 방송 Transponder 시스템이다. AIS 시스템은 선박에서 2 ~ 10 초마다 신호를 송수신하며, 범위는 일반적으로 선박 간 통신에서 20 해리이고, 기지국의 위치가 높아지게 되면 연안 해역에서의 선박 간 통신을 위한 범위가 더 넓어진다 (Gudrun, K.H., 2008).

2.3 Representational State Transfer

REST (Representational State Transfer)는 웹 2.0 애플리케이션에서의 서비스 설계를 위한 사실상의 표준으로 인식하는 자원 운영 모델이다. 웹 서비스에 대한 전통적인 SOAP (Simple Object Access Protocol) 기반 접근 방식은 원격호출 및 Capsulation 기능을 사용하기 위해 원격 객체를 사용하지만, REST는 데이터 구조와 해당 상태의 전송만 처리하며, REST는 단순한 방식으로 웹 2.0 애플리케이션 데이터를 HTTP를 통해 적합한 형태의 데이터를 표현하는 방식으로 제공 된다 (Battle, R., 2008).

3. 시스템 구조

제안하는 시스템의 구조는 Fig. 1과 같다. 그림에서 Ship side와 Shore Side로 나누고, 각 Side는 Wi-Fi와 Bluetooth의 통신환경을 구성하고 이를 연결하여 동작시험을 할 수 있도록 구성한다. 여기서 Manager는 Wi-Fi와 Bluetooth를 서로 교차하여 접속할 수 있도록 설정한다. GPS 데이터를 AIS 입력으로 가정하여 GPS데이터를 이용하여 문자열로 입력 받는다. 입력된 데이터를 DB에 저장하여 관리하며, Shore Side에서 요청이 있을 때 Wi-Fi를 이용하여 전송할 수 있도록 구현 한다 (Koh, T., et al, 2017).

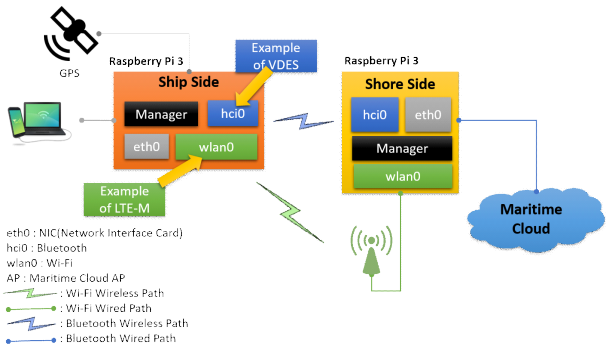


Fig. 1 Proposed System Architecture

Fig. 2는 GPS 장비 또는 AIS 장비에서 전달하는 데이터를 전달하는 방식에 대하여 설명하고 있다. Ship Side는 선박에 관련된 일련의 정보를 DB에 저장하고 이것을 REST방식을 이용하여 Shore Side에서 요청하게 되면 관련정보를 제공하게 된다.

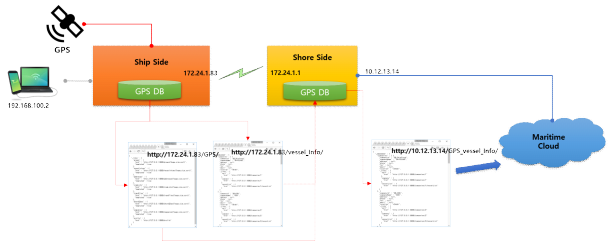


Fig. 2 Example of Operating Representational State Transfer

4. 구현 및 평가

4.1 구현

제안된 시스템은 Ship Side의 Wi-Fi 및 Bluetooth Interface와 Forwarding 을 통하여 설정하였으며, Ship Side에는 Ethernet을 효율적으로 사용하기 위하여 DHCP를 적용하였고, Network는 eth0, wlan0, bnep0로 구성된다. Fig. 3은 Bluetooth연결 시 Ship Side의 IP를 나타낸다.

```
pi@ship: ~
root@ship:/usr/share/doc/bluez-test-scripts/examples# ifconfig
bnep0     Link encap:Ethernet  HWaddr b8:27:eb:34:1a:d3
          inet addr:172.25.1.85  Bcast:172.25.1.255  Mask:255.255.255.0
          inet6 addr: fe80::ba27:ebff:fe34:1ad3/64 Scope:Link
          UP BROADCAST RUNNING MULTICAST  MTU:1500  Metric:1
          RX packets:92 errors:0 dropped:0 overruns:0 frame:0
          TX packets:83 errors:0 dropped:0 overruns:0 carrier:0
          collisions:0 txqueuelen:1000
          RX bytes:16788 (16.3 KiB)  TX bytes:9666 (9.4 KiB)

eth0      Link encap:Ethernet  HWaddr b8:27:eb:9e:50:7f
          inet addr:192.168.100.1  Bcast:192.168.100.255  Mask:255.255.255.0
          inet6 addr: fe80::dac4:9d47:f1ad:dc11/64 Scope:Link
          UP BROADCAST RUNNING MULTICAST  MTU:1500  Metric:1
          RX packets:1583 errors:0 dropped:0 overruns:0 frame:0
          TX packets:836 errors:0 dropped:0 overruns:0 carrier:0
          collisions:0 txqueuelen:1000
          RX bytes:126876 (123.9 KiB)  TX bytes:140156 (136.8 KiB)

lo        Link encap:Local Loopback
          inet addr:127.0.0.1  Mask:255.0.0.0
          inet6 addr: ::1/128 Scope:Host
          UP LOOPBACK RUNNING  MTU:65536  Metric:1
          RX packets:220 errors:0 dropped:0 overruns:0 frame:0
          TX packets:220 errors:0 dropped:0 overruns:0 carrier:0
          collisions:0 txqueuelen:1
          RX bytes:18176 (17.7 KiB)  TX bytes:18176 (17.7 KiB)
```

Fig. 3 Example of Vessel IP based on connecting Bluetooth

shore Side의 Network는 eth0, wlan0, br0로 구성되며, Wi-Fi 또는 Bluetooth에 접속하였을 때 IP를 발부하기 위해 2개의 DHCP를 구성하였으며, Bluetooth의 경우 Bridge를 구성하여 적용하였다. Fig. 4는 Shore Side의 DHCP설정의 예이다.

```
pi@shore: /etc/iptables
interface=wlan0
listen-address=172.24.1.1
bind-interfaces
server=8.8.8.8
domain-needed
bogus-priv
dhcp-range=172.24.1.50,172.24.1.150,12h

interface=br0
listen-address=172.25.1.1
bind-interfaces
server=8.8.8.8
domain-needed
bogus-priv
dhcp-range=172.25.1.50,172.25.1.150,12h
```

Fig. 4 Example of Setting up DHCP on Shore Side

Fig. 4는 Shore Side에서는 Ship Side의 IP를 이용하여 접근한 예를 나타내며, RESTful Web Service를 이용하여 Ship Side의 선박의 위치정보를 전달 할 수 있도록 구현하였다. Shore Side에서는 Ship Side의 IP를 이용하여 접근이 가능하다. 이것은 AIS 및 ASM 등 다양한 형태의 선박 정보를 가져 올 수 있음을 의미한다 (Koh, T., et al, 2017).

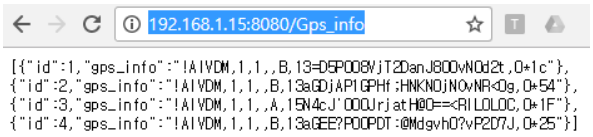


Fig. 5 Example of accessing information of GPS using shore side IP

4.2 평가

본 논문에서 제안한 선박의 다중 통신 Router의 기대효과는 다음과 같다.

첫째, 해상의 거리에 따른 통신장비의 전환을 효율적으로 할 수 있어 사용자가 선택적으로 통신을 사용할 수 있다. 둘째, VHF와 같은 통신요금이 발생하지 않는 장비와 VSAT과 같은 통신비용이 발생하는 장비를 관리하여 비용을 줄일 수 있다. 셋째, AIS, ASM, S-100과 같은 VHF 통신망을 TCP/IP로 전환하여 사용 할 수 있어, VHF보다 빠른 시간에 데이터를 전송 및 수신 할 수 있다. 넷째, 해상에서 LTE-M의 개발환경에 적합한 통신 서비스를 지원 할 수 있다.

Table 1은 선박에서의 기존운영 방식과 제안방식을 비교한 것이다 (Koh, T., et al, 2017).

Table 1 Comparison between existing system and proposed system

Division	Existing System	Proposed System
Unity	Use different data for each communication	Is possible to integrate as a suitable data for Web circumstances
Avail-ability	Can't share data for each communication	Can support united data utilizing JavaScript Object Notation
Integrity	Can't identify data for each communication	Can efficiently identify about the each data

선박통신에서 TCP/IP기반으로 완전히 전환하는 것은 어려운 점이 많을 것으로 예상된다. 하지만, 아날로그기반의 해상환경을 디지털화 하는 의미에서 해상무선통신에 기여할 것으로 기대한다 (Koh, T., et al, 2017).

5. 결론 및 향후 연구

기존의 해상에서의 통신환경은 아날로그를 중심으로 사용되어 왔으며, 일부 디지털의 혼용으로 운영되고 있다. 하지만, 많은 데이터를 효율적으로 사용하기 위해서는 디지털로 변화되고 관리되어야 할 것으로 판단된다. 또한 한국형 e-Navigation에서 요구하는 환경은 LTE-M을 중심으로 모든 통신과 서비스를 효율적으로 운영하여야 한다.

이에 본 논문에서는 다중통신간의 효율적 전환 및 데이터 운영의 통합을 위하여 LTE-M과 유사한 Wi-Fi와 VDES와 유사한 Bluetooth를 이용하여 통신간의 전환을 적절하게 할 수 있고, AIS등의 장비에서 사용되는 문자열 데이터를 Internet에서 사용할 수 있는 시스템을 제안 하였다. 구현 결과 이기종 통신 간에 전환이 가능하였고, 문자열 데이터를 복잡한 가공 없이 사용할 수 있음을 알 수 있었다. 제안된 시스템이 AIS에서 사용되는 데이터의 완전한 통합이나, 완벽한 통신전환을 할 수 있는 것은 아니지만, 현재의 해상무선통신 환경을 개선할 수 있을 것으로 예상 한다 (Koh, T., et al, 2017).

향후 연구에서는 VDES, VSAT, LTE-M을 효율적으로 자동 전환 할 수 있는 알고리즘 연구와 AIS, ASM, S-100의 데이터 전송 및 수집에서 발생 할 수 있는 문제점에 대하여 연구할 계획이다.

후 기

본 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(IMO 차세대 해양안전 종합관리체계 기술개발)

참 고 문 헌

Battle, R., Edward, B. (2008) "Bridging the semantic Web and Web 2.0 with representational state transfer (REST)", Web Semantics: Science, Services and Agents on the World Wide Web 6.1, Elsevier, pp 61-69.

Bluetooth Special Interest Group (2001) "Bluetooth Core. Specification of the Bluetooth System", Version 1.1.

Chung, J. (2015) "Korean e-Navigation of Goals and Government Plans", Telecommunications Technology Association Journal ICT Standard & Certification, TTA, Korea, Vol 159, pp 20-27.

EfficienSea, http://efficiensea.eu.

Gudrun, K.H., Torkild, E., Bente, J.M. and Bjorn, T.N. (2008) "Space-based AIS for global maritime traffic monitoring", Acta Astronautica, Elsevier, Vol 62, No 2-3, pp 240-245.

Huh, J. and Seo, K. (2016) "Design and test bed experiments of service operation system using virtualization

technology", Human-centric Computing and Information Sciences, Vol. 6.

IEEE 802.15.1. (2001) "Bluetooth Network Encapsulation Protocol (BNEP) Specification", Revision 0.95a.

IMO and MSC (2014) "Report of the Maritime Safety Committee on its Ninety-Fourth Session", MSC 94/21.

Koh, T., Kim, Y., Park, K., Lee, J. and Seo, K. (2017) "Communication System of e-Navigation between Vessel and Shore utilizing Representational State Transfer at Sea", Proc. of the 12th KIPS International Conference on Ubiquitous Information Technologies and Application (CUTE2017) in press

MONALISA, http://monalisaproject.eu.

Moustafa, K.E. and Hafid, H. (2017) "Self-Identification of Boundary's Nodes in Wireless Sensor Networks", Journal of Information Processing Systems, Vol 13, No 1, pp 128-140.

Mun, S. and Son, J. (2011). "Current Activities of Navigation & Communication Equipments Industry and R&D.", Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol 35, No 4, pp 512-518.

Park, B., Kang, I., Ham, S. and Park, C. (2016) "The main factor and counterplan for marine casualties of fishing vessel according to the type of fishing gear in Korea", Journal of Korean Social Fisheries Technology, Vol 52, No 3, pp 232-240.

Park, J., Koh, T., Huh, J., Kim, T., Lee, J., Kang, J., Ju, D., Kim, J., Lee, J., Hwang, T., Park, Y. and Seo, K. (2015) "Design of the Real-Time Mobile Push System for Implementation of the Shipboard Smart Working", Advances in Computer Science and Ubiquitous Computing, Vol. 373, The series Lecture Notes in Electrical Engineering, Springer Science+ Business Media, Singapore, pp 541－548.

Zhao, L. and Chen, N. (2017) "An Improved Zone-Based Routing Protocol for Heterogeneous Wireless Sensor Networks", Journal of Information Processing Systems, Vol 13, No 3, pp 500-517.

해사 데이터의 빅데이터 연계를 위한 모델 및 아키텍쳐 설계 연구

이형범* · 박순호* · 성윤경* · 김경섭* · 박개명**
*케이엘넷
**한국선급

Research of Model and Architecture Design for Bigdata Linkage of Maritime Data

Hyung-Beam Lee*, Sun-Ho Park*, Youn-Gung Sung*, Kyeong-Seob Kim*, Kaem-Young Park**

*KL-Net, 153, Yeoksam-ro, Gangnam-gu, Seoul Koreaea
**36, Myeongji ocean city 9-ro, Gangseo-gu, Busan, Korea

KEY WORDS: Big data 빅데이터, Maritime Data 해사 데이터, Korean e-Navigtion 한국형 e-Navigation, Hadoop Distributed File System 하둡 분산 파일 시스템, Data model design 데이터 모델 설계, Architecture design 아키텍쳐 설계

ABSTRACT: *SMART e-Navigation system supports maritime users by enabling efficient and safe marine activities through efficient communication between associated systems and integration with shore services. In order to establish SMART e-Navigation, it is necessary to integrate with big data system to allow standardized and consistent use of data for safe and secure process of ships' entries and departures by collection, integration, management, analysis and fusion of information associated with ships and shores. Therefore, this paper proposes big data base model design and architecture design for SMART e-Navigation and suggests their development schemes. Further, this paper provides a basis for maritime data and big data integration, maritime data storage and data analysis.*

1. 서 론

IMO (International Maritime Organization) 해사안전위원회 (Maritime Safety Committee)에서 세계 선박사고의 80% 이상이 인적요인에 의해 발생하고 있어 이러한 인적 요인에 의한 해양사고 저감 및 항해 위해 요소를 통제 관리를 위해 기존 선박 운항·관리체계에 정보통신기술을 융합한 e-Navigation을 해사안전 선진 국가들이 공동의제로 도입을 제안하여 국제기구를 중심으로 지속적인 협의가 진행되어 왔다. 국내의 경우 해양사고의 70% 이상이 연안 선박과 어선이며, 이중 100톤 미만의 소형 선박 사고가 전체의 74%를 차지하고 사고 원인은 운영환경이 열악한 연안선박과 어선에서 발생하는 인적과실이 대부분의 원인이다[1,2]. 따라서 국제해사기구의 e-Navigation 전략에 맞추어 이들 어선과 소형선박에 대한 예방효과를 통한 해양사고 저감, 항만운영, 효율화, 항해통신장비 신 시장 창출 등을 목표로 해양수산부는 한국형 e-Navigation 도입을 결정하였다.

한국형 e-Navigation은 항해와 관련되어진 연관시스템간의 효율적인 소통과 육상서비스와의 연계를 통한 해양수산 업무에 종사하는 사용자들의 효율적이고 안전한 해상활동을 지원하기 위한 시스템으로 볼 수 있다. 해양 사고 예방 대책으로 출입항 관리, 항행안전정보의 연계 등이 예방대책으로 자주 화두가 된다. 따라서 한국형 e-Navigation 구축을 위해서는 선박과 육상 관련 정보의 수집, 연계, 관리 및 분석, 융합을 통해 선박의 출항부터 입항까지 전 과정의 안전과 보안을 위한 표준화되고 일관성 있는 데이터 활용 체계 구축을 위한 빅데이터와의 연계가 필요하다.

본 논문에서는 한국형 e-Navigation을 위한 빅데이터 베이스 모델 설계와 아키텍처 설계안을 제시하고 이에 대한 구축 방안을 제시하고자 한다.

2.빅데이터 데이터베이스 모델 설계

효과적인 빅데이터 시스템 연계와 데이터 접근을 위해 빅데이터를 엑세스하는데 있어서 성능상의 이익을 가질 수 있도록 설계하고 이로 인해 발생하는 데이터의 비효율을 최소화한다. 빅데이터는 기존 해사데이터에서 데이터의 양과 다양성, 실시간성 측면에서 확대된 것으로 기존 메타데이터 기반의 구축과 유지관리에 추가적인 사항이 요구된다.

2.1 빅데이터 데이터베이스 모델 관계 정의 및 제약 설계

한국형 e-Navigation 비즈니스 도메인 안에 존재하는 다양한 속성에는 서로 간의 연관 관계로 인하여 다양한 계층 구조를 이루게 된다. 따라서 계층 구조를 기준으로 여러 개의 서브 테이블로 나누어 테이블의 사이즈를 감소 시켜서 사용되지 않는 관계는 제거하기 위함이다.

HDFS는 하나의 Name Node와 다수의 Data Node로 구성되는 Master/Slave 구조를 가지고 메타데이터는 Name Node에 존재하여 분산 저장/처리되는 데이터들을 Merge하는데 중요한

정보로 사용된다. HDFS에서 데이터가 여러 Data Node에 중복 저장되므로 고장 감내형이다. 메타데이터는 메모리에 유지해야 하므로 데이터 저장 공간이 확장됨에 따라 메모리 공간부족으로 확장성에 제한이 있을 수 있다. 다수의 노드가 분할되고 제거되는 과정을 거치고 나면 실제 필요한 노드와 사실 테이블 만이 남게 된다. 따라서 테이블의 개수가 많으면 데이터 간의 연결과정, 즉 조인(Join)이 늘어나기 때문에 성능상의 문제점이 발생하게 된다. 그러므로 이러한 문제점을 해결하는 방법 중에 하나인 차원의 병합은 노드를 사실 테이블에 전체 또는 부분적으로 합치면서 성능상의 이점을 가져갈 수 있게 된다.

2.2 빅데이터 데이터베이스 모델 정의 및 계층화

빅데이터 데이터베이스 계층 구조에 대하여 테이블의 깊이와 데이터 계층 구조 마다 균형적인 행 구성을 파악해야 하며, 이는 테이블 분할에 대한 바탕이 된다. 빅데이터에서는 다양한 사용자가 데이터에 접근하는 경우가 있고, 이에 따라 분석을 위한 ad hoc query가 다수 발생할 수 있어서 질의에 대해 간단하게 접근하고 데이터의 일관성을 보장하는 방법으로 데이터베이스 모델이 정의해야 한다. 따라서 데이터 계층 구조를 기준으로 다수의 테이블을 분할하고, 특정 분석 View 관점에서 친밀도가 높은 테이블끼리 모으다 보면 불필요한 테이블이 생기게 됨으로 이런 테이블을 제거해야 한다. 하지만 이런 테이블 간의 연결과정에서 조인(Join)이 늘어나기 때문에 테이블의 계층 구조 중 반복적인 테이블에 대해선 상위 단계로 테이블을 병합해야 한다.

운영메타데이터(Operational Metadata)는 운영 시의 이동 메커니즘(Ex. ETL)에 의해 생성되는 정보로써 실제 데이터의 이동에 관한 정보를 기술하고 있으며 이동 과정에서 발생하는 데이터의 변환에 관련된 정보도 포함한다. 운영 메타데이터는 발생하도록 규정되어 있는 것과 실제로 발생한 것 사이의 갭에 대한 가교 역할을 담당하며 많은 양의 데이터를 Hadoop 환경에서 데이터 웨어하우스(혹은 데이터베이스)로 이동시키는 경우 운영 메타 데이터를 갖고서 전체 과정에서 어떤 일이 실패하였다거나 혹은 다수의 행(레코드)들이 누락되었다는 사실을 적시에 인식할 수 있으며 이는 빅데이터 거버넌스 관점에서 매우 중요하다.

3. 빅데이터 아키텍쳐 설계

3.1 비즈니스 아키텍처

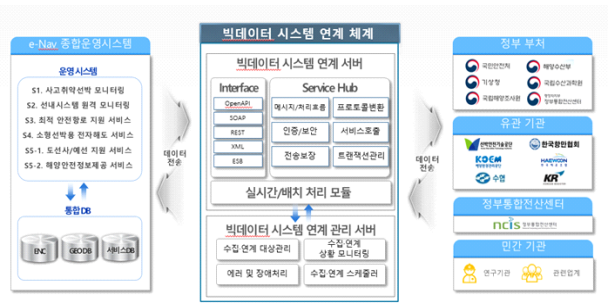


Fig. 1 Service overview

빅데이터 연계 체계 기술이란 e-Navigation 운영 서비스(S1~S5-2)에서 발생한 데이터와 외부기관(정부부처, 유관 기관, 정부통합전산센터, 민관기관) 데이터들 간의 전송 및 관리를 위한 서비스이다.

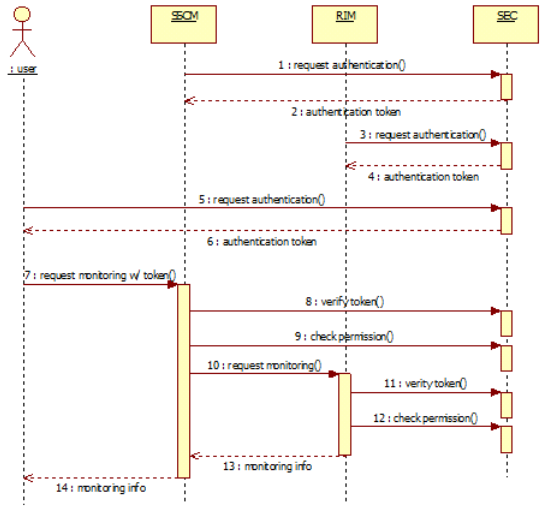


Fig. 2 Business Process

비즈니스 프로세스는 사용자 및 서브시스템 인증과 모니터링 정보 요청과정을 가지며 사용자 및 서브 시스템 인증은 SSCM은 GLIS-SEC에 인증을 요청하고 인증 토큰을 획득하고 GLIS-RIM은 GLIS-SEC에 인증을 요청하고 인증 토큰을 획득한 후 사용자는 GLIS-SEC에 인증을 요청하고 인증 토큰을 획득한다.

모니터링 정보 요청은 사용자는 자신의 인증 토큰과 함께 SSCM에 모니터링 정보를 요청하고 SSCM은 GLIS-SEC에게 사용자의 인증 확인과 GLIS-SEC에게 사용자의 접근 권한 확인을 요청한다. SSCM은 해당하는 RIM에게 자신의 인증 토큰과 함께 모니터링 정보를 요청한다. RIM은 GLIS-SEC에게 SSCM의 인증 확인과 SSCM의 접근 권한 확인을 요청하고 모니터링 정보를 수집해서 SSCM에게 주고, SSCM은 이를 이용한 정보를 사용자에게 제공한다.

3.2 어플리케이션 아키텍처

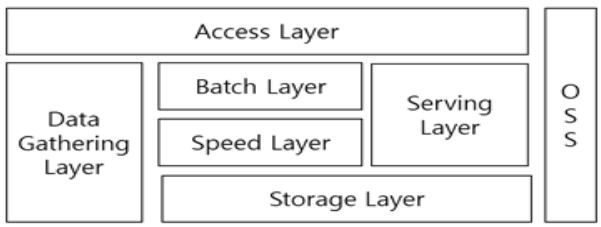


Fig. 3 Level 0 Component concept

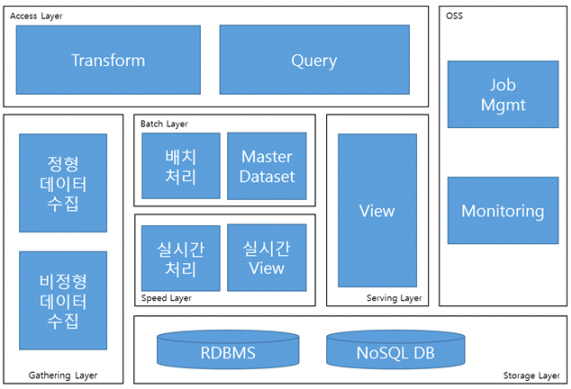


Fig. 4 Level1 Component Concept

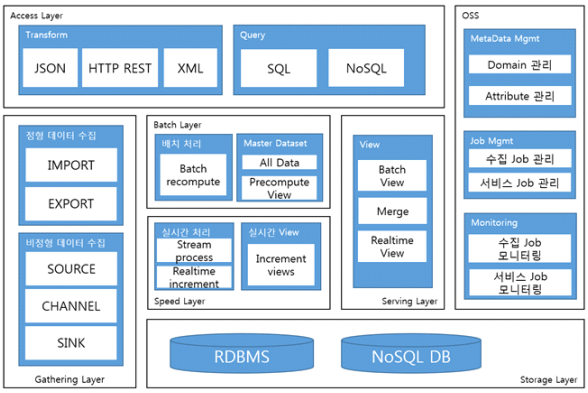


Fig. 5 Level2 Component Concept

시스템을 구성하는 컴포넌트들을 Break Down 하여 Level 0 ~2 까지 설계한 그림으로 Level 0에서는 일반적은 계층(Layer)을 정의, Level1에서는 Level0에서 정의한 계층(Layer)별로 기능을 블록화 하여 정의, Level2에서는 Level1에서 정의한 각 블록에 대해 상세 화하여 정의하였다. 계층모델 정의 Level2를 기반으로 빅데이터 연계체계 기술개발에서 필요한 데이터 수집에 대한 시나리오를 처리하기 위한 컴포넌트 간 흐름을 표시하였다.

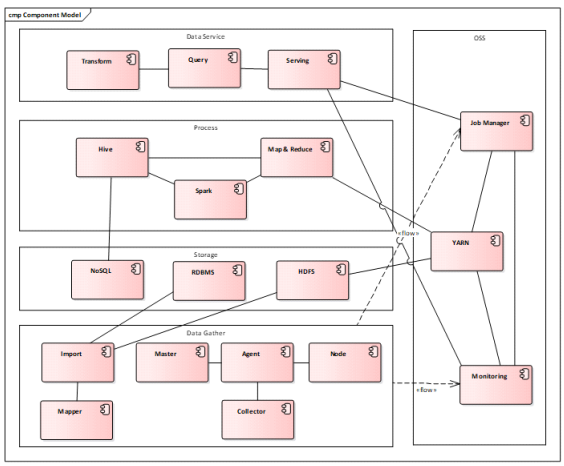


Fig. 6 Component Layer Structure Diagram

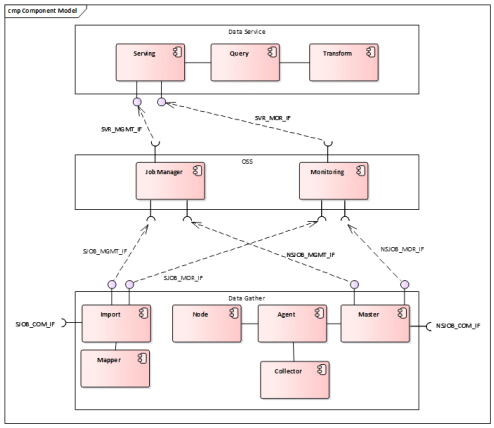


Fig. 7 Inter-component interface

e-Navigation 서비스 내에서 발생되는 데이터나 외부기관에서 open API로 제공되는 데이터를 e-Navigation 시스템의 빅데이터 연계체계를 통해 데이터를 수집하기 위한 흐름과 각 컴포넌트 간 통신하는 인터페이스를 정의하였다.

3.3 테크니컬 아키텍처

테크니컬 아키텍처에는 개발할 애플리케이션을 배포할 솔루션과 하드웨어에 대한 구조를 정의한다. 하드웨어의 배포 구조와 하드웨어를 아키텍처를 구성하는 각각의 컴포넌트, 서버, 스토리지에 대한 대자인과 각 서버에 대한 특성을 정의 한다.

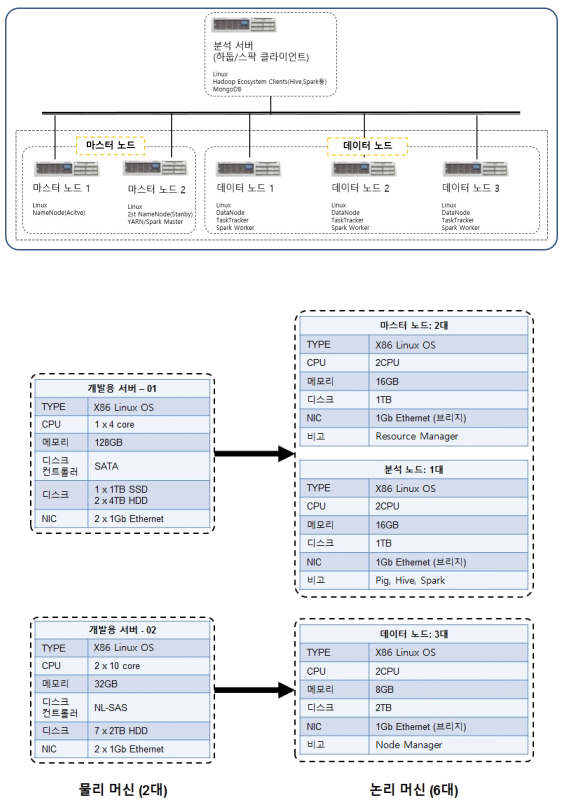


Fig. 8 Hardware Architecture

하드웨어 구성은 2대의 서버에 6개의 가상머신을 설치한다. 가상 머신 1은 데이터 수집 및 추출하기 위한 클라이언트로 사용하며 가상 머신 2~6은 Hardtop Cluster로 구성한다. 가상 머신 2는 Name Node로 지정하고 Job History Server를 설치, 가상 머신 3은 Second Node로 지정하고 YARN이라는 Resource Management를 설치, 가상 머신 4~6까지는 Worker로 설정하고 Data Node와 Node Manager를 설정한다. Data Node는 실제 데이터가 저장되고 Name Node가 할당해준 계산 작업을 하여 반환 한다.

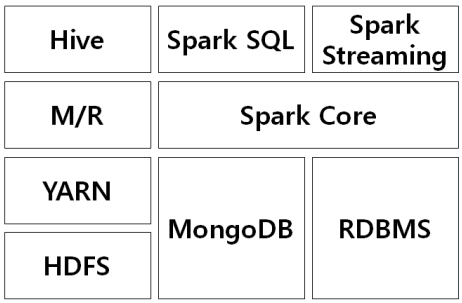


Fig. 9 Solution Architecture Level 0

어플리케이션 아키텍처에서 설계한 패키지별로 매핑되는 솔루션은 Fig. 10과 같으며 요청에 의해 추출될 대상 데이터가 HDFS에 저장되며 HQL로 정의한 내용을 Hive를 통해 M/R Job으로 변환시켜 실행 한 결과를 Mongo DB에 저장하며 YARN은 자원관리를 도와주는 도구로 사용된다.

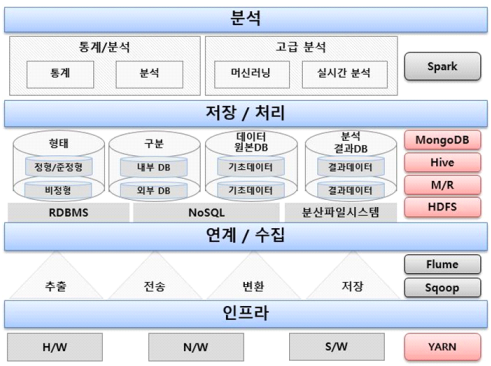


Fig. 10 Package per package

4. 결 론

본 논문에서는 한국형 e-Navigation을 위한 선박과 육상 관련 정보의 수집, 연계, 관리 및 분석, 융합을 통해 선박의 출항부터 입항까지 전 과정의 안전과 보안을 위한 표준화되고 일관성 있는 데이터 활용 체계 구축을 위한 빅데이터 연계 체계 기술 과정을 살펴보았다. 이는 빅데이터 데이터 메이스 모델 설계와 빅데이터 연계를 위한 아키텍처 설계로 이루어져 있으며 빅데이터 데이터베이스 모델 설계에서는 모델 관계 정의 및 제약설계, 모델 정의 및 계층화를 설계 하였으며 빅데이터 연계 아키텍처 설계는 비즈니스 아키텍처, 어플리케이션 아키텍처, 테크니컬 아키텍처를 설계하였다.

향후 연구를 통하여 실제 시스템을 구현하고 여러 가지 실제 데이터 저장과 분석을 수행하여 위와 같이 도출되어진 모델 및 아키텍처 설계를 기반으로 연구 개발을 진행 한다면 한국형 e-Navigation에 필요한 서비스를 성공적으로 구현 할 수 있을 것으로 보인다.

후 기

본 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임 (IMO 차세대 해양안전 종합관리체계 기술개발)

참 고 문 헌

[1] 김수엽, 이호춘, 이건우, 이혜진 (2015). 해양수산분야 e-Navigation 활용방안 연구, 한국해양수산개발원 보고서, 기본연구 2015-08.

[2] 장인식(2009), “해양사고 방지를 위한 효율적 안전관리 방안”, 해양환경안전학회지 제 15권 제1호 pp. 33-39

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 F

빅 데이터 프랜트 활용

플랜트 산업에서의 4 차 산업 기술의 활용

기획세션 1: 빅 데이터의 플랜트 활용: (유원선, 양영순 교수)
기획세션 2: IoT 기반 플랜트 O&M: (이경호 교수)

기획세션 1: 빅 데이터의 플랜트 활용

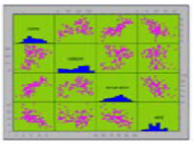
빅데이터 역사가 보여 주듯이, 수년간, 회사는 어떻게 이러한 데이터를 활용하는가에 관심을 가져 왔다. 과거에는 주로 **descriptive** analytics가 사용되었으며, 이 방법은 *"what happened in the past with the business?"* 에 대한 질문에 답을 하는데 주력하였다고 본다. **그러면서, big data의 사용과 더불어, predictive** analytics의 시대로 접어들어 갔는데, 이 방법은 주로 다음과 같은 물음에 주력하였다. *"what is probably going to happen in the future?"* 그러나, **Analytics의 진화 코어이며 최종단계인: prescriptive** analytics**의 시대가 도래 하게 되었다.** 이 방법은 *"Now what?" or "so what?"* **이란 관점을 고려해서** 미래 예측에 근거한 **현재 내려야 할 결정에 대한 대안을 추천**하는데 그 특징이 있다.

본 기획세션에서는 이러한 빅데이터의 분석 방법론들이 4차 산업에서 어떻게 사용되는가를 살펴보고자 한다.

Descriptive Analytics

Chapter 3 Visualizing and Exploring Data
Chapter 4 Descriptive Statistical Measures
Chapter 5 Probability Distributions and Data Modeling
Chapter 6 Sampling and Estimation 207
Chapter 7 Statistical Inference

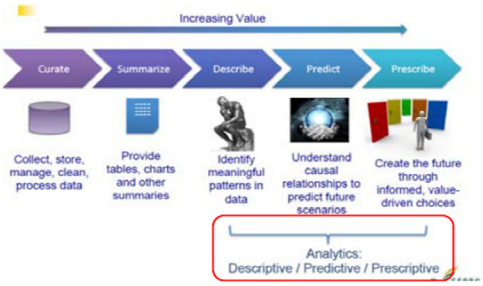
- Identify patterns in data
- Common categories of analytical methods
  - Data visualization methods
  - Data transformation
  - Outlier detection
  - Data mining methods
  - Clustering
  - Exploratory identification of trends and patterns



- ***Descriptive*** - use data to understand past and present



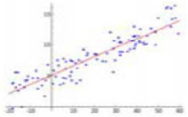
Analytics Value Chain



Predictive Analytics

Chapter 8 Trend lines and Regression Analysis
Chapter 9 Forecasting Techniques
Chapter 10 Introduction to Data Mining
Chapter 11 Spreadsheet Modeling and Analysis
Chapter 12 Monte Carlo Simulation and Risk Analysis

- Analyze data to make predictions
  - Identify and formally verify patterns in data
  - Understand cause and effect relationships
  - Extrapolate patterns to future
- Common categories of analytical methods
  - Regression analysis
  - Time series models
  - Machine learning methods



- ***Predictive*** - use data to forecast future outcomes



Prescriptive Analytics

Chapter 13 Linear Optimization
Chapter 14 Applications of Linear Optimization
Chapter 15 Integer Optimization
Chapter 16 Decision Analysis

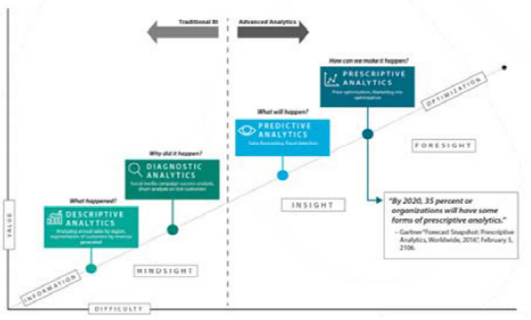
- Suggest actions to decision maker based on descriptive and predictive analytics
  - Frame the problem
  - Identify candidate actions
  - Predict consequences of actions
  - Assess value of consequences
  - Suggest highest value actions



- ***Prescriptive*** - use data to recommend courses of action



The Predictive Enterprise is Real-Time, Predictive, and Leverages Big Data Insights



Recap: Categories of Analytics

- ***Descriptive*** - use data to understand past and present



- ***Predictive*** - use data to forecast future outcomes



- ***Prescriptive*** - use data to recommend courses of action





What is Prescriptive Analytics?

RIVERLOGIC

Understanding where Advanced Analytics Stand Today




4차 산업혁명은 있는가?
Industry4.0:
Frontend, Backend, Schema 관점에서 바라본 조선 Industry4.0과 발전 방향
한국해양대학교 조선해양시스템공학과
1, 2, 3차는 Physical 한 변화 → 4차는 가치, 효율, 범위의 변화
Prescriptive Maintenance: One Step ahead of Prediction
How can we make it happen?
Prescriptive Analytics
What will happen?
Predictive Analytics
Why did it happen?
Diagnostic Analytics
What happened?
Descriptive Analytics
Optimization
Foresight
미래 예측
DT model
Insight 현재 상태
Sensor Data
Hindsight 과거 분석
Summary Report
Information
Value
Difficulty
● 주요 요소 기술 (지능정보기술)
IOT(사물인터넷), Mobile, Cloud & Big Data, AI(인공지능), CPS(사이버물리시스템),
개념
IoT
Mobile
Cloud & Big Data
A.I.
새로운 가치
모든 기계·인간으로부터 데이터 수집
정보처리능력 고도화로 데이터 축적·분석 강화
기계가 데이터를 빠르게 학습하여 새로운 지능정보가치 창출
CCTV
정보 저장
정보 처리
정보 관리
인공 지능
특징
만물의 데이터화
실시간 반응
자율 진화
무인 의사결정
*출처: 권용현, 4차 산업혁명 시대를 대비한 지능정보사회 추진계획, 미래부 지능정보사회추진단, 2017.2.22
경북대학교 문두환
Smart 설비 고장 진단
Digital Twin 구현을 위한
설비 이상 모니터링, 고장 진단, 잔여수명 예측의 구현
예로서 베어링의 온도 상승 문제
"Predictive analytics은 온도 상태를 보고,
오퍼레이터에게 이 장비는
조만간 X 시간에 고장 날 것 같다고 한다."
Prescriptive Maintenance: One Step ahead of Prediction
그러나, "Prescriptive analytics는
만약에 장비를 Y% 감속하면,
고장 날 시간은 두 배 연장되며,
기존의 수리 스케줄 타임을 맞출 수 있으며, 뿐만
아니라 생산 스케줄도 만족하게 된다."
이러한 예측에 DT Model & Optimization

플랜트 산업에서의 4 차 산업 기술의 활용

기획세션 1: 빅 데이터의 플랜트 활용: (유원선, 양영순 교수)
기획세션 2: IoT 기반 플랜트 O&M: (이경호 교수)

기획세션 1: 빅 데이터의 플랜트 활용

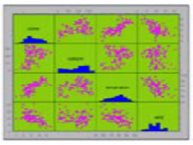
빅데이터 역사가 보여 주듯이, 수년간. 회사는 어떻게 이러한 데이터를 활용하는가에 관심을 가져 왔다. 과거에는 주로 **descriptive** analytics가 사용되었으며, 이 방법은 *"what happened in the past with the business?"* 에 대한 질문에 답을 하는데 주력하였다고 본다. **그러면서, big data의 사용과 더불어, predictive** analytics의 시대로 접어들어 갔는데, 이 방법은 주로 다음과 같은 물음에 주력하였다. *"what is probably going to happen in the future?"* 그러나, **Analytics의 진화 코어이며 최종단계인: prescriptive** analytics**의 시대가 도래 하게 되었다.** 이 방법은 *"Now what?" or "so what?"* **이란 관점을 고려해서** 미래 예측에 근거한 **현재 내려야 할 결정에 대한 대안을 추천**하는데 그 특징이 있다.

본 기획세션에서는 이러한 빅데이터의 분석 방법론들이 4차 산업에서 어떻게 사용되는가를 살펴보고자 한다.

Descriptive Analytics

Chapter 3 Visualizing and Exploring Data
Chapter 4 Descriptive Statistical Measures
Chapter 5 Probability Distributions and Data Modeling
Chapter 6 Sampling and Estimation 207
Chapter 7 Statistical Inference

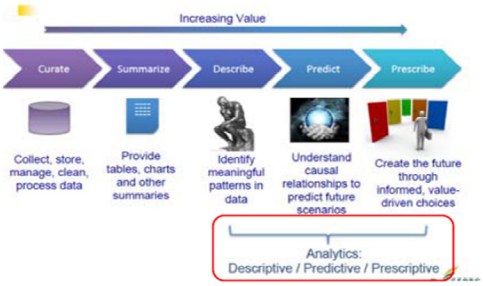
- Identify patterns in data
- Common categories of analytical methods
  - Data visualization methods
  - Data transformation
  - Outlier detection
  - Data mining methods
  - Clustering
  - Exploratory identification of trends and patterns



- ***Descriptive*** - use data to understand past and present



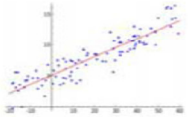
Analytics Value Chain



Predictive Analytics

Chapter 8 Trend lines and Regression Analysis
Chapter 9 Forecasting Techniques
Chapter 10 Introduction to Data Mining
Chapter 11 Spreadsheet Modeling and Analysis
Chapter 12 Monte Carlo Simulation and Risk Analysis

- Analyze data to make predictions
  - Identify and formally verify patterns in data
  - Understand cause and effect relationships
  - Extrapolate patterns to future
- Common categories of analytical methods
  - Regression analysis
  - Time series models
  - Machine learning methods



- ***Predictive*** - use data to forecast future outcomes



Prescriptive Analytics

Chapter 13 Linear Optimization
Chapter 14 Applications of Linear Optimization
Chapter 15 Integer Optimization
Chapter 16 Decision Analysis

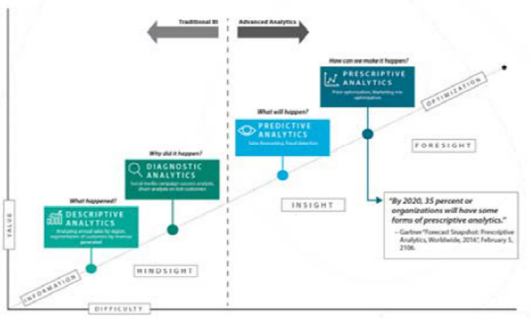
- Suggest actions to decision maker based on descriptive and predictive analytics
  - Frame the problem
  - Identify candidate actions
  - Predict consequences of actions
  - Assess value of consequences
  - Suggest highest value actions



- ***Prescriptive*** - use data to recommend courses of action



The Predictive Enterprise is Real-Time, Predictive, and Leverages Big Data Insights



Recap: Categories of Analytics

- ***Descriptive*** - use data to understand past and present



- ***Predictive*** - use data to forecast future outcomes



- ***Prescriptive*** - use data to recommend courses of action





What is Prescriptive Analytics?

RIVERLOGIC

Understanding where Advanced Analytics Stand Today




4차 산업혁명은 있는가?
Industry4.0:
Frontend, Backend, Schema 관점에서 바라본 조선 Industry4.0과 발전 방향
한국해양대학교 조선해양시스템공학과
1, 2, 3차는 Physical 한 변화 → 4차는 가치, 효율, 범위의 변화
Prescriptive Maintenance: One Step ahead of Prediction
How can we make it happen?
Prescriptive Analytics
What will happen?
Predictive Analytics
Why did it happen?
Diagnostic Analytics
What happened?
Descriptive Analytics
Optimization
Foresight
미래 예측
DT model
Insight 현재 상태
Sensor Data
Information
Hindsight 과거 분석
Summary Report
Value
Difficulty
● 주요 요소 기술 (지능정보기술)
IOT(사물인터넷), Mobile, Cloud & Big Data, AI(인공지능), CPS(사이버물리시스템),
개념
IoT
Mobile
Cloud & Big Data
A.I.
새로운 가치
모든 기계·인간으로부터 데이터 수집
정보처리능력 고도화로 데이터 축적·분석 강화
기계가 데이터를 빠르게 학습하여 새로운 지능정보가치 창출
CCTV
정보 저장
정보 처리
정보 관리
인공 지능
특징
만물의 데이터화
실시간 반응
자율 진화
무인 의사결정
*출처: 권용현, 4차 산업혁명 시대를 대비한 지능정보사회 추진계획, 미래부 지능정보사회추진단, 2017.2.22
경북대학교 문두환
Smart 설비 고장 진단
Digital Twin 구현을 위한
설비 이상 모니터링, 고장 진단, 잔여수명 예측의 구현
예로서 베어링의 온도 상승 문제
"Predictive analytics은 온도 상태를 보고,
오퍼레이터에게 이 장비는
조만간 X 시간에 고장 날 것 같다고 한다."
그러나, "Prescriptive analytics는
만약에 장비를 Y% 감속하면,
고장 날 시간은 두 배 연장되며,
기존의 수리 스케줄 타임을 맞출 수 있으며, 뿐만
아니라 생산 스케줄도 만족하게 된다."
이러한 예측에 DT Model & Optimization

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 G

IOT 기반 플랜트 O&M

플랜트 산업에서의 4 차 산업 기술의 활용

기획세션 1: 빅 데이터의 플랜트 활용: (유원선, 양영순 교수)

기획세션 2: IoT 기반 플랜트 O&M: (이경호 교수)

기획세션 2: IoT 기반 플랜트 O&M

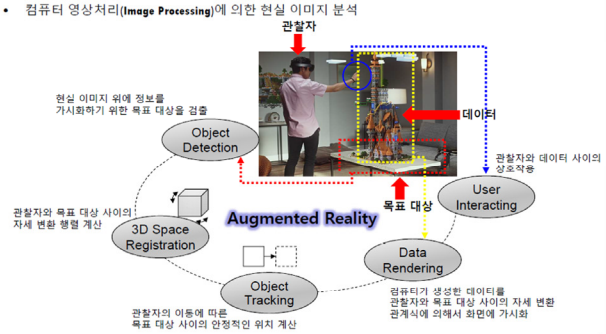
증강현실은 각종 생산 분야 및 설계, 교육, 군사 등 그 효과를 높이기 위한 도구로써 계속 연구되고 있으며, 일부는 현재 도입되어 사용하기 이루어져 있다. 따라서 이미 적용되어 있는 사례를 살펴봄으로써 증강 현실에 대한 이해를 돕고자 하며, 아울러 4차 산업 기술의 적용 예로서 O&M 분야에서 활용되는 스마트 기술에 대해 살펴보고자 한다.

발표 제목1: 스마트 커넥티드 증강현실 기술 소개

발표 제목2: 스마트 O&M 적용 기술

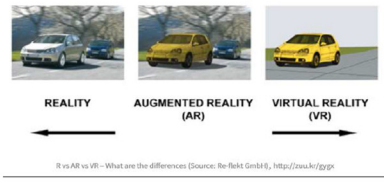
증강현실(Augmented Reality: AR)의 구현 기술 개요

- 컴퓨터 영상처리(Image Processing)에 의한 현실 이미지 분석



증강현실(Augmented Reality: AR)의 정의

- 현실 세계 위에 가상의 그래픽 정보를 덧입히는 기술
- 1997년 Ronald Azuma가 정의한 증강현실
  - Combines real and virtual
  - Is interactive in real time
  - Is registered in 3D



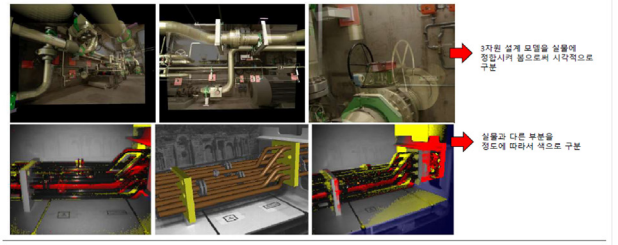


R vs AR vs VR – What are the differences (Source: Re-flekt GmbH), http://zuu.kr/gygx

증강현실 대표 사례 (5/5)

- Engineering

설계와 조립품 사이의 정합성을 검토하기 위해서
3차원 설계 모델을 실물에 투영 시킴으로써
직관적인 정합성 검토가 이루어 질 수 있도록 지원



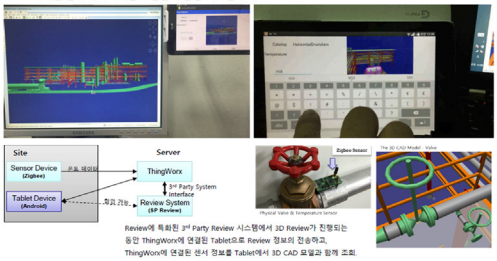
조선해양 IT융합 기술 목표

- 조선/해양플랜트에서의 Smart Work를 위한 IT융합 기술 연구
- Smart Work
  - 정의: 일의 능률을 높일 수 있는 업무개선 방법
  - 특징
    - Real Time
    - Interactive Interaction
    - Portable
    - Active



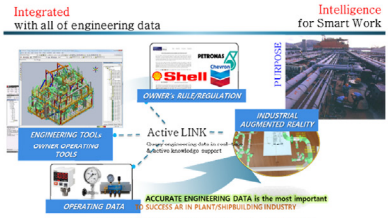
Smart O&M에서의 원격지 협업

- 원격지 협업 지원을 위한 어플리케이션
  - 3차원 설계 데이터기반의 전문가 협업 시스템 구축



스마트 커넥티드 AR 정의 및 목표

■ Connected-AR은
Engineering Data/Knowledge가 Integrated되어 Smart Work 구현을 가능하게 하는
Integrated/Intelligence Augmented Reality (iAR)의 한 부분으로써,
능동적인 정보의 Push를 가능하게 하는 Active LINK 기술 기반의 증강현실

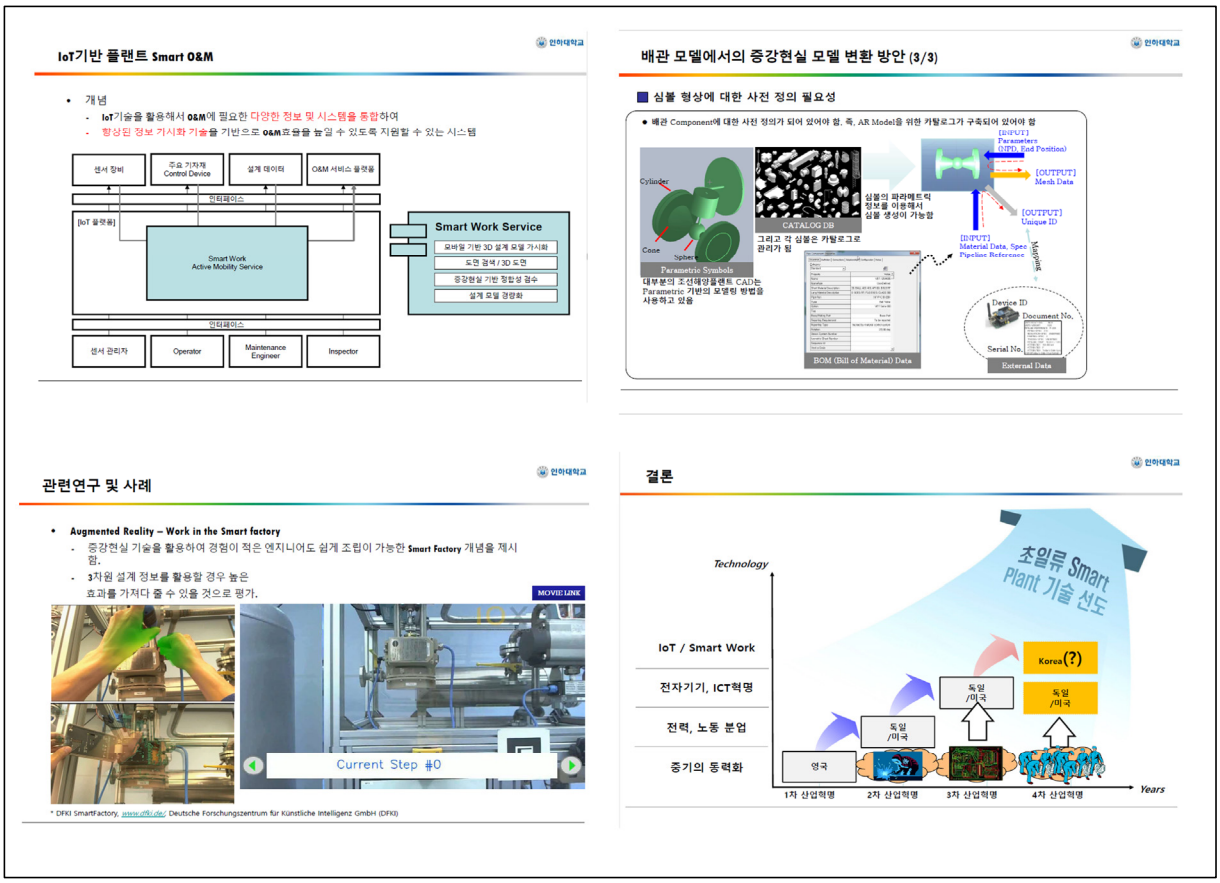


AMU 고속 공간 정합 기술 및 AMU 플랫폼 구축 연구

- AMU 플랫폼
  - IoT 기술을 활용한 한국형 가상물리모델 구축 (AMU) / 설계 시스템으로부터 AMU를 생성 자동화



* EID : Embedded Information Device


IoT기반 플랜트 Smart O&M
개념
IoT기술을 활용해서 O&M에 필요한 다양한 정보 및 시스템을 통합하여
향상된 정보 기시화 기술을 기반으로 O&M효율을 높일 수 있도록 지원할 수 있는 시스템
센서 장비
주요 기자재 Control Device
설계 데이터
O&M 서비스 플랫폼
인터페이스
IoT 플랫폼
Smart Work Active Mobility Service
Smart Work Service
모바일 기반 3D 설계 모델 가시화
도면 검색 / 3D 도면
증강현실 기반 협업성 검수
설계 모델 경량화
센서 관리자
Operator
Maintenance Engineer
Inspector
배관 모델에서의 증강현실 모델 변환 방안 (3/3)
심볼 형상에 대한 사전 정의 필요성
배관 Component에 대한 사전 정의가 되어 있어야 함. 즉, AR Model을 위한 카탈로그가 구축되어 있어야 함
Cylinder
Cone
Sphere
Parametric Symbols
대부분의 조선해양플랜트 CAD는 Parametric 기반의 모델링 방법을 사용하고 있음
CATALOG DB
그리고 각 심볼은 카탈로그로 관리가 됨
심볼의 파라메트릭 정보를 이용해서 심볼 생성이 가능함
[INPUT] Parameters (DIA, End Position)
[OUTPUT] Mesh Data
[OUTPUT] Unique ID
[INPUT] Material Data, Spec Pipeline Reference
Mapping
BOM (Bill of Material) Data
Device ID
Document No.
Serial No.
External Data
관련연구 및 사례
Augmented Reality – Work in the Smart factory
증강현실 기술을 활용하여 경험이 적은 엔지니어도 쉽게 조립이 가능한 Smart Factory 개념을 제시함.
3차원 설계 정보를 활용할 경우 높은 효과를 가져다 줄 수 있을 것으로 평가.
MOVIE LINK
Current Step #0
* DFKI SmartFactory, www.dfki.de/ Deutsche Forschungszentrum für Künstliche Intelligenz GmbH (DFKI)
결론
Technology
초일류 Smart Plant 기술 선도
IoT / Smart Work
전자기기, ICT혁명
전력, 노동 분업
중기의 동력화
Korea(?)
독일 /미국
독일 /미국
독일 /미국
영국
1차 산업혁명
2차 산업혁명
3차 산업혁명
4차 산업혁명
Years

플랜트 산업에서의 4 차 산업 기술의 활용

기획세션 1: 빅 데이터의 플랜트 활용: (유원선, 양영순 교수)

기획세션 2: IoT 기반 플랜트 O&M: (이경호 교수)

기획세션 2: IoT 기반 플랜트 O&M

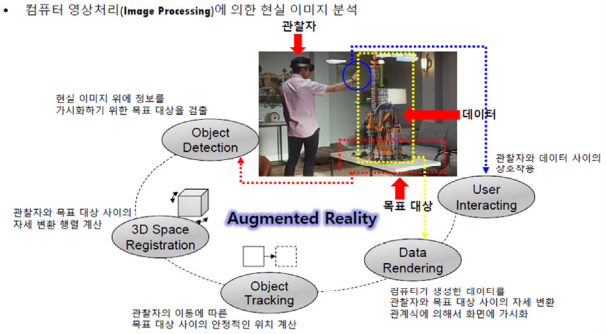
증강현실은 각종 생산 분야 및 설계, 교육, 군사 등 그 효과를 높이기 위한 도구로써 계속 연구되고 있으며, 일부는 현재 도입되어 사용하기 이루어져 있다. 따라서 이미 적용되어 있는 사례를 살펴봄으로써 증강 현실에 대한 이해를 돕고자 하며, 아울러 4차 산업 기술의 적용 예로서 O&M 분야에서 활용되는 스마트 기술에 대해 살펴보고자 한다.

발표 제목1: 스마트 커넥티드 증강현실 기술 소개

발표 제목2: 스마트 O&M 적용 기술

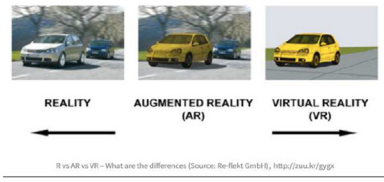
증강현실(Augmented Reality: AR)의 구현 기술 개요

- 컴퓨터 영상처리(Image Processing)에 의한 현실 이미지 분석



증강현실(Augmented Reality: AR)의 정의

- 현실 세계 위에 가상의 그래픽 정보를 덧입히는 기술
- 1997년 Ronald Azuma가 정의한 증강현실
  - Combines real and virtual
  - Is interactive in real time
  - Is registered in 3D

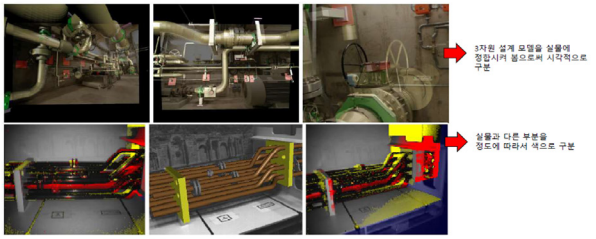




증강현실 대표 사례 (5/5)

- Engineering

설계와 조립품 사이의 정합성을 검토하기 위해서
3차원 설계 모델을 실물에 투영 시킴으로써
직관적인 정합성 검토가 이루어 질 수 있도록 지원



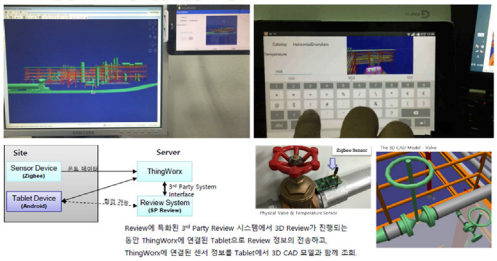
조선해양 IT융합 기술 목표

- 조선/해양플랜트에서의 Smart Work를 위한 IT융합 기술 연구
- Smart Work
  - 정의: 일의 능률을 높일 수 있는 업무개선 방법
  - 특징
    - Real Time
    - Interactive Interaction
    - Portable
    - Active



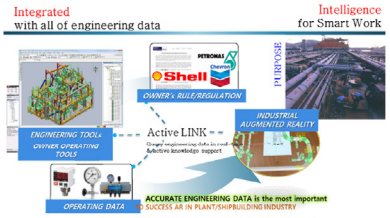
Smart O&M에서의 원격지 협업

- 원격지 협업 지원을 위한 어플리케이션
  - 3차원 설계 데이터기반의 전문가 협업 시스템 구축



스마트 커넥티드 AR 정의 및 목표

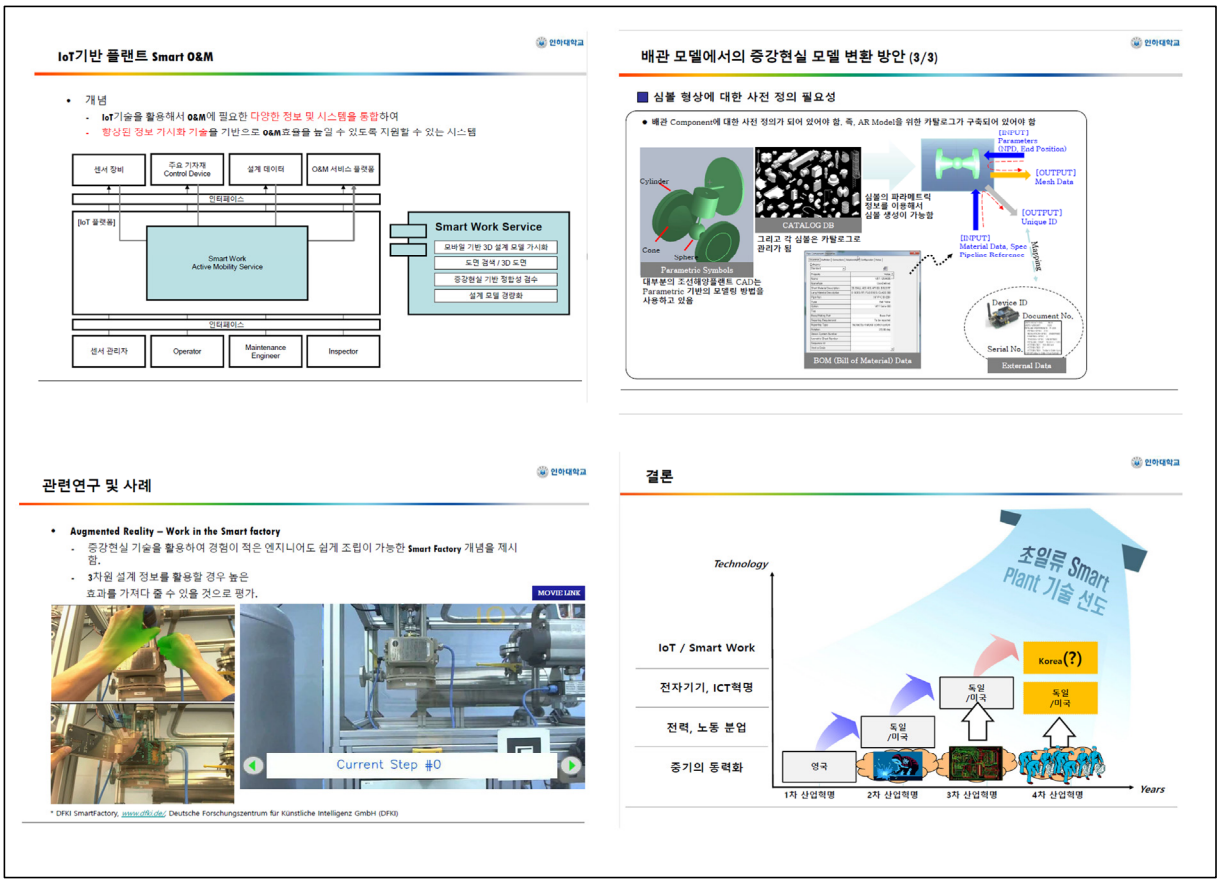
■ Connected-AR은
Engineering Data/Knowledge가 Integrated되어 Smart Work 구현을 가능하게 하는
Integrated/Intelligence Augmented Reality (iAR)의 한 부분으로써,
능동적인 정보의 Push를 가능하게 하는 Active LINK 기술 기반의 증강현실



AMU 고속 공간 정합 기술 및 AMU 플랫폼 구축 연구

- AMU 플랫폼
  - IoT 기술을 활용한 한국형 가상물리모델 구축 (AMU) / 설계 시스템으로부터 AMU를 생성 자동화




IoT기반 플랜트 Smart O&M
개념
IoT기술을 활용해서 O&M에 필요한 다양한 정보 및 시스템을 통합하여
향상된 정보 기시화 기술을 기반으로 O&M효율을 높일 수 있도록 지원할 수 있는 시스템
센서 장비
주요 기자재 Control Device
설계 데이터
O&M 서비스 플랫폼
인터페이스
IoT 플랫폼
Smart Work Active Mobility Service
Smart Work Service
모바일 기반 3D 설계 모델 가시화
도면 검색 / 3D 도면
증강현실 기반 정합성 검수
설계 모델 경량화
센서 관리자
Operator
Maintenance Engineer
Inspector
배관 모델에서의 증강현실 모델 변환 방안 (3/3)
심볼 형상에 대한 사전 정의 필요성
배관 Component에 대한 사전 정의가 되어 있어야 함. 즉, AR Model을 위한 카탈로그가 구축되어 있어야 함
Cylinder
Cone
Sphere
Parametric Symbols
대부분의 조선해양플랜트 CAD는 Parametric 기반의 모델링 방법을 사용하고 있음
CATALOG DB
그리고 각 심볼은 카탈로그로 관리가 됨
심볼의 파라메트릭 정보를 이용해서 심볼 생성이 가능함
[INPUT] Parameters (DIA, End Position)
[OUTPUT] Mesh Data
[OUTPUT] Unique ID
[INPUT] Material Data, Spec Pipeline Reference
Mapping
BOM (Bill of Material) Data
Device ID
Document No.
Serial No.
External Data
관련연구 및 사례
Augmented Reality – Work in the Smart factory
증강현실 기술을 활용하여 경험이 적은 엔지니어도 설계 조립이 가능한 Smart Factory 개념을 제시함.
3차원 설계 정보를 활용할 경우 높은 효과를 가져다 줄 수 있을 것으로 평가.
MOVIE LINK
Current Step #0
* DFKI SmartFactory, www.dfki.de/ Deutsche Forschungszentrum für Künstliche Intelligenz GmbH (DFKI)
결론
Technology
초일류 Smart Plant 기술 선도
IoT / Smart Work
전자기기, ICT혁명
전력, 노동 분업
중기의 동력화
Korea(?)
독일 /미국
독일 /미국
독일 /미국
영국
1차 산업혁명
2차 산업혁명
3차 산업혁명
4차 산업혁명
Years

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 H

빙해역 부유식 해상구조물 기술

극지 해양구조물의 Ice-vaning 제어에 관한 연구

김영식* · 강국진* · 송형도*
*선박해양플랜트연구소

A Study on the Ice-vaning Control for Arctic Offshore Structures

Young-Shik Kim*, Kuk-Jin Kang*, Hyung-Do Song*
*Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejon, Korea

KEY WORDS: Ice-vaning Control 대빙 자동 선수각 제어, Dynamic Positioning 동적 위치유지 제어, Station-keeping 위치유지, Ice Tank 빙해수조, Model Test 모형 시험

북극해 해빙 점유 면적의 점진적인 감소가 지속적으로 나타나고 있다. 이러한 극지역 해빙 감소는 전 지구적 기후 변화에 따라 발생하는 것으로 받아들여지고 있다. 한편, 극지역 해빙 점유 면적의 감소로 인류에게 상대적으로 쉬운 극지 해역 접근 기회가 주어지고 있는 것도 사실이다. 더_욱이, 지구 화석연료 (석유 및 가스) 매장량의 약 22%가 극지역에 매장되어 있음이 연구를 통해 발표되었다 (Hearing, 2009). 이러한 환경에서 북극해에 면한 국가들을 중심으로 극지 해양구조물 기술 개발이 이루어지고 있는 추세이다. 극지 해양구조물 기술 개발에서 중요한 내용은 해양구조물에 작용하는 빙하중을 추정하는 것이며, 이는 설계 단계에서부터 필요한 중요한 요소이나 그 현상의 난해함으로 인해 아직 빙하중 평가 기술이 엄밀하게 정립되지 않은 실정이다. 이러한 배경에서 극지 해양작업을 위해 필수적으로 필요한 기술인 위치유지(station-keeping) 기술 개발은 정량적인 하중 설계 조건 산정이 어려움으로 그 발전이 더딘 상황이다. 본 연구에서는 해양구조물에 작용하는 빙하중을 최소화하면서 위치를 유지하는 새로운 DP 제어 기술을 다룬다. 제안되는 제어 기술은 선박의 3자유도 평면운동을 2자유도 task motion으로 변환하고, 여기에 비선형 제어기법인 Backstepping 기술을 적용하여 제어 알고리즘의 안정성을 확보하였다 (Fig. 2). 이 task motion은 선박의 선수각을 고려하지 않으므로, 해당 task space에서 유도된 제어기는 선수각을 자유롭게 풀어주는 효과를 가지게 되며 이는 본 논문의 주제인 ice-vaning 효과를 만들어 낸다. 제안된 ice-vaning 제어기의 성능 평가를 위해 KRISO 빙해수조에서 모형시험이 수행 되었다 (Fig. 1).

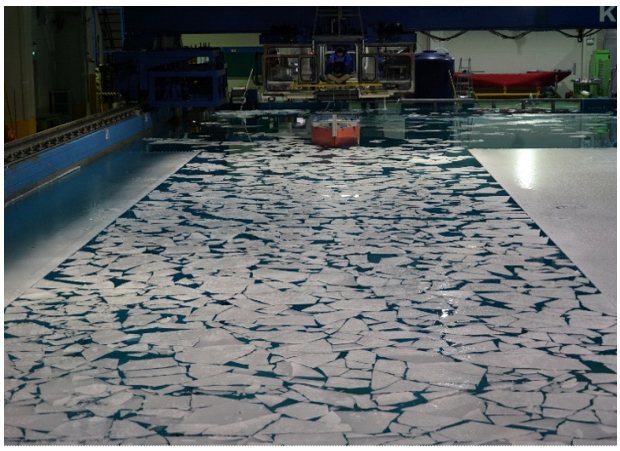


Fig. 1 Managed ice in ice tank of KRIOS

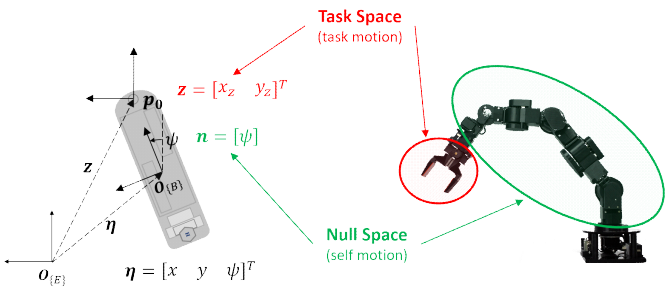


Fig. 2 The condept of the task space and the null space

참 고 문 헌

Hearing, US Congressional. Strategic importance of the arctic in us policy. Technical report, 2009.

Arctic FPSO의 DP-assisted mooring 설계 및 성능 해석

한소령* · 이종훈* · 김현조* · 이동연*
*삼성중공업 중앙연구소

Design and analysis of DP-assisted mooring for the Arctic FPSO

So-Lyoung Han*, Jong-Hun Lee*, HyunJoe Kim*, Dong-Yeon Lee*
*Central Research Institute, Samsung Heavy Industries Ltd.

KEY WORDS: Arctic FPSO 빙해역 FPSO, Station-keeping 위치유지, DP 동적 위치유지, Mooring design 계류 설계

북극지역은 오랫동안 환경적 요인으로 개발이 제한되어 왔지만, 최근 지구온난화로 인하여 접근성이 크게 개선되면서 석유와 천연가스의 전세계 매장량의 약 13%, 30%가 분포한 북극해 주변 지역에 대해 전세계적으로 관심이 꾸준히 증가하고 있다. 저유가 기조와 북극지역 자원개발의 고비용 구조로 인하여 그 추세가 조금 약화되었지만, 최근 기업들의 원가절감 노력으로 자재비가 하락하고, 기술혁신을 통한 자원개발비용 절감으로 해양자원 개발의 손익분기점이 크게 낮아지게 되어 북극해 자원개발에 대한 관심이 다시 증가하고 있다.

북극해 지역은 현재까지 대체로 수심이 얕은 지역에 고정식 해양구조물을 통한 개발이 주로 이루어져 왔으나, 최근에 수심이 상대적으로 깊은 지역에 대한 관심이 높아져 부유식 해양구조물에 대한 필요성이 증가하고 있다. 북극해 지역에서 부유식 해양구조물의 작업성과 안정성을 확보하기 위해서는 운용 해역의 환경하중(파랑, 바람, 조류, 빙)에 대한 운동 특성을 파악하고 위치유지 성능을 확보하는 것이 필수적이다. 극지에서의 주요 설계인자는 빙하중으로 이를 최소화할 수 있는 설계가 필요하다. 따라서 위치유지 성능 확보를 위해 터렛을 이용하여 ice-vaning통해 빙하중을 최소화할 수 있는 계류시스템이 효과적이다.

본 연구에서는 위치유지와 계류 시스템을 적용하여 ARC7 조건에서 연중운용이 가능한 북극해 기반 부유식 해양구조물 형상 개발을 위해 설계된 초기선형(Fig. 1)에 대해 북극해 지역에서의 복합 해양환경조건을 적용해 해석을 수행하여 위치유지 시스템 (Fig. 2) 안정성을 검토하고자 한다. 선별된 복합 해양환경조건에 대해 계류선이 온전할 조건 및 일부가 파단된 조건 등에서 안정성을 검토하고, 그 결과를 바탕으로 초기 설계에 반영하고자한다. 또한 DP 보조 시스템이 Arctic FPSO의 계류시스템에 미치는 영향을 함께 살펴보고자 한다.



Fig. 1 Arctic FPSO

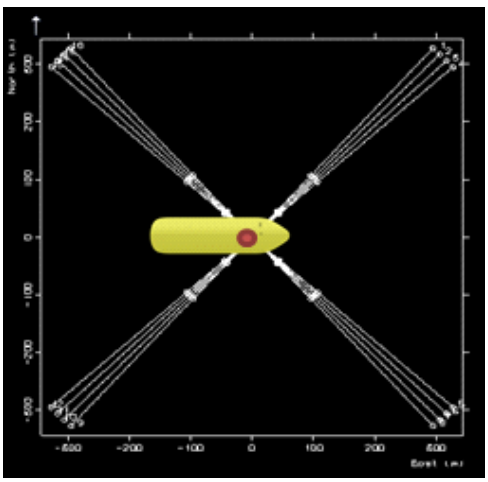


Fig. 2 Mooring system design

빙하중을 고려한 터렛무어링 시스템의 계류선 강도평가에 대한 연구

전기영* · 조연화* · 이홍구*
*한국선급

Assessment of mooring line strength of turret mooring system under ice loads

Gi-Young Jeon*, Yeon-Hwa Jo*, Hong-ku Lee*
Korean Register

KEY WORDS: Mooring analysis 계류해석, Turret mooring system 터렛무어링 시스템, ANSYS/AQWA, Catenary mooring 현수식 계류, ice load 빙하중

북극해의 얼음 분포량의 지속적인 감소로 인하여 극지 해양플랜트에 유빙으로 인한 문제점이 많이 발생하고 있다. 또한 심해에 설치되는 원유생산 저장 하역 설비의 경우 기존의 고정식 구조물 보다 계류시스템을 적용한 부유식 구조물이 적용되고 있다. 선박 형태의 해양구조물의 경우에는 유빙의 접근방향에 따라 다른 빙하중을 받게 되는데, 특히 측면에서 접근하는 평탄빙의 경우 선박이 받는 빙저항이 매우 크다. 따라서 weather-vaing이 가능한 터렛무어링 시스템을 고려해야 하고 적절한 빙하중을 포함한 계류선의 강도평가가 이루어져야 한다. 본 연구에서는 터렛무어링 시스템을 반영하고 빙하중을 시간영역의 외력으로 정의하여 북극해 기반 계류시스템의 안전성을 평가하는 절차를 정립하기 위한 계류해석 과정을 소개하고 있다. 유체동역학 계수 계산 및 시간영역의 계류해석은 ANSYS/AQWA를 이용하였으며, 연구에 사용된 터렛무어링 시스템의 모식도는 Fig. 1에 나타내었다. 부유체는 삼성중공업에서 개발한 FPSO를 대상으로 하였으며, 계류시스템 또한 삼성중공업에서 초기설계한 데이터를 적용하였다. 외부 하중에 의한 계류선의 강도 평가 결과는 Fig. 2와 같으며 다양한 외력에 의한 계류선 영향 평가 연구를 진행하였다.

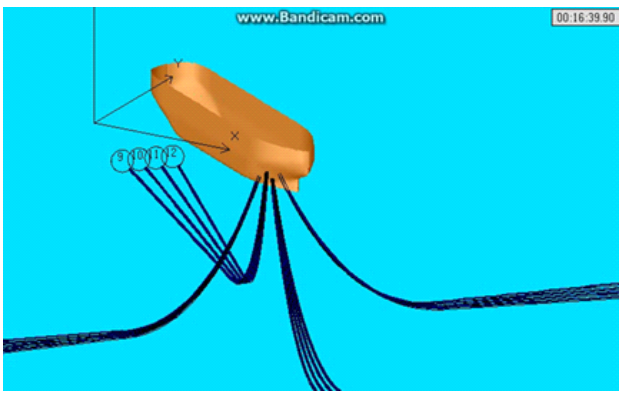


Fig. 1 simulation of turret mooring system under ice load

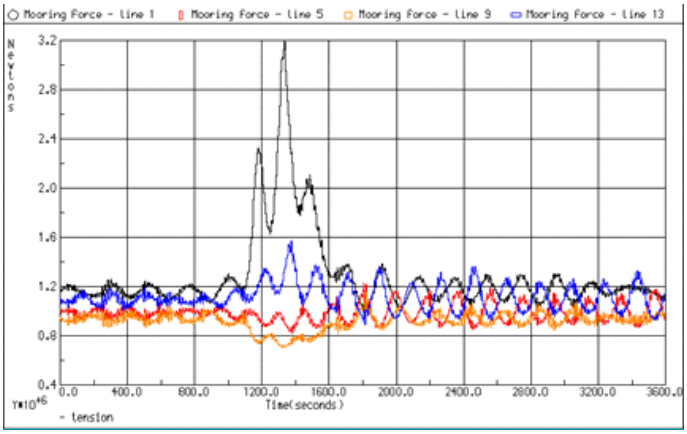


Fig. 2 tension history of mooring lines

북극 해역의 위해요소를 반영한 극지 해양구조물의 계류 시스템 설계 및 해석

정광효 · 이민경 · 신성윤(부산대학교)

북극 해역의 해양 환경은 낮은 기온과 수온, 얼음 등으로 대표되는 위해요소를 다수 포함하고 있다. 뿐만 아니라 낮은 접근성으로 인해 기상·해양학적 자료를 획득함에 있어서 시·공간적인 제약이 발생하고, 이러한 자료를 활용한 예측의 정확도에도 한계를 가지게 된다. 이로 인하여 해양구조물의 설치·운영에 있어서 안전성을 확보하는데 많은 어려움이 발생하므로, 북극 해역의 특징적인 해양환경과 이것이 야기할 수 있는 위해요소를 충분히 반영한 해양구조물의 설계가 필수적이다.

특히, 해양구조물이 충분한 작업성과 안전성을 확보하기 위해서는 계류 시스템을 적용해 위치 유지 성능을 확보해야한다. 계류선의 파단(failure)이 발생하여, 부유식 해양구조물이 선수 방향(heading)을 상실하거나 오프셋(offset)을 벗어나거나 표류하게 되면(vessel drift), 큰 인적·물적 손실이 발생할 뿐만 아니라, 북극 해역의 환경에도 영향을 미칠 수 있다. 그러므로 해양 환경하중에 해당하는 파랑(파고 및 파주기), 풍속, 조류에 대한 설계 값과 방향을 산정해 계류시스템의 설계와 해석에 반영해야 한다.

계류선의 파단 메커니즘은 매우 다양하고 복합적이므로, 제조과정의 결함(Manufacturing defects), 운송/설치/운용 중의 사고, 마모(wear), 마멸(abrasion), 부식(corrosion and rust), 피로(fatigue), 해양생물부착(marine growth), 과도한 장력(excessive tension)의 발생 등과 같은 계류선의 파단 원인들이 함께 고려되어야 한다. 사고 사례 조사·분석을 통해 위해요소를 식별하는 HAZID study를 수행하고, 그 결과를 계류 시스템의 구성과 배치를 결정하는데 반영한다면 보다 높은 안전성을 확보할 수 있을 것이다.

북극 해역에서 연중 운영이 가능한 극지 해양구조물의 경우, 높은 내빙 성능을 요구하기 때문에 대상 해역의 빙 유형(type), 두께(thickness), 분포(concentration) 및 특성(density, roughness, motion)이 반영된 빙 하중 하에서도 위치를 유지하여 안전성을 확보할 수 있도록 설계되어야 한다. 이를 위해서는 일반적인 빙 하중뿐만 아니라 파랑 중에서의 얼음의 거동과 해양구조물의 상호 작용에 의해 발생할 수 있는 위해요소도 함께 고려되어야 한다. 예를 들면, 빙 하중으로 인한 선수 방향 또는 오프셋 상실, 빙과 해양구조물의 충돌로 야기된 선체의 물리적 손상과 복원성 상실, 빙과 계류시스템의 접촉으로 인한 계류선의 파단과 위치유지 성능 상실 등이 있을 수 있다.

북극 해역의 해양 환경이 해양구조물의 운동 성능과 위치유지 성능에 영향을 미칠 가능성이 있는지, 그 위해요소를 정성적으로 분석하고, 그 원인·결과에 대한 발생 빈도를 정량적으로 평가하여 설계에 반영하는 연구가 수행되어야 할 필요성이 있다.

극지용 해양구조물 개념설계안의 계류시스템 해석

이승재· 강수원(한국해양대학교)

In arctic area, there are additional forces we should apply, for example, low temperature or covered ice. Because mooring system is highly sensitive to low frequency response such as current and wind load, steady forces are specifically considered. Particularly, an ice load is additional load acting on the vessel and line coupling motion in this study. So as to design the optimized system of mooring, totally 4 loads are taken into account in design stage those are wave, current, wind and ice. Frequency domain analysis should be carried out in advance to time domain analysis. At the stage of frequency domain analysis, a Boundary Element Method(BEM) software, ANSYS-AQWA, is used. The ice load will be contained as an external load in time domain analysis and mooring system also will be optimized according to the design conditions. The arctic ice could be divided as a variety of year, thickness, strength and form of made.

극지용 부유체의 DP capability 분석 기법 개발

최솔미*·이승재*·이재용**
*한국해양대학교
**동의대학교

Development of DP capability analysis method for Arctic floater

Sol-Mi Choi*, Seung-Jae Lee*, Jaeyong Lee**
Korea Maritime and Ocean University
Dong-eui University

KEY WORDS: Dynamic Positioning System 동적 위치유지 제어 시스템, Station-keeping 위치유지, DP capability analysis 동적 위치유지 성능 분석

Dynamic Positioning System (DPS) is an essential component which enables to keep the position and heading of vessels by counteracting the variations of environmental conditions. In order to evaluate the performances of DPS, several methods such as capability analysis, performance time simulation, drift-off and drive-off simulation have been adapted by the industries. Dynamic Positioning (DP) capability plot is the most widely used analysis to indicate the station keeping performance of DP vessel under specified environmental conditions. Comparison of DP capability plots for each DP vessel enables the direct and quick analysis regarding the station keeping performances. Generally, the DP capability is analyzed by considering wind, wave and current based on the specification of International Marine Contractors Association (IMCA). However, the DP capability analysis procedure in ice condition has not been clearly specified yet because it is difficult to quantify the ice loads due to the complexity and variety of ice parameters.

In this paper, several methods for DP capability analysis in ice condition are analyzed and compared. At first, following the conventional analysis method, the DP performance is evaluated by applying the additional ice load to the sum of environmental loads such as wind, wave and current. In this case, the ice loads may be considered by summing linearly varying ice parameters. The DP performance can also be evaluated in time simulation. In the process of this method, a predefined trajectory is given and the DP vessel follows it with constant velocity under a certain ice condition. The limited position and heading range should be set and the DP performance is determined using this range. Both of time simulation and conventional method can be combined for the DP capability analysis. The ice load is calculated using the time-series which is the result of time simulation. And the load value is quantified as the significant ice load defined as the mean of the one third highest recorded ice load values.

As a result, it is suggested that additional concepts to consider the ice loads are required in order to overcome the drawbacks of the given methods.

쇄빙선의 사항조건 빙저항 산정

김현수* · 이재빈** · 한동화**
*인하공업전문대학 조선해양과
**인하대학교 조선해양공학과

Estimation of Ice Resistance on Ice Breaker with Oblique Condition

Hyunsoo Kim*, Jae-bin Lee** and Donghwa Han**

*Ocean Development System Laboratory, KORDI, Daejon, Korea
**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Ice Resistance 빙저항, Oblique condition 사항조건, Ice Breaker 쇄빙선

ABSTRACT: In recent years, the importance of the Arctic Ocean Passage has been increasing as a global warming phenomenon. The Arctic sea route is the economy in transportation costs as the shortest way to connect East Asian and Western European countries of the Atlantic. As a result, the interest in icebreaker research worldwide is increasing, and from the viewpoint of designing an icebreaker and securing safety, it is important to calculate the ice resistance of an ice - breaking ship in order to ensure speed performance.

Using the experience prediction formula for calculating the ice resistance of an ice breaking ship, the cross sectional shape perpendicular to the direction of propulsion of the ship is used to estimate resistance roughly, which is usually calculated perpendicularly to ship heading. In this study, resent an empirical prediction formula to ship heading with an icebreaker in the direction of inclination, that is, a ice resistance calculation method applying a cross-sectional shape to the oblique condition and the result of ice resistance is expressed with comparing the ice resistance for non-oblique condition. The sectional shape of the icebreaker is asymmetric with respect to the propulsion direction and the result of ice resistance shows the difference from the astigmatic condition ice resistance and apply to any actual ship. As a result of calculating the condition ice resistance, The result value of the ice resistance was calculated to be larger than about 2% as compared with the non-oblique condition. Through resistance model experiments in the ice water tank in the future, we plan to compare it with the calculation result of this study.

1. 서 론

최근 지구 온난화 현상으로 북극해 항로의 중요성이 커지고 있다. 북극해 항로는 동아시아와 대서양의 서유럽 국가를 연결하는 최단항로로써 운송비용에 있어서 경제적이기 때문이다. 이로 인해 세계적으로 쇄빙선 연구에 대한 관심도가 증가하고 있으며, 쇄빙선의 설계 및 안전성 확보 측면에서 속도 성능을 확보하기 위해서 쇄빙선의 빙저항 산정이 중요하다.

현재까지 쇄빙선의 빙저항 산정에 대한 경험적 예측식은 선박의 추진방향에 대해 수직한 단면형상을 이용하여 빙저항을 추정하였으며, 이는 일반적으로 선축에 수직하게 계산된다. 본 논문에서는 기존 경험적 예측식을 이용하여 선축에 경사진 방향의 쇄빙선, 즉 사항조건(Oblique)에 단면형상을 적용한 빙저항 산정방법을 제시하고, 빙저항 결과를 쇄빙선의 비사항조건(Non-oblique) 빙저항과 비교 고찰하였다. 쇄빙선박의 단면형상은 추진방향에 대해 좌우가 비대칭으로 빙저항의 결과값은 비사항조건 빙저항과 차이점을 보였으며, 임의의 실제 선박에 적용하여 사항조건 빙저항을 계산한 결과, 부력에 의한 빙저항 결과값이 비사항조건에 비해 약 2%정도 더 크게 계산되었다.

2. 사항조건 빙저항 예측 방법론

2.1 빙저항 예측식

본 연구의 목적은 평탄빙(평탄빙) 환경에서 비사항조건의 빙저항 예측식을 이용하여 사항조건의 빙저항을 산정하는 것이다. 빙저항을 산출하기 위해 Spencer의 경험식을 이용하였으며 다음과 같이 구성된다.

$$R_T = R_{OW} + R_B + R_C + R_{BR} \quad (1)$$

여기서 평탄빙 환경에서 발생하는 전체저항(R_T)은 4가지 빙저항 요소의 합으로 표현될 수 있다. 물에 의해 발생하는 유체저항(R_{ow}), 선저로 빨려 들어간 얼음의 부력에 의해 발생하는 빙 부력저항(R_B), 선박의 진행방향에 존재하는 얼음 조각들을 밀어내며 발생하는 빙 제거저항(R_C), 그리고 선수가 평평한 얼음판을 부술 때 발생하는 빙 쇄빙저항(R_{BR})의 합으로 나타낼 수 있다.

유체저항은 전체 빙 저항에 비하여 3~5% 정도 크기를 차지하며, 다른 저항 요소와 비교하여 작은 값을 가진다. 본 논문에서는 얼음과 직접적인 관련성이 적은 유체저항은 무시하였으며, 나머지 3가지 빙 저항 요소의 합으로 평탄빙의 빙 저항식을 고

려하였다. 쇄빙 저항의 경우 Shimansky의 쇄빙 저항 추정법을 고려하였으며, 빙 부력 저항의 경우 Enkvist의 부력 저항 추정법 적용하였다. 마지막으로 빙 제거저항의 경우 Ionov의 빙 제거 저항 추정법을 사용하였다.

2.2 사항조건 빙저항 예측 방법

평탄빙 환경에서 쇄빙선의 사항조건 빙저항 계산은 기 개발한 프로그램을 근간으로 하였다 (김현수 등, 2013). 기존의 프로그램은 비사항조건에 대해서만 적용 가능하였으나, 이를 사항조건의 빙저항이 계산 가능하도록 수정 보완하였다.

그림 1은 빙저항 계산을 위한 CAD 데이터를 나타내고 있다. 여기서 크게 두 영역에서 데이터를 추출하는데, 선체에 얼음이 수평방향으로 만나는 water line과 추진방향에 대한 선체의 단면인 section line으로 나눌 수 있다. 빙저항을 추정식에 적용하기 위한 선체 CAD 데이터는 선체 표면상의 위치, 법선 및 접선

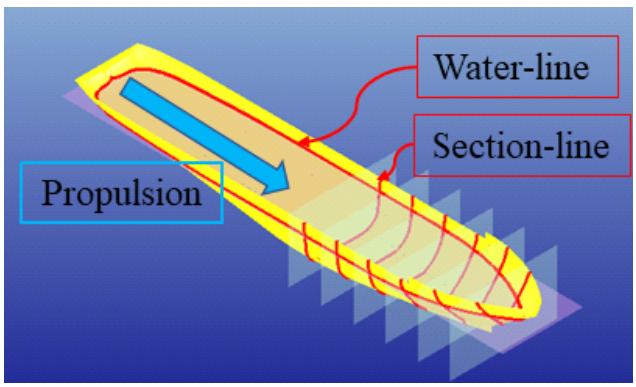
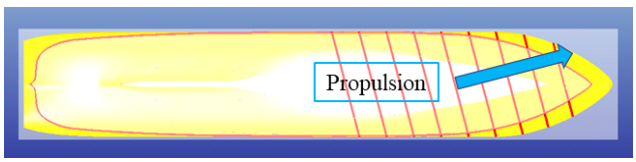
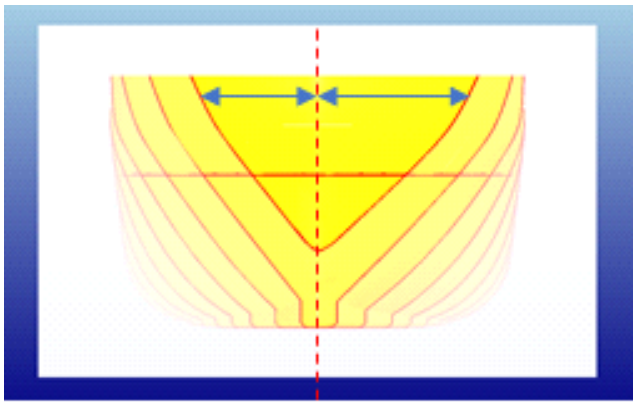


Fig. 1 CAD data of ice-breaker on the non-oblique condtion



(a) Top view



(b) Front view

Fig. 2 CAD data of ice-breaker on the 5도 oblique condtion

정보로부터 구한 각도 등이다. water line 데이터는 빙 제거저항(R_C)과 쇄빙저항(R_{BR})을 계산하는데 이용되며, section line 데이터는 빙 부력저항(R_B) 추정식에 적용된다.

그림 2 (a)는 5도 사항조건에서의 데이터를 나타내고 있으며, 비사항조건과 다른 section 데이터를 보여주고 있다. 비사항조건에서는 선축과 추진방향이 같을 때의 데이터를 계산하였으나, 사항조건에서는 선축과 추진방향이 다를 때의 데이터를 이용하여 빙저항 추정식에 적용되어야 한다. 그림 2(b)는 사항조건의 section line이 선축에 대해 좌우가 비대칭임을 나타내며, 선체의 section 데이터가 기하학적으로도 다르게 계산된다. 비사항조건과 사항조건에서 water line은 기하학적으로 동일하지만, 추진방향에 대해서는 데이터가 다르게 계산된다.

예를 들면, 선체 표면상의 위치는 같지만 법선 및 접선 정보로부터 구한 각도를 다르게 계산한다. 식 (2)는 본 논문에 적용된 Ionov 빙 제거저항에 대한 식으로 h는 얼음 두께이고, ρ_i는 얼음의 밀도를 나타낸다. K_3와 K''_3는 실험적 경험으로 결정되는 계수로 1.0, 0.5로 사용되었으며, g는 중력가속도, y는 선폭을 나타내는 길이함수이다. 여기서 Fr_B는 선체 폭 B에 대한 후루드수 (Froude number)이다.

$$R_C = 2\rho_i g h B \cdot Fr_B \left[k_3' \int_0^{L/2} \frac{[y'(x)]^2}{\cos\alpha} dx + k_3'' f_g \int_0^{L/2} \frac{y'(x)}{\cos\alpha} dx \right] \quad (2)$$

$$Fr_B = \sqrt{\frac{V_s}{gB}} \quad (3)$$

식 (2)에 적용된 water line 데이터 중 하나인 hull 각도 α는 는 추진방향에 대해서 다르게 추출되며, 이에 대한 사항조건 빙저항은 비사항조건과 다른 결과값을 도출될 수 있다.

3. 사항조건 빙저항 계산

3.1 사항조건 빙저항 계산

본 연구에서는 평탄빙환경에서 사항조건 빙저항을 계산하였으며, 이를 비사항조건 빙저항과 비교하였다. 적용대상은 국내 최초의 쇄빙연구선인 ARAON 선형을 적용하였다. 선속은 1, 3, 5knot로 3가지 경우에 대해서 적용하였으며, 얼음두께는 0.2~1.1m로 0.1m간격으로 계산하였다. 빙저항 계산에 필요한 얼음의 물성치는 표 1에 나타냈다. 사항조건과 비사항조건에 대해서는 다른 조건은 동일한 조건에서 계산하였으며 사항조건은 5도로 설정하였다.

사항조건 빙저항을 계산하기 위해 CAD 데이터를 추출하기 위해 선체를 3D 모델링하였으며, 기 개발한 빙저항 프로그램을 이용하여 water line과 section line 데이터를 추출하였다. 그리고, 빙저항 추정식 모듈을 이용하여 각각의 빙저항을 계산하여 사항조건에서의 전체 빙저항을 계산하였다. 그림 3은 사항조건에서의 빙저항을 도출을 위한 순서도를 나타낸다.

3.2 사항조건 빙저항 결과

본 논문에서는 ARAON 쇄빙선형의 빙저항값에 대해 사항조건과 비사항조건을 비교하였다.

표 2는 비사항조건과 사항조건의 부력에 의한 빙저항값을 나타내며, 얼음두께 *h*에 대해 차이를 함께 비교하였다. 전체적으로 5도 사항조건의 부력 저항값이 비사항조건보다 크게 계산되었으며, 이는 추진방향에 대해 선체와 얼음이 접촉되는 면적이 증가하는 것에 기인한 것으로 판단된다. 한편, 사항조건과 비사항조건의 부력 저항값의 차이는 얼음 두께가 증가할수록 더 커졌다. 이는 얼음 두께가 사항조건에 미치는 영향이 크다는 것을 의미하며, 사항조건에서 부력에 의한 저항값은 얼음 두께가 증가할수록 그 증가폭에 비사항조건보다 큰 것을 확인할 수 있다. 부력 저항값의 차이는 최대 약 3.1kN으로 사항조건에서 경사각도가 크다면 차이는 더 커질 것으로 예상된다.

3.3 사항조건 빙저항 모듈 한계

본 논문에서는 부력에 의한 빙저항값에 대해 계산하였으나, 빙 제거저항과 쇄빙저항은 계산하지 못하였다. 언급한 선체 CAD 데이터에서 water line에서의 선체 표면상의 위치, 법선 및 접선 정보로부터 구한 각도 등이 사항조건에서 추출되지 못하였기 때문이다.

부력에 의한 빙저항은 선체의 section line 데이터를 가지고 계산되어 사항조건인 5도 추진방향에 대해 추출하였다. 한편 빙제거저항과 쇄빙저항은 water line의 데이터를 가지고 계산되는데 사항조건과 비사항조건의 water line은 기하학적으로 동일하다.

Table 1 Information of calculation

Items	values
ship velocity	1 ~ 5 knots (interval: 2)
Flexural Strength	400 ~ 800 kPa (interval: 100)
Ice thickness	0.2~1.1 m (interval: 0.1)
Elastic Modulus	2.34 GPa
Friction Coefficient	0.05 (Ice and Ship)
Density	880(ice), 1000(water) kg/m^3

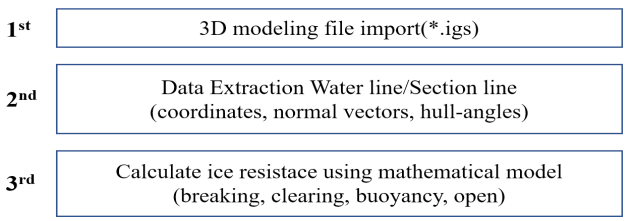


Fig. 3 Flowchart for oblique module

단지 추진방향에 대해서 법선 및 접선 정보로부터 구한 각도 등이 다르게 계산될 뿐이다. 즉, 선체 표면상의 위치는 같으나, 추진방향에 대한 법선 및 접선이 다르게 적용되어 이에 대한 각도 등의 데이터가 다르게 계산되어진다.

그림 4는 water line과 section line의 교차점에 대한 부분을 도식적으로 나타내며, 이것 또한 동시에 적용되어야 할 부분으로 판단된다.

표 3은 빙 제거저항과 쇄빙저항에 대한 결과를 나타내며, 얼음두께 *h*에 대해 차이를 함께 비교하였다. 그 결과 사항조건에 대한 빙 제거저항과 쇄빙저항 값이 동일하게 계산되었다. 이는 추진방향에 대한 선체의 water line 데이터가 재계산되어야 할

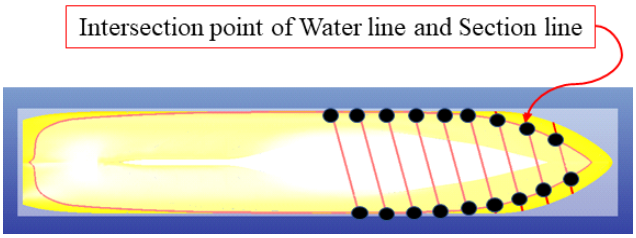


Fig. 4 Intersection point of water line and section line

Table 2 Comparison of results with buoyancy resistance for ARAON

h(m)	Non-oblique Resistance (kN)	Oblique Resistance (kN)	Diff.
0.2	27.5	28	0.5
0.3	41.2	42.1	0.9
0.4	54.9	56.1	1.2
0.5	68.7	70.1	1.4
0.6	82.4	84.1	1.7
0.7	96.1	98.1	2
0.8	109.9	112.1	2.2
0.9	123.6	126.2	2.6
1	137.3	140.2	2.9
1.1	151.1	154.2	3.1

Table 3 Comparison of results with breaking and clearing resistance for ARAON

h(m)	Non-oblique Resistance (kN)		Oblique Resistance (kN)	
	breaking	clearing	breaking	clearing
0.2	83.4	48.4	83.4	48.4
0.3	138.4	72.6	138.4	72.6
0.4	198.3	96.8	198.3	96.8
0.5	262.1	121	262.1	121
0.6	329.2	145.2	329.2	145.2
0.7	399.2	169.4	399.2	169.4
0.8	471.7	193.6	471.7	193.6
0.9	546.5	217.8	546.5	217.8
1	623.4	242	623.4	242
1.1	702.3	266.1	702.3	266.1

필요성을 보여준다.

4. 결 론

본 논문에서는 사항조건에서 빙저항을 계산하여 비사항조건과 비교를 하였으며, 기 개발한 CAD 데이터를 이용하여 빙저항 경험식에 적용하였다. 사항조건에서의 빙 제거저항과 쇄빙저항을 계산하기 위해서는 선체의 추진방향에 대한 데이터가 재계산되어야 함을 조사하였다. 즉, 사항조건과 비사항조건에서 동일한 water line이라고 하더라도 추진방향에 대해서는 다른 데이터를 가질 수 있다. 한편 부력에 의한 빙저항값은 사항조건이 비사항조건보다 더 크게 계산되었으나, 이에 대한 정량적인 값은 추후 모형시험을 통해 검증이 필요할 것으로 판단된다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부가 지원한 '산업핵심기술개발사업'과 '해양플랜트특성화대학'의 지원을 받아 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다. [과제명: 위치유지와 계류 시스템을 적용하여 ARC7 조건에서 연중운용이 가능한 북극해 기반 부유식 해양구조물 형상 개발]

참 고 문 헌

김현수, 류철호, 박경덕 (2013). "선체CAD 데이터를 활용한 쇄빙선박의 빙저항 추정프로그램 개발", 한국 CAD/CAM 학회 학술발표회 논문집, Vol.2013 No.1, pp 501-504.

Park, K.D., Kim, H.S., and Jang, Y.S. (2010). "A Studyon the Ice Resistance Estimation ConsideringIcebreaking Bow Hull Form", The Autumn Conference of The Society of Naval Archetects of Koreas, Springmeeting.

Spencer, D. (1992). "A Standard Method for the Conduct and Analysis of Ice Resistance Model Tests", Proc. of the 23rd ATTC Symposium, pp 301-307.

Hyun Soo Kim, Cheol-Ho Ryu, Dong-Hyun Ahn, SuHeon Ju, Kuk-jin Kang and Jong Gye Shin (2015). "Development of software which is calculating ice resistance using 2-dimensional Hull form design program(HCAD)", Proceedings of Society of Naval Architects of Korea, Je-Ju, Korea.

Seong-Yeob Jeong, Kyungsik Choi (2008). "A Review on Ice Resistance Prediction Formulas for Icebreaking Vessels", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 45(5), pp 513-522.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 I

서아프리카 해역 부유식 해양플랜트 설계/설치

OPB/IPB를 고려한 심해용 다점계류 FPSO의 계류라인 피로해석

김민석 · 이정대 · 김유일(인하대학교)

The design of a mooring system to keep the position of an offshore structure in deep sea under various environmental loads is important. Fatigue design of the mooring line considering OPB/IPB(out-of-plane bending/in-plane bending) is recognized as an essential factor after the premature fatigue failure of the mooring chain due to OPB/IPB in the Girassol region in the West Africa. In this study, Mooring line fatigue analysis was performed considering OPB/IPB of spread moored FPSO in deep sea. The applied environmental loads were wind, current, wave and swell in West Africa. In order to derive the tension of the mooring line, the fluid dynamic analysis was performed using the de-coupled analysis method. The behavior of the mooring line is assumed to be quasi-static when the analysis of the moored offshore structure is performed. To consider the dynamic behavior of the mooring line, one critical line was modelled, which is expected to have the most critical fatigue damage, and the motion response derived from quasi-static analysis was imposed as a boundary condition on top of the mooring line. To determine the local stress of the chain link, interlink stiffness and SCF(stress concentration factor) were derived through the nonlinear finite element method, and correlation between the rotational motion of float and interlink angle was obtained through the analysis of the mooring line.

파랑하중 및 계류장력을 받는 FPSO fairlead 지지부에 대한 피로해석

이정대 · 김민석 · 김유일(인하대학교)

Fairlead support structure is known to be fatigue prone area due to combined wave and mooring line load, hence care should be taken during the design stage. Current practice of the calculation of fatigue damage is to calculate fatigue damages separately and combine them together based upon the rule-recommended formula, which is more or less conservative approach. This study proposes a methodology through which more realistic combined fatigue damage induced by both wave and mooring line loads can be obtained. The proposed methodology is based upon the direct combination of stress time histories induced by wave and mooring line loads. In doing so, convolution integral between impulse response function and wave elevation was employed to generate stress time history, so that potential phase difference between wave-induced and mooring-load-induced stresses was correctly taken into account. Impulse response function was derived be taking the inverse Fourier transform of corresponding complex stress transfer functions.

서아프리카 심해 계류용 석션 파일에 대한 지반 공학적 설계

여정환 · 김봉재(삼성중공업)

Oil/Gas 개발을 위한 심해 해양 프로젝트가 증가함에 따라 해상 부유체를 계류하기 위한 앵커로 시공 편의성 및 기술적 신뢰도가 높은 석션 파일이 널리 사용되고 있다. 석션 파일의 지반공학적 설계는 석션 파일의 직경, 길이, 계류 하중이 전달되는 pad-eye의 위치를 결정하기 위해 수행되며, 설치/운영 단계에서 작용하는 하중에 대한 지지력 검토 및 해저지반 관입에 대한 설치 안정성 검토를 포함한다. 본 논문에서는 서아프리카 심해저의 연약 지반 물성을 반영한 석션 앵커의 초기 사이징 및 지지력 평가를 위한 해석 결과와 더불어 심해저에 석션 파일을 관입하기 위해 필요한 석션압과 관입속도 등에 대한 설치관련 해석 결과를 포함하였다.

서아프리카 심해 계류용 석션 파일에 대한 구조강도평가법

김정 · 천진솔 · 박태윤 · 방창선 (삼성중공업)

석션 파일 앵커는 시공 편의성과 기술적 신뢰도 및 경제성 측면에서 심해용 해양구조물의 계류에 널리 사용되고 있다. 해양구조물의 안정적 계류를 위해 석션 앵커에 대한 강건한 설계가 필수적이며 이와 관련하여 계류선의 인장력, 토질의 자중, 설치시 석션압 등 앵커의 주요 운영하중에 대한 구조강도 만족여부가 설계시 검토되어야 한다. 본 연구에서는 서아프리카 지역에 설치되는 심해용 석션 앵커에 대해 주요 운영하중을 고려한 구조강도 평가법을 기술하였다. 구조강도평가 주요항목으로 설치시 석션압력에 대해 선급식 기반의 초기 buckling 검토, 최대 계류 인장력 및 석션압력에 대한 정적강도 검토 그리고 계류 인장력의 반복하중에 대한 피로강도평가 등이 고려되었다.

서아프리카 해역의 심해용 FPSO 다점 계류시스템 설계

고혁준 · 이상길 · 황창민(젠텍이엔씨)

본 연구에서는 해외 엔지니어링업체에 의존하고 있는 심해 계류시스템 설계 분야에 대한 국내 기술력 확보를 위하여 1,200m 수심의 서아프리카 심해역을 대상으로 개발된 FPSO (Floating Production Storage and Offloading)의 Catenary 형식 다점 계류시스템 설계를 실시하였다. FPSO의 6자유도 운동을 위한 주파수 영역 유체 동역학 해석은 경계요소법 기반의 상용 프로그램인 MOSES를 이용하여 수행하였으며, 이로부터 획득한 유체동역학적 계수들, 즉 부가질량, 방사감쇠 계수, 파기진력, QTF 그리고 RAO는 유한요소법 기반의 상용 프로그램인 OrcaFlex에 입력되어 계류 라인의 장력 및 FPSO 거동 분석을 위한 시간영역 라인 동역학 해석에 적용되었다. 또한 KRISO의 해양공학수조에서 수행된 자유감쇠시험 (Free decay test) 및 규칙파중 운동성능 시험 결과로부터 FPSO에 작용하는 점성 효과를 추가로 고려하였다. DNVGL 규정에 입각하여 설치 해역의 주 환경 인자 (파랑, 조류, 바람, Squall 등) 변화에 따른 다양한 하중 조합 선정 후, FPSO 오프셋 (Offset)과 계류 라인 장력 및 해저면 접촉 길이 (Laid length)의 설계 기준 적합 여부를 검토하였으며, 이를 통하여 선급 규정에 따른 심해용 부유식 해양플랜트의 계류시스템 설계 절차 및 방법을 확보하였다.

서아프리카 해역 심해용 FPSO 다점계류시스템 성능평가 모형실험

김병완 · 김현성 · 김현석 · 남보우 · 김진하 · 성홍근(선박해양플랜트연구소)

DMMS project(Development of Multi-point Mooring System with Core Design and Installation Technology for Deep Sea Floating Structures) of Korea Ministry of Trade, Industry and Energy is performed by Samsung Heave Industries, ZENTECH E&C, Inha University and KRISO. The target ship is an FPSO with twelve spread catenary mooring lines and the target site is Aparo in west Africa. L×B×D×d of the ship is 300 m×60 m×34 m×25 m. Total displacement is 442,312 ton and water depth is 1200 m. A model test was carried out by KRISO in 3D Ocean Engineering Basin to evaluate the FPSO performance. The model was made by wood with 1/70 scale and the truncated steel chains were applied as a mooring system to match offset curve and pretensions. Regular RAO cases and collinear & noncollinear irregular cases were tested. In irregular cases, 100yr and 5% POE were considered in wave and wind. 10yr and 100yr speeds were tested in current. Test results are summarized as follows. Surge and pitch RAO are larger in head sea when the wave period is long. They are larger in quartering sea for shorter periods. They are small in beam sea. Sway and roll RAO are larger in beam sea than in quartering sea. They are small in head sea. Heave RAO is larger in quartering sea than in head sea. It is the largest in beam sea. Yaw RAO is large in quartering sea. It is small in head or beam sea. In irregular cases, heave, roll and pitch are small when wind only or current only are loaded without wave. It means that effect of wind or current is small on heave, roll and pitch motions. Havg, Hsig and Hmax for surge, sway and yaw are small in wind only. It means that effect of wind with constant speed is small on dynamic fluctuation of surge, sway and yaw motions. Surge, sway and mooring line tensions are large in current. In combined cases of environments such as wave, wind and current, nonlinear behavior is big in sway motions or mooring line tensions because the applied mooring type is a catenary system. Surge, sway and mooring line tension are larger in higher currents rather than in higher waves. This means that current speed is more dominant than wave height in surge, sway and mooring line tension. Surge, sway and mooring line tension of noncollinear cases are not larger than collinear cases. Heave, roll and pitch motions are larger in higher waves rather than in higher currents. The effect of wave is larger than current in heave, roll and pitch motions. They are not larger in noncollinear cases compared to collinear cases. In yaw motions, remarkable trend is not shown and the levels are similar for all cases.

Storm safe mooring 해석에서 squall 적용 방법에 대한 비교 연구

윤상준 · 김봉재(삼성중공업)

폭풍안전계류(storm safe mooring) 해석의 목적은 계류라인 설치 작업 중 발생 가능한 폭풍조건에서 안전한 계류상태가 되는 계류라인 최소 개수를 규정하는 것이다. 이때 부유체는 발라스트 상태이므로 바람은 중요한 환경조건이다. 일반적인 바람 환경에서 시스템 설계 또는 설치 안전을 검토하는 산업계의 가이드라인이나 절차는 상세하게 정립되어 있는 편이나, 특히 스콜(squall) 조건에 대한 가이드라인 및 절차는 그렇지 못한 상황이다. 산재되어 발견되는 스콜 해역의 계류라인 설계에 대한 내용은 통일된 설계 기준이 없는 상황이고, 스콜 해역의 계류시스템 설계에 관한 실패 확률 또한 거의 알려진 바가 없다. 본 연구는 이러한 스콜 조건을 적용하여 폭풍안전계류 수치해석을 수행하였으며, 준정적해석으로 MOSES, 준동적해석으로 OrcaFlex 상용툴을 이용하였다. 두 해석 입력값으로 각각 필요한 환경 자료를 적용하였고, 각각의 방법론과 판별 기준을 적용하여 최대장력, 부유체 이격거리 및 계류라인 해저면 접촉 검토를 수행한 후 그 결과를 비교하였다.

수치해석을 통한 석션파일 Lifting and Lowering 안전성 평가

송창우 · 김봉재(삼성중공업)

정해진 해역에서 원유를 정제하고 보관하여 하역하는 FPSO(Floating Production Storage and Off-loading)는 위치 유지를 위해 계류시스템이 사용된다. 본 연구에서는 서아프리카 해역을 대상으로 하는 FPSO에 다점 계류시스템을 적용하였으며, 계류하중을 지지하는 석션 파일의 해상 설치 해석을 수행하였다. 설치 해석의 범위는 석션 앵커를 해저면에 내려놓기 직전 단계인, 설치선의 크레인으로 들어 올리는 분야(Lifting)와 해저까지 내리는 분야(Lowering)로 구분하였다. 수치 해석을 통해 크레인과 석션 앵커에 걸리는 힘의 상관관계를 파악하고, 설치 단계에서 중요한 요소 값들을 확인하여 안정적인 설치가 이루어짐을 확인하였다.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

기 획 세 션 J

해양플랜트 서비스산업



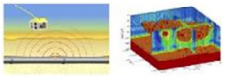
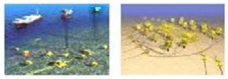
목차

1 해양플랜트 서비스산업 개요
2 해양플랜트 서비스산업 수요조사
3 해양플랜트 산업지원센터 개요
4 서비스 산업 연구
5 기자재 성능 향상 연구
6 해양플랜트 서비스산업 진출방안
7 (참고) 센터구축설비

1. 해양플랜트 서비스산업 개요(1/4)

◆ 해양플랜트 산업

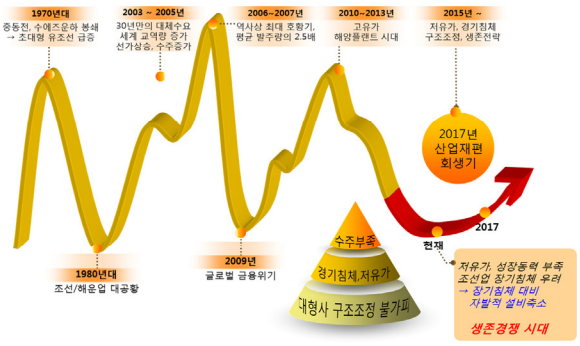
- 해양플랜트 산업은 석유/가스의 탐사에서 시추, 개발, 운영까지의 제조, 엔지니어링, 서비스업으로 구성
- 현재 한국 해양플랜트 산업은 **조선 3사 중심의 건조분야(EPC)에만 국한**되어 있음

	Exploration	Drilling (Contract drilling / Drilling service / Drilling Equip.)	Development (Feed / Subsea EPCI / Surface EPCI)	O&M
				
주요 활동	• 지질학적 데이터의 분석 및 관리를 통한 해저 유전 탐사 사업	• 탐사가 끝난 지역에서 시추공 및 생산공 굴착 • 관련 기자재 및 서비스	• 유정에서 생산설비를 설치하고 생산 platform/ FPSO와 연결 • 관련 기자재 및 서비스	• 설치된 유전에서 실제 생산을 수행/관리하고 유지/보수
특징	• 해저 탐사 및 유전 정보 확인을 위한 탐사 역량 • 지질학적, 물리적 정보를 바탕으로 유전을 분석/관리하는 역량	• MODU의 개발 및 보유 • 유전의 특성에 맞는 drilling 기법 적용 및 HSEQ 준수 역량	• 유전 특성에 맞는 기자재 design 및 Subsea 및 Surface(FPSO 등)설치 역량 • 대형설비의 제작 및 건조 능력 및 관련 기술의 관리	• 육상/해상을 연결하는 원활한 logistics • 유전에 설치된 다양한 기기의 유지/보수/관리 역량
주요 업체	PGS, CGGVERITAS	Transocean, Seadrill, Schlumberger, NOV	Technip, FMC Technologies, Saipem, AkerSolutions, HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES CO.,LTD, SAMSUNG 삼성중공업, DSME 대우조선해양	TECHNIP, WG WOOD GROUP

1. 해양플랜트 서비스산업 개요(2/4)

◆ 해양플랜트 산업 동향

- 해양플랜트 산업은 유가 및 경제 시장 흐름에 따라 등락을 반복함
- 건조 시장 위주인 한국은 해양플랜트 발주량 감소에 따라 큰 타격을 받음
- 국내 산업의 문제점으로 ① 대기업-중소기업 간의 격차, ② 건조에 편중된 산업 구조가 지적됨



Big3 조선사 해양플랜트 수주잔고 및 주요 Issue 사항

(단위: 기, 십억USD)

구 분	해양플랜트 수주잔고	해양 시추설비	해양 생산설비
현대 중공업	22기 (22)	1기(1) 2015년 하반기 Semi-Rig 2기 취소(현대삼호 포함). Semi-Rig 1기 2016년 상반기 내 인도 여부 확인	21기(21) 2015년 1조원 이상 영업적자 반영. 2016년 예정된 프로젝트들의 적기 인도 여부 모니터링
대우 조선해양	19기 (19)	11기(6) 2015년 하반기 Drillship 인도예정 물량 가운데 1기 취소, 6기 인도 연장. 발주처 Default Risk 확인	8기(13) 2015년 FPSO, Fixed Platform 등 손실 큰 폭 확대. 2016년 상반기 공정 통제 개선 여부 확인
삼성 중공업	23기 (24)	9기(5) 2015년 하반기 완료 예정 Drillship 가운데 1기 취소, 4기 인도 연장. 발주처 Default Risk 확인	14기(18) Ichthys CPF, Egina FPSO 관련 불확실성 해소 필요. Browse FLNG(47억USD) 계약 취소 가능성

주1) 2015년 말 현재 취소 계약 제외한 각 사 수주잔고. ( )는 인도기준 수주금액(십억USD)
2) 상기 자료는 회사 및 발주처 자료, Clarkson, 시장자료 등을 종합한 것으로 회사의 실제 잔고와 일부 차이 있을 수 있음
자료: 각 사 공시자료, 발주처 자료, Clarkson, 기타 시장자료 등

1. 해양플랜트 서비스산업 개요(3/4)

◆ 해양플랜트 서비스 산업으로 재편 필요성

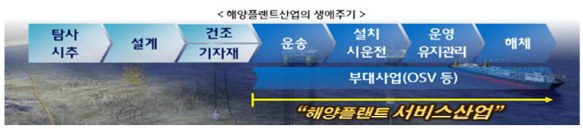
- 건조 중심, 조선 3사 중심의 시장 구조에서 탈피, 서비스 산업 등 구조의 다양성을 확보할 필요가 있음

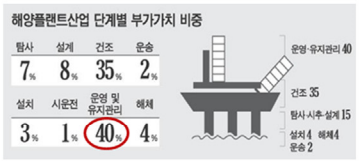
1. 조선 3사 납품 중심의 해양 기자재 산업 → 판로 다변화
2. 건조 납품 위주의 해양 기자재 산업 → 유지보수 납품을 위한 해양 기자재 산업 전환
3. 건조 시장에 투입된 인력 산업 → 고부가가치, 지속 가능한 운용·유지보수 시장 진출



5

1. 해양플랜트 서비스산업 개요(4/4)





운송 Transportation



조선소에서 건조한 해양플랜트를 해양 석유·가스 광구까지 운송하는 사업
- Barge/Ocean Tig Boat나 Heavy Tranportation Semi-submersible Ship
- 네덜란드의 Dockwise가 80%이상 독점

설치 Installation



석유 · 가스 생산을 위해 해양플랜트, 파이프라인, 해저장비 등을 오일 광구에 설치하는 사업
- Derrick Laybarge, Derrick Barge, DP Deeper Construction, Heavy Lift Vessel, Self-Propel Crane Vessel, Heavy Lift/Lay Barge
- Heerema, McDermott, Saipem이 선도기업

운용 Operation



해양 석유·가스를 시추 또는 생산하기 위해 해양플랜트를 직접 운영하는 사업
- 지층탐사(Seismic Survey), Diving, Salvage, Subsea Survey
- 해양플랜트에서 생활하는 작업자를 위한 Catering Service

유지보수 Maintenance



해양플랜트를 운용함에 있어 장비 별 점검/교체주기를 따라 유지보수를 수행하는 사업
- Underwater Repair, Underwater Welding & Cutting
- 생산을 위해 소모되는 Mud나 Drill Pipe 등의 소모품 공급, 생산설비의 주기적인 유지관리, 비상상황 시 응급조치

해체 Decommission



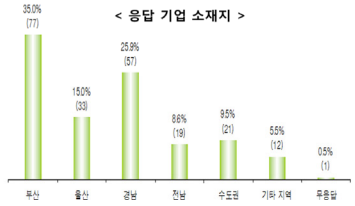
경제적 내용년수가 종료된 해양플랜트 및 관련 시설을 적절하게 철거 (removal)혹은 처리 (disposal)하는 사업
- 해당 광구의 석유 또는 가스 고갈, 태풍 등 재해로 인해 더 이상 사용이 불가능한 경우 해체 단계에 진입
- 해양플랜트는 통상적으로 건조한지 25년 이상이 되면 해체단계 진입

6

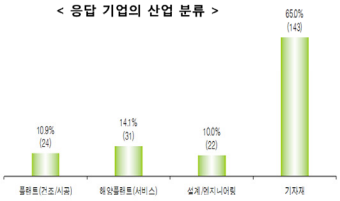
2. 해양플랜트 서비스산업 국내 수요조사

◆ 해양플랜트 지원사업을 위한 수요조사

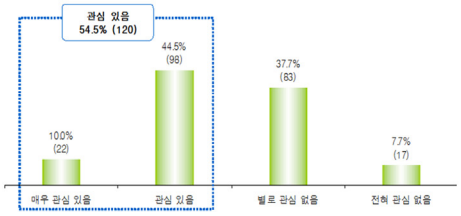
- 응답 기업의 소재지는 부산, 울산, 경남에 밀집되어 있으며 **기자재 산업체**가 큰 비중을 차지함
- **서비스 산업 참여**에 관심은 많으나 **기술력 부족, 자금 및 인력 부족, 정보 부족** 등으로 진출이 어려움



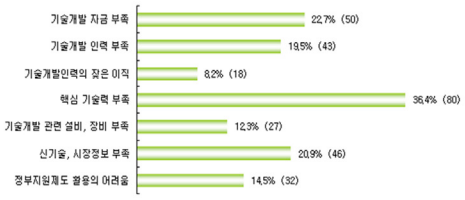
< 응답 기업 소재지 >



< 응답 기업의 산업 분류 >



< 응답 기업의 서비스산업 관심도 >



< 관심기업의 서비스산업 진출 한계 >

3. 해양플랜트 산업지원센터 개요

◆ 해양플랜트산업지원센터 구축사업 (해양수산부, '17년 10월 완공 예정)

◆ 사업기간 : '13년 ~ '17년

- **해양플랜트 산업계 근접지원을 위한 해양플랜트산업지원센터 구축(거제시 장목면)**
- **연구장비 구축(극지환경 성능평가 설비 등)**





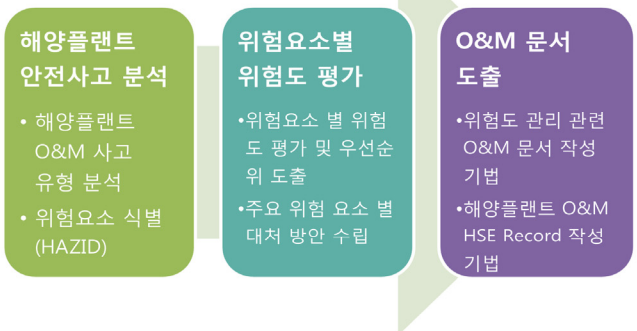
3. 해양플랜트 산업지원센터 개요



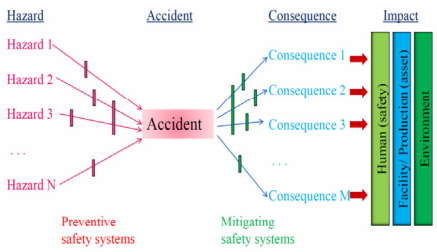
4. 서비스산업 연구 ① 해양플랜트 운영·유지보수 기반기술 개발

해양플랜트 운영·유지보수 기반기술 개발

- 해양플랜트 운용·유지보수 작업의 안전성 확보를 위한 위험도 평가 및 관리 기술 개발
- 기대효과: 해양플랜트 중소/중견 기업 HSE 기술 지원, 국내 서비스업체 기술 경쟁력 강화, 다양한 O&M 문서 지원 등



위험도 관리 방안 개발



위험도 관리 방법 예시

4. 서비스산업 연구 ① 해양플랜트 운영·유지보수 정보지원 시스템 구축

해양플랜트 운영·유지보수 정보지원 시스템 구축

- 국내 운용·유지보수 인력의 경험 축적 지원 및 인력양성에 필요한 인증 정보 지원



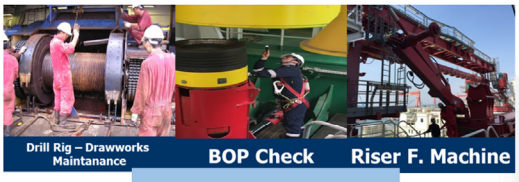


11

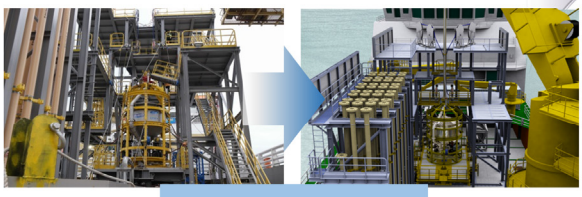
4. 서비스산업 연구 ② 가상현실 기반 모듈형 해양플랜트 작업장 시뮬레이터 개발

◆ 가상현실 기반 해양플랜트 운영·유지보수 재현 기술 개발

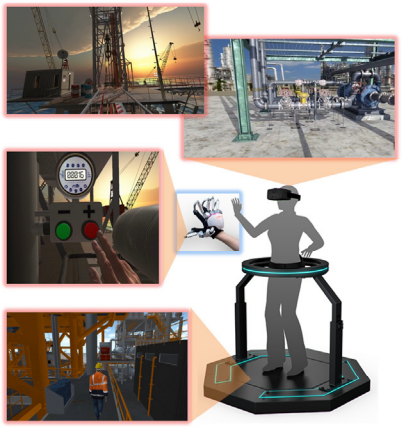
◆ 가상현실 기반 해양플랜트 작업장 시뮬레이터 구축



실제 운용·유지보수 작업 기반 훈련 시나리오 작성



미인도 선 data를 활용한 가상현실 구축



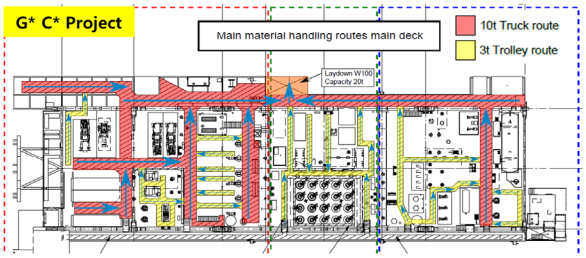
가상현실과 햅틱 디바이스 연동을 통한 작업장 시뮬레이터 구축

12

4. 서비스산업 연구 ③ 해양플랜트 운영·유지보수를 위한 이송시스템 기술 개발

◆ 해양플랜트 설비의 운용·유지보수용 Material Handling(이하 MH) 전문 기술 개발

※ Material Handling 활동 : 해양플랜트의 수명주기동안 설치된 모든 시스템들의 운용 및 유지보수(교체, 수리 등)를 위해 분해(disassembly), **이 동 (lifting/transportation)**, 수 리 (repair), 조 립 (assembly), 시 험 및 시 운 전 (Test, Pre-operation) 및 운 용 (Operation)하는 모든 일련의 활동들.




Bundle Extractor


Mobile Trolley


Monorail & Trolley

- ✓ '작업환경' 및 '인간중심'기반의 주요 에너지社/엔지니어링社의 해양플랜트 MH기술 분석
- ✓ 국제 표준에서 명시된 '작업환경' 표준 분석 등

해양플랜트 핵심 운영/유지보수 기술 확보

- ✓ 해양플랜트 분야 MH 표준 개발
- ✓ 해양 신산업 분야 MH 관련 표준 개발
- ✓ 핵심 MH 시스템 개념 설계 및 운영절차 개발 등

13

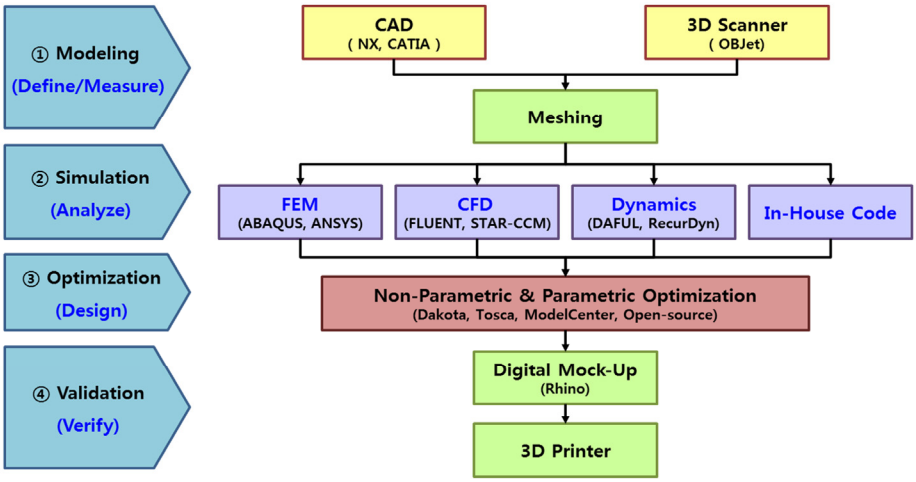
4. 서비스산업 연구



14

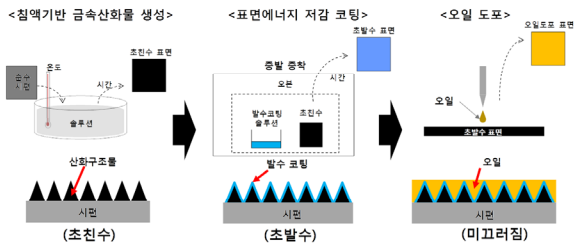
5. 기자재 성능 향상 ① CAE 기반 해양플랜트 기자재 부품설계 핵심기술 개발

- 해양플랜트 기자재 설계 시 활용되는 CAE 원천 기술 개발
- 기자재 설계에 필요한 역설계-모델링-해석-최적설계-검증의 설계프로세스 기술 개발

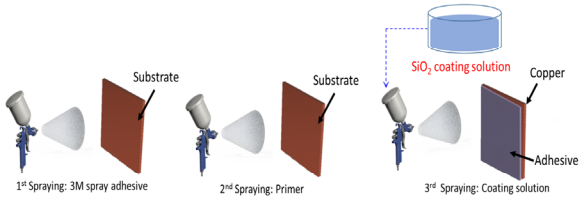


5. 기자재 성능 향상 ② 내식/방오 성능향상을 위한 금속산화물 기반 표면제어기술

- 침액(dipping) 기반 금속산화물 표면제어 기술
  - 금속 재료 가공 후 표면제어 공정을 통한 내식/방오 성능 향상
  - 기자재 별 표면 제어 챔버(로) 및 자동화 공정 개발을 통해 생산공정에 적용 가능
- 나노 입자 스프레이 분사 기반 금속산화물 표면 코팅 기술
  - 대면적 금속산화물 코팅을 통한 내식/방오 성능 향상
  - 금속재료부터 완성품까지 광범위하게 적용 가능



침액 기반 표면 제어 기술



스프레이 표면 코팅 기술

5. 기자재 성능 향상 ③ 해양플랜트 패키지/모듈 신뢰성 평가 핵심기술

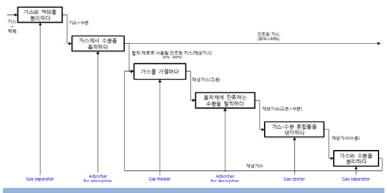
- 해양플랜트 장비/시스템 신뢰성평가 체계 구축 및 소프트웨어적, 하드웨어적 신뢰성평가 기반 기술 개발

① 장비의 정의
- 장비 구성 및 기능 정의
- 장비 운영절차 정의 (IDEF0 방법론)

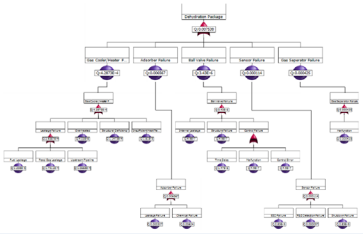
② HAZID
- 평가 대상 장비 선정 및 DB 확보
- DB에서 고장유형 및 고장율 확보

③ Risk analysis
- 평가를 위한 고장유형 및 고장율 선정
- FTA, ETA를 수행 (위험 비용 산출)
- MTTF를 수행 (정비 주기 및 정비 방법 도출)
- RAM 수행 (가용도 및 유지보수성 평가)

④ 신뢰성 향상 가이드 작성
- 신뢰성 향상을 위한 설계, 운용, 유지보수 관점에서의 가이드 작성



<dehydration package IDEF0>

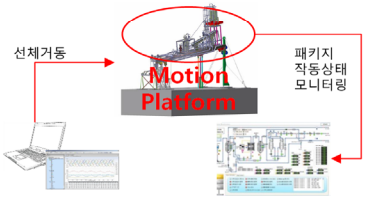


<dehydration package FTA>

요소부품 HILS



패키지 HILS



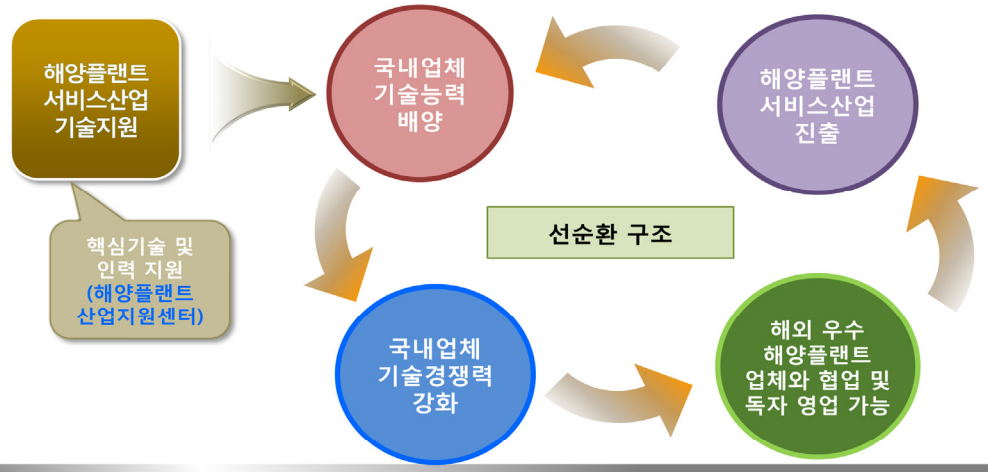
해양플랜트 장비/시스템 신뢰성평가 체계 구축 → 해양플랜트 장비/시스템 시뮬레이션 기반 신뢰성평가 → 해양플랜트 장비/시스템 신뢰성 성능평가 시험설비

17

6. 해양플랜트 서비스산업 진출방안

◆ 정부주도 지원사업 추진 방향

- 해양플랜트 서비스시장 진입 장벽 : 실적(Reference)과 경험(Experience) 중심의 시장 형성
- 국내의 우수기업들도 정부지원 없이 해양플랜트 서비스산업으로의 진출이 어려움



18

(참고). 센터 구축 설비

19

극지환경 성능평가 시험설비

- 극지환경 성능평가 시험설비
  - 제작 사양 : 가로 15m, 세로 10m, 높이 5m, 시험온도 -65℃ ~ 20℃
  - 사용 용도 : 극지환경 조선/해양플랜트 기자재 성능시험
  - 제작 기간 및 비용 : 8개월, 187백만원
  - 수요업체 : 조선/해양플랜트 기자재 업체





20

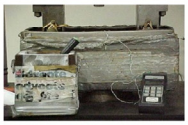
초저온/고온 동적 피로시험설비

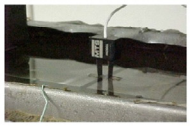
- **초저온/고온 동적 피로시험설비**
  - 주요 사양 : 최대하중 500kN, 시험온도 -170℃ ~ 300℃
  - 사용 용도 : 해양플랜트용 소재 및 구조의 초저온/고온 환경 파괴 안정성 및 피로수명 평가
  - 제작 기간 및 비용 : 7개월, 500백만원
  - 수요업체 : 강관업체(소재 및 강관 물성치 시험 등), 중공업(재료 파괴인성 테스트 등), 기자재 제작 업체(소재 피로수명 평가, 구조평가 등)


Test coupon


Test Equipment


Control Monito


Temperature check for test coupon


Sensor


Calibration for Test Equipment



21

KRISO

감사합니다.


국립 한국해양대학교
KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY
해양플랜트 서비스산업
직종별 교육로드맵 수립연구
2017년 한국해양공학회 추계학술대회 기획세션
2017년 10월 20일
책임연구원
한국해양대학교
이 강 기 교수
발표자
온누리 연구원


Business
Offshore plant
contents
목 차
가. 연구배경 및 목적
나. 국내 인력 양성 방안
다. 해양플랜트 해외 실습장 구축방안
라. 취업 연계 대책

가. 연구배경 및 목적

연구개발 추진도

목표

해양플랜트 서비스산업 인력양성을 통한
글로벌 서비스산업 국가경쟁력 확보

추진전략

- 해양플랜트 서비스산업 환경분석
- 해양플랜트 서비스산업 직종별 로드맵 수립
- 해외진출을 위한 네트워크 및 진출처 구축

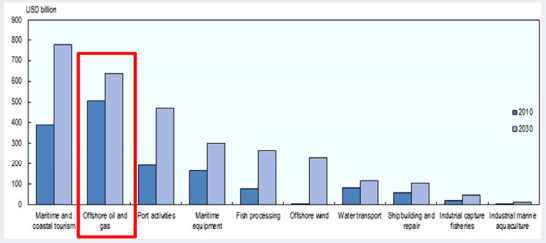
- 해양플랜트 동향분석
- 해양플랜트 서비스산업 인력현황
- 해양플랜트 서비스산업 인력양성기관 조사

- 해양플랜트 서비스산업 유망직종 선정
- 직종별 필수 교육 및 자격증 분류
- 해양플랜트 서비스산업 인력양성 중장기 로드맵 수립

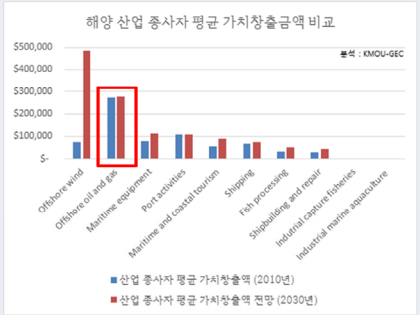
- 해외진출의 문제점 및 진입장벽 분석
- 해외진출을 위한 동남아시아 국가와의 협력체계 구축
- 인력교류 협력
- 프로그램 도출

가. 연구배경 및 목적

- **해양플랜트 산업은 전체 해양 산업 중 34%로 가장 큰 산업 규모임**
- 해양플랜트 산업 전체 산업 규모는 2010년 기준에 약 5,000억불 이었으나, **2030년까지 6,300억불 규모**로 성장할 것.
- 해양플랜트 인력시장이 2030년에는 **약 230만명 규모로 성장**할 것으로 예측
- **해양산업 종사자 중 인력 1인당 가장 큰 고부가 가치 창출**
  (2010년 기준 1인당 평균 경제적 가치창출은 27만불)



2030년 해양플랜트 산업 규모 예측
출처 : OCEAN ECONOMY 2030 (OECD,2016)



해양 산업 종사자 평균 가치창출금액 비교
분석 : 한국해양대학교 Green Energy Center
주요 수치 출처 : OECD, THE OCEAN ECONOMY 2030

가. 연구배경 및 목적



- 우리나라는 해양플랜트 전체 산업 구조 중, **건조 분야에서만 세계적인 경쟁력**을 확보한 상태임. 하지만, 해양플랜트 관련 주요 기술 및 주요 기자재는 외국에 의존하고 있는 실정임.

- 건조에 치중된 산업 구조는 **유가의 변동에 의한 직접적인 타격을 받기 때문에 불안정함**. 안정된 산업 구조를 갖추기 위해서는 국가적 차원에서 해양플랜트 건조 분야 외 해양플랜트 서비스 산업을 개발하여 해양플랜트 산업구조 전반을 골고루 양성하여 안정적인 산업 포트폴리오를 구성해야 함.

구분	탐사	설계	건조	운송	설치	시운전	운영& 유지보수	기타
비중(%)	7	8	35	2	3	1	40	4

해양플랜트 산업 부가가치 창출 비율
출처 : 박광서_국내 해양플랜트 서비스산업 활성화 방안(원출처: 안충승)

- 해양플랜트 시장은 **발주처의 영향**이 크고, **독과점**이 심한 시장으로 진입장벽이 높음. 국내 해양플랜트 산업 경쟁력 제고를 위해서는 인력양성이 필수임.
- '전문기업 부재-> 전문인력 부족-> 경험 및 실적 부족 -> 글로벌 신뢰 부족-> 해외시장 진출 포기'의 악순환 구조를 극복하기 위해서는 인력양성이 필수 조건임.

나. 국내 인력 양성 방안



◆ **해양플랜트 서비스 산업 인력 진출 여건 분석**

- **로컬 콘텐츠 규제**로 인한 국내 인력 진출 제약
  - Petroserv의 경우 외국인/브라질 인원 비율은 대략적으로 3:7정도임.
- **복잡한 상호 계약 관계**로 인해 다원화된 인력 공급 창구
- 현실적으로 진출가능한 직종과 해당 국내 인력의 역량 및 **성향 미스매칭**
  - 국내인력은 고학력자 위주로 진출 가능함. (기술교육과 함께 필수적인 **언어(영어), 문화 교육 부재)**

◆ **해양플랜트 서비스 산업 인력 양성 문제점**

- 해양플랜트 산업, 해양플랜트 서비스산업에 대한 **이해 부족**
  - 해양플랜트관련 법규 미비: 고도의 해양플랜트 경력자를 **"바지선"**경력자로 분류
    (SMA는 해양플랜트 교육 이수 시 MPA에서 해양플랜트 운영 자격증 수여)
  - 해양플랜트 **신조**(엔지니어링, 생산, 품질 교육)**에 집중** 되어 있음
- 국내 해양플랜트 인력양성 계획은 **부처별 다원체계**로 구성
- 해양플랜트 서비스 산업 관련 부처간 업무 조정 및 교육기관 간 소통 결여

◆ **해양플랜트 서비스 산업 인력 양성 개선 방안**

- 해양플랜트 서비스 산업 관련 산·학·연, 정부 간 정기적인 소통 필요 ("해양플랜트 서비스산업협회"(가칭))
- 인력 수요자의 요구를 반영하는 **수요자 관점의 취업연계교육과정** 필요
- **정부 주도 또는 공기업의 해양플랜트 해외 투자사업장 활용**

나. 국내 인력 양성 방안_교육 로드맵



1. 국내 인력 양성 적정 직종 선정

직종 분류					
주요 직종 선정 기준 직종	국내 교육 역량	세계 인력 수요	미래국가산업기여도 (연어 회귀 현상)	취업 진입 장벽	비고
Engine Room Operator/ Mechanical Engineer	중상	상	상	중	- 기계, 전기, 유체 등 엔지니어링 분야 교육 역량은 경쟁력 있지만, 해양플랜트전문 지식 연계 미비 - 수요자 관점의 취업 연계 방안 미비
Electric Supervisor/ Automation	중상	상	상	중	
DP(Dynamic Positioning) Operator(DP운항사)	중	중	중상	중	- 항해사 출신 경쟁력 있음
HSE Manager (해양플랜트 안전관리자)	중	중	중	상	- 영어 , 문화의 이해도 문제 - 국내 조선소에서 근무하는 HSE 전문가 전환교육 필요
시운전(Commissioning) Engineer(Engineering 직업군)	중상	중상	상	중	- 해기사 출신 경쟁력 있음
Inspection (해양플랜트검사관리자- 운영중인 해양플랜트)	중상	중상	상	중	- 국내 조선소 퇴직인력 대상 유망 시장 - 국내 조선소 검사업무 경력자 경쟁력 있음
Design Jobs (Drawing Works)	중상	중	중	소	- 해양플랜트 선도설계, 핵심설계 역량 부족 - 해양플랜트 서비스 산업 분야 엔지니어링 설계 역량 요소 및 분야별 개발 필요(예, 운송 설치 분야)
Administration Jobs	-	중	소	상	

나. 국내 인력 양성 방안_교육 로드맵



직종 분류					
주요 직종 선정 기준 직종	국내 교육 역량	세계 인력 수요	미래 국가 산업 기여도 (연어 회귀 현상)	취업 진입장벽	비고
Commercial Jobs	-	중	소	상	
Technical Jobs	-	소	중	상	
Drilling Jobs	소	중	중상	중상	- Drilling 관련 교육 및 인적 네트워크 부재
IT & communications Job	-	중	상	상	
Legal Jobs	-	중	상	상	
Logistics Jobs	-	중	상	상	
Management Jobs (시운전 포함)	중	상	상	중상	- 금융, 계약, HSE ,PM 등 분야에서는 경쟁력이 취약하나 - 시운전, 검사 등 일부 분야에서는 경쟁력 있음.
Medical Jobs	-	소	소	상	
Oil and Gas Support Jobs	중	상	소	상	
Oil and Gas Trades Jobs	중상	중	상	중	- 해기사 출신 경쟁력 있음
Production Jobs	소	중	상	상	
Sales and Marketing Jobs	-	중	소	상	
Scientific Jobs	-	소	소	상	
Technician Jobs	중상	중상	중	상	- 주요국 로컬 컨텐츠 규제로 인해 비숙련 인력의 경우 해당국의 인력을 주로 채용하기 때문에 진입이 어려움 - **한국에서 탐사, 채굴 시 역으로 우리나라에 유리하나 적용 사례없음**

국립 한국해양대학교 KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY

나. 국내 인력 양성 방안_기관별 전문화 운영



각 기관의 전문성, 시설 등을 고려한 기관별 특화 방안

구분	한국해양수산연수원 해양플랜트인력개발센터	선박해양플랜트연구소 해양플랜트산업지원센터	한국해양대 해양플랜트운영학과 산학연ETRS센터(OTTI)
운영현황	.OPITO 과정(11개) 운영 .DPO 교육과정 운영 .전기전자기사 교육	해양플랜트 설계/엔지니어링 및 해양플랜트 서비스산업 전문인력양성교육 추진	.**해양플랜트 운영 해기사 양성** . DPO/AHS 교육과정 운영 .고전압 교육 .해양플랜트 운영/해체 교육
강점	.해기사 교육 프로그램 운영 .해외 교육기관 협력체계 : SPIE, Vietnam OSV .교육 인프라(종합훈련장 등)	.관련 R&D 수행 경험 .인프라(산업화지원센터, 심해공학수조 등)	.**해양플랜트 운영학과:** 국제인증 Marine 면허 수여 . 해외 네트워크: Malaysia, Spain, Singapore, Denmark, Indonesia .산학연 컨소시엄 구축
교육내용	.기초안전교육 중심	.연구지원중심교육 중심	.전문특화교육 중심
특화방안	. 해외 실습 기초 프로그램 운영 .직무전환 교육 .안전 분야/HSE/기초직무분야 . 해사표준영어 기본교육, 인문학(기본)	.찾아가는 기술 교육(연구 지원 분야) .설계/엔지니어링 분야 .특정 시스템 운영·유지보수 연구지원 분야	.취업연계형 교육 .해외 실습 전문 프로그램 운영 . 핵심 엔지니어링 기업 연계교육 .운영/유지보수/해체 분야 . 해사표준영어 전문교육, 인문학(리더십)

Remark : 향후 교육과정은 기관별 협의하여 결정함.

나. 국내 인력 양성 방안_교육 로드맵



단계별 중장기 양성 교육

- **Engine Room Operator/Mechanical Engineer, Electric Supervisor/Automation, DPO**

직업 전환 교육

- **해기사들에 대한 직업전환 교육**: 해양플랜트의 경우 동 분야에 대한 경험이 없는 일반인이 진입하는데 현실적인 어려움이 있기 때문에 1차적으로는 해기사를 대상으로 직업전환 교육과정을 운영하는 것이 효과적일 것임. 이를 통해서 교육생 선발, 교육, 실습, 취업에 이른 전체 주기가 안정적으로 유지되면 비전공자들 대상으로 하는 직업전환 교육도 점차 확대 될 것임.

- **비전공자들에 대한 직업전환 교육**: 모집한 비전공자 대상으로 자체 교육과정을 통해 자국 해상유전에 설치된 해양 플랜트 운영인력으로 양성. (Local Contents)주로 동남아시아, 아프리카, 중남미 등과 같이 자원이 풍부하지만 숙련된 기술인력이 부족한 국가들이 시행하며 전문성이 높은 직업 군으로의 진입이 아니나, 영어가 능통해야 하기 때문에 국내 인력진출방안과는 거리가 있음.

- 한국에서 탐사, 채굴할 경우는 역으로 우리나라에 유리함으로 한국 내 광구나 국내 투자지분을 확보한 광구에 한국 인력을 우선 고려하도록 정책적 지원이 필요함.

나. 국내 인력 양성 방안_교육 로드맵

단계별 중장기 양성 교육

- **HSE Manager**

  - **KSSS 연계 HSE 양성 방안(안) :** 해양수산부 주관으로 KSSS 표준에 대한 **교육 시스템 인증 기관을 선정**하고 및 **관련 교육**을 통해 KSSS 표준 HSE 인력을 양성한다면, 참여 글로벌 오일 메이저를 기반으로 국내 HSE인력의 글로벌 영향력을 확대해 나갈 수 있을 것.

비전

대한민국 정부, 조선소, 오일 메이저가 공인 하는
해양플랜트 안전표준(KSSS) 개발 및 교육을 통한
HSE 전문인력 양성

해양수산부 — 조선·해양플랜트 안전 표준화

표준화 Working Group	인증화/교육 Working Group
조선 3 사 (HHI,DSME,SHI) Oil Major (Shell, BP, Exxon Mobil) KOSHIPA Etc.	KIMFT(정부지정교육기관) -> 교육품질인증, 교육 시스템 인증

나. 국내 인력 양성 방안_교육 로드맵

단계별 중장기 양성 교육

- **Commissioning Engineer**

  - **KSCS 개발 인력 양성 방안(안) :** KOSHIPA와, 선주(Oil Major) 및 주요 해양플랜트 기자재 Vendor와 교육기관이 협력하여, **해양플랜트 시운전(Commissioning) 표준 절차 KSCS(Korea Shipyard Commissioning Standardization)**를 개발하고 관련 인력을 교육하여 선도직으로 경쟁력을 키워 나갈 필요성이 있음.

비전

대한민국이 주도하는 해양플랜트
시운전표준지침(KSCS) 개발 및 교육을 통한
시운전 전문인력 양성

해양수산부 — 조선·해양플랜트 시운전 절차 표준화

표준화 Working Group	인증화/교육 Working Group
조선 3 사 (HHI,DSME,SHI) Oil Major (Shell, BP, Exxon Mobil) KOSHIPA 주요 해양플랜트 기자재 Vendor Etc.	한국해양대학교 ->표준직무교육

-1-
한국해양대학교 KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY

나. 국내 인력 양성 방안_교육 로드맵



단계별 중장기 양성 교육

- **Inspection Job**
  - **해양플랜트 건조 중 시행된 다양한 Inspection 경력자 전환 교육**
  - **(해양플랜트 검사관리자-운영중인 해양플랜트)**; Inspection Supervisor, Mechanical Inspector, Electrical Inspector, Welding Inspector, **NDT Inspector(PT, MT, RT),** QA/QC Inspector etc.

- **Design Job**
  - KRISO ATEC 교육 연계/KOSHIPA 전문설계인력 양성사업/서울대학교 엔지니어링 개발연구센터(EDRC) 등 전문설계교육 연계
  - 해양플랜트 건조 중 시행된 조선소 및 수직 다양한 설계 퇴직자 경력자 활용

다. 해양플랜트 해외 실습장 구축방안



- **종합적인 교육**을 위한 **실습 장비**와 **시설**을 갖춘 교육기관이 **국내에 존재하지 않아 해양 플랜트 해외 실습장 구축을 통해 서비스 산업 시장 진출**을 위한 **인력 양성이 필요함**

해양플랜트 서비스 산업에서 **국내 인력의 경쟁력**을 키우기 위해서는 **해외의 실습 교육 시설**을 갖추고 있는 **교육 기관으로 국내 인력을 파견**할 수 있는 과정이 필요

▼

해외 실습 교육 기관에서 교육을 받은 인력들이 **실제 해양플랜트 서비스산업 프로젝트에 참여**하거나 **석유 회사에 취직**을 연계할 수 있는 협력 관계 조성 기대

▼

궁극적으로는 이러한 **교육 시스템 전체**를 벤치마킹하여 국내에 **도입·운용**할 수 있는 **인프라 및 역량 구축** 필요

다. 해양플랜트 해외 실습장 구축방안

- **해외연수 프로그램 시범사업 추진 경과**
  - 한국해양대학교와 말레이시아의 국영석유회사 PETRONAS간 Oil&Gas Technical Training Program **"Cooperation Agreement"**체결
  - **PETRONAS의 해양플랜트 기술 교육 기관인 INSTEP**이 보유한 장비와 시설을 이용한 실습 교육을 통해 Oil&Gas 분야 국내 인력 양성 지원을 위한 INSTEP 연수 프로그램 진행에 대한 협의서
  - *한국해양대학교와 "Grupo Stier"의 공동협약에 의해 Spain 현지에서 OPITO 교육 실시*



COOPERATION AGREEMENT
FOR
OIL & GAS TECHNICAL TRAINING PROGRAMME
FROM
THE KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY OF THE REPUBLIC OF KOREA
TO
PETRONAS TECHNICAL TRAINING SDN BHD OF MALAYSIA

The Korea Maritime and Ocean University of the republic of Korea, hereafter referred to as "KMOU" and PETRONAS Technical Training Sdn Bhd, hereafter referred to as "PTTSB", hereafter referred to as "The Parties";

Realizing that the development of Oil & Gas related capacity building program utilizing the Live-Process Plant would lead to benefit of the Republic of Korea's national workforce;

Aiming of this COOPERATION AGREEMENT is to promote the interest of the Parties to cooperate on the basis of mutual respect in the Oil & Gas technical training sector;

Pursuant to prevailing laws and regulations in both countries;

Hereby Declare that the parties agree to work together in the sector of Oil & Gas technical training cooperation;

Nothing in this document is intended to create binding legal obligations and entry into the Contract shall subject to final agreement by the Parties as to its terms and conditions, including the schedule and cost thereto.

Signed for and on behalf of:

For Korea Maritime and Ocean University of the Republic of Korea
JIN-SEOK OH
Date : 23 / 05 / 2017

For PETRONAS Technical Training Sdn Bhd of Malaysia
CHANDRAMOHAN M SAMINATHAN
Date : 21 / 05 / 2017

다. 해양플랜트 해외 실습장 구축방안

- **시사점**
  - 해외 실습장 구축을 통해 해양플랜트 서비스 분야의 역량을 확보하게 되면, **해양플랜트 산업 전 분야**에 참여가 가능한 **Total Solution Provider 역량**을 확보하게 되며, 이를 기반으로 **해양플랜트 총괄 엔지니어링**이 가능하게 될 것으로 기대됨
  - **해외연수 교육 프로그램 구축**을 통하여 개인의 역량을 강화시키고, 장기적으로 **현장 실습 및 해외 진출**을 통하여 국내 인력이 다시 국내 기업에 돌아와 **국산화의 초석**을 다짐으로써 해당 **산업 발전**에 크게 기여할 것임
  - **국내 우수 전문기술 인력**을 육성하고, 그 인력이 **해양플랜트 서비스산업 기술 인력으로 성장**함으로써 국가의 중추 산업으로 발전하게 될 **해양플랜트 서비스산업의 인적 인프라**를 견실하게 구축할 것으로 기대됨

-1-
한국해양대학교 KOREA MARITIME AND OCEAN UNIVERSITY

라. 취업 연계 대책_진입장벽



- 국내 해양플랜트 종사자 인터뷰 및 자료 분석을 통한 결과 하기와 같은 어려움이 있으며 해양플랜트 서비스산업 활성화를 위해 **제도적, 정책적** 차원의 지원이 필요함.

(1) 문화, 언어 장벽 (영어)
(2) 공인 교육기관 부재
(3) 운영 인력 간 네트워크 부재
(4) 경력 부족
(5) 해양플랜트 관련 전문 지식 부족
(6) 비자 문제
(7) 정보 부족 (자격증, 교육과정, 취업 정보 등)
(8) 산학연 연계 부족

라. 취업 연계 대책_진입 전략



- 국내외 실무 교육 및 훈련 프로그램 연계: 해양플랜트 서비스산업 교육 로드맵 방향성을 내부적으로 수립가능한 전략과 타 국가와 협력을 필요로 하는 두가지 전략으로 제시함.

Track 1_국내 전략(Internal Strategy)

① Possessions(해기 인력 해외 취업): 유럽 유수 선주 회사의 경우 해기사 출신이 해양플랜트에 진출하는 경우가 많기 때문에 인적 네트워크가 잘 구축되어 있음. 국내 해기사의 해외 선사 승선을 장려한다면 단기적으로는 국내 해기사들이 직면한 취업 문제를 해결할 수 있으며, 장기적으로 해양플랜트 진출의 초석을 다질 수 있음



예) 독일 NSB, 덴마크 AP Moller Mearsk 등

② Global Competitive Expertise/Technology: 국내 기반의 해양플랜트 서비스 회사와 연계(현대글로벌 서비스, 포스코-대우, 케이오엘 등)



예) KRISO_해양플랜트산업지원센터
한국해양대학교
한국해양수산연수원

라. 취업 연계 대책_진입 전략

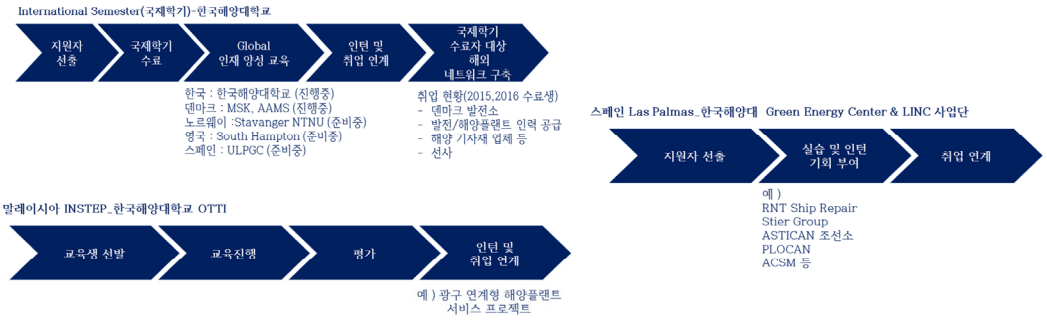


Track 2_글로벌 전략(Global Strategy)

① Equity Investment(KNOC, KOEXIM and Etc.): 국내 공기업이 지분을 가진 Oil&Gas 해양광구 프로젝트를 연계하여 인력을 양성하는 방법으로 정부 차원의 지원이 필요함.

a. 한국수출입은행 – 쿠웨이트 정유플랜트 사업 지원
b. KOGAS – 포스코 대우 방글라데시 가스전 개발
c. KNOC_ 카자흐스탄 프로그램
d. 기타

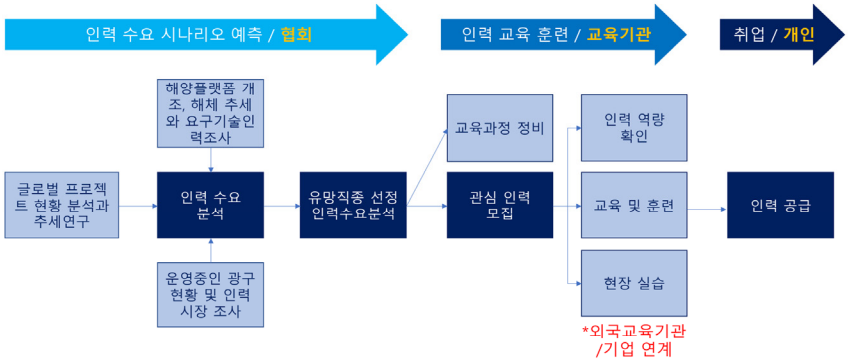
② Global Training Program: 각 교육기관 별 특화된 해외 기관 협력 프로그램을 통한 글로벌 인재 양성 방안



라. 취업 연계 대책_취업 지원 전략

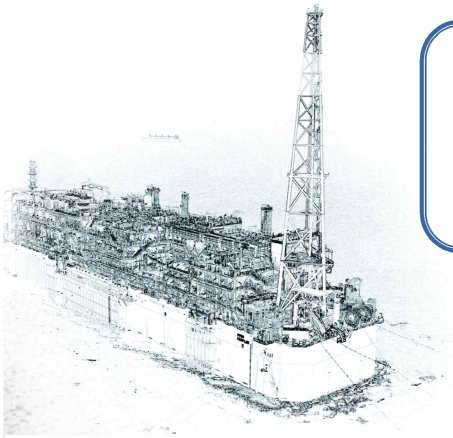


- 2017. 05. 25 개최된 제 3차 전문가 위원회 회의에서 국내 해양플랜트 인력의 효율적인 교육 및 송출을 위한 **정보기관 설립의 필요성**이 대두됨.
- 글로벌 요구 역량과 국내 실정에 맞게 직종을 세분화하고 교육을 특화하여 해양플랜트 산업에서 요구하는 인력 수요와 매칭 해주는 것을 주요 기능으로 하는 **'해양플랜트 서비스 산업인력 지원 센터'(가칭) 또는 '해양플랜트 운영협회'(가칭), '해양플랜트 서비스 산업 인력양성 협회'(가칭)**를 설립하는 것이 필요해 보임.




감사합니다 !
Drilling Units
Production Units

KRISO
선박해양플랜트연구소



해양플랜트 운영서비스 기술개발 경과 소개

: 해양수산부 관련 사업 중심으로

2017. 10. 19.
성홍근*, 홍장표, 조석규, 정동호, 이강수
선박해양플랜트연구소 (KRISO)

KRISO 선박해양플랜트연구소

발표 내용 및 순서

- 해양플랜트 운영서비스 산업의 정의
- 최근 해양플랜트 운영서비스 분야 관련 동향
- 국내 해양플랜트 운영서비스 추진 전략 분석
  - 정부 정책 동향
  - R&D 사업 추진 현황
- 해양수산부 현재 수행 사업 설명
  - 해양플랜트 Pre-FEED 사업
  - Float-over 및 Dual Crane 사업
- 맺음말

KRISO 선박해양플랜트연구소

해양플랜트 운영서비스 산업의 정의

- **(용어 정의)** 해양플랜트 운영서비스 산업
  - 해양플랜트 가치사슬 구조로 볼 때 크게 5 단계로 구성됨
  - 건조 후 해양플랜트를 운송선박으로 진수(Load-out)하고, 설치 지점으로 이동하는 운송(Transportation)
  - 목표 해역에 해양플랜트를 안전하고 정확하게 위치시키는 설치 (Installation)
  - 구조물에 시스템을 탑재하고 운용상태를 확인하는 시운전 (Commissioning)
  - 구조물의 목적에 맞게 안전하게 운용하는 운영관리(Operation & Maintenance)
  - 수명이 지난 해양플랜트의 철거/해체(Decommissioning/Dismantling)



진수(Load-out)	운송(Transport)	설치(Installation)	운영/관리 (O&M)	철거/해체(D/D)

최근 해양플랜트 분야 동향 (요약-2/2)

- 정부정책 동향
  - 대우조선해양 자구책에 의하면 해양플랜트 분야 축소방향으로 추진 예상
  - 해수부와 산자부 모두 해양플랜트 서비스(운영서비스) 분야에 대한 추진 의지가 확고함
  - 산자부의 경우 지식서비스 개념을 적용하려는 움직임이 일부 파악되었으나, 구체화되지 못하였음
  - 미래부에서 "조선해양 + ICT융합" 사업을 추진 중에 있음
  - 해수부의 경우 5~6년전부터 동 분야에 대한 준비를 시작하였으나, 유의미한 국가 연구개발 사업 발굴에 상당한 애로가 있어왔음.
    - R&D과제 : 설치설계과제(1개 - 장비사업내 세부과제) 수행 중
    - 인력양성사업 : 서비스 인력양성사업(1개) 수행 중
- 시장 및 산업 동향
  - 최근 발주 및 계약된 건이 소수이긴 하나, 해양플랜트 시장의 부활 조짐이 일부 관찰됨
  - 가스 (LNG 등) 분야의 경우 중규모 및 대규모의 프로젝트가 논의되고 있으나, FID를 받기 전인 경우가 대부분
  - 미국 휴스턴의 경우 연구개발에 오히려 열성적으로 임하고 있음 (신개념 구조물 개발, 규정개발, 표준화 등)

KRISO 선박해양플랜트연구소

국내 해양플랜트 운영서비스 추진 전략 분석 (1/2)

- 정부의 관련 정책 동향
  - 국토해양부
    - 해양플랜트 서비스 산업 전문인력 양성 기본계획 수립을 위한 연구 (`11.5; 국토해양부 기획연구)
      - 이 시점에 "해양플랜트 서비스 산업"이라는 용어로 구체적으로 공식 '등장'
    - 동남아 해양플랜트 해체시장 진출 타당성 및 기본계획 수립 연구 (`11.8; 국토해양부 용역)
    - 해양플랜트 서비스산업 발전과 해양국부 창출방안(`11.12.19; 국회 국토해양위원 장광근 위원장 주관 정책토론회 발표자료)
      - 대중에 의해 "해양플랜트 서비스 산업"이라는 용어가 수용되는 계기
  - 해양수산부
    - 해양수산부, 한국해양대학교, 선박해양플랜트연구소, 해양수산연수원과 ' 해양플랜트 서비스산업 인력양성 ' 을 위한 업무협약 체결 (`16.8.17)
    - 해양플랜트 서비스산업 타당성조사 (`16.12; 해수부 용역)
    - 해양플랜트 운영서비스 R&D사업 기획연구 (`16.12.1~`17.5.30)

KRISO 선박해양플랜트연구소

국내 해양플랜트 운영서비스 추진 전략 분석 (2/2)

- 정부의 관련 정책 동향
  - 산업통상자원부
    - 해양플랜트산업의 종합 역량 강화를 위하여 해양플랜트 서비스 산업을 본격 육성할 계획임을 발표(`13.11)
    - "조선산업 경쟁력 강화방안" 에서 해양플랜트 유지·보수 시장 신규 진출 계획을 발표(`16.10)
  - 국가과학기술자문회의
    - 해양플랜트산업 경쟁력 제고를 위한 현황분석 및 발전방안 (PACST 정책용역사업 ; `14.12.11.~`15.3.10.)
      - 해양플랜트 운영서비스 분야 진출의 중요성 강조

KRISO 선박해양플랜트연구소

국내 해양플랜트 운영서비스 추진 전략 분석

- 관련 R&D사업 추진 현황
  - 설치분야
    - 해수부 및 산자부 사업으로 수행 중
  - 운영분야
    - 산자부사업으로 수행 중
  - 해체분야
    - KRISO기관고유사업으로 수행된 사례와 산자부사업으로 진행 중

* 설계엔지니어링 분야 (서비스 분야에 포함 필요?)
  - 산자부 사업으로 수행 중 (ATEC사업단)

  - (용어 통용)
    - 해양플랜트 서비스 및 운영서비스라는 용어의 정착단계로 파악됨: O&M, T&I 등의 용어가 광범위하게 사용되고 있음

KRISO 선박해양플랜트연구소

KRISO 선박해양플랜트연구소

해양플랜트 Pre-FEED 사업 주요 결과 소개



KRISO 선박해양플랜트연구소

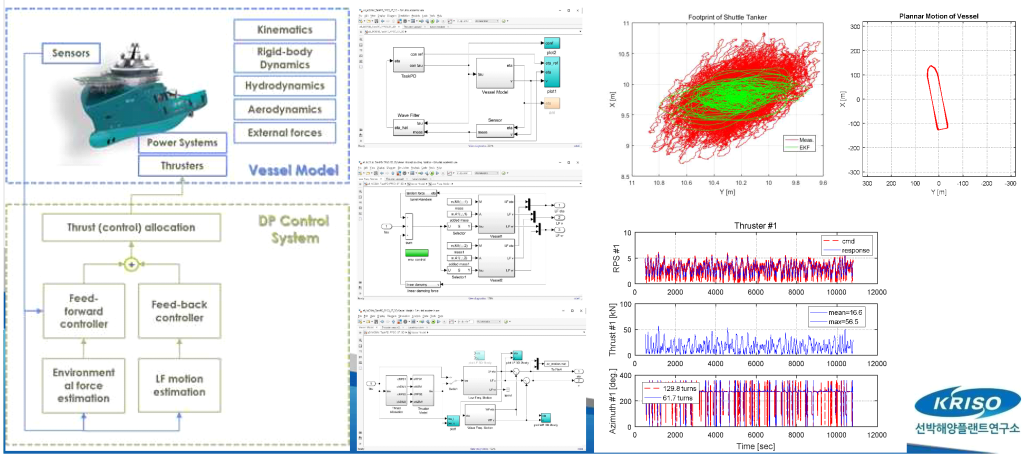
과제 개요

- 사업명: 해양장비개발 및 인프라구축사업
- 과제명: 심해공학수조 운용을 위한 연구인프라 구축 및 심해플랜트 Pre-FEED 원천핵심기술개발
- 총연구기간: `13.10.1~`18.12.31(5년 3개월)
- 총연구비: 200억
  - 순수 R&D예산 규모는 연구동 (75억) 예산 제외 필요
- 해양플랜트 운영서비스 관련 연구내용
  - 다물체 구조물 Energy Saving Feed Forward 기술 개발
  - 해양플랜트 전선구조해석 기술 개발
  - Standard 해양구조물 기본 설계

KRISO 선박해양플랜트연구소

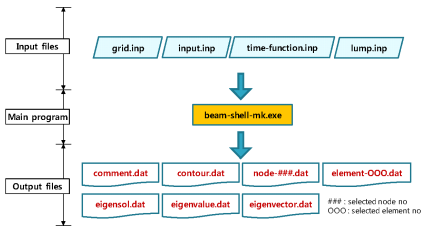
핵심 결과(요약)

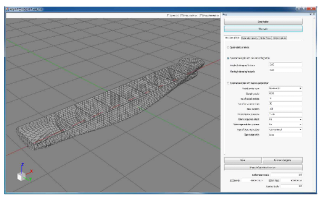
- 해양플랜트 다물체 구조물 안전운용을 위한 Energy Saving 기술 개발
  - 다물체 Virtual DP 시뮬레이터 개발 및 검증: S/W 중심 시뮬레이션 기술 개발
  - Energy Saving 알고리즘 개발 및 검증

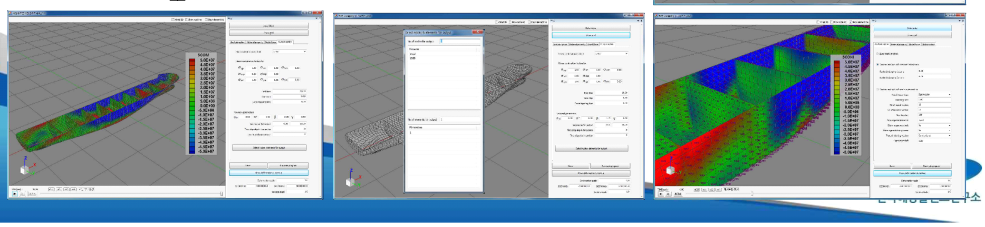


KRISO 선박해양플랜트연구소

- 해양플랜트 전선구조해석 Package 기술개발
  - 해양플랜트 전선구조해석 S/W 개발 (수행 중)
  - 입출력 및 가시화 GUI 개발
  - 유체모듈과의 상호연동 기능 확장 (상용 구조해석 S/W가 잘 할 수 없는 기능에 초점)







- 해양플랜트 표준(KRISO) 구조물 개발
  - 대상 표준 구조물: FPSO, Semi-submersible
  - 추진 배경
    - 해양구조물 관련 연구를 수행함에 있어 실 수행 프로젝트 결과물 활용 제약
    - 실 프로젝트 수준의 대상 모델 자료 미비
  - 기대 효과 및 활용방안
    - 완성도 높은 수준의 해양구조물 개념/기본 설계 패키지 확보
    - 해양공학수조 및 심해공학수조의 모형 시험 및 수치 해석 레퍼런스 모델로 활용
    - 오픈 데이터 형태로 설계 패키지 데이터 공개 ➔ 레퍼런스 형태로 연구 및 개발을 목적으로 하는 기관에서 자유롭게 활용
  - 정보공유 데이터 범위
    - 기본 제원, 형상 자료
    - 운동보고서 및 모형시험 결과
    - 계류시스템 자료 및 모형시험 결과
    - Wind/Current Load Data 등

Document List

No	Discipline	Doc. Type	Doc. Name
1	All	Basis	FPSO BOD
2	All	Specification	Field Development Specification - FPSO
3	Naval	Drawing	FPSO General Arrangement / Top 포함
4	Naval	Drawing	FPSO Tank Capacity
5	Naval	Report	FPSO Trim & Stability Booklet
6	Hydro	Report	FPSO Motion Analysis Report
7	Hydro	Report	FPSO Wave Load Analysis Report





KRISO
선박해양플랜트연구소

Float-over 및 Dual Crane 사업 주요 결과 소개

과제 개요

- 사업명: 해양장비개발 및 인프라구축사업
- 과제명: 해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발
- 총연구기간: `16.3.1 ~`20.2.28(5년)
- 총연구비: 160억 (정부예산)
- 주요 연구내용
  - 플로트오버 설치설계 핵심 기술 개발
    - 플로트오버 설치설계 기술
    - 핵심장비(Jack) 개발
    - 플로트오버 운영 기술
  - 복수크레인 설치설계 핵심 기술 개발
    - 공조운용 설치 시스템 개발
    - 현장 실시간 보정 시스템 개발
    - 설치 프로세스 정립 및 검증

성과요약 – 플로트오버 설치 설계 핵심 기술 개발 분야

PART 1-1 플로트오버 설치설계 기술

- Load-out 시나리오 도출
  - 단계별 발라스팅 설계, 접안시 계류 안전성 평가
- 운송 설계 및 해석기술 개발
  - Seafastening 설계, 운송중인 상부구조물 구조안전성 평가,
  - Topside/Seafastening 고려하여 DTV 운송 수치해석 초기모델 완성
- 2만톤급 Topside 설치 위한 플로트오버 시나리오 도출
  - 설치 시나리오 3가지 (Passive, Active I, Active II) 개발
- 플로트오버 Mating 안정성 평가 수치모델 개발
  - Active 설치공법에 대한 거동안정성 평가 수치모델 개발
- LMU 구조안전성 평가 기초연구
  - LMU 특성에 따른 구조안전성 평가
- 자켓구조물의 플로트오버 설치 모형실험 기법 개발
  - 자켓/상부구조물/DTV로 구성된 플로트오버 모형실험 기법 개발
  - 도킹~Mating LMU 하중, 계류선 하중, DTV거동 거동안정성 평가

KRISO 선박해양플랜트연구소

성과요약 – 플로트오버 설치 설계 핵심 기술 개발 분야

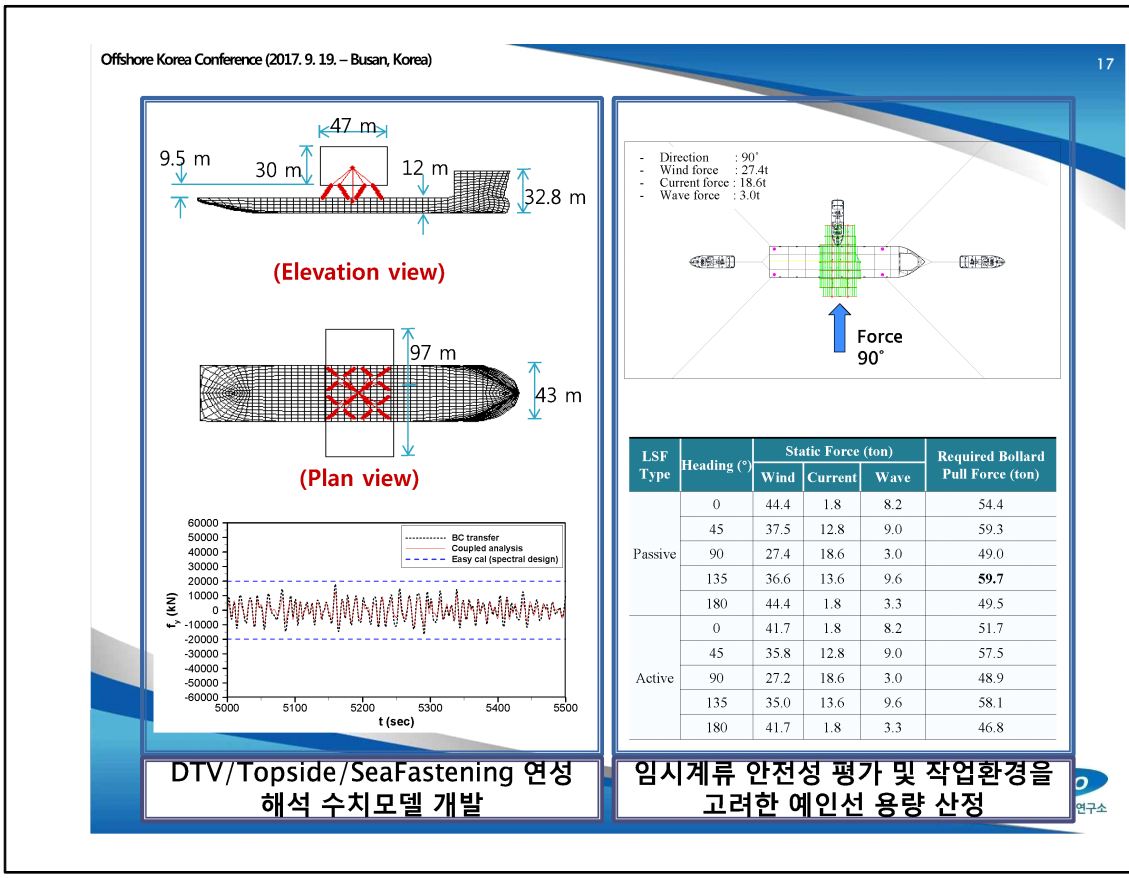
PART 1-2 핵심기자재(Jack) 개발

- 가변식 상향조정/급속하향조정 Jack 기능 정립
  - Jack system 급속하강 기본 설계 수행 및 특허출원
  - 30톤 규모 급속하향 잭업시스템 목업 제작 및 실험 수행
- 유압공급장치 유압 및 속도제어 기능 정립
  - Jack 하향시스템 설계 위한 Jack press/return line 유량 계산

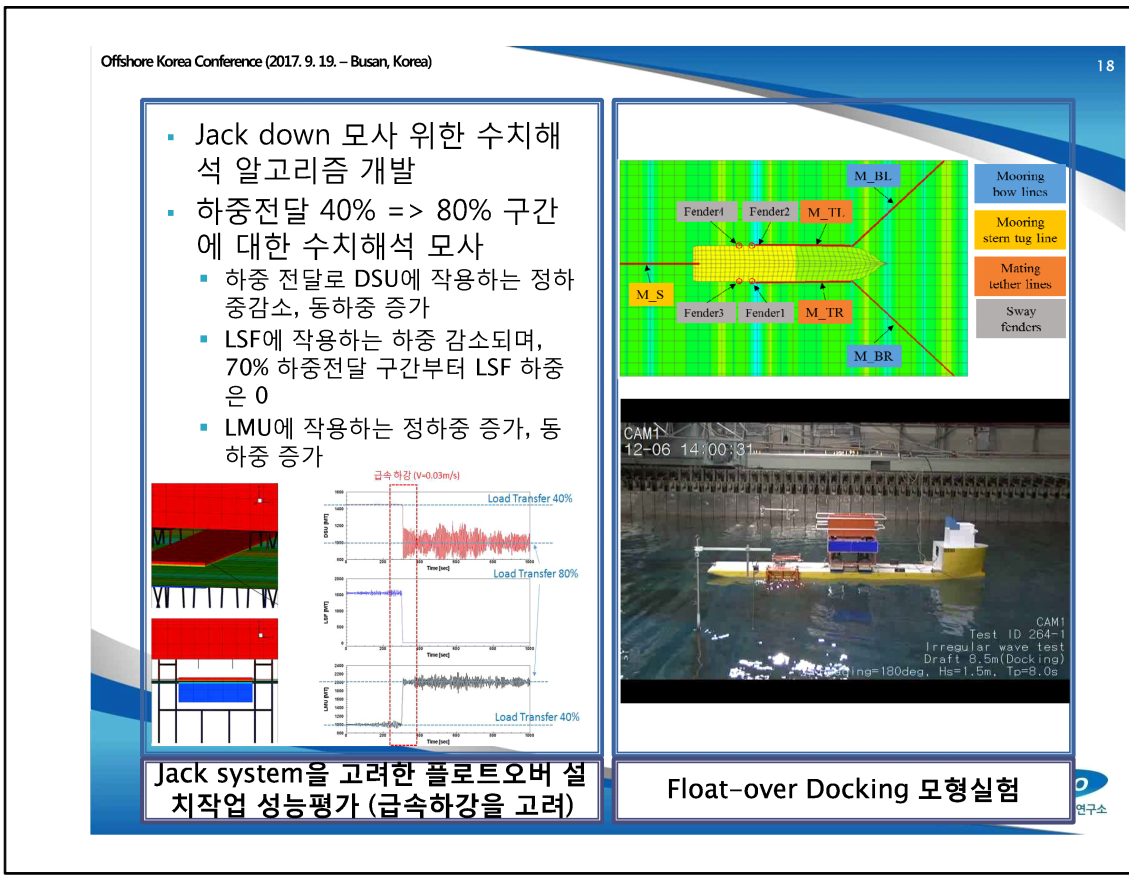
PART 1-3 플로트오버 운영기술

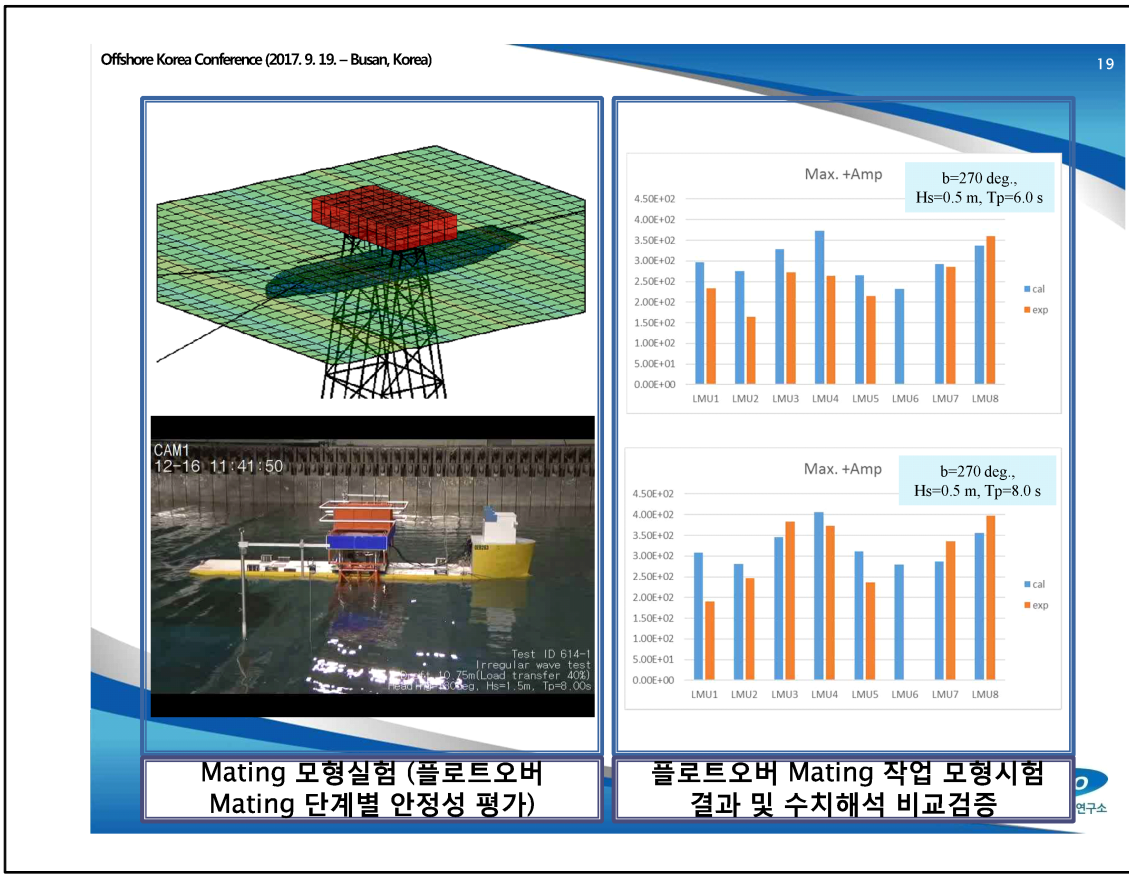
- Jack 시스템 운용메뉴얼 개발
  - 플로트오버 Jack 시스템 운영 매뉴얼 초안 개발
- 플로트오버 설치 운용절차서 개발
  - 각 단계별 작업 시나리오 개발
- 플로트오버 Digital mock-up 개발
  - DTV, 자켓, 상부구조물, 설치 3D 시뮬레이션

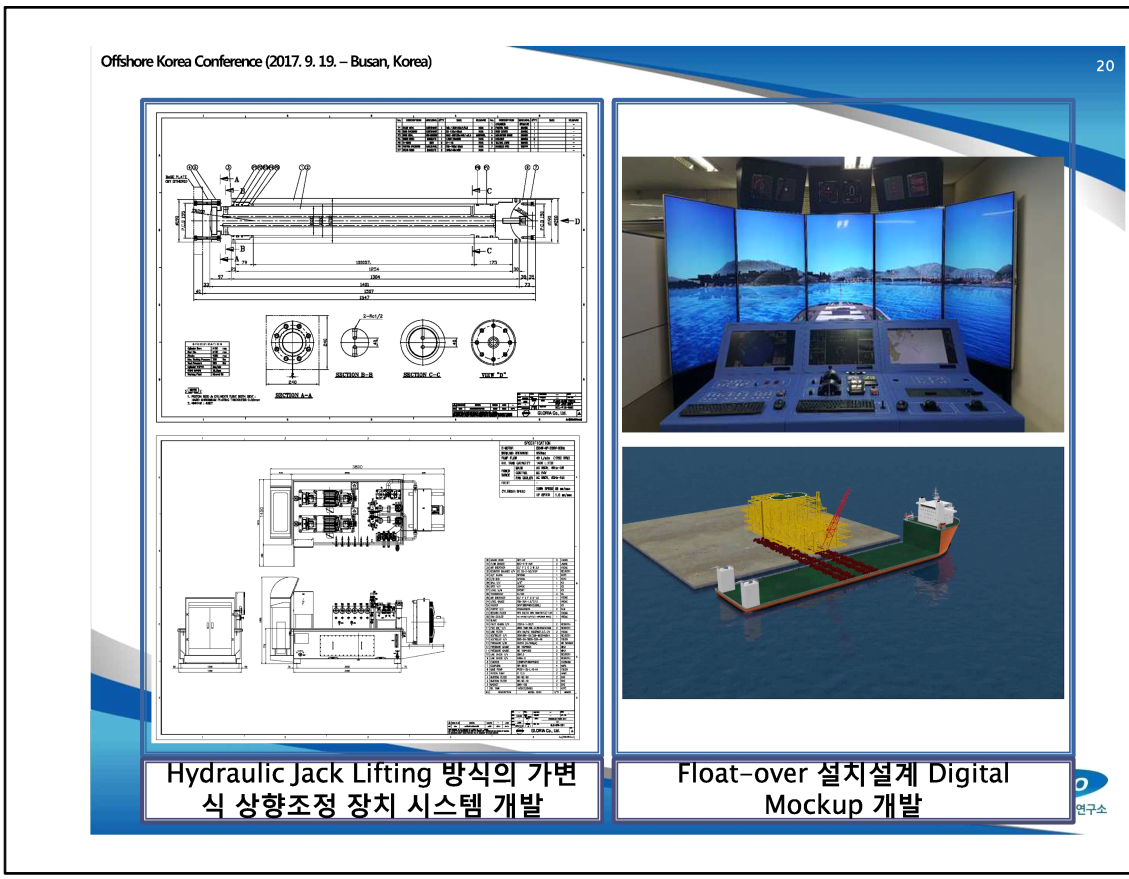
KRISO 선박해양플랜트연구소

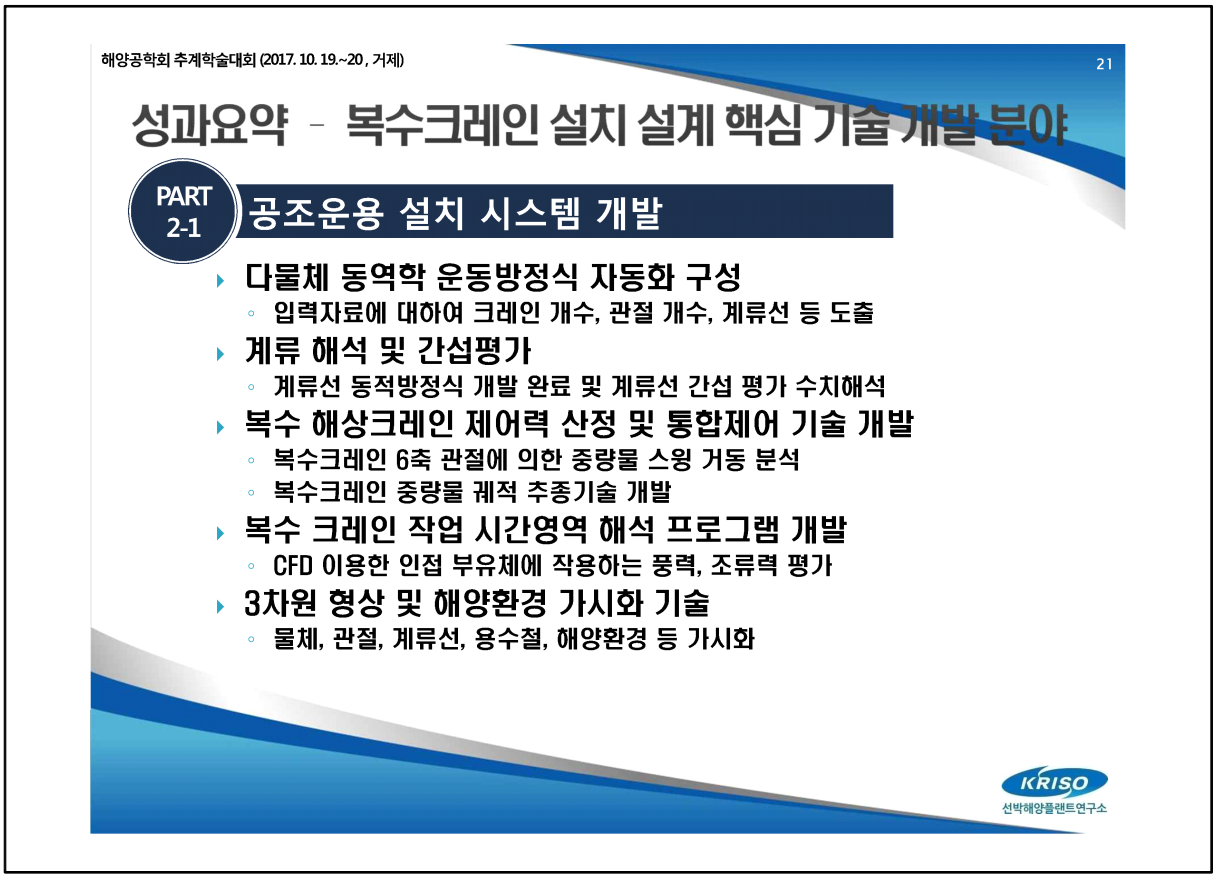


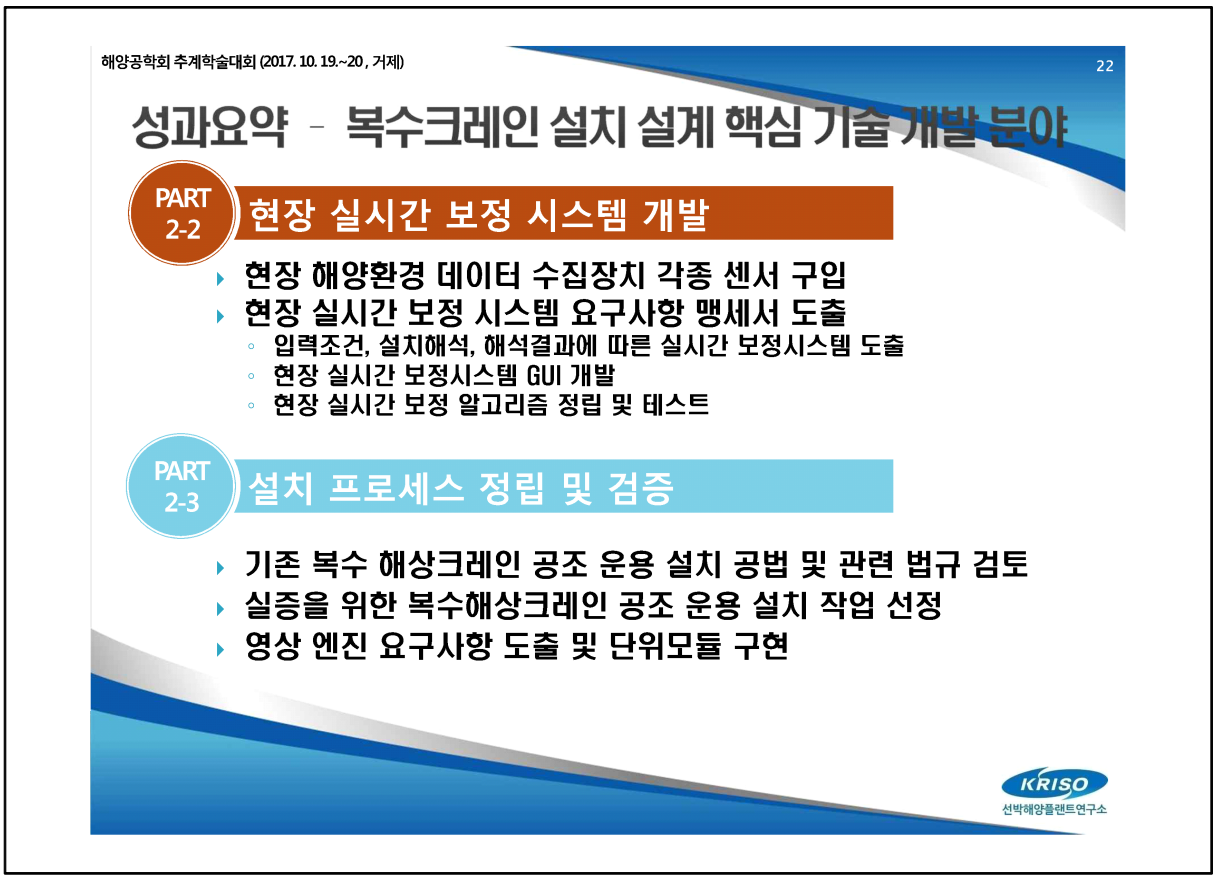
LSF Type	Heading (°)	Static Force (ton)			Required Bollard Pull Force (ton)
		Wind	Current	Wave	
Passive	0	44.4	1.8	8.2	54.4
	45	37.5	12.8	9.0	59.3
	90	27.4	18.6	3.0	49.0
	135	36.6	13.6	9.6	**59.7**
	180	44.4	1.8	3.3	49.5
Active	0	41.7	1.8	8.2	51.7
	45	35.8	12.8	9.0	57.5
	90	27.2	18.6	3.0	48.9
	135	35.0	13.6	9.6	58.1
	180	41.7	1.8	3.3	46.8

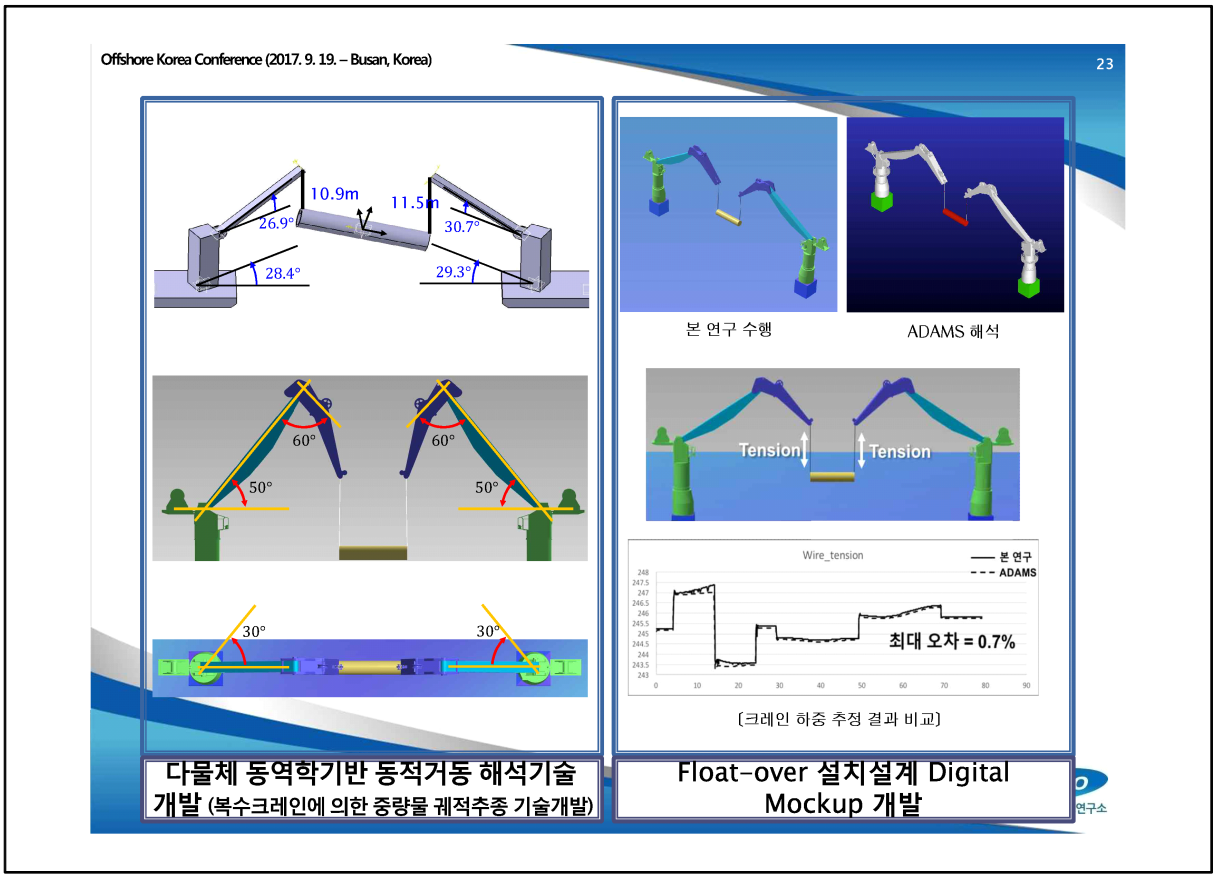


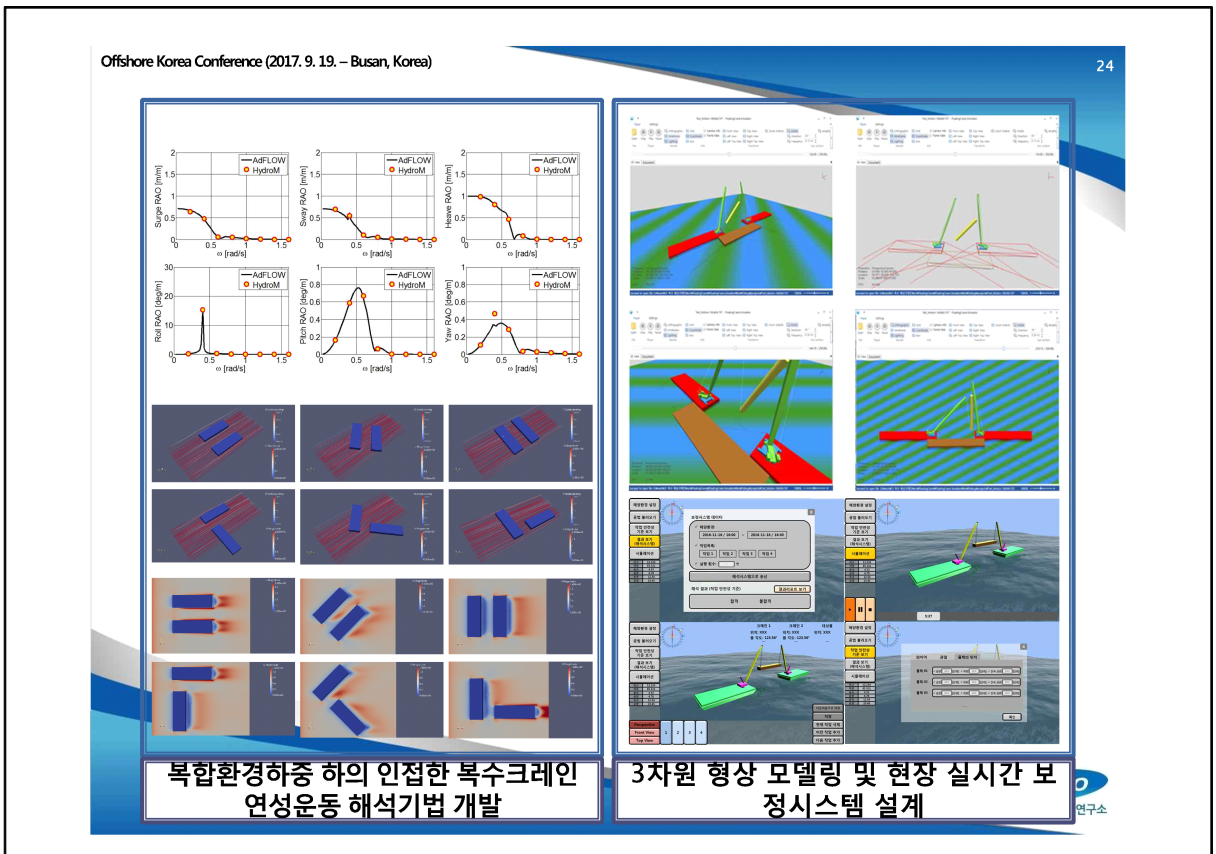

Offshore Korea Conference (2017. 9. 19. – Busan, Korea)
19
CAM1
12-16 11:41:50
Test ID 614-1
Irregular wave test
Max. +Amp
b=270 deg.,
Hs=0.5 m, Tp=6.0 s
4.50E+02
4.00E+02
3.50E+02
3.00E+02
2.50E+02
2.00E+02
1.50E+02
1.00E+02
5.00E+01
0.00E+00
LMU1 LMU2 LMU3 LMU4 LMU5 LMU6 LMU7 LMU8
cal
exp
Max. +Amp
b=270 deg.,
Hs=0.5 m, Tp=8.0 s
Mating 모형실험 (플로트오버 Mating 단계별 안정성 평가)
플로트오버 Mating 작업 모형시험 결과 및 수치해석 비교검증


Offshore Korea Conference (2017. 9. 19. – Busan, Korea)
20
Hydraulic Jack Lifting 방식의 가변식 상향조정 장치 시스템 개발
Float-over 설치설계 Digital Mockup 개발


해양공학회 추계학술대회 (2017. 10. 19.~20 , 거제)
21
성과요약 - 복수크레인 설치 설계 핵심 기술 개발 분야
PART 2-1
공조운용 설치 시스템 개발
다물체 동역학 운동방정식 자동화 구성
입력자료에 대하여 크레인 개수, 관절 개수, 계류선 등 도출
계류 해석 및 간섭평가
계류선 동적방정식 개발 완료 및 계류선 간섭 평가 수치해석
복수 해상크레인 제어력 산정 및 통합제어 기술 개발
복수크레인 6축 관절에 의한 중량물 스윙 거동 분석
복수크레인 중량물 궤적 추종기술 개발
복수 크레인 작업 시간영역 해석 프로그램 개발
CFD 이용한 인접 부유체에 작용하는 풍력, 조류력 평가
3차원 형상 및 해양환경 가시화 기술
물체, 관절, 계류선, 용수철, 해양환경 등 가시화
KRISO
선박해양플랜트연구소


해양공학회 추계학술대회 (2017. 10. 19.~20 , 거제)
22
성과요약 - 복수크레인 설치 설계 핵심 기술 개발 분야
PART 2-2
현장 실시간 보정 시스템 개발
현장 해양환경 데이터 수집장치 각종 센서 구입
현장 실시간 보정 시스템 요구사항 맹세서 도출
입력조건, 설치해석, 해석결과에 따른 실시간 보정시스템 도출
현장 실시간 보정시스템 GUI 개발
현장 실시간 보정 알고리즘 정립 및 테스트
PART 2-3
설치 프로세스 정립 및 검증
기존 복수 해상크레인 공조 운용 설치 공법 및 관련 법규 검토
실증을 위한 복수해상크레인 공조 운용 설치 작업 선정
영상 엔진 요구사항 도출 및 단위모듈 구현
KRISO
선박해양플랜트연구소


Offshore Korea Conference (2017. 9. 19. – Busan, Korea)
23
10.9m
11.5m
26.9°
30.7°
28.4°
29.3°
60°
60°
50°
50°
30°
30°
본 연구 수행
ADAMS 해석
Tension
Tension
Wire_tension
본 연구
ADAMS
최대 오차 = 0.7%
〔크레인 하중 추정 결과 비교〕
다물체 동역학기반 동적거동 해석기술 개발 (복수크레인에 의한 중량물 궤적추종 기술개발)
Float-over 설치설계 Digital Mockup 개발


Offshore Korea Conference (2017. 9. 19. – Busan, Korea)
24
AdFLOW
HydroM
Surge RAO [m/m]
Sway RAO [m/m]
Heave RAO [m/m]
Roll RAO [deg/m]
Pitch RAO [deg/m]
Yaw RAO [deg/m]
ω [rad/s]
복합환경하중 하의 인접한 복수크레인 연성운동 해석기법 개발
3차원 형상 모델링 및 현장 실시간 보정시스템 설계

자기반성과 숙고의 시간 필요

- **(경향) '인위적으로? 만들어진' 물줄기**
  - 4차산업혁명, 가상/증강현실 등의 용어들이 해양플랜트분야에 조합되어 만들어진 국가 연구개발사업들이 준비되고 있음. 그러나, 대다수의 전문가들은 새로운 시도가 의미있는 결과를 담보할 수 있느냐에 대한 의문이 있음.
- **(문제점 인식) 국가 연구개발사업의 효용성**
  - 지금까지 수행된 개별 사업/과제들이 과연 현재 국내 해양플랜트산업의 문제점을 얼마나 해결했는가에 대한 반문이 필요함
  - "연구를 위한 연구"를 배제할 수 있는 방법 필요
- **(현실 인식) 산업위축에 따른 난점에 대한 어려움**
  - 국내 업계 위축과 구조조정 등으로 국가연구개발사업 참여에 대한 분위기 저조. 패배감과 절망감은 물론 연구개발 투자에 대한 인식에 상당한 어려움이 상존

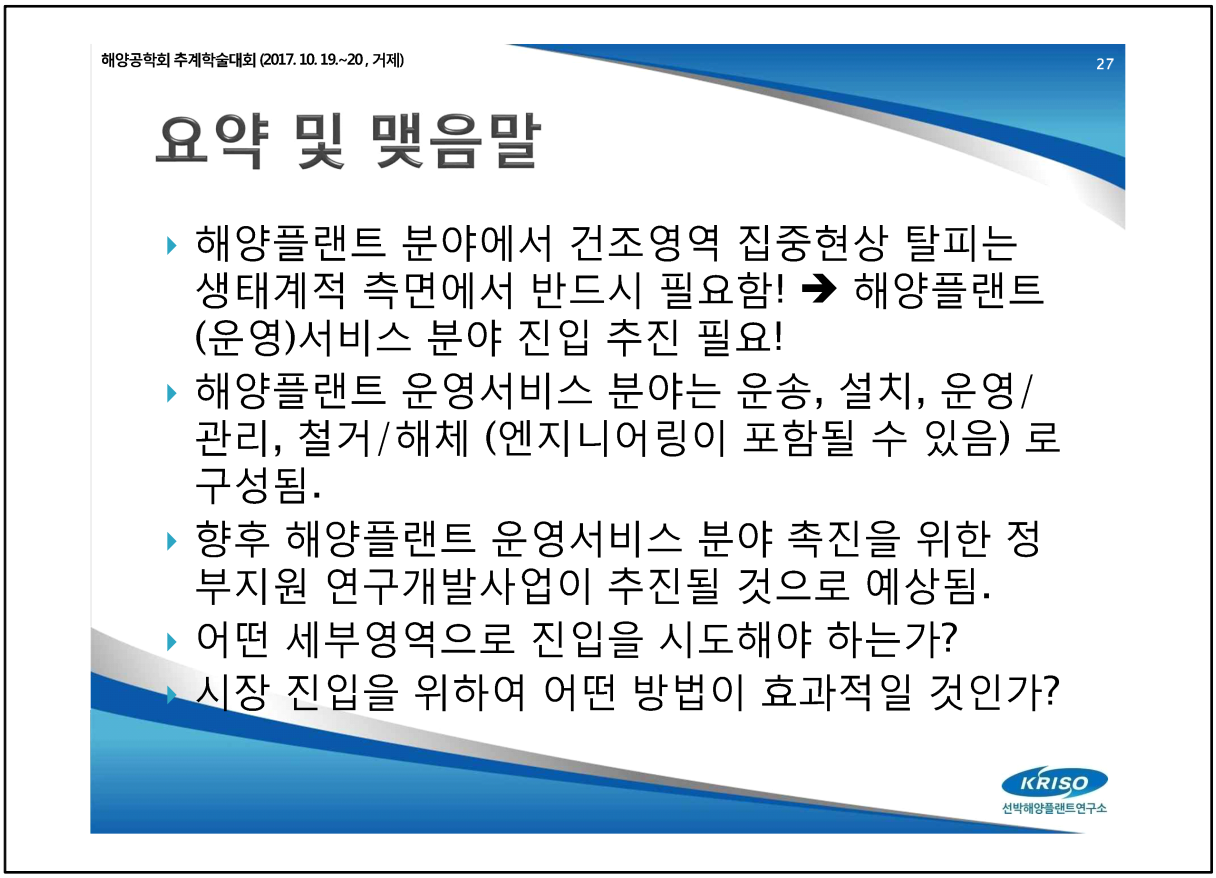
KRISO 선박해양플랜트연구소

석유가스 자원개발 공기업체 의견 수렴

- 해양 유정 개발 및 해양플랜트 운영서비스 역량 확보를 위한 자원개발 공기업 간담회 결과 (요약)

방문기관	논의 결과 (요약)
KOGAS & KNOC	• 공사의 FLNG의 지분 참여 검토 경험을 바탕으로 FLNG의 소유와 운영산업에 참여할 수 있는 방안에 대한 협력 검토 가능 • 공사에서는 Test Bed 및 생산 데이터를 제공·공유하고 이를 이용한 설비 최적화할 수 있다면, 해외시장 진출 및 국가 경쟁력 강화 기대 ✓ 기본상세 설계의 기술력 증진을 위한 연구개발에 적극적 협력할 계획 ✓ 해체와 지식기반 엔지니어링 사업에 관심이 있으며 석유공학적 설계 경험을 바탕으로 R&D 사업에 참여 시사

KRISO 선박해양플랜트연구소


해양공학회 추계학술대회 (2017. 10. 19.~20., 거제)
27
요약 및 맺음말
해양플랜트 분야에서 건조영역 집중현상 탈피는 생태계적 측면에서 반드시 필요함! ➔ 해양플랜트 (운영)서비스 분야 진입 추진 필요!
해양플랜트 운영서비스 분야는 운송, 설치, 운영/관리, 철거/해체 (엔지니어링이 포함될 수 있음) 로 구성됨.
향후 해양플랜트 운영서비스 분야 촉진을 위한 정부지원 연구개발사업이 추진될 것으로 예상됨.
어떤 세부영역으로 진입을 시도해야 하는가?
시장 진입을 위하여 어떤 방법이 효과적일 것인가?
KRISO
선박해양플랜트연구소

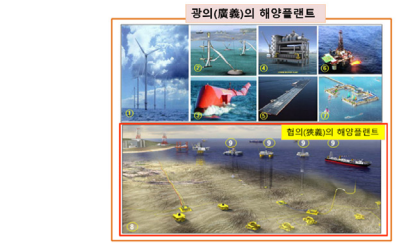


목차

1 해양플랜트산업 vs 해양플랜트 서비스 산업
2 해양플랜트 MMO 정의
3 MMO 사업별 분류
4 MMO 시장 분석
5 향후 연구 추진 방향
6 결론

1. 해양플랜트 VS 해양플랜트 서비스산업 (1/2)

◆ 해양플랜트와 해양플랜트 서비스 산업은 독립적인 산업이 아님.(연계산업)



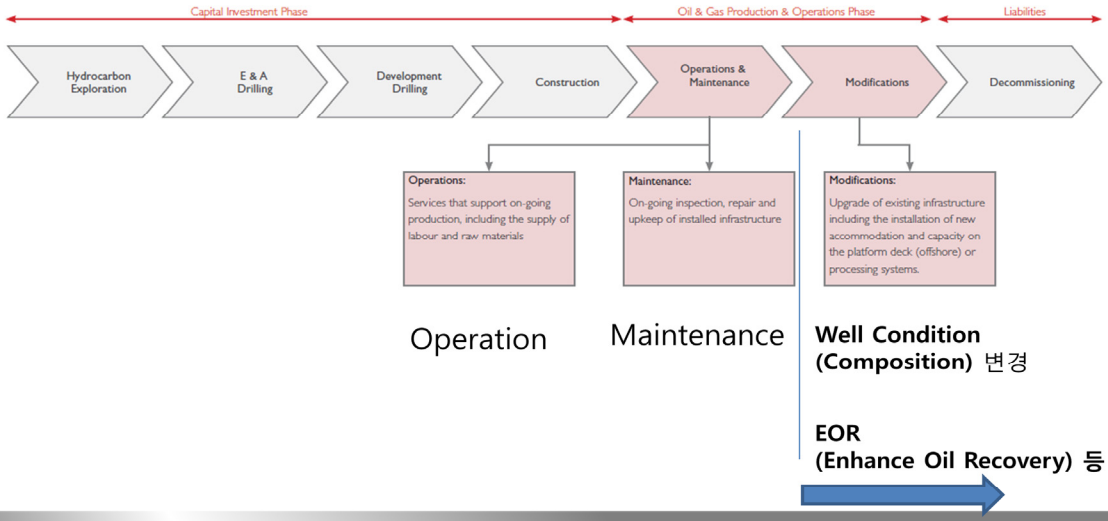


해양플랜트 범위 \ 서비스산업범위		해양플랜트 서비스산업	
		협의(狹義)의 해양플랜트 (Oil & Gas 산업에 한정) - 시추산업(Drilling) - 해양생산설비산업 - 심해산업(Subsea)	광의(廣義)의 해양플랜트 (Oil&Gas 산업 + - 해양광물자원 - 해양신재생에너지 - 해양공간이용 - 해양미래기술
해양플랜트	협의(狹義)의 해양플랜트 서비스산업 (탐사, 시추, 운영 + 해양플랜트 지원 사업 (운반, 설치, 해체, 부대산업)	**4** (아래의 그림번호 및 음영 참고)	**2** (아래의 그림번호 및 음영 참고)
	광의(廣義)의 해양플랜트 서비스산업 (협의의 플랜트 + 해양에서 이루어지는 모든 기타 지원 사업)	**3** (아래의 그림번호 및 음영 참고)	**1** (아래의 그림번호 및 음영 참고)

2. 해양플랜트 MMO의 정의

◆ 해양플랜트 MMO(Maintenance, Modification and Operation산업)

해외 기자재 업체 및 국내 업체 중심



3. MMO 사업별 분류

◆ 해양플랜트 MMO(Maintenance, Modification and Operation) 대분류

소분류	설명	시장 규모순위
Asset Service	Offshore Oil & Gas 설비들 구성하는 Sub-System에 대한 직접적인 유지보수 활동(교체, Update, Upgrade 등) - Electric, Fabrication, Mechanical, E&I, Process Equipment, Rotating Equipment, Special Equipment의 직접적이고 적극적인 유지보수 활동	1
Asset Integrity	유지보수를 위한 관리(Management)서비스, 컨설팅 서비스, 검사(Inspection)서비스 및 Flushing, Chemical - Cleaning, Module Single Lifting등의 유지보수 서비스 활동	3
Support Service	직접적인 유지보수 활동보다 유지보수를 지원하는 서비스에 관련된 활동 - Crew 인력관리, 의료서비스, Hotel Service, Helicopter service	4
Modification	Well Condition의 변화에 따라 Topside System 및 관련 시스템을 수정하는 활동 Topside Module의 'Future Module' 등의 수행하는 모든 활동을 포함함 - 검증구, Subsea Tie up, Future Module 교체 등	2

2017년 기준 전세계 해양플랜트 MMO(Maintenance, Modification and Operation) 시장규모

2017년	Asset Service	Asset Integrity	Support Service	Modification
	52,045	11,093	5,318	12,807

57조

단위 : mil. USD

5

3. MMO. 산업별 분류 ① Asset Service

◆ Asset Service의 분류(1/2) – 제일 규모가 큰 시장

소분류	설명	시장 규모순위
Electrical Equipment	최신기술들을 업그레이드하고 환경적인 제약요건들에 대하여 보조를 맞추기 위하여 진행되며 구체적인 활동으로는 - e-machinery services - 엔지니어링 및 유지보수 지원, High voltage 서비스 및 진단 등의 활동들이 있다.	7
Fabric Maintenance	하나의 대형계약의 일부분으로 진행된다. 설비/플랫폼 좋은 상태로 유지하기 위한 활동이며 구체적활동으로는 - Walkway 유지보수/ - 표준처리 및 재페인팅 / - 족장(scaffolding) & Rope access - Specialist cleaning / - asbestos survey & removal / - Insulation ad special access solution	1
Mechanical Service	기계 및 각종 장비들을 신뢰성 있고 안전하게 운영하기 위하여 적용되어진다. (day-to-day), 구체적인 활동으로는 - Hardware software engineering, - Control cabinet assembly - Electrical installation, calibration and validation., - High voltage 서비스 및 진단 - 유지보수 및 검사 서비스, - Industrial IT & MES in Electrical Building등이 활동들이 있다.	3
Electrical & Instrumentation		4

6

3. MMO 산업별 분류 ① Asset Service

◆ Asset Service의 분류(2/2)

소분류	설명	시장 규모순위
Process Equipment/ Process Equipment Fabrication	프로세스 장비들이 신뢰성있고 안전하게 운전될 수 있도록 관련 서비스를 제공함. 또한 해양플랜트의 수명연장과 공정개선을 통한 전체 시스템의 효율향상을 위한 활동들도 포함함. - Boiler services - bumers & retrofits 등	6
Rotating Equipment	신뢰성있고 비용효과적으로 운영할 수 있도록 유지관리하는 활동들이며 구체적으로는 - Spare part sevices - Turines, compressors, pumps, generaors, gear boxes, engines 외 다른 기계장비의 교체 서비스	5
Speciality Equipment	프로젝트별로 제공되는 특수서비스로 구체적으로는 - Pump & Valve 서비스 - On-sites machining & bolting 서비스 - Manufacturing 서비스 - 검사 및 시험 서비스 - 각종 Heat treatment 서비스 등이 있다.	2

7

3. MMO 산업별 분류 ② Asset Integrity

◆ Asset Integrity

소분류	설명	시장 규모순위
Asset Management	유지보수 및 개조프로젝트의 최적화 및 지정된 예산과 정시에 해당프로젝트가 완료될 수있도록 하는 모든 관리기법에 지원 서비스등이 있다	2
Asset Consultancy	해양플랜트 운영에 대한 전문적인 지식기반 지원 서비스	4
Integrity Service	모든 검사(Inspection) 서비스에 대한 위험기반방법론의 적용방법에 대한 지식정보 서비스를 활동들이며 구체적으로는 - En protection & monitoring solutions - 비파괴검사 서비스(Non-destructive testing & Inspection test) 등이 있다	1
Relocation & Decommissioning	Floating unit을 재이동 시키는 Single Lifting 활동 및 decommissioning을 진행하기 전에 hydrocarbone을 제거하는 서비스 등이 있다	3

8

3. MMO 산업별 분류 ③ Support Service

◆ Support Service (서비스시장중 가장 규모가 작은 시장)

소분류	설명	시장 규모순위
Administration	Crew들의 활용에 대한 관리(인력관리 중심) 서비스	3
Medics	의료서비스 및 Crew와 관련된 각종 지원서비스	
Radio Operation	Passenger, Freight에 대한 모든 Helicopter관련 모든 업무 서비스	
Deck crew	Deck 작업자 지원 서비스로 대표적인 것은 모든 Crane 운전과 관련된 Material Handling 관련 업무등이 있다	2
Hotel Service	시설관리, Catering, Hospitality, Non-Technical Maintenance 활동등이 있다.	1

9

3. MMO 산업별 분류 ④ Asset Modification

◆ Asset Modification

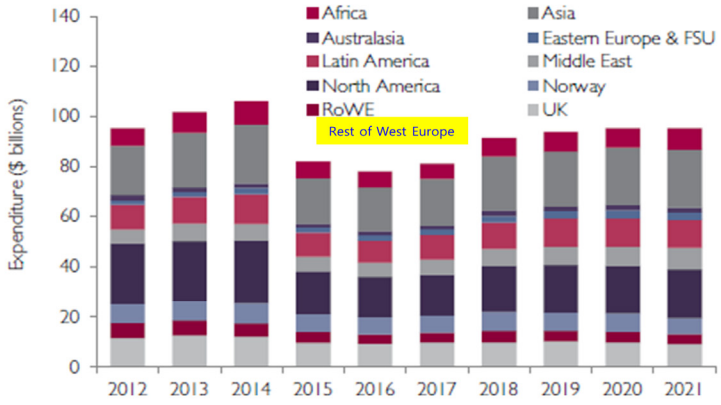
소분류	설명	시장 규모순위
Accommodation	작업인력증가로 인한 거주구 시설증가 및 거주구 관련 개조 및 관련 설비들의 업그레이드 활동등이 있다.	4
Communications	Human factor engineering, noise 감소, Air 품질, 조명등과 같은 control romm 내부의 환경개선 활동등이 있다.	3
Gas Treatment	가스설비의 용량의 증가나 효율증가를 위한 가스공정의 수정 활동등이 있다.	1
LPP (Low Predict Pressure)	Hydrocarbon field에서 Recovery를 증진시키거나 생산을 가속화하기 위하여 하는 수정활동. 통상적으로 Reservoir의 압력의 변동과 관련된다.	2
Platform Rig	Support infrastructure 또는 관련 모든 시스템에 대한 유지부수, 대상시스템 교체 및 수정에 관한 활동등이 있다	5
Subsea Tie-ins	Subsea 장비들과 해상 설비들의 Pipe Tie-Ins활동 등이 있다.	6

10

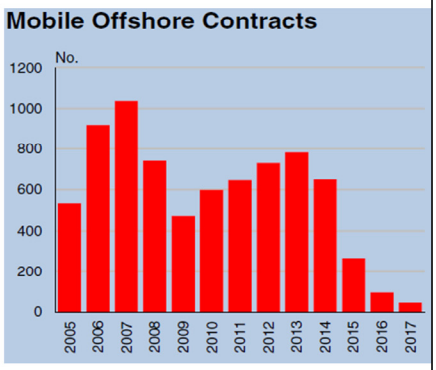
4. MMO 시장 분석

◆ MMO산업의 향후 시장 예측

신조시장보다 비교적 안정적인 시장 형성



출처 : Douglas Westwood



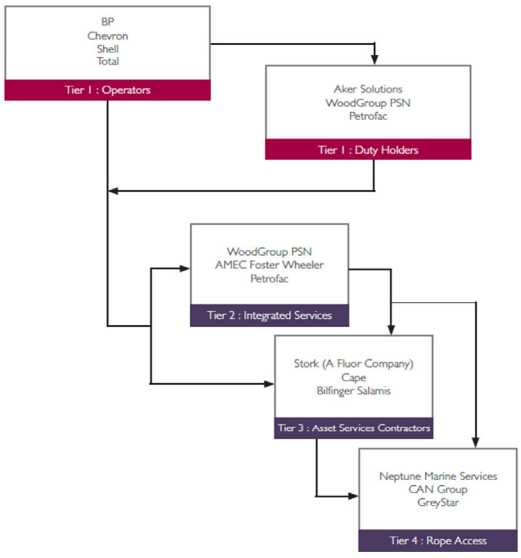
출처 : Clarkson, Yard Monitoring

11

4. MMO 시장 분석

◆ MMO 시장의 Supply Chain : Asset Service에 대한

- Aibel
- Aker Solutions
- Beerenberg Group
- Bilfinger Salamis
- CAN Group
- Cape
- Dietsmann
- Enermech
- GreyStar
- Hydratight
- Neptune Marine Services
- Petrofac
- Stork (A Fluor Company)
- WoodGroup PSN



12

4. MMO 시장 분석(기업간 인수합병)

◆ 해양플랜트 산업은 현재 기업간 인수합병/ 업종간 Cross over 진행

유사, 또는 동일 업체간

엔지니어링/EPC	Wood Group-Amec Foster Wheeler
해양 시추선	Transocean-Songa Offshore
해양 시추선	Ensco-Atwood Oceanics
OSV	Solstad-Farstad
해양건설/OSV	Subsea 7-EMAS Chiyoda Subsea

이종 업체간

제목	유정/저류층 서비스-서브씨 장비-해양 건설
특징	-
사례	Schlumberger-Cameron-Helix(Alliance), Schlumberger-Cameron-Subsea 7(Alliance) 등

제목	서브씨 장비(SPS)/시스템-해양 건설(SURF)
특징	표준화된SPS/제어시스템/SURF 공급 및 해상 설치 서비스의 통합 제공 가능
사례	FMC-Technip(M&A), Aker Solutions-Saipem(Alliance), Aker Solutions-Subsea 7(Alliance), Simens-Saipem(공동개발협약), GE Oil & Gas-McDermott(JV), GE Oil & Gas-SapuraKencana(JV) 등

제목	엔지니어링-해양 건설
특징	서브씨 엔지니어링/PM 노하우 적용한 컨셉/FEED 스터디 역량 강화 및 통합 서브씨EPCI 서비스 제공 가능. 일부의 경우 해양 건설 자산 활용 극대화에 중점
사례	Saipem-Chiyoda-Xodus(JV), KBR-Subsea 7(Alliance), Chiyoda-EMAS(JV), Petrofac-McDermott(Alliance)

제목	엔지니어링-해양 건설
특징	서브씨 엔지니어링/PM 노하우 적용한 컨셉/FEED 스터디 역량 강화 및 통합 서브씨EPCI 서비스 제공 가능. 일부의 경우 해양 건설 자산 활용 극대화에 중점
사례	Saipem-Chiyoda-Xodus(JV), KBR-Subsea 7(Alliance), Chiyoda-EMAS(JV), Petrofac-McDermott(Alliance)

13

4. MMO 시장 분석

THE LINDE GROUP + PRAXAIR — Linde, Praxair agree $73 billion merger to create global gases leader

Technip take it further. + FMC Technologies → TechnipFMC

GE + BAKER HUGHES → BAKER HUGHES a GE company

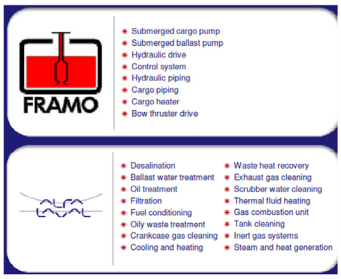
amec + FW → amec foster wheeler

Shell + BG GROUP → COMBINING SHELL AND BG

14

4. MMO. 시장 분석

◆ 기자재 업체 + 기자재 업체/ 기자재 업체+운영서비스 업체



Submersible Pump

+

Alfa Laval

한국 업체에게는
Risk 증가

높아지는 진입장벽

CAMERON
A Schlumberger Company

장비제공사

+

Schlumberger

운영사

5. 향후 연구 추진 방향

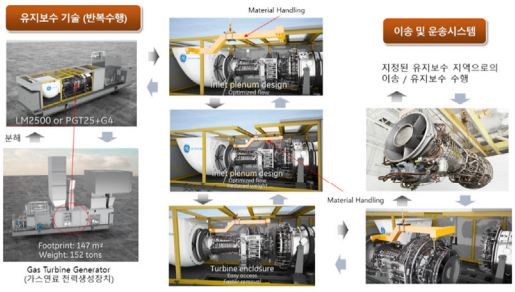
◆ 해양플랜트 서비스산업중 MMO는 해양플랜트 기자재 산업과 연계된 시장

(Rotating Equipment 중심, Component 중심 접근도 하나의 방향)

◆ Human Factor Engineering, Working Environment 기반 설계

(작업자 안전 및 작업 환경 관련 기술)

◆ 해외 주요 기자재 공급 기관과의 연계



✓ '작업환경' 및 '인간중심'기반의 주요 에너지社/엔지니어링社의 해양플랜트 MH기술 분석

✓ 국제 표준에서 명시된 '작업환경' 표준 분석 등

해양플랜트 핵심 운영/유지보수 기술 확보

✓ 해양플랜트 분야 MH 표준 개발

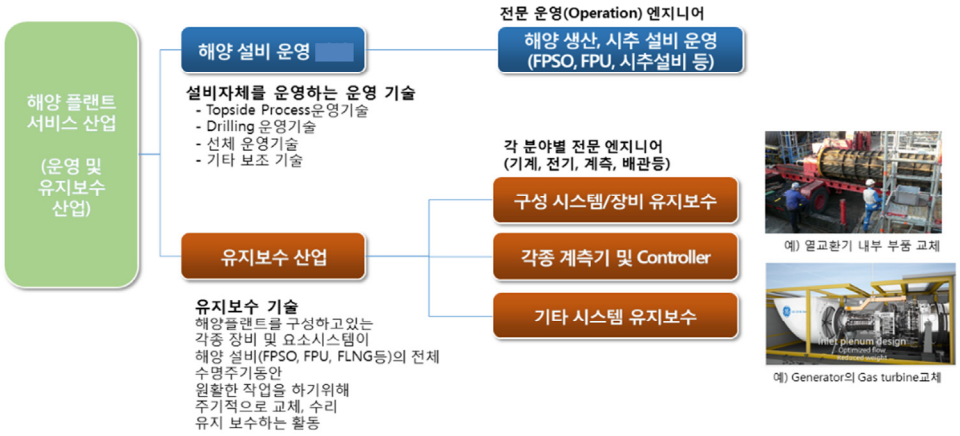
✓ 해양 신산업 분야 MH 관련 표준 개발

✓ 핵심 MH 시스템 개념 설계 및 운영절차 개발 등

5. 향후 연구 추진 방향

◆ **해양플랜트 서비스산업중 MMO는 해양플랜트 기자재 산업과 연계된 시장**

※ Material Handling 활동 : 해양플랜트의 수명주기동안 설치된 모든 시스템들의 운용 및 유지보수(교체, 수리 등)를 위해 분해(disassembly), **이 동 (lifting/transportation)**, 수 리 (repair), 조 립 (assembly), 시 험 및 시 운 전 (Test, Pre-operation) 및 운 용 (Operation)하는 모든 일련의 활동들.



6. 결론

◆ **해양플랜트 MMO는 기자재 산업을 접근도 하나의 방법으로 판단**

Rotating Equipment 중심, Component 중심 접근도 하나의 방향

◆ **기존의 설비를 운영하는 기술 및 유지보수는 제조시장이 줄어들어도 큰 영향 없음**

지속적으로 진행 가능한 해양기자재 유지보수(Asset Service 시장으로의 진출 방안 모색)

대표적 Rotating Equipment 공급업체인 Sulzer(Pump), Siemens(Compressor), GE(Turbine Generator)등은 After Sales Market이 신규 Market보다 유사 또는 상위함(현재 기준)

◆ **진입장벽이 높은 Topside공정보다 상대적인 비교우위를 가지고 있는 FLNG, FBLT, FSRU등의 시장에 집중 투자 → Track Record 구축 → Service 산업 진출**

(기자재 분야 및 기타 유지보수에 관한 내용도 입찰시 반영 필요)

(각종 기자재 공급(Hull) 및 일부 Topside 설계 진행)

◆ **적극적인 인수합병 및 Joint Venture/Consortium 구성 (공사, KOGAS, KNOC등)**

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

유 체

부유식 방파제의 단면형상 변화에 따른 소파성능 비교 연구

강의하* · 이영길** · 이창진*
*인하대학교 조선해양공학과 대학원
**인하대학교 조선해양공학과

A Study on the Comparison of Wave Attenuation Performance According to the Cross Sectional Shape of Floating Breakwater

Ui-Ha Kang*, Young-Gill Lee** and Chang-Jin Lee*

*Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Graduate School, Inha University, Incheon, Korea
**Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Floating Breakwater 부유식 방파제, Numerical Simulation 수치시뮬레이션, Wave Attenuation Performance 소파성능, Model Test 모형시험, Cross Sectional Shape 단면형상

ABSTRACT: In this study, as fundamental study for shape design of floating breakwater, numerical simulation on a change of wave attenuation performance according to using basic simple cross sectional shapes and combined or deformed shapes were performed and examined. As a numerical simulation method, a computation method based on the MMD(modified marker-density method) were used. The transmission coefficients of the floating breakwaters according to the changes in cross-sectional shape were simulated and compared. To verify the accuracy of numerical methods in this study, the numerical simulation results are compared with those in the previous studies. In order to improve the wave attenuation performance by overcoming the problems which the existing floating breakwater with rectangular cross section causes, numerical simulations have been carried out on the floating breakwaters which have various cross section shapes. This study performed the reverse trapezoidal shape and the hat shape with reference to the previous study. To verify the numerical simulation, a model experiment was performed and compared with the results.

1. 서 론

해안 및 해양에 설치되는 시설물들을 파도로부터 보호하고 기능성과 안전 및 안정성을 효율적으로 확보하기 위해서 파랑제어구조물의 설치가 필요하다. 일반적으로 파장제어구조물로 방파제를 설치한다. 하지만 기존의 중력식 방파제는 제작 및 설치에 많은 시간과 경비가 소요되고 해수의 흐름을 방해하여 환경 및 생태계에 많은 변화를 주는 단점을 가지고 있다. 이를 해결하기 위하여 과거부터 특정한 계류시스템을 사용하는 부유식 방파제의 도입이 진행되어 왔다. 이런 부유식 방파제는 중력식 구조물에 비해 파도 에너지가 집중된 수면 상부에만 설치되어 해류의 흐름과 어류의 이동이 자유로워 친환경적이고, 수심에 따른 공사비의 차이가 크지 않아 수심이 깊은 경우 중력식 방파제 보다 경제적으로 유리하다는 장점이 있다. 하지만 부유식 방파제 역시 기존 중력식 방파제에 비해 파도 에너지를 완전히 차단하지 못하며, 지속적인 관리가 필요하고, 계류선이 파손되는 경우 항내에 큰 피해를 줄 위험성 같은 단점도 가지고 있다. 부유식 방파제의 성능 향상을 위한 연구는 오래 전부터 수행되어 왔으나, 대부분 선형이론을 기반으로 하고 있어 높은 파고에서의 성능과 안정성은 적절히 고려되고 있지 않다.

부유식 방파제에 관한 연구로는 Grinyer (1995), Mani (1991) 등 많은 연구가 진행되고 있다. 송무석(1998)등은 규칙 파 중 상자 형상 부유식 방파제의 특성을 파악하기 위하여 상자의 폭과 흘수, 파의 주기와 경사도를 변화시키면서 실험을 진행하고 그 결과와 수치계산을 비교하였다. 전인식(2002)등은 시간의존형 완경사 방정식을 이용하여 부유식 방파제의 적절한 평면 배치를 위한 기초적인 연구를 수행하였다. 이러한 방법은 방파성능을 단순히 수치적으로 정량화하여 방파제 주위 파도의 반사, 투과 효과를 처리하는 방법이다. Koutandaos(2004)등은 부유식 방파제의 응답과 작용하는 압력을 계산하기 위하여 수심 평균 파전달 모델을 개발하였다. Heave운동의 위상차가 방파성능에 큰 영향을 주고 전면 하부에서 가장 큰 압력이 작용하는 것을 보여주었다. Heny(2007)등은 마리나 주변 페리에 의한 항주 파를 막기 위한 목적으로 미국 브래머턴 마리나에 부유식 방파제를 설계하고, 부유식 방파제를 실해 역에 설치하여 페리에 의한 항주파를 적절히 감쇠시켰다. Tadayon(2010)등은 포텐셜 이론을 이용하여 흘수와 폭 등을 변화시키며 방파성능에 대하여 연구하였다. Yoon(2011)등은 LDV시스템을 이용한 실험을 진행하여 부유식 방파제 주변의 유동장에 대한 조사를 진행하였다. 또한 이현진(2013)등은 방파제의 소요재료량에 비해 변화가 작은 범위 내에서 연직 커튼판의 모양과 위치의 변화 및 수평 판의 부착 유

무에 따른 형식을 검토하여 파랑제어성능이 우수한 신형식부방파제를 제안하는 연구를 진행하였다. 고광오(2015)등은 파일 지지식 소파방파제의 파압특성을 2차원 수리모형실험을 통해 분석하였다.

한편 컨테이너선의 대형화로 인하여 수심이 얕은 항구의 경쟁력이 떨어지고 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 네덜란드 노를담 항구에서는 부유식 컨테이너선 부두를 계획하였다. (Fousert, 2006) 원활한 컨테이너선 적하역을 위해서는 방파제가 필수적이며, 깊은 수심의 필요로 인해 부유식 방파제에 대한 연구를 진행 중이다.

부유식 방파제의 소파성능은 입사파의 주기와 방파제의 형상과 특성의 함수이다. 부유식 방파제의 성능은 부유식 방파제의 특성 중 투과계수(Transmission Coefficient)로 표현할 수 있다. 이 투과계수(C_T)는 방파제의 성능을 나타내는 가장 중요한 특성으로 입사파의 파고(H_i)와 방파제의 후방 투과파의 파고(H_t)의 비로 표시된다.

$$C_T = \frac{H_t}{H_i} \quad (1)$$

일반적으로 투과계수는 0에서 1.0까지의 값을 가지게 되며, 투과계수가 0인 것은 입사파를 완전히 방파 하여 후방에는 파가 없다는 것을 의미하고, 1.0인 것은 방파를 전혀 못하는 것을 의미한다. 부유식 방파제의 투과계수가 0에 가까운 값을 가진다는 것은 매우 어려운 일이며, 현재 대부분의 부유식 방파제들의 설계 기준 투과계수 값은 0.5를 나타낸다. (Tsinker, 1995)

본 연구에서는 기존의 박재현(2000)의 모형시험 결과를 이용하여 본 수치시뮬레이션을 검증하였다. 검증한 MMD법을 기반으로 한 수치시뮬레이션과 상용프로그램인 STAR-CCM+를 이용하여 다양한 형상에 대하여 부유식 방파제의 규칙 파 중 소파성능 특성을 살펴보았다. 수치시뮬레이션 결과에 대해 검증하기 위해 모형실험을 수행하였다.

2. 수치시뮬레이션 소개 및 검증

2.1 수치시뮬레이션 소개

본 연구에서 사용된 프로그램은 TUMMAC계열의 프로그램을 자유수면, 물체, 유출입 경계조건들을 개선한 INHAWAVE-II를 사용하였다. 지배방정식으로는 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식이 사용되었으며, 격자크기 이하의 유동에 대한 난류특성을 고려하기 위해 Subgrid-Scale (SGS) 난류모델을 적용하였다. 지배방정식의 속도와 압력은 Two-step Projection기법으로 연성시켰다. 대류항의 공간이산화에는 Kawamura-Kurahara 법이 사용되었으며, 시간이산화에는 Adams-Bashforth 법을 이용하였다. 나머지 항들은 공간에 대하여 2차 중심차분법을, 시간에 대하여는 1차 전진차분법을 이용하였다. 자세한 수치해석 기법에 대한 내용은 Lee(2012)등과 Jeong(2013)등에서 찾아 볼 수 있다.

2.2 수치시뮬레이션 검증

본 연구에서 수치시뮬레이션 검증을 위해 박재현(2000)의 연구를 참고하였다. 대상물체는 단순한 사각 형상을 가지는 부유식 방파제이며 모델의 폭은 0.4m, 흘수는 0.1m, 건현의 높이는 0.15m이다. 본 연구에 사용된 INHAWAVE-II 수치시뮬레이션의 유동장은 물체에서 유입부 방향으로 2λ, 물체에서 유출부 방향으로 2.5λ로 설정하였으며 유출부 근처에 감쇠영역을 적용하였다. 유동장의 크기는 X방향으로 5m , Y방향으로 0.5m, Z방향으로 0.45m이다.

본 연구에 사용된 계산조건은 기존의 실험조건(박재현등 2000)과 마찬가지로 입사파의 파장(λ)은 0.8~2.35m, 파고(H)는 2.6~5.9cm, 파형경사(H/λ)는 0.01~0.05 정도의 규칙파이다.

본 수치시뮬레이션의 결과를 박재현(2000)의 실험결과와 비교하였을 때, 투과계수의 경우 약 13%이내의 오차가 발생하였으나, 입사파의 변화에 따른 투과계수의 경향이 큰 차이를 보이지 않아 수치기법에 대한 정도성을 확인할 수 있었다. 자세한 내용은 Kang(2017)에서 찾아볼 수 있다.

3. 다양한 형상에 대한 소파성능 연구

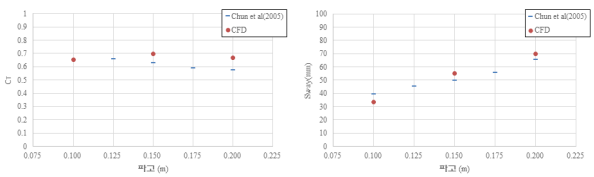
현재 국내 및 국외에 설치된 부유식 방파제들은 대부분 단면 형상이 사각 형상임을 확인 할 수 있다. 사각 형상의 부유식 방파제의 경우, 제작이 간단하고 단주기에서 소파성능이 뛰어나다는 장점이 있지만 기존연구들과 본 연구의 결과를 보면 장주기에서 소파성능의 효율이 떨어진다는 점을 확인 할 수 있다. 사각 형상 부유식 방파제가 가지는 단점을 개선하여 장주기에서도 우수한 소파성능을 가지는 부유식 방파제의 기초연구로 사각 형상 외에 다양한 형상에 대해서도 소파성능을 확인하는 연구를 진행하였다.

먼저 사각 형상을 가지는 부유식 방파제의 소파성능과 운동을 확인하고자 Chun(2015)의 실험 중 사각 형상 단면을 가지는 부유식 방파제(model4)를 대상으로 STAR-CCM+로 수행하였다. 입사파의 제원은 해당 연구와 동일하다.

수치시뮬레이션을 통해 구한 투과계수 및 Sway, Heave, Roll 진폭을 Fig. 1, 2에서 확인할 수 있다. 실험과 수치시뮬레이션의 결과는 유사한 경향을 보였다.

Fig. 1은 주기(T)를 고정하고 파고를 0.05m 간격으로 변화시켜가며 계산한 결과로 파형경사가 방파제의 성능에 큰 영향을 주지 않음을 알 수 있다.

Fig. 2는 파고를 고정하고 주기를 0.1초 간격으로 변화시켜가며 계산한 결과로 이때 입사파장과 부유식 방파제 폭(B)의 비(λ/B)의 범위는 2.8 ~ 6.1에 해당한다. 입사파의 주기가 증가하며 실험과 수치시뮬레이션 계산의 차이가 감소하는 경향을 보였다.



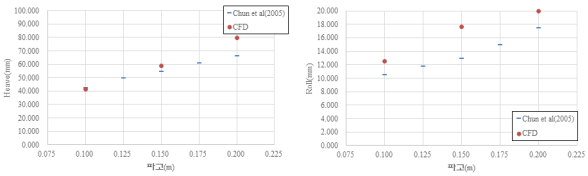


Fig. 1 Comparison between experiment (Chun, 2015) and numerical simulation for transmission coefficients(C_T), motions amplitude under a wave condition of T=1.0s

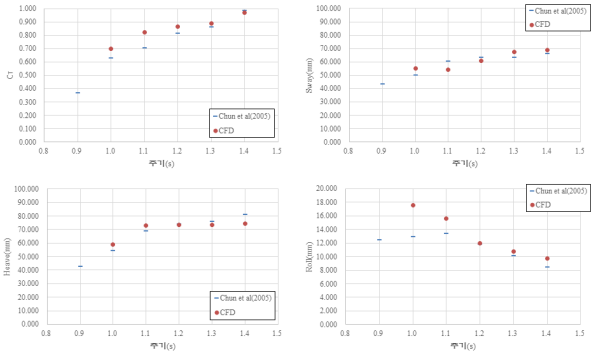


Fig. 2 Comparison between experiment (Chun, 2015) and numerical simulation for transmission coefficients(C_T), motions amplitude under a wave condition of H=0.15m

송무석(2005)등은 사각 형상 이외에도 사다리꼴 형상, 역 사다리꼴 형상, 모자 형상, 탁자 형상 단면을 가지는 부유식 방파제에 대해서도 소파성능을 확인하였다. 송무석(2005)등의 결과에서 역 사다리꼴 형상의 경우 단주기에서 소파성능이 사각 형상에 비해 효율이 높은 것을 확인하였고, 모자 형상의 경우에는 장주기에서 효율이 높은 것을 확인하였다. 이를 바탕으로 역 사다리꼴 형상과 모자 형상에 대한 소파성능에 대한 연구를 진행하였다.

파도의 조건을 선정하기 위하여 현재 국내에 설치되어 있는 부유식 방파제의 현황에 대해서 파악을 하였으며, 현재 부유식 방파제가 설치되어 운영 중이거나 설치가 계획 중인 해역 중 경남 고성에 있는 당항포의 해역을 대상으로 선정하였으며, 설계 파고는 0.85m, 파장은 13.6m이다. 이러한 조건을 기준으로 λ/B의 범위를 1~10으로 하여 장주기까지 소파성능에 대한 연구를 진행하였다. 입사파의 주기는 0.35~1.07초, 파고는 0.005~0.045m, 파장은 0.36~1.07m이며 파형경사는 0.025로 고정하였다. 또한 수치시뮬레이션에 사용한 단면형상은 사각형, 역 사다리꼴, 모자 형상이며, 송무석(2005)의 부유식 방파제의 제원(길이=1m, 폭=0.4m, 흘수=0.133m)과 당항포 해역에 설치된 부유식 방파제의 제원(길이=20.15m, 폭=7.05m, 흘수=2.35m) 및 인하대 선형수조와 조파기의 제원을 고려하여 부유식 방파제의 단면의 폭은 0.2m, 흘수는 0.067m, 건현은 0.016m로 정하였다. 축척 비는 1:35이며 방파제의 형상은 Fig. 3과 같다. Fig. 4는 모자 형상 부유식 방파제의 수치시뮬레이션을 위한 격자시스템이고, 총 격자수는 110만개이다.



Fig. 3 The model shapes used in the numerical simulations

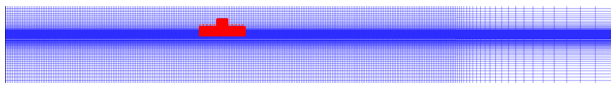


Fig. 4 Computational domain and the grid system

Fig. 5는 사각 형상과 역 사다리꼴, 모자 형상에 대한 투과계수의 그래프이다. λ/B=5를 기준으로 단주기와 장주기를 구분하여 소파 성능 비교 시, 역 사다리꼴 형상이 λ/B=1, 2의 단주기에서는 소파 성능이 기존 사각 형상에 비해 우수함을 확인 할 수 있다. 그러나 역 사다리꼴 형상은 λ/B=3부터 사각 형상에 비해 소파 성능이 떨어지며 λ/B=5부터는 파도를 전혀 방파하지 못하는 것을 확인할 수 있다.

다음으로 사각 형상과 모자 형상을 비교하면 λ/B=4이하에서는 모자 형상이 사각 형상에 비해 소파 성능이 떨어지는 것을 확인 할 수 있으나, λ/B=5이상의 장주기에서 투과계수가 0.6~0.8사이의 값을 보이며 사각 형상보다 우수한 소파 성능을 보였다.

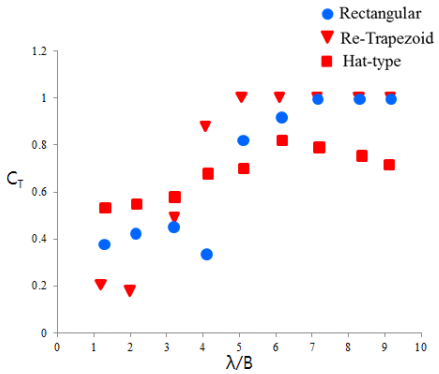


Fig. 5 Comparison of transmission coefficients according to the cross sectional shapes

4. 모형실험을 통한 결과 검증

수치시뮬레이션 결과를 검증하기 위하여, 인하대학교 예인수조에서 모형실험을 수행하였다. 길이는 0.6m, 폭은 0.2m, 흘수는 0.067m, 건현은 0.016m인 사각 형상 단면을 가지는 부유식 방파제를 대상으로 하였다. 2차원 모형실험을 진행하기 위해 수조 내부에 격벽을 설치하였다. 격벽 간에 부유식 방파제의 폭보다 약간 큰 0.61m 의 간격을 두었으며 격벽의 총 길이는 2.4m, 높이는 1.7m이다. 모형실험을 위한 격벽과 부유식 방파제의 모형은 Fig. 6과 같다.

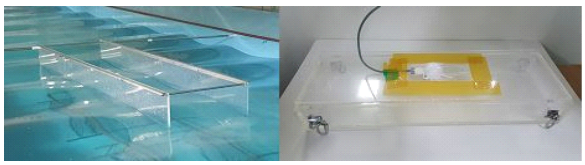


Fig. 6 Model and channel for model test

Fig. 7은 수치시뮬레이션 결과와 현재 진행한 모형실험에 대한 결과로 진행된 구간에서 참고논문의 결과와 일치하는 투과계수가 나타나는 것을 확인할 수 있다.

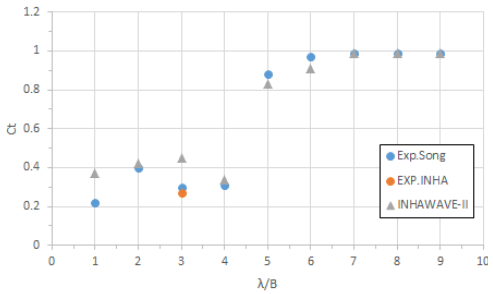


Fig. 7 Comparison of numerical simulations and Exp transmission coefficient results

4. 결 론

본 논문에서는 수치시뮬레이션을 통하여 다양한 단면 형상에 대한 부유식 방파제의 소파성능을 알아보고 그 결과를 참고논문과 본 연구에서 수행한 모형시험을 통하여 비교하였다.

(1) 본 논문에서는 수치시뮬레이션을 통하여 부유식 방파제의 형상에 따른 소파성능을 알아보기에 앞서 사각 형상 부유식 방파제에 대한 수치시뮬레이션을 통해 구한 투과계수를 참고논문의 실험결과와 비교하여 수치시뮬레이션을 검증하였다. 투과계수는 최대 13%정도의 차이를 보였지만 참고논문의 실험과 수치시뮬레이션의 파장의 변화에 따른 투과계수 경향이 유사함을 확인할 수 있었다.

(2) 수치시뮬레이션을 통하여 모형실험과 같이 사각 형상 부유식 방파제의 경우 단주기에서 소파 성능이 우수하나, 장주기에서는 소파 성능이 떨어지는 것을 확인 할 수 있었다. 사각 형상 단점을 보완하기 위하여 송무석(2005)의 연구를 참고하여 역사다리꼴 형상과 모자 형상에 대해 소파성능의 효율을 확인 하였으며, 역 사다리꼴 형상의 경우에는 단주기에서, 모자 형상의 경우 장주기에서 사각 형상에 비해 소파성능의 효율이 개선되는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 결과로 보면, 부유식 방파제의 단면 형상에 대한 연구를 진행한다면 단주기와 장주기 모두에서 소파 성능이 개선된 효과를 얻을 수 있다고 판단할 수 있었다.

(3) 앞서 계산을 진행한 수치시뮬레이션 결과를 검증하기 위해 인하대학교 선형수조에서 모형실험을 수행하였다. 모형시험은 참고논문의 실험과 비교하여 정도를 검증하였다. 수치시뮬레이션 결과를 수행된 모형실험 결과와 비교하여 투과계수가 비슷하게 나타나는 것을 확인 할 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국연구재단 기초연구지원사업과제(2016-548241)의 지원을 받아 진행하였습니다.

참 고 문 헌

Jae-Hyeon Park et al. (2000). "An Experimental Study of Improving the Efficiency of Pontoon-Type Floating Breakwaters. Journal of the Korean Society for Marine Environment & Energy 3(2) pp. 41-48.

전인식 (2002). “부유식 방파제의 반사-투과 경계조건을 적용한 항만 정온도의 해석”, 한국해안해양학회지, Vol.14, No.5, pp. 53-59.

Grinyer, A. W. (1995). "Fixed and Floating Breakwaters for Small Craft Habours: Experience at Town Quay Southampton, Haslar Marina, Portsmouth and Parkstone Yacht Haven, Poole" 3rd Int. Conf. Planning Design and Operation Marina III.

Mani, J. S, (1991) "Design of Y-frame Flaoting Breakwater", J. Waterway Port Coastal and Ocean Engineering, Vol.117, No.2, pp 105-119.

송무석 (2005). “간섭식 부방파제의 2차원 단면형상 소파성능” 한국해양환경공학회지, Vol. 8, No.2, pp. 67-73.

Murali, K. and Mani, J.S. (1997). "Performance of Cage Floating Breakwater" Journal of Waterway, Port, Coastal and Ocean Engineering. Vol.123, No.4, pp. 172-179.

Herny, R.F., Ahn, W, Garrixon C.,J and Shepsis, V, (2007). "Design of a Floating Breakwater for the Port of Bemerton" Proceeding of Ports 2007: 30 Years of Sharing Ideas : 1977-2007, pp. 1-10.

Tadayon et al, (2010). "Effect of Geometric Dimensions on the Transmission Coefficient of Floating Breakwaters"

J. Yoon and Y. S. Cho (2011) "Experimental Research on Effective Floating Breakwaters" Journal of Coastal Research. SI 64. pp. 631-635.

Jeong, K.L. Lee, Y.G. & Ha, Y.J. (2013). "Experimental and Numerical Study on the Effects of Bow Deck Shape on the Green Water", Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 50(5) pp. 273-281.

Chun-Yan Ji, Xiang Chen, Jie Cui, Zhi-Ming Yuan, Atilla Incecik, (2015), “Experimental Study of a New Type of Floating Breakwater”, Ocean Engineering, Volume 105, pp. 295-303.

Ui-Ha Kang, Young-Gill Lee and Chang-Jin Lee. (2017). "A Study on the Motion Response Characterization of Floating Breakwater with Simple-Shape using CFD", 2017 한국해양과학기술협의회 공동학술대회

KCS용 Post Energy Saving Device에 대한 성능 연구

김명길* · 김문찬* · 신용진* · 강진구*
*부산대학교 조선해양공학과

Study on Performance of Post Energy Saving Device for KCS

Myoung-Gil Kim*, Moon-Chan Kim*, Yong-Jin Shin*, Jin-Gu Kang*

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

KEY WORDS: Energy Saving Device 에너지 저감 장치, Rudder bulb 러더 벌브, Cap 프로펠러 캡, Twisted rudder 상하 비대칭 타, Computational fluid dynamic 전산유체역학

ABSTRACT: *Recently, as the effort to reduce EEDI, energy efficiency design index, increase researches on ESD, energy saving device, have been actively conducted. The KCS (KRISO container ship), which is the target ship of this study, also has various prior researches on the energy saving device. Among them, pre-device researches account for lots of parts Therefore, this study aims at the optimal design of post-device for KCS, and furthermore, the final goal is to carry out research on composite energy saving device that combines pre-device and post-device. In this study, the post-device is divided into three (Rudder, Rudder bulb, Cap). Twisted rudder was used for rudder, and Rudder bulb and Cap were confirmed by using CFD (Computational fluid dynamics) with diameter, gap and shape as design variables. We will design a post-device that will be optimized in the future and verify the performance of the post-device through model test in Pusan National University.*

1. 서 론

전 세계적으로 환경오염에 대한 관심이 높아짐에 따라 국제해사기구인 IMO(International Maritime Organization)에서는 2013년부터 건조되는 선박에 대해 에너지 효율지수인 EEDI(Energy Efficiency Design Index)를 제시하여 선박이 내는 이산화탄소 배출을 규제하고 있다. 2015년부터 선박의 EEDI 10% 감소를 목표로 2025년 이후로는 30%까지 감소해야 한다고 규정하고 있다. 이에 따라 에너지 저감 장치(Energy Saving Device, ESD) 및 복합 추진 장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 에너지 저감 장치는 프로펠러를 기준으로 선수 방향으로 Pre-device, 프로펠러에 해당하는 Main-device, 선미 방향으로 Post-device로 분류할 수 있다. 대표적인 Pre-device는 Pre-swirl stator(PSS), Pre-swirl duct(PSD) 등이 효과가 있는 것으로 알려져 있으며, Main-device로는 날개 끝 Rake propeller(TRP), Contra-rotating propeller(CRP) 등이 효과가 있는 것으로 알려져 있다. 또한 Post-device로는 Twisted rudder, Rudder bulb 등이 효과가 있는 것으로 알려져 있다.

본 연구는 에너지 저감 장치 중 Post-device에 대한 연구로, 비대칭 타 기준으로 벌브의 파라메틱 (Parametric) 설계를 수행하고 그 효과를 CFD를 통하여 확인하였다. 비대칭 타는 프로펠러 후류의 유입각을 고려하여 타의 상부와 하부를 비대칭으로 설계한 타로, 기존에 거의 모든 선종에 사용된 혼타(Semi-spade rudder)보다 효율 및 캐비테이션 성능에서 우수하다. Shen et al. (1997)은 러더의 Twisted 적용 유무에 따른 캐비테이션 성능을 Large Cavitation Channel에서 실험을 통해 비대칭 타의 우수성을 확인하였다. 그러나 비대칭 타 상하부의 비대칭형 단면이 연결되는 트위스트 부의 불연속으로 인해 캐비테이션 발생을 확인하였다. (Kim et al., 2009) 이에 따라 트위스트 부에서 발생하는 문제점을 해결하기 위해 다양한 연구가 진행되었다.

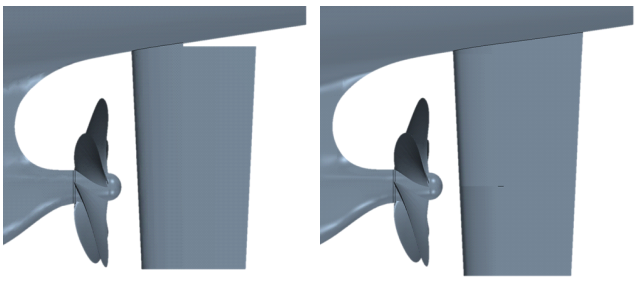
Kim et al. (2014)는 13,000TEU 컨테이너선용 Twisted Rudder에 벌브와 Thrust fin을 적용하여 약 2% 효율을 증가를 실험으로 확인 하였다. Cha. 2017 에서는 KCS 선형에 러더 벌브의 크기에 따라 효율을 비교하였다. 그 결과 벌브의 직경이 프로펠러 허브 직경의 0.9 일 때 약 1.6% 효율 증가를 CFD를 통해 확인하였다.

그러나, Post device로 효율을 극대화시키기 위하여, 프로펠러 Cap, Cap과 벌브사이 간격, 벌브 형상, 크기 등 다각적으로 상호 영향 분석이 필요하다. 이에 따라 본 연구에서는 대상선인 3600 TEU Kriso Container Ship(KCS)을 기준으로 Post-device는 3가지(Rudder, Rudder bulb, Cap)로 나누어 설계하였다. Rudder는 비대칭 타를 기준으로 삼았으며, 러더 벌브(Rudder bulb) 및 캡(Cap)은 직경, 간극, 형태를 설계변수로 두고 CFD를 이용하여 성능을 확인하였다. 성능 평가는 모형의 전달동력($2\pi n_m Q_m$)으로 평가하였다.

2. Post ESD 설계

2.1 비대칭 타(Twisted Rudder)의 설계

KCS의 기본형인 혼타를 기준으로 동일한 가동면적을 갖는 비대칭 타를 사용하였다. 또한 비대칭 타의 설계에서 혼타와 상부 스케그를 채워주어 이 부분에 생기는 볼텍스를 차단해 주었다. 혼타와 비대칭 타의 형상은 Fig. 1과 같다.



(a) Semi-spade rudder (b) Twisted rudder

Fig. 1 Modeling of semi-spade rudder and twisted rudder

비대칭 타는 NACA0018 단면에 대해 Maximum thickness point를 기준으로 상부는 좌현으로 5° , 하부는 우현으로 5° 만큼 비틀림각을 형성하였다. 비대칭 타의 단면 형상은 Fig. 2과 같다.

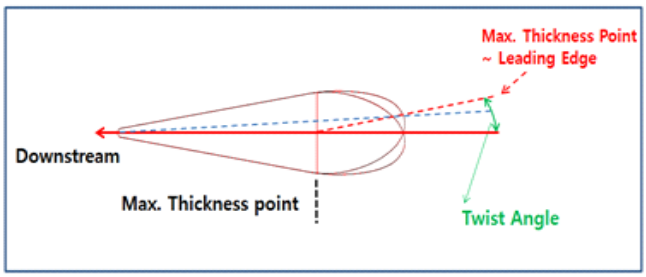


Fig. 2 Definition of twisted rudder section

2.2 러더 벌브(Rudder bulb)와 다이버전트 캡(Divergent Cap)의 설계

러더 벌브와 캡은 두 장치의 상관관계 영향을 확인하기 위하여 캡과 벌브간에 형상을 변화에 따른 성능을 확인하였다. 러더는 비대칭 타를 사용하여 상부와 하부의 불연속면을 러더 벌브가 포함할 수 있도록 설계하였다. 또한 프로펠러로 인해 수축되는 후류를 보완해 주기 위해 캡은 발산형으로, 러더 벌브의 직경은 허브보다 크게 설계하였다. 이 때 허브 직경은 러더 벌브와 캡의 형상을 더 쉽게 표현하기 위해 후류방향의 직경을 사용하였다. 그 후 4가지의 case를 선정해 post-device의 성능을 비교하였다. 발산형 캡의 각도, 허브 직경 및 러더 벌브 크기의 정의는 Fig. 3과 같다.

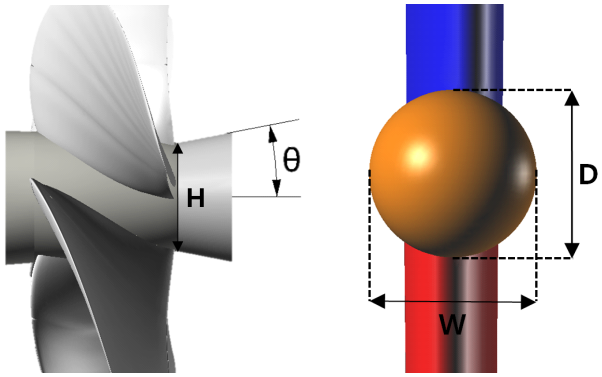


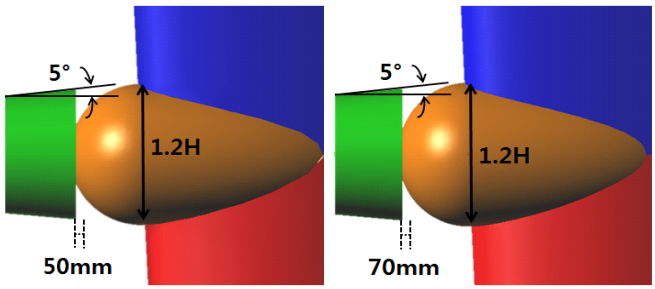
Fig. 3 Definition of cap angle, hub diameter and rudder bulb size

2.2.1 러더 벌브와 캡 사이 간극에 따른 설계

러더 벌브와 캡 사이의 간극을 모형선 기준 50 mm 와 70 mm로 정하여 자항 성능을 비교하였다. 동일한 조건하에서 비교하기 위해 러더 벌브 크기 및 캡 각도는 동일하게 가져갔다. 자세한 제원은 Table 1과 같다. 또한 본 연구의 목적은 복합 에너지 저감 장치의 효율 상승이므로 각 case study를 통해 더 효율적인 case를 선정해 다음 case에 추가적으로 접목시켜가며 성능을 비교하였다. 러더 벌브와 캡 사이 간극에 따른 모델링은 Fig.4와 같다.

Table 1 Dimensions of rudder bulb and cap according to rudder bulb & cap clearance at model scale

Clearance [mm]	θ [degree]	D	W
50	5	1.2H	1.2H
70	5	1.2H	1.2H



(a) Clearance 50mm (b) Clearance 70mm

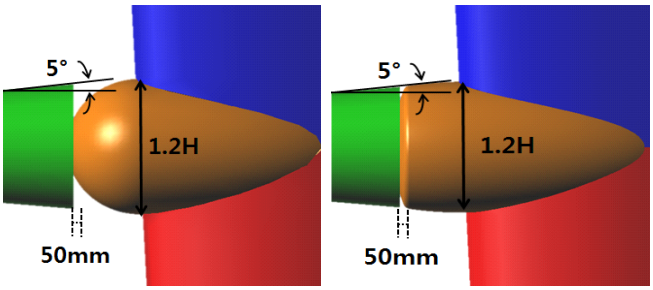
Fig. 4 Modeling of rudder bulb and cap according to rudder bulb & cap clearance at model scale

2.2.2 러더 벌브의 형상에 따른 설계

발산형 캡에 맞게 러더 벌브의 형상을 구형과 발산형으로 나누어 자항 성능을 비교하였다. 러더 벌브 크기 및 캡 각도는 동일하게 가져갔으며, 2.2.1절의 case study를 통해 50mm의 간극을 사용하였다. 자세한 제원은 Table 2와 같으며, 모델링은 Fig. 5와 같다.

Table 2 Dimensions of rudder bulb and cap according to rudder bulb type at model scale

Bulb type	Clearance [mm]	θ [degree]	D	W
Sphere	50	5	1.2H	1.2H
Divergent	50	5	1.2H	1.2H



(a) Sphere type (b) Divergent type

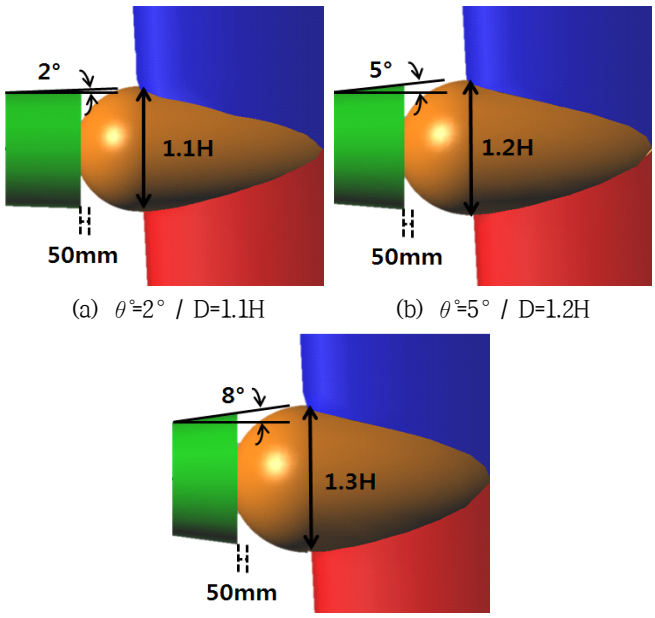
Fig. 5 Modeling of rudder bulb and cap according to rudder bulb type at model scale

2.2.3 러더 벌브 크기와 캡 각도에 따른 설계

러더 벌브 및 캡의 크기는 프로펠러로 인해 수축되는 후류를 보완해 주기 위해 설정해 주었다. 따라서 어느 한 장치의 크기를 변화시키기보다 두 장치를 함께 변화시켜 주었다. 러더 벌브와 캡 사이 간극은 동일하게 주었으며, 2.2.2절의 case study를 통해 구형타입의 러더 벌브를 사용하였다. 자세한 제원은 Table 3와 같으며, 모델링은 Fig. 6와 같다.

Table 3 Dimensions of rudder bulb and cap according to rudder bulb size and cap angle at model scale

Bulb type	Clearance [mm]	θ [degree]	D	W
Sphere	50	2	1.1H	1.1H
Sphere	50	5	1.2H	1.2H
Sphere	50	8	1.3H	1.3H



(a) θ=2° / D=1.1H (b) θ=5° / D=1.2H

(C) θ=8° / D=1.3H

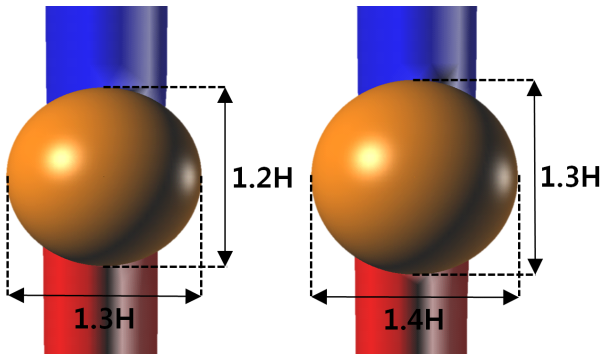
Fig. 6 Modeling of rudder bulb and cap according to rudder bulb size and cap angle at model scale

2.2.4 비대칭 러더 벌브 형상에 따른 설계

러더 벌브의 가로방향 직경(W)이 세로방향 직경(D)에 비해 더 큰 벌브를 설계하면 어느 정도 러더 벌브 핀(Rudder bulb fin)과 유사한 성능을 낼 것이라 기대하여 성능 연구를 해 보았다. 러더 벌브와 캡 사이 간극은 동일하게 주었으며, 2.2.3절의 case study를 통해 러더 벌브의 크기가 작을 때 보다 클 때에 더 우수한 성능을 보이는 것을 알 수 있었다. 따라서 러더 벌브의 가로방향과 세로방향 직경이 1.2H보다 크도록 설정해 주었다. 또한 이때 캡 각도(θ)는 세로방향 직경(D)에 맞추어 정하였다. 자세한 제원은 Table 4와 같으며, 모델링은 Fig. 7과 같다.

Table 4 Dimensions of rudder bulb and cap according to asymmetric rudder bulb type at model scale

Bulb type	Clearance [mm]	θ [degree]	D	W
Sphere	50	5	1.2H	1.3H
Sphere	50	8	1.3H	1.4H



(a) θ=5° /D=1.2H /W=1.3H (b) θ=8° /D=1.3H /W=1.4H

Fig. 7 Modeling of rudder bulb and cap according to asymmetric rudder bulb type at model scale

3. 수치해석

3.1 대상선 제원

수치해석의 대상선은 3600TEU KRISO container ship 선형으로 부산대학교 수조 크기를 고려하여 프로펠러 직경이 0.2m일 때의 축척비 39.5에 맞게 구성하였고, 설계 속도는 1.964m/s이다.

3.2 수치해석 기법

본 연구에서는 STAR CCM+ (Ver. 11.02)을 이용하여 수치 해석을 진행하였다. 3차원 비정상 비압축성 난류유동의 지배방정식인 연속방정식과 Reynolds Averaged Navier-Stokes(RANS)식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\left(\frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)\right] \tag{2}$$
$$-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho\overline{u_i' u_j'})+\rho g_i$$

여기서, ρ는 유체의 밀도, t는 시간, u_i는 유속, p는 압력, μ는 유체 점성계수, g_i는 중력 가속도이다. $\rho\overline{u_i' u_j'}$는 레이놀즈 응력(Reynolds Stress) 항이 된다. 난류모형은 추가로 풀어야 할 난류관련 방정식의 숫자에 따라 영-방정식(zero-equation), 1-방정식(one-equation), 2-방정식(two-equation) 모형 등으로 구분할 수 있다. 공학적으로 가장 많이 사용되는 대표적인 난류모형으로는 $k-\varepsilon$ 모형을 들 수 있다.

난류현상을 보다 정확히 모사하기 위해 때로는 난류응력을 직접 모형화한 소위 Reynolds-stress model을 사용하기도 한다. 최근에는 계산기의 발달로 난류모형을 도입하지 않고도 직접 난류현상을 모사하게 되었으며, 이를 직접 수치모사 (Direct Numerical Simulation, DNS) 라고 한다. 한편 난류현상 중 크기가 작은 와(eddy)에 대해서만 모형화를 도입하기도 하는데, 그 단계에 따라서 대형 와모사 (Large Eddy Simulation), 분리와모사 (Detached Eddy Simulation, DES) 라고 한다. 본 연구에서는 역 압력구배에 의한 경계층 박리 유동에 향상된 성능을 보여주는 난류모델인 Realizable $k-\varepsilon$을 사용하였다. 또한 자항해석 시 프로펠러 회전방법으로는 직접 회전시키는 Sliding mesh를 적용하였다.

3.3 해석영역 및 경계조건

본 연구에서 사용한 해석영역 및 경계조건은 Fig. 에서 보는 바와 같이 선수에서 선미로 유동이 흐르는 방향을 +x ,좌현을 +y,중력반대 방향을 +z로 하는 직교 좌표계를 사용하였다. 경계조건으로 선수부의 Inlet 과 Bottom, Top 에는 Velocity inlet을 설정하였고 유동이 빠져나가는 Outlet 에는 Pressure outlet으로 설정하였다. Domain 크기는 모형선의 L_{PP}에 대해서 정의를 한 것이다.

3.4 격자계 구성

본 연구에서는 선체표면 및 공간격자의 생성은 trimmed mesh와 prism layer를 사용하였다. 또한 형상이 복잡한 프로펠러는 tetrahedral mesh와 prism layer를 사용하였다. 자항성능 수치해석에 고려된 격자수는 각각 약 410만개이며, 구성은 Fig. 9와 같다. 표면에 위치하는 격자점의 첫 번째 위치는 $y^+=100$에 해당하는 위치를 고려하였다. Prism layer(경계층격자) 같은 경우 선체 주변에서 전단력이 중요하게 작용하므로 6개의 층을 나눠 벽함수(wall function)를 적용 하였다. 자유수면을 고려하기 위해서 VOF(Volume of Fluid) 방법을 사용했고 격자 또한 조밀하게 형성하여 두 가지 상(phase)이 만나는 부분에서 유동을 보다 정확히 계산 하고자 하였다.

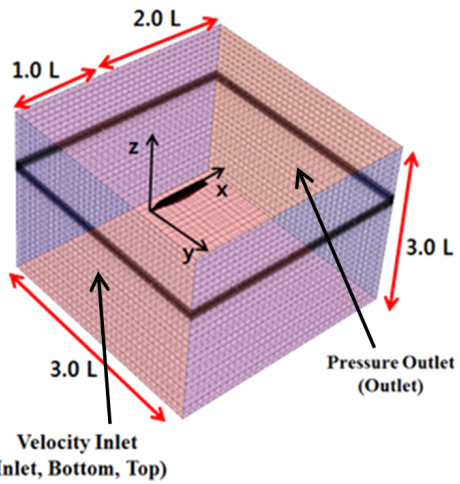


Fig. 8 Computational domain and boundary condition

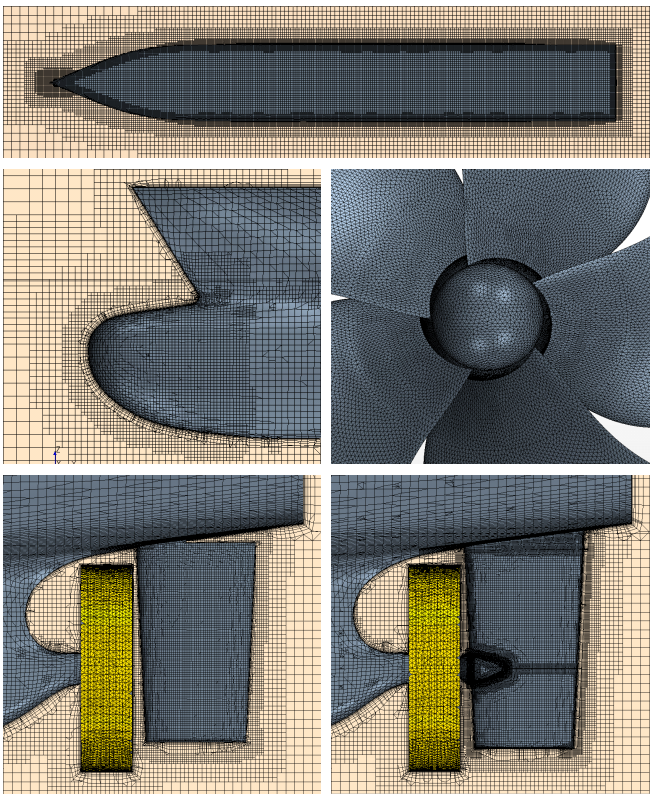


Fig. 9 Numerical grid system for calculations

4. 수치해석 결과

4.1 자항성능 수치해석 결과

자항점(Self-propulsion point)을 구하기 위하여 두 개의 프로펠러 회전속도에 대한 해석 결과를 내삽법(Interpolation)을 이용하여 구하였다. 또한 성능을 비교하기 위해 Choi, et al. (2009)이 제시한 해석법을 참고하였다. 2개의 프로펠러 회전속도에 대한 해석 결과를 이용하여 자항점(Self-propulsion point)에서 모형의 전저항 R_{TM}^{SP}, 추력 T_M , 토크 Q_M, 회전수 n_M 값을 구하였다. 여기서, 부가물에 따라 예인력 TF 값에 침수표면적을 고려하여 사용하였다. 성능 비교를 위해 모형선의 전달동력 PD_M 를 구하며, 다음 식을 통해 구한다.

$$TF = R_{TM}^{SP} - T_M \tag{8}$$

$$PD_M = 2\pi n_M Q_M \tag{9}$$

2.2절에서 4가지 Case에 대한 수치해석 결과를 Table 5~8에 정리하였다.

Table 5 Comparison of self-propulsion performance according to rudder bulb & cap clearance using CFD

Clearance [mm]	RPM	Drag [N]	Thrust [N]	Torque [N-m]	P_D_Diff. [%]
-	641.31	48.53	32.94	1.140	0
50	638.54	48.23	32.63	1.123	-1.88
70	639.11	48.28	32.69	1.125	-1.63

앞의 결과에서 러더 벌브와 캡 사이 간극이 50mm일 때의 성능이 더 우수하여 뒤의 case의 고정변수로 두었다.

Table 6 Comparison of self-propulsion performance according to rudder bulb type using CFD

Bulb type	RPM	Drag [N]	Thrust [N]	Torque [N-m]	P_D_Diff. [%]
-	641.31	48.53	32.94	1.140	0
Sphere	638.54	48.23	32.63	1.123	-1.88
Divergent	639.03	48.20	32.61	1.130	-1.25

앞의 결과에서 러더 벌브의 형상이 구형일 때 성능이 더 우수하여 뒤의 case의 고정변수로 두었다.

Table 7 Comparison of self-propulsion performance according to rudder bulb size and cap angle using CFD

Bulb size	Cap angle [degree]	RPM	Drag [N]	Thrust [N]	Torque [N-m]	P_D_Diff. [%]
-	-	641.31	48.53	32.94	1.140	0
1.1H/1.1H	2	639.43	48.27	32.67	1.126	-1.52
1.2H/1.2H	5	638.54	48.23	32.63	1.123	-1.88
1.3H/1.3H	8	638.49	48.25	32.65	1.124	-1.82

Table 8 Comparison of self-propulsion performance according to rudder bulb size and cap angle using CFD

Bulb size	Cap angle [degree]	RPM	Drag [N]	Thrust [N]	Torque [N-m]	P_D_Diff. [%]
-	-	641.31	48.53	32.94	1.140	0
1.2H/1.3H	5	639.00	48.28	32.69	1.127	-1.51
1.3H/1.4H	8	639.24	47.54	31.94	1.106	-3.24

5. 결론

본 논문에서는 KCS(KRISO Container Ship)의 선형에 post 에너지 저감 장치(Energy Saving Device, ESD)를 사용하여 자항성능을 비교하였다. post-device를 최적화 하기위해 타, 러더 벌브, 캡을 설계 변수로 두고 성능 비교를 하였다. 타는 비대칭 타를 사용하였으며, 러더 벌브 및 캡은 직경, 간극, 형상에 따라 변화시켜가며 성능을 확인하였다. 이로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 러더 벌브와 캡 사이 간극이 좁을수록 에너지 저감 측면에서

더 우수한 성능을 가진다.

(2) 러더 벌브의 형상이 발산형 일 때가 구형 일 때 보다 토크가 커서 에너지 저감 성능은 구형에 비해 낮다.

(3) 일반적으로 러더 벌브의 크기는 허브의 크기보다 큰 것이 우수하지만, 최대 효율을 내는 최적점은 각 선종별 연구를 진행해 도출해야 한다.

(4) 러더 벌브의 가로방향 직경이 세로방향에 비해 더 클수록 에너지 저감 측면에서 우수하다. 그러나 이전의 case study와 비교하였을 때 변화된 형상에 비해 결과 값의 차이가 커서 구체적인 효율 증가 원인을 알아보기 위해 격자 수정 및 해석조건 검토 중에 있다.

(5) 추후, 최종 결정된 post-device에 대한 flow visualization을 통해 효율 증가에 대한 메카니즘을 분석하고, 실험을 통해 성능을 최종 검증할 예정이다.

참 고 문 헌

차경정 (2017). "KCS용 벌브와 핀을 부착한 비대칭 타 설계" 석사학위논문, 부산대학교.

태현준, 신용진, 김범준, 김문찬 (2017). "Wavy 형상 적용에 따른 대 각도에서의 러더 성능에 대한 수치해석 연구", 대한조선학회 논문집, 제54권, 제1호, pp 18-25.

Kim, I.H., Kim, M.C., Lee, J.H., Chun, J.H., Jung, U.H., (2009). "Study on design of a twisted full-spade rudder for a large container ship by the genetic algorithm.", J. Soc. Nav. Archit. Korea. 46(5), 479-487.

Kim, J.H., Choi, J.E., Choi, B.J., Chung, S.H., 2014. " International Journal of Naval Architects and Ocean Engineering, Korea, Vol.6, Issue 3, pp 715-722.

Serson, D., Meneghini, J.R., (2015). "Numerical study of wings with wavy leading and trailing edges", Proc. Int. Union Theor. Appl. Mech. 14, 536-569.

Yoon, H.S. Hung, P.A. Jung, J.H. & Kim, M.C., (2011). "Effect of the wavy leading edge on hydrodynamic characteristics for flow around low aspect ratio wing" Computers & Fluids, 49 pp.276-289.

해양구조물의 갑판 침수 발현의 통계적 예측 기법에 대한 연구

남현승* · 임동현* · 김용환*
*서울대학교 조선해양공학과

Stochastic Approach on the Prediction of Deck Slamming Occurrence for Offshore Platforms

Hyun-Seung Nam*, Dong-Hyun Lim* and Yonghwan Kim*

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University. Seoul, Korea

KEY WORDS: Stochastic approach 통계기법, Two-term Volterra series 2차 볼테라 시리즈, Eigenvalue analysis 고유치 해석, Hermite moment method 에르미트 모멘트 방법, Relative wave elevation 상대파고

ABSTRACT: *Deck clearance to avoid deck slamming phenomenon is one of the crucial design parameters in offshore platform. However, estimating deck clearance is difficult ,because it is hard to predict deck slamming occurrence due to non-linearity of motion and wave elevation. In this paper, stochastic approach to efficiently predict the deck slamming occurrence is introduced. This method consists of following four steps : formulating relative wave elevation as two-term Volterra series, solving the eigenvalue problem, calculating the probability distribution of peak through the Hermite moment method, and estimating the deck slamming occurrence probability. A TLP model is selected to apply the method, and probability of deck slamming on various points under several sea was investigated.*

1. 서 론

심해 유전 개발을 위해 해양구조물이 보다 가혹한 환경에 놓임에 따라, 갑판 침수 현상에 대한 많은 연구가 진행되고 있다. 갑판 침수란 해양구조물의 갑판 하부에 자유 수면이 부딪치는 현상으로, 갑판에 큰 충격압력을 가할 수 있으므로 이를 고려하여 갑판 높이를 산정하는 것이 중요하다. 갑판 침수는 구조물과 자유수면 사이의 거리가 0인 경우에 발생하므로, 구조물의 운동응답과 파랑을 함께 고려한 상대파고에 대한 해석을 필요로 한다. 그러나 해양구조물의 기둥 주변에서의 Wave run-up은 경우에 따라 선형성분에 비해 2차의 성분이 50% 이상 작용하는 비선형성이 강한 현상이므로(Kriebel, 1992), 정규분포모델로는 상대파고의 통계적 특성을 예측하기 어렵다.

이런 큰 비선형성으로 인해 최근까지도 갑판 침수 해석을 위해서 주로 모형시험이나 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics)을 이용하고 있다. 그러나 이러한 방법들은 시간과 비용이 많이 들기 때문에, 이에 앞서 통계적 기법을 이용하여 효율적으로 갑판 침수 발현을 확인하고자 하는 연구들이 있어 왔다. Sweetman(2004)은 Hermite-moment 방법을 적용하여 상대파고의 극한값을 예측하고 이를 실험결과와 비교하였다. 그러나 위 연구에서는 회절파(Diffracted wave)의 2차 성분이 고려되지 않았으며, 협대역의 파랑조건에 대해서만 해석을 수행하였다.

본 연구에서는 구조물의 운동응답, 입사파 및 회절파의 1차, 2차 성분을 고려한 비선형 상대파고 및 갑판 침수 발현에 대한 통계적 예측기법을 제시하였다. 비정규분포 변수인 상대파고의 확률분포를 산정하기 위해 Hermite-moment 방법을 적용하였으며, 상대파고를 2차의 볼테라 시리즈로 이상화하여 통계적 모멘트를 해석적으로 계산하였다. 또한 일반적인 주파수대역폭의 2차 볼테라 시리즈에 대한 극댓값의 확률분포를 유도하여 상대파고의 Peak 분포를 계산하였으며, 이를 바탕으로 갑판 침수 발현 확률을 해석적으로 계산하였다. 이 기법을 TLP(Tension leg platform)에 대해 적용하여 다양한 환경조건 하에서 위치 별 갑판 침수 발현 확률을 분석하였으며, 1차 및 2차 성분들의 영향을 검토하였다.

2. 배경 이론

플랫폼 내의 점 (x,y)에서 구조물의 운동응답 및 파랑을 고려한 상대파고는 구조물의 운동이 작다는 가정 하에 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\eta_R = \eta - \xi_3 + x\xi_5 - y\xi_4 \tag{1}$$

위 식의 η_R은 상대파고, η는 파고를 의미하며 ξ_j는 구조물 운동의 j성분을 의미한다. 위의 상대파고는 2차의 볼테라 시리즈로 표현할 수 있으며, 이는 1차 및 2차의 주파수 영역 응답 함수를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_R(t) = Re[\sum_{j=1}^{\infty} A_j H_R^{(1)}(\omega_j) e^{i\omega_j t}] + Re\left[\sum_{j=1}^{\infty}\sum_{k=1}^{\infty} A_j A_k H_R^{(2)}(\omega_j,\omega_k) e^{i(\omega_j+\omega_k)t}\right] + Re\left[\sum_{j=1}^{\infty}\sum_{k=1}^{\infty} A_j A_k^* H_R^{(2)}(\omega_j,-\omega_k) e^{i(\omega_j-\omega_k)t}\right] \quad (2)$$

$$H_R^{(i)} = H_w^{(i)} - H_{M,3}^{(i)} + x H_{M,5}^{(i)} - y H_{M,4}^{(i)} \quad (3)$$

식 (2)의 A_j는 이산화 된 주파수 성분 ω_j에 대한 복소수 진폭을 나타내며 $H_R^{(i)}$는 상대파고에 대한 i차 응답함수이며 $H_w^{(i)}$는 파랑에 대한 i차 응답함수, $H_{M,j}^{(i)}$는 해양구조물 운동의 j번째 성분의 i차 응답함수를 나타낸다.

식 (2)의 확률분포는 Kac and Siegert(1947)에 의해 제안된 고유치 문제를 통해 해석적으로 구할 수 있다.

$$\int_{-\infty}^{\infty} K(\omega_1,\omega_2)\psi_j(\omega_2)d\omega_2 = \lambda_j\psi_j(\omega_1) \quad (4)$$

$$K(\omega_1,\omega_2) = \sqrt{S(\omega_1)S(\omega_2)}\, H_R^{(2)}(\omega_1,-\omega_2) \quad (5)$$

식 (5)의 $S(\omega)$는 입사파의 파워 스펙트럼을 나타낸다. 이 문제를 품으로써 고유치 λ_j와 고유함수 ψ_j를 구할 수 있으며 이를 이용하여 모멘트 생성 함수 (Moment-generating function)를 다음과 같이 구할 수 있다 (Naess, 1986).

$$M(\theta) = \frac{1}{\prod_{j=1}^{\infty}(1-2\lambda_j\theta)^{1/2}} e^{\sum_{j=1}^{\infty}\frac{c_j^2\theta^2}{2(1-2\lambda_j\theta)}} \quad (6)$$

$$c_j = \left|\int_{-\infty}^{\infty} H_1(\omega)\sqrt{S(\omega)}\,\psi_j^*(\omega)d\omega\right| \quad (7)$$

위 과정을 통해 주파수 N개로 이산화 된 η_R의 평균, 분산, 왜도, 첨도가 다음과 같이 계산된다.

$$m = \sum_{j=1}^{N}\lambda_j,\ \sigma^2 = \sum_{j=1}^{N}(c_j^2+2\lambda_j^2),\quad \alpha_3 = \sum_{j=1}^{N}\left(\frac{6c_j^2\lambda_j+8\lambda_j^3}{\sigma^3}\right),\ \alpha_4 = 3+\sum_{j=1}^{N}\frac{48(c_j^2\lambda_j^2+8\lambda_j^4)}{\sigma^4} \quad (8)$$

이렇게 계산된 4개의 모멘트 값을 이용하여 η_R을 표준정규분포변수 u로 치환하는 사상(mapping) 함수를 정의 할 수 있다 (Winterstein, 1988).

$$\eta_R = g(u) = m_\eta + \kappa\sigma_\eta\left[u + \sum_{n=3}^{4}\widehat{h_n} He_{n-1}(u)\right] \quad (9)$$

위 식에서 He_n은 n차 Hermite polynomial을 나타낸다. 미정계수인 $\kappa, \widehat{h_3}, \widehat{h_4}$는 왜도와 첨도를 이용하여 구할 수 있으며 Winterstein et al.(1994)를 참고 할 수 있다. 이를 통해 상대파고의 누적분포함수 (Cumulative distribution function) $F_\eta(\eta)$를 누적정규분포함수 $\Phi(u)$를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_\eta(\eta) = \Pr[\eta_R(t) \le \eta] = \Phi[g^{-1}(\eta)] \quad (10)$$

식 (9)로 표현되는 η_R과 u의 관계식으로부터 일반적인 대역폭에 대한 η_R의 극댓값의 확률밀도함수를 구할 수 있다. 먼저, 극댓값 $\hat{u}$의 확률분포함수는 다음과 같다 (Cartwright and Longuet-Higgins, 1956).

$$\widehat{p_u}(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\left[\epsilon e^{-\frac{u^2}{2\epsilon^2}} + \sqrt{1-\epsilon^2}\,u e^{-\frac{u^2}{2}}\int_{-\infty}^{\frac{u\sqrt{1-\epsilon^2}}{\epsilon}} e^{-\frac{1}{2}s^2} ds\right] \quad (11)$$

$$\epsilon_u = 1 - \sqrt{\frac{m_{u,2}^2}{m_{u,0}m_{u,4}}},\ m_{u,n} = \int_0^{\infty}\omega^n S_u(\omega)d\omega \quad (12)$$

위 식에서 ϵ_u는 표준정규분포변수 u의 주파수대역폭을 나타내며, $S_u(\omega)$는 u의 스펙트럼을 의미한다. u의 스펙트럼의 면적모멘트 $m_{u,n}$은 u의 스펙트럼과 상대파고의 스펙트럼과의 관계 (Winterstein, 1988)로부터 해석적으로 구할 수 있으며 Lim and Kim(2017)을 참고 할 수 있다.

$$S_\eta(\omega) = (\kappa\sigma_\eta)\left\{S_u(\omega) + \sum_{n=3}^{4}(n-1)!\widehat{h_n^2}\left[S_u(\omega)\right]_{n-1}\right\} \quad (13)$$

$$S_\eta(\omega) = |H_1(\omega)|^2 S(\omega) + 8\int_0^{\infty}|H_1(\omega-\mu,\mu)|^2 S(|\omega-\mu|)S(|\mu|)d\mu \quad (14)$$

$[S_u(\omega)]_n$는 $S_u(\omega)$의 n-fold convolution을 의미한다. 위로부터 얻어진 극댓값 $\hat{u}$의 확률분포 함수를 이용하여 상대파고의 극댓값의 확률밀도함수 $\widehat{p_\eta}(\eta)$ 및 누적확률분포함수$\widehat{F_\eta}(\eta)$를 다음과 같이 계산 할 수 있다.

$$\widehat{p_\eta}(\eta) = \widehat{p_u}(u)\frac{du}{d\eta} = \widehat{p_u}(g^{-1}(\eta))\frac{dg^{-1}(\eta)}{d\eta} \quad (15)$$

$$\widehat{F_\eta}(\eta) = \int_{-\infty}^{\eta}\widehat{p_\eta}(\eta)d\eta$$

갑판 침수는 상대파고의 최댓값이 갑판 높이 β를 초과 할 때 일어난다고 할 수 있다. 따라서 갑판 침수는 T_R 시간동안 모든 상대파고의 극댓값이 β보다 작을 사건의 여사건이므로, 갑판 침수 발현 확률을 식 (16)와 같이 표현할 수 있다. 이때 n은 T_R시간동안 극댓값의 개수로써 평균 파정간 주기 T_{cc}를 통해 계산된다.

$$\Pr[\max(\eta_R(t)|(0<t<T_R)) > \beta] = 1 - \Pr[\max(\eta_R(t)|(0<t<T_R)) < \beta] = 1 - \left[\widehat{F_\eta}(\beta)\right]^n \quad (16)$$

$$n = \frac{T_R}{T_{cc}},\ T_{cc} = 2\pi\sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \quad (17)$$

3. 해석 모델

본 연구에서는 TLP를 대상으로 하여 플랫폼 내의 위치 및 해상 상태에 따른 갑판 침수 발현을 확률적으로 구하고자 하였다. Fig. 1은 해석에 사용된 TLP의 형상을 나타내고 있으며, Table 1에서는 구조물과 관련된 주요 제원을 나타낸다. TLP의 설치 수심은 1830m이다.

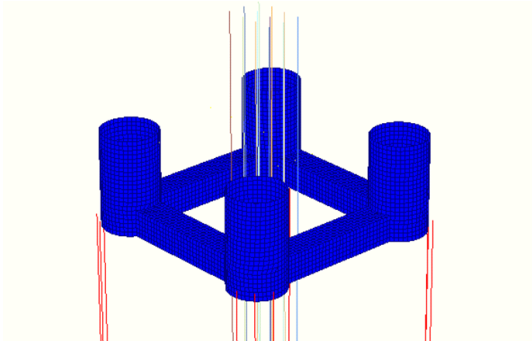


Fig. 1 Panel model of TLP

Table 1 Principle dimension of TLP

Quantity	Value	Unit
Column diameter	19.52	m
Pontoon length	41.48	m
Draft	31.415	m
Deck clearance	30	m
Displacement	35290	ton
Vertical stiffness due to tendons and risers	2.18E+09	N/m

갑판 침수 발현의 위치별 경향성을 보기 위해 총 6개의 점이 선정되었으며 Fig. 2에 도식적으로 표시하였다. 구조물의 운동 및 파고의 주파수 영역 전달함수의 계산은 DNV-GL에서 개발된 상용프로그램 WADAM을 사용하여 수행되었으며 파랑의 방향은 선수파가 고려되었다.

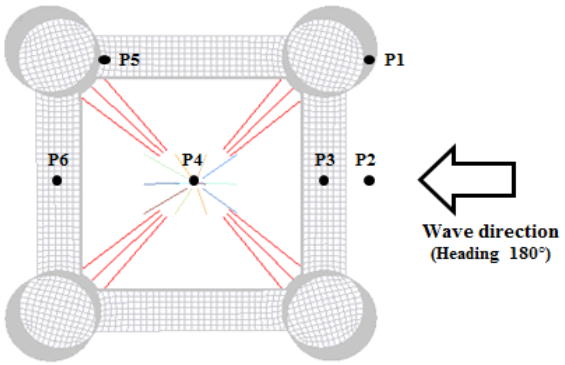


Fig. 2 Offset points for the computation of relative wave elevation

해상상태에 따른 갑판 침수 발현의 차이를 보기 위해 북해 북부의 파랑 빈도 분포표(Faltinsen, 1993)의 모든 조건에 대해 사전검사가 진행됐으며, 그 중 큰 상대파고의 확률을 보이는 상위 4개의 해상상태가 선정되었다. JONSWAP 스펙트럼을 사용하였으며, Gamma 계수의 값은 3.3으로 고정하였다. Table 2는 각 해석조건에 대한 정보를 나타내고 있다. S_P는 파형 기울기(Steepness)를 의미하며 식 (18)을 통해 계산된다.

$$S_P = \frac{2\pi}{g}\frac{H_s}{T_p^2} \tag{18}$$

Table 2 Sea state conditions

Sea state #	Spectrum	Hs (m)	Tp (s)	Sp
Sea state 1	JONSWAP	12	13	0.04547
Sea state 2	JONSWAP	13	14	0.04248
Sea state 3	JONSWAP	13	15	0.03701
Sea state 4	JONSWAP	14	16	0.03503

4. 결 과

먼저, 본 연구의 확률모델이 2차 볼테라 시리즈로 가정한 상대파고의 확률분포를 잘 표현하고 있는지에 대한 검증이 진행되었다. Fig. 3은 Sea state 2의 P5에서의 상대파고의 확률모델과 9시간의 시계열을 통한 샘플링 결과를 비교하고 있다. P5에서의 상대파고는 왜도(Skewness) 0.507, 첨도(Kurtosis) 3.782의 비정규분포의 응답이며, 주파수대역폭은 0.680이다. 본 연구의 기법을 사용한 상대파고의 확률밀도함수 및 극댓값의 분포가 비선형 응답의 샘플링 결과와 잘 일치하는 것을 볼 수 있었다.

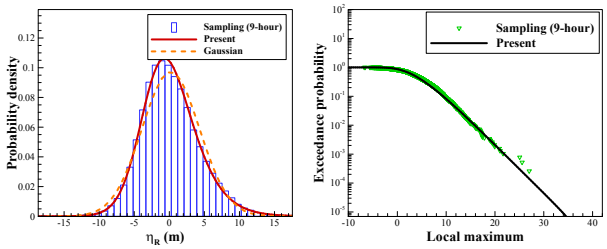
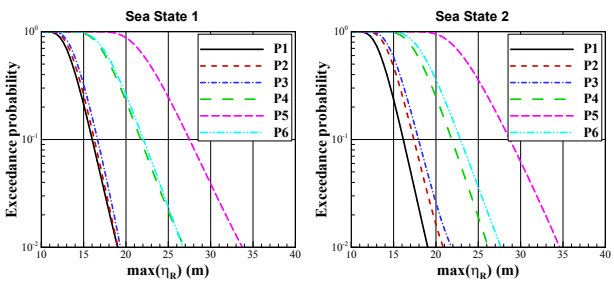


Fig. 3 PDF of relative wave elevation (left) and exceedance probability distribution of local maximum of relative wave elevation (right) on P5 in sea state 2



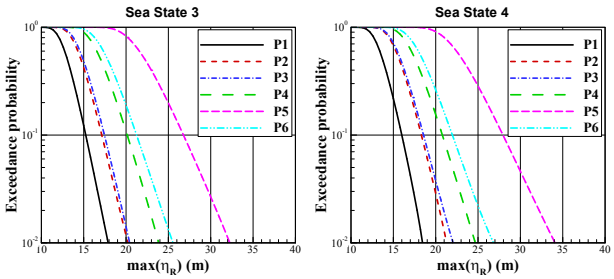


Fig. 4 Exceedance probability distribution of maximum of relative wave elevation in 3 hours on each sea state

Table 3 Probability of deck slamming in 3 hours on P5

Sea state #	Probability of deck slamming (%)
Sea state 1	3.8
Sea state 2	6.1
Sea state 3	2.7
Sea state 4	4.6

Fig. 4는 각 파랑 조건에서 3시간동안의 위치별 최대 상대파고의 초과확률을 나타내고 있다. 파랑 조건에 따라 값의 차이는 있지만 전체적으로 위치별 경향성은 유사한 것을 볼 수 있다. 가장 큰 최대 상대파고를 보인 곳은 구조물 뒤 쪽 기둥의 앞부분(P5)이며, 그 다음으로 크게 나타난 곳은 구조물 뒤 쪽 기둥 사이(P6)이다. 주로 구조물의 후반부에서 최대 상대파고가 크게 나온 것을 볼 수 있다. Table 3는 P5에서 각 해상상태에 따라 갑판 침수 발현 확률을 나타낸 것이다. Sea state 2에서 가장 큰 갑판 침수 확률을 보이며, 3시간의 해상상태 지속시 6.1%의 확률로 갑판 침수가 일어남을 알 수 있다.

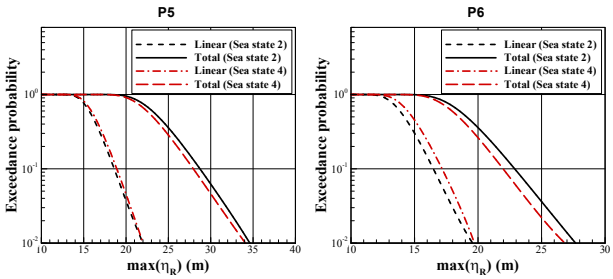


Fig. 5 Exceedance probability distribution of peak of relative wave elevation on sea state 2 and 4

Fig. 5는 P5 및 P6에서의 최대 상대파고의 초과확률을 기준으로 하여 상위 2개의 해상 상태에서의 성분 별 결과를 비교한 것이다. Sea state 2의 P5에서의 초과확률 1% 기준 최대 상대파고는 34.61m이다. 이 중 약 36%정도가 2차 성분으로 이루어져 있음을 알 수 있다. 이는 상대파고의 통계적 분석에 있어 2차 성분의 중요성을 시사해준다. 또한 동일한 초과 확률에 대해 각 해상 상태에서 상대파고의 성분을 보면, 선형 성분만 고려하였을 경우 Sea state 4가 Sea state 2보다 더 큰 최대 상대파고를 나타내나, 2차 성분까지 고려한 경우 상황이 역전됨을 볼 수 있다. 이는 해상 상태의 더 큰 파형 기울기로부터 기인한 2차 성분의 증가 때문인 것으로 판단된다. 따라서 추가적인 수치해석이나 모형시험의 환경 조건을 선정함에 있어 2차 성분에 대한 고려가 필요하다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 해양구조물의 갑판 침수 발현 확률을 통계적 기법을 이용하여 보다 효율적으로 예측하였다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 본 연구의 통계모델을 이용한 결과가 2차 볼테라 시리즈로 가정한 상대파고의 샘플링 결과를 잘 반영하고 있음이 확인되었다.

(2) 구조물의 후반부에서 상대적으로 큰 상대파고가 나타났으며, TLP의 뒷기둥의 전면부에서 가장 큰 상대파고가 발생하였다. 또한 각 해상상태에서 갑판 침수 발현 확률을 제시하였다.

(3) 일부 해상상태에서 1차 성분이 더 작음에도 불구하고 큰 2차 성분이 작용하여 상대파고의 크기가 역전되는 현상이 확인되었다. 이는 파형 기울기로부터 기인한 것으로 판단되며, 따라서 갑판 침수 발현에 있어 2차 성분이 중요한 역할을 차지하고 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

Cartwright, D. E. and Longuet-Higgins, M. S. (1956) “The Statistical Distribution of the Maxima of a Random Function”, Proc. of Royal Society, London, Vol 237, pp 212-232

Kac, M. and Siegert, A.J.F (1947). “An explicit representation of a stationary Gaussian process”, Annals of Mathmaticl Statistics, Vol 18, pp438-442

Kriebel, D. L. (1992). “Nonlinear Wave Interaction with a Vertical Circular Cylinder. Part II : Wave Run-up”, J. Ocean Engng., Vol 19(1), pp 75-99

Lim, D.H. and Kim, Y. (2017). “A Comparative Study of Probabilistic Models for Second-Order Hydrodynamic Responses of Offshore Platforms”,

Naess, A. (1986). “The statistical distribution of second-order slowly-varying forces and motions”, Appl. Ocean Res., Vol 8(2), pp 110-118.

Sweetman, B. (2004). “Practical Airgap Prediction for Offshore Structures”, J. Offshore Mech. Arct. Eng., Vol 126(2), pp147-155

Winterstein, S.R. (1988). “Nonlinear Vibration Models for Extremes and Fatigue”, J. Eng. Mech., Vol 114(10), pp 1772-1790.

Winterstein, S.R., Ude, T.C. and Kleiven,G. (1994). “Springing and slow-drift responses: predicted extremes and fatigue vs. simulation”, Proc. BOSS-94, Cambridge, July, 1994.

CFD를 이용한 컨테이너 선박의 선수 슬래밍 압력 추정 연구

서대원, 전기영
한국선급

Study on Bow-flare Slamming Impact Pressure of Container Ship using CFD

Dae-Won Seo and Gi-Young Jeon
Korean Register

Keywords : Slamming load , Bow flare slamming, impact pressure, Container ship, CFD , KCS

Abstract: The bow and stern region repeatedly face to free surface in rough sea conditions due to relative motion with encounter wave. In the process to facing free surface, impact pressure is transferred to the hull structure and the impact pressure cause to structure damage. In this study, bow flare impact pressure of KCS container ship were estimated using CFD, and the results were compared with the rule various classifications. It is found that the bow flare slamming pressure calculated by formular of CSR and ABS are tend to similar with CFD results.

1. 서 론

거친 해상조건에서 운항하는 선박은 파도와의 상대운동으로 인해 선수 및 선미부가 자유수면에 부딪히는 운동이 반복적으로 발생하게 된다. 자유수면에 부딪히는 과정에서 선체는 일시적으로 유체가 가한 충격압력을 받게 된다. 이러한 충격압력은 발생되는 위치에 따라 선수 플레어 슬래밍, 선저 슬래밍, 선미 슬래밍, 갑판침입수(Green water) 하중으로 분류되어 다양한 연구가 수행되어 오고 있다. 일반적으로 컨테이너의 경우 큰 플레어 각으로 인해 선수 플레어 슬래밍이 자주 발생하며, 비교적 넓은 선미를 갖는 LNG선 등은 선미 부근에 슬래밍 현상이 나타나고, 탱커의 경우는 선수가 뭉뚝하기 때문에 선저부에 큰 슬래밍 하중이 가해진다. 이처럼 반복적으로 가해진 충격하중은 구조적 손상을 초래하며, 선박의 안정성에 큰 영향을 미치게 된다.

따라서 슬래밍에 의한 충격하중을 계산하는 것은 상당히 중요한 일이라 할 수 있다. 과거 슬래밍 하중을 평가하기 위해서 von karman(1929)와 wagner(1932)는 2D 원형 실린더 및 쐐기 형상에 대해 자유수면에 입수 할 때의 점근적 해(asymptotic solution)를 찾기 위해 노력하였다. 이후 Dobrovol'skaya(1969)등에 의해 포텐셜 유동에 기초하여 해석적인 해를 찾는 연구가 활발히 진행되었다[Zhao and Faltinsen, 1998; Muzaferija et al., 1998]. 그러나 포텐셜 기반의 운동평가법의 경우 선수미가 자유수면에 부딪힐 때 발생되는 쇄파에 대한 모사의 어려움이 있었다. 이후 모형시험 및 수치계산을 통해 자유수면과 선박의 상대운동에 의한 쇄파현상까지도 모사하려고 시도해 왔다. Zhao et al.(1996)은 30° 각을 갖는 쐐기형 물체의 자유낙하실험을 통해 슬래밍 압력을 계측하였으며, 쐐기형 물체의 횡요 각을 변화시켜가며 슬래밍 압력의 관계를 조사하였다. 이러한 다양한 실험은 최근에도 많은 연구가 진행되어 오고 있으며, 특히 Hong et al.,(2008, 2014)은 2D 쐐기형 단면과 실제 선수 횡 단면에 대한 2차원 낙하시험을 통해 형상이 슬래밍 압력에 미치는 영향을 연구하였으며, 3차원 선박 모형에 대해 규칙 파 및 불규칙파 조건에서 슬래밍 압력을 계측한 바 있다.

Wang and Guedes Soares(2012, 2013)는 수치계산을 통해 쐐기형 물체의 낙하실험 결과와 상당히 잘 일치하는 것을 확인한 바 있으며, Kim et al. (2008)은 쌍축선미형상을 갖는 LNG 선박의 3차원수치계산을 수행한 바 있다. 그러나 슬래밍 현상 자체가 극히 짧은 순간에 나타났다 사라지기 때문에 수치계산을 통해 슬래밍 현상을 정확히 추정하기에는 아직까지도 무리가 많다. 특히 수치계산 계산간격(dt)을 충분히 작게 해야 충격압력 모사가 가능하므로, 전체적인 계산 소요시간은 상당히 증가한다.

선박의 큰 운동과 격렬한 자유수면이 상당히 정확하게 계산되어야 추정된 슬래밍 하중의 신뢰도가 높다. 종종 실선 축척에서 불규칙파에 의한 슬래밍 하중을 추정하기 위한 연구(Chen and Chen(2014), Wang and Soares(2016)가 진행된 경우가 있으나, 수치계산 시간을 고려하면 설계단계에서 적용하기에는 무리가 따를 것으로 판단된다. 따라서 대부분 불규칙파를 규칙파로 치환하고, 선수파 또는 추파로 간략화 하여 해석하는 것이 현재 일반적인 추세이다[ABS, 2002].

본 연구의 대상선박은 유체성능분야에서 가장 활용도가 높은 연구 선박으로 다양한 실험 및 계산 자료가 존재하는 KCS 선형이다. 2000년 이후부터 CFD 워크샵을 통해 선박의 저항성능 및 주위 유동 정보에 대한 실험자료가 공개되었으며, 최근 2015년 일본에서

개최된 워크샵에서 파랑중 부가저항 실험결과가 공개되어, 수치계산 검증용으로 많이 사용되어 오고 있다. 그러나, 아쉽게도 아직까지 슬래밍 압력추정에 대한 실험은 수행된 바 없으며, 본 연구 결과가 슬래밍 하중 관점에서 비교할만한 자료의 기초가 될 것으로 기대된다.

또한, 본 연구를 통해 타 선급규칙에서 제시하는 슬래밍 하중을 수치계산결과와 직접 비교 검토하였다. 이러한 결과는 향후 각 선급의 슬래밍 산식 개정에 기초자료가 될 것으로 판단된다.

2. 대상 모형 및 계산 조건

대상선박은 길이가 230m인 KCS선박으로, 자세한 사항은 Table. 1과 같다. 수치계산은 1/31.599 축척의 모형에 대해 수행하였으며, 이때 길이방향 무게중심(LCG)은 AP를 기준으로 선수방향으로 111.6m이며, 높이방향 무게중심(VCG)은 keel을 기준으로 14.322m이다.

Table 1. Principal parameters for the KCS

	Ship	Model
Scale ratio	1	31.599
Lpp [m]	230	7.2786
B [m]	32.2	1.019
T [m]	10.8	0.3418
Δ [m3]	52030	1.649
LCG	111.6	3.532
VCG[m],from keel	14.322	0.453
Kxx/B	0.4	
Kyy/Lpp, Kzz/Lpp	0.25	

격자생성 및 수치계산은 상용프로그램인 STAR-CCM+ Version 11.06을 사용하였다. STAR-CCM+의 트리머 격자(trimmed mesh) 기법은 유동 특성에 따라 격자의 구성 조밀도를 달리하여, 복잡한 유동영역에 대해서는 격자를 비교적 작게 설정하고, 단순한 유동영역에서는 격자의 크기를 크게 설정하여 전체 격자수를 감소시킬 수 있는 장점을 가지고 있다.

트리머 격자에 따라 만들어진 다면체 격자에서는 물리량의 공간구배(spatial gradient)를 계산함에 있어 2차 정확도를 위해 최소 자승법(least square method)을 사용한다. 또한 추가적으로 선체표면의 경계층 유동을 비교적 정확하게 모사하기 위해 경계층 격자(prism layer)기법을 사용하여, 반폭 모형선 선체를 기준으로 선체표면으로부터 6개의 격자 층을 생성시켜 약 440만개의 격자로 Fig. 1과 같이 구성하였다.

슬래밍 현상은 입사파의 파고 및 파장에 따라 상대적인 운동이 변화될 수 있으므로, 입사파가 잘 구현이 되어야 한다. Abdussamie et al.(2014a), Abdussamie et al.(2014b)는 파고 및 파장의 격자 수 에 따른 수치계산 연구를 수행한 바 있으며, 그 결과 파고에 대해 30개, 파장에 대해 80개 이상의 격자를 사용했을 때 비교적 파도를 잘 모사한 것으로 나타났다. 따라서 본 연구에서는 이를 바탕으로 파고의 50개, 파장의 100개 정도의 격자를 위치시키도록 구성하였다.

계산에 사용되는 파의 파고와 주기를 고려하여, 수치계산에서는 stokes 5thorder wave를 사용하였다. 또한 선체로 진행되어 들어오는 수치적 댐핑에 의해 파의 파고가 감소하는 것을 방지하기 위해서, EOM(Euler Overlay Method)기법을 이용하여, 파고가 감소되지 않도록 하였다. 또한 선체를 지난 파도는 해석 도메인에 후방에서 자연스럽게 댐핑되어 후방 경계로부터 반사되는 영향을 최소화 하였다.

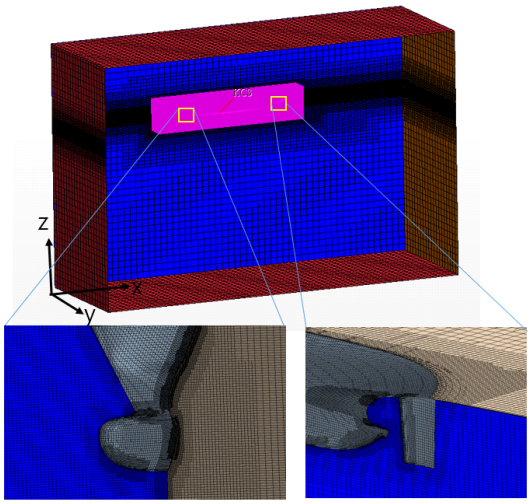


Fig. 1 Overset mesh system on the KCS container ship

자유수면 위치(Z=0)이며, 계산 영역의 측면은 대칭조건, 선체표면에서는 벽조건을 주었다. 또한 자유수면을 고려하기 위해서 VOF(Volume of Fluid)방법을 사용하였다.

수치계산 조건은 모형시험과 같은 조건을 구현하기 위해 6자유도 운동 중 Pitch와 Heave 동적운동 구현이 가능한 STAR-CCM+에서 제공하는 DFBI (dynamic fluid body interaction) 기법을 적용하여 트림과 침하가 가능한 비구속조건(Free)을 설정 하였다. 또한 파랑에 의한 선박의 대 운동을 비교적 정확하게 모사하기 위해서, 중첩격자를 사용하였다. 중첩격자의 경우 Fig. 1과 같이 움직이지 않는 선체 주위의 외부격자계와 선체 주위의 내부격자계가 서로 중첩되어 물리량을 전달하는 방법이다. 이 방법은 선체의 운동이 큰 경우, 선체 주위의 격자질이 그대로 유지되어 해의 안정성 및 정확성 측면에서 강점을 가진다. 최근에는 많은 연구자들이 중첩격자를 사용해서 슬래밍 압력 및 파랑중 운동계산을 수행해 오고 있다 [Ock(2014)].

선수 슬래밍 하중을 발생시킬 수 있는 대상 파고 및 파장을 선정하기 위해, 일반적으로 쓰이는 등가 설계파고 산정법(Equivalent Design Wave method)과 선수부와 파면의 상대운동을 고려하였다. KCS선박의 6자유도 운동은 한국선급이 보유한 포텐셜 이론을 기반

의 운동해석 프로그램인 KR3D를 사용하였다. 계산된 선박운동을 바탕으로 선수부와 입사파의 상대운동에 대한 RAO(Response Amplitude Operators)를 도출하였다. 여기서 선수부 슬래밍에 가장 큰 영향을 주는 파를 선수파(180°)로 한정하고, 최대의 상대운동이 발생하는 주파수로 대상 파장을 선정하였다. 입사파의 파고를 선정하기 위해 북대서양 파랑분포표(IACS Rec. No34) 및 PM스펙트럼을 이용하여 10^{-8} 확률에 해당하는 장기응답을 계산하고 이를 선수파에 의한 상대운동의 최대 값으로 나누어 장기응답이 발생할 수 있는 파고를 선정하였다.

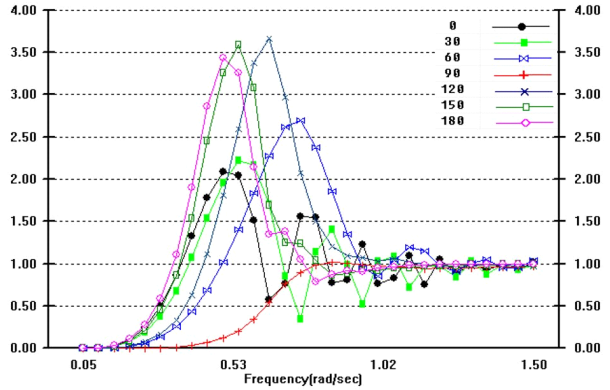


Fig. 2 RAOs of relative motion at bow

선수부에서 파면(wave elevation)과의 상대운동이 가장 큰 주파수와 등가 설계파고 산정법을 이용해 Table 2와 같이 파주기 12.57s, 파고 20.7m의 조건으로 수치계산을 수행하였다.

Table 2 Test condition for slamming simulation

Vs	5knots
Wave Height	20.7m
Wave Period	12.57sec
Wave Heading	180deg

3. 수치계산 유효성 검토

일반적으로 CFD해석을 통한 충격압력 추정은 시간간격(dt)에 따른 영향이 가장 크다고 알려져 있다(Peric and zorn(2015)). 본 연구에서는 본격적인 3차원 선박의 슬래밍 압력 추정 해석에 앞서, 충격압력 추정의 정확도를 높이기 위해, 신뢰할만한 모형시험결과가 있는 쐐기형 물체의 자유낙하 입수문제에 대해 수치계산기의 유효성을 검토하였다.

3.1 대상 모형

수치계산의 유효성을 검토를 위한 대상모형으로 신뢰할만한 실험결과가 공개된 2차원 쐐기형 물체를 택하였다. 대상 모형은 Fig. 3과 같이 길이방향으로 800mm, 폭(B)방향 최대길이는 600mm, 쐐기각도가 30° 이며, 실험과의 비교 대상위치는 쐐기의 꼭지점으로부터 50mm 떨어진 지점이며, 자세한 사항은 Kim et al.,(2014)논문을 참고한다.

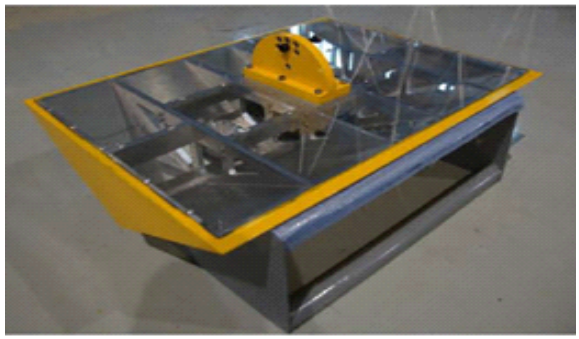
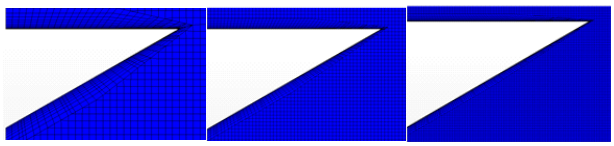


Fig. 3 Experiment on the 2D wedge (Kim et al., 2014)

3.2 격자 크기 영향

격자의 크기가 충격압력에 미치는 영향을 살펴보기 위해 Fig. 4와 같이 세가지 격자 조건에 대해서 수치계산을 수행하였다. 격자 정의는 B/Y_{cell}로 정의하였으며, 성긴격자의 B/Y_{cell}은 약 60이며, 중간격자와 조밀한 격자의 B/Y_{cell}은 120, 240이다(Table 3). 여기서 B는 쐐기의 폭이며, Y_{cell}은 폭방향 최소 격자의 크기 의미하며, 수치계산 시간간격은 모형시험에서 사용된 센서의 계측속도와 동일한 5×10^{-5}(20kHz)로 동일하도록 고정하였다.



(a) coare (b) Medium (c)Fine

Fig. 4 Grid system for various number of cell

Table 3 Test conditions of the various grid systems

	△x, △y [m]	B/Y_{cell}	dt[s]
Coare	0.01	60	5×10^{-5}
Medium	0.005	120	
Fine	0.0025	240	

격자가 충격압력 추정에 미치는 영향을 Fig.5에 보인다. 그림과 같이 수치계산 결과 전체적인 최대압력값 및 특성이 실험결과와 유사한 것으로 나타났으며, 수치계산의 모든 경우에서, 실험에 비해 압력진동이 발생하는 것으로 보이나, 이는 실험값이 필터를 통해 정제되었기 때문으로 판단된다. 중간격자 이상에서는 압력절대값이 실험값과 약 3% 이내로 잘 일치하는 것으로 나타났으며, 다만, 성긴 격자의 최대 피크 압력이 발생하는 시점 및 절대값이 모형시험결과와 다른 것으로 나타났다. 본 해석 결과를 바탕으로 3차원 선박의 슬래밍 충격압력 계산시 격자의 조밀도(B/Y_{cell})가 최소 120이상 되도록 구성하였다.

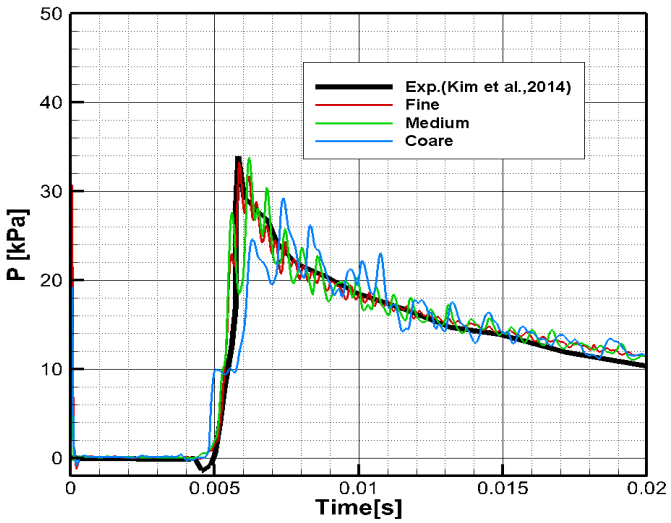


Fig. 5 Comparison of the pressure history on various grid system

3.3 시간간격에 의한 영향

극히 짧은 시간동안 선체에 가해지는 충격압력의 경우 수치계산 시 시간간격 조건에 따라 큰 영향을 받는 것으로 알려져 있다. 따라서 추가적으로 시간간격이 충격압력의 크기 및 양상에 미치는 영향을 조사하기 위해 Table 4와 같이 네가지 시간간격에 대해 수치계산을 수행하였다.

Kim et al.,(2014)의 쐐기 자유낙하실험 결과를 살펴보면 상승시간(t_{rise})이 약 1×10^{-3}초 인 것으로 나타났으며, 이를 고려하여 상승시간을 100번 나눈 dt= 1×10^{-5} 의 경우, 상승시간을 20번 나눈 5×10^{-5} 의 경우, 10번 나눈 1×10^{-4} 의 경우, 상승시간에 해당하는 시간간격인 1×10^{-3} 의 경우로 총 4가지 조건에서 계산을 수행하였다.

Table 4 Test conditions of the various grid systems

t_{rise}/dt	dt [s]	△x, △y [m]
100	1×10^{-5}	0.005
20	5×10^{-5}	
10	1×10^{-4}	
1	1×10^{-3}	

시간간격에 따른 충격압력 추정 계산결과를 Fig. 6에 보인다. 그림과 같이 t_{rise}/dt 가 1인 경우 예상한대로 추정된 최대압력값이 실험값에 비해 상당히 낮게 추정한 것으로 나타났다. 이를 제외한 모든 경우에서 압력 패턴이 모형시험 결과와 유사한 것을 알 수 있다. 특히, t_{rise}/dt 가 20보다 큰 경우에서는 최대 압력값이 실험과 정량적으로도 잘 일치하는 것으로 나타났다. t_{rise}/dt가 10인 경우 피크 압력값이 약 30kPa로 모형시험에 비해 약 10% 정도 작게 나타났지만, 압력의 상승시간 및 하강시간이 실험과 거의 동일하게 나타나, 수치계산의 효율성 관점에서는 t_{rise}/dt가 10인 경우의 결과도 의미가 있는 것으로 판단되어, 선박의 슬래밍 계산시 t_{rise}/dt를 10으로 사용하였다.

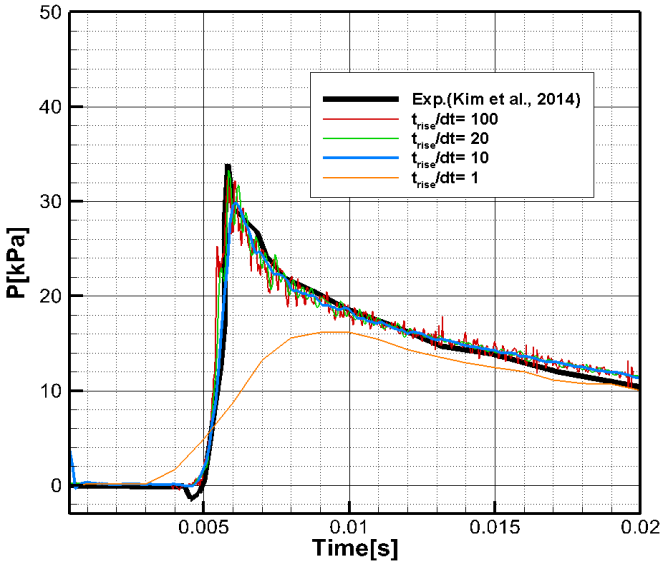


Fig. 6 Comparison of the pressure history on various delta time

4. 수치계산 결과

4.1 입사파와 선박의 운동

슬래밍 현상은 입사파와 선박의 상대운동에 의해 유체력이 선박에 가해지게 된다. 따라서 수치계산에서는 입사파의 정확한 구현이 필요하다. Fig. 7은 선박의 선수부에서 선수방향으로 약 0.5L 떨어진 지점에서 CFD를 통해 생성한 파형과 이론적인 방법에 의해 구해진 파형을 비교하여 보여주고 있다. 그림과 같이 생성하고자 하는 파형이 수치계산에서 제대로 구현되는 것을 확인할 수 있으며, 이는 EOM방법을 통한 파형 보정과 생성된 격자 시스템이 파고 및 파장 당 충분한 격자 조밀도를 갖기 때문으로 판단된다.

본 연구에서는 180° 입사파에 의한 선박의 운동을 heave와 pitch만을 불구속(free)하여 계산을 수행하였다. 또한 수치계산시 해의 안정성을 위해 약 2초 동안은 선박의 움직임을 강제화시키는 방법을 사용하였다. 시간에 따른 선박의 heave와 pitch 운동을 Fig. 8에 보인다. 그림과 같이 입사되는 규칙파에 의해 선박의 피치각은 -6.3~7.6도로 운동하는 것을 볼 수 있으며, heave운동 역시 -0.103~ 0.046m으로 규칙적으로 운동하는 것으로 나타났다.

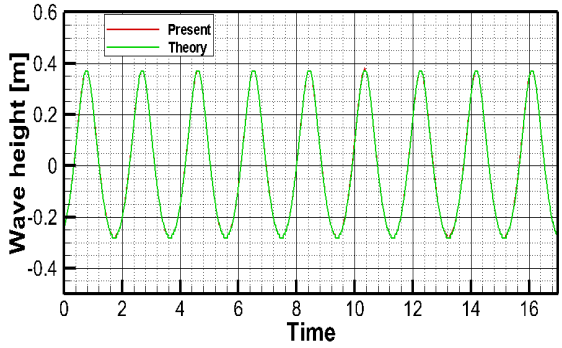


Fig. 7 Comparison of wave height generated by CFD and theory method(Vs=5knots, H:20.7m, T:12.57s)

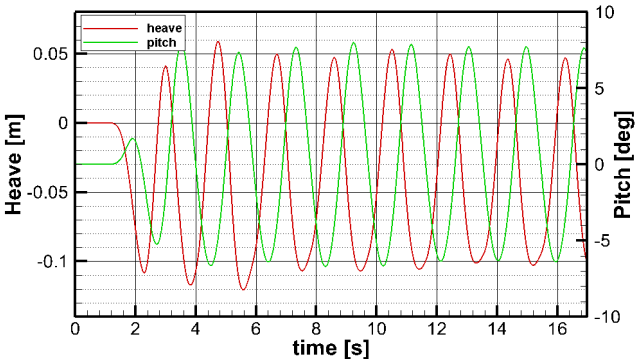


Fig. 8 Time history of heave and pitch motion on the KCS ship (Vs=5knots, H:20.7m, T:12.57s)

4.2 선수 압력

선수부의 압력을 살펴보기 위해 Fig. 9와 같이 길이방향으로 FP에서 부터 0.85St.까지 총 5구간으로 나누고, Z방향으로는 흘수를 기준으로 상방으로 5구간으로 나누어 총 25개 계측지점에서 시간에 따른 압력을 계측하였다.

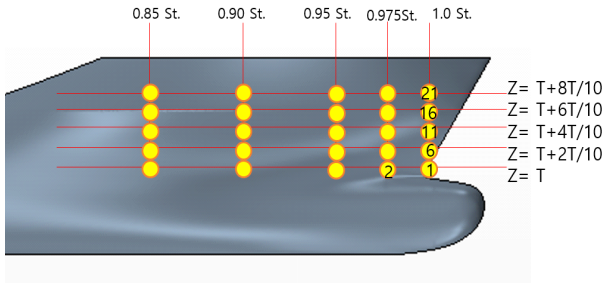
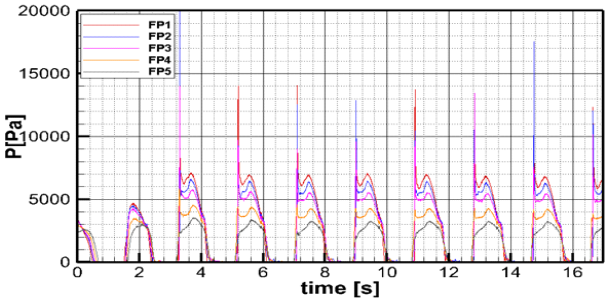
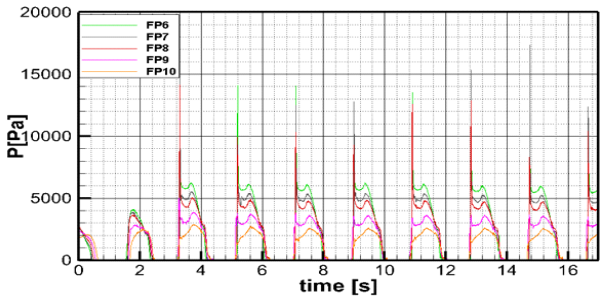


Fig. 9 Pressure measuring point of numerical simulation

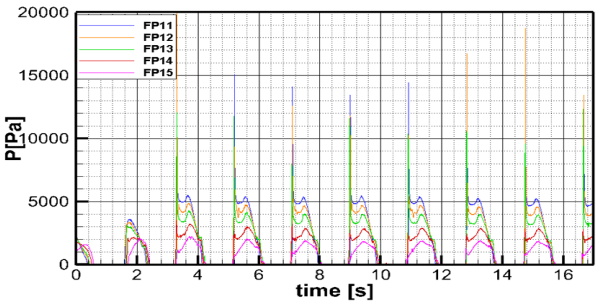
Fig. 10은 앞서 설명한 25개의 계측지점에서 시간에 따른 압력을 보여주고 있다. 자유수면 부근인 Fig. (a,b,c)에서는 대체적으로 10kPa(실선기준 300kPa)이상의 높은 충격압력들이 나타났으며, 그보다 위쪽영역에서는 Fig. (d, e)에서는 크지 않은 것으로 나타났다. 또한 14.75초 부근에서 FP12에서 최대압력이 관찰되었다.



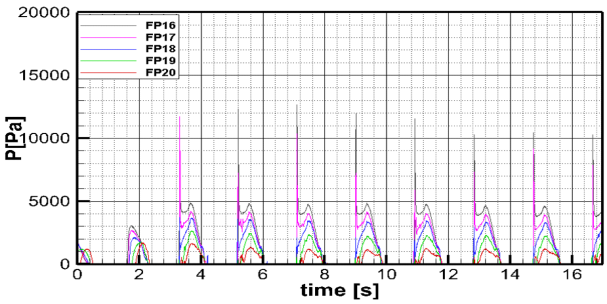
(a) Probe number of 1 – 5



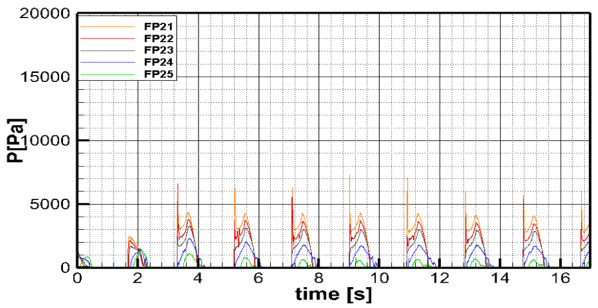
(b) Probe number of 6 – 10



(c) Probe number of 11 – 15



(d) Probe number of 16 – 20



(f) Probe number of 21 – 25

Fig. 10 Pressure time history at specific point

최대압력이 나타난 지점(FP12)에서의 시간에 따른 압력을 살펴보면 Fig. 11과 같다. 그림과 같이 압력이 일시적으로 크게 증가했다가 소멸되는 A영역과, 충격이후에도 선수부가 자유수면 아래로 계속 입수하면서 지속적인 정압을 받는 B영으로 나눌 수 있다. 충격압력의 지속시간은 상승시간(t_{rise})와 하강시간(t_{drop})의 합으로 표현되며 약 0.023s(실선 0.13s)이며, 정압에 의한 B영역의 지속시간은 0.93초(실선 5.23s)이며, 최대압력은 약 18.75 kPa(실선 592kPa)로 나타났다.

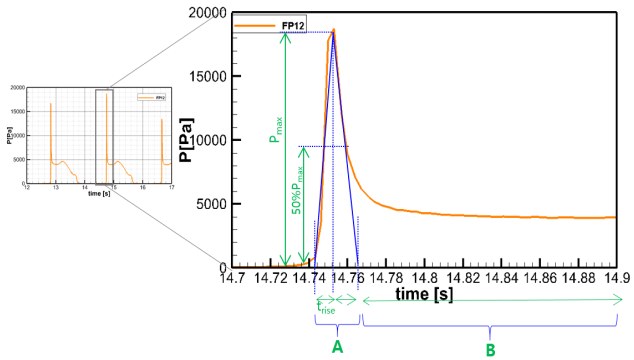
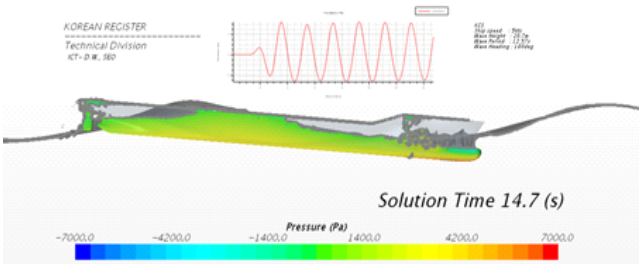
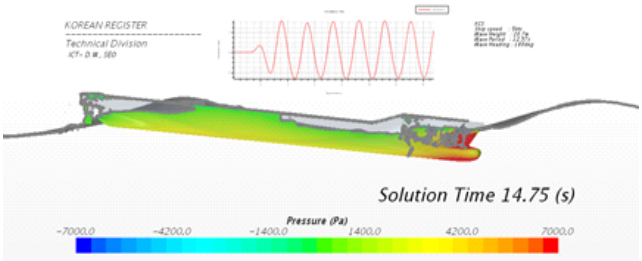


Fig. 11 Pressure time history at FP12

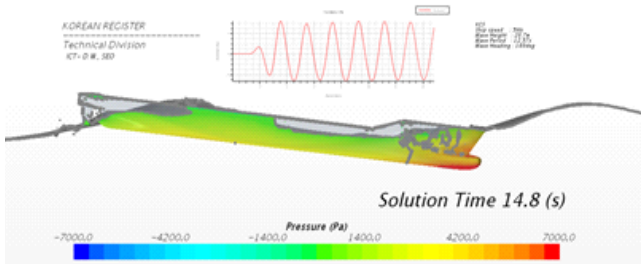
Fig. 12는 압력이 가장 크게 발생된 14.75s부근의 자유수면 및 선체표면 압력을 보여주고 있다. 그림과 같이 선수가 자유수면과 입수하면서 선수부의 압력이 증가하기 시작하여 t=14.75s에서 Fig. 12(b)과 같이 슬래밍 충격하중이 짧은 시간동안 타나나 사라지고, Fig. 12(c, d)이후 피치운동에 의해 선수부가 계속 입수하면서 정압만이 남게 되는 것을 확인할 수 있다.



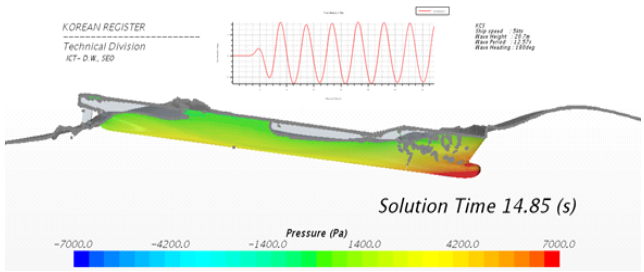
(a) t= 14.7s



(b) t=14.75s



(c) t=14.8s



(d) t=14.85s

Fig. 12 Pressure distributions and free surface

Fig. 13은 최대압력 나타난 14.75s에서 선체 압력분포를 보이고 있다. 그림과 같이 선수부근(0.95st가 FP사이)에서 가장 큰 압력이 발생한 것을 미루어 보아, 이 영역에 대한 구조적 검토가 이뤄져야 할 것으로 판단된다.

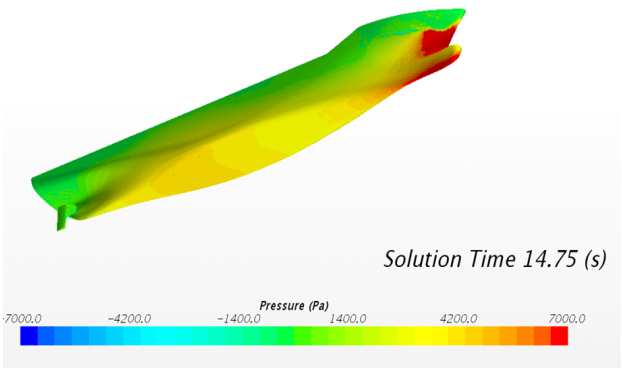


Fig. 13 Pressure distributions at 14.75s

5. 선급 규정

5.1 선급별 슬래밍 압력 산식

각 선급에서는 Table 5와 같이 슬래밍 충격하중을 고려하기 위한 산식을 제안하고 있다. 모든 슬래밍 산식은 전진방향의 속도성분에 의한 쇄파충격압력과 수직상대운동에 의한 입수충격압력을 적절히 고려하고 있다. 본 연구에서는 IACS, ABS, BV, DNV, LR, KR, NK 규칙에 적용한 결과를 비교·검토하였다.

Table 5 Categorization of slamming formular in classification

Class	Rule	Bow(flare)	Bottom	Stern
IACS	Bulk, Tanker	O	O	-
ABS	Container	O	O	-
BV	Container	O	O	O
DNV	Ships	O	O	O
LR	Ships	O	O	O
KR	Steel ship	O	O	-
NK	Steel ship	O	O	-

국제선급협회의 공통구조규칙(CSR) 4장 5절에 식(1)과 같이 선수에 작용하는 하중 산식이 나와 있다(IACS 2014). CSR의 경우 화물선과 탱커에 적용하는 공통규칙이기는 하나, 상대적인 비교를 위해 본 연구의 대상선인 컨테이너에도 규칙을 적용하여 비교분석하였다.

$$P_{FB} = 1.025 f_{FB} C_{FB} V_{im}^2 \sin\gamma_{wl} \quad (1)$$

여기서, f_{FB}는 종방향 선수 플레어 충격압력 분포 계수이며, V_{im}은 충격속도로 선박의 길이, 선속, 수선각의 함수이며, γ_{wl}은 플레어 각을 의미한다.

ABS 선급의 경우, CSR과 유사하게 파랑에 기인한 선수부 충격하중을 나타내는 산식이 있으나, 식 (2)와 같이 선수 플레어 슬래밍 충격하중에 대해서 추가적인 산식을 제시하고 있다(ABS. 2016).

$$P_{ij} = P_{oij} \text{ or } P_{bij}$$

$$P_{oij} = k_1 (9M_{Ri} - h_{ij}^2)^{1/2} \quad (2)$$

$$P_{bij} = k_2 k_3 \{ C_2 + K_{ij} M_{Vi} [1 + E_{ni}] \}$$

여기서 M_{Vi}는 선속과 배 길이 및 방형계수의 함수이며, K_{ij}는 수선각 및 플레어각의 함수이다. K_{ij}는 고려하는 위치의 폭을 고려하는데, 다른 선급 규정과 다르게 유일하게 선수부 형상의 폭 크기가 필요하다.

BV 규칙은 선수(플레어), 선저, 선미부에 대해서 각각 다른 압력산식을 제시하고 있으며, 선수부 압력 계산 산식은 식(3)과 같다.

$$P_{FI} = C_S C_L C_Z (0.22 + 0.15\tan\alpha) \times (0.4 V \sin\beta + 0.6\sqrt{L})^2 \quad (3)$$

본 산식의 특징으로는 슬래밍 압력이 작용하는 부위의 구조부 특성(C_S)이 반영되었으나, 길이 방향 위치는 압력과 상관이 없다(BV 2017). 수직상대운동의 특성을 반영하기 위해 상방의 위치를 반영하는 계수(C_Z)가 있지만, 이번 연구에 적용된 예제선박에서는 모두 일정한 값을 보였다.

DNV 선급의 선수부 슬래밍 압력 계산 산식은 식(4)와 같다. BV와 함께 유일하게 선미부 슬래밍 산식을 추가적으로 제시하고 있으며, 선수부 슬래밍 압력 산식 또한 BV와 유사한 형태를 가지고 있다.

$$P_{sl} = C(2.2 + C_f) \times (0.4 V \sin\beta + 0.6\sqrt{L})^2 \quad (4)$$

여기서 C_f 계수는 횡동요 및 선수동요의 설계 값을 반영하는 변수이며 이들은 규칙의 설계하중 부분을 참고해야 한다(BV 2016).

LR 선급의 경우 선수부 슬래밍 압력과 선미부 슬래밍 압력에 대해 동일한 산식을 적용하며 이는 식(5)와 같다. 기본적으로 선박의 형상을 반영하기 위한 계수(K_{bf}, K_{rv})와 선박의 수평, 수직방향의 상대속도(V_{rc}, V_{bf})의 함수로 구성되어 있다(LR 2017).

$$IP_{bf} = 0.5\left(K_{bf} V_{bf}^2 + K_{rv} H_{rv} V_{rv}^2\right) \quad (5)$$

위 식에서, 수직방향 속도 계수(V_{bf})는 90°의 플레어각에서 0이며 이는 매우 작은 슬래밍 압력 결과를 도출한다.

KR 선급의 슬래밍 압력 추정 산식은 선수 선저부 보강을 위한 슬래밍 압력식과 플레어부분 늑골보강을 위한 슬래밍 압력식이 있다. 하지만 선수선저 보강을 위한 산식은 150m 이하 길이의 선박에만 적용하도록 하고 있다. 선수부 슬래밍 압력산식은 식(6)과 같으며, 플레어 형상을 반영하기 위한 계수(C_e, β_0, K_p) 및 파면과의 상대속도(v_n)로 구성되어 있다(KR 2017).

$$P = \frac{1}{2}\rho C_e K_P \left(\frac{v_n}{\cos\beta_0}\right)^2 \quad (6)$$

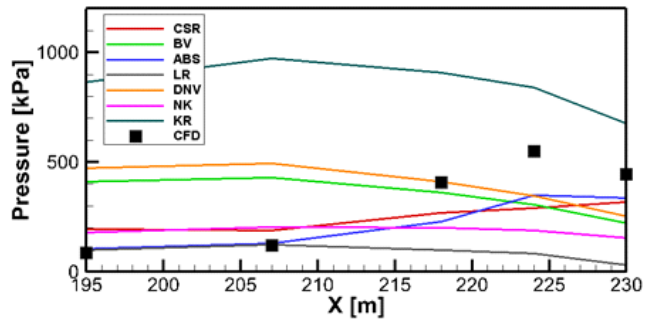
여기서 K_p는 플레어각으로 결정되는 계수이며 그 범위는 본 연구에서 32~120까지 나타내고 있으며 이는 타 선급 산식에 비해 비교적 큰 압력값을 제시한다.

NK 선급규칙은 KR 선급 규칙과 동일한 형태의 선수부 슬래밍 압력산식을 식 (7)과 같이 제시하고 있다(NK, 2016). 하지만 플레어각으로 결정되는 K_p 의 값은 본 연구에서 10 이하의 값으로 계산되었으며, 이로인해 KR산식에 비해 작은 슬래밍 압력값을 제시한다.

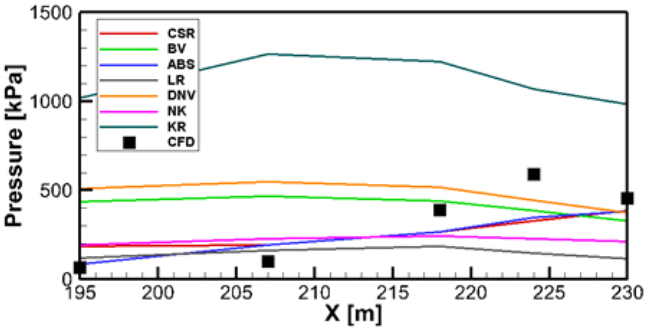
$$P = \frac{1}{2}\rho C_e K_P \left(\frac{v_n}{\cos\beta_0}\right)^2 \quad (7)$$

5.2 슬래밍 압력비교

슬래밍 또는 슬로싱 현상과 같이 국부적인 충격하중을 선박의 구조산식에 반영하기 위해서는 일반적으로 준정적하중으로 치환하여 산식에 반영한다. 따라서 앞서 다양한 선급의 산식으로 계산된 슬래밍 압력은 구조계산시 동적하중이 아닌 정적하중의 형태로 적용하여 계산하게 된다. 따라서 수치계산에서 구한 동적압력의 최대치와 선급에서 제시하는 준정적 압력의 절대값을 직접비교하는 것은 큰 의미가 없을 것으로 판단되나 정성적인 특징을 살펴보기 위해, 각 선급의 산식을 바탕으로 계산된 슬래밍 압력과 수치계산을 통한 동적압력의 최대값을 Fig. 14에 보이고 있다.



(a) Slamming pressure at Z=T+2T/10



(b) Slamming pressure at Z=T+4T/10

Fig. 14 Comparison of slamming pressure calculated various formular of classifications

수치계산결과 Fig. 14와 같이 0.9St.(X=207m)이후부터 FP로 갈수록 슬래밍 압력이 증가된 것으로 나타나며, 특히 0.975St.(X=225m)에서 슬래밍 최대압력이 가장 크게 나타났다. 선수부로 갈수록 압력이 크게 증가하는 경향이 ABS와 CSR 산식에서는 유사한 경향이 보인다. 그러나 위 선급을 제외한 산식의 경우 선수부로 갈수록 오히려 감소하는 형태로 나타나고 있어 수치계산 결과와는 비교적 다른 양향으로 나타났다. 또한 KR을 제외한 대부분의 산식에서는 수치계산에서 추정한 최대압력에 비해 낮은 압력을 보여주고 있는데 이는 앞서 설명한 바와 같이 선급산식의 경우 국부적인 최대압력산식이 아닌 글로벌 준정적하중 형태로 치환되었기 때문으로 판단된다. 슬래밍 추정 압력 산식결과만 보면, KR의 산식이 오히려 너무 보수적인 것은 아닌가라는 판단도 해 볼 수 있으나, 향후 많은 선박의 대한 수치계산을 통해 깊이 있는 분석이 필요할 것으로 보인다.

5. 결론

본 연구는 컨테이너 선박의 선수 슬래밍 하중을 추정하기 위해 극심한 해상조건(파고 20.7m, 주기 12.57s)에서 수치계산을 수행하였다. 본격적인 수행에 앞서 신뢰할만한 모형시험에 대해 계산의 유효성을 확인하였으며, 계산된 선수 플레어 슬래밍 압력을 선급규칙과 비교·검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 비교적 정량적인 수치계산의 결과를 얻기 위해서는 격자조밀도(B/Y_{cell})의 크기가 120이상이 되어야 하며, 수치계산 시 시간간격은 충격압력의 상승시간(tr_{ise})/dt > 10 이상이 되어야 한다.

2) 선수 슬래밍 압력이 가장 크게 발생된 위치는 0.975St.근방이며, 선수의 계측지점 FP12에서 순간적으로 가장 큰 충격압력이 나타났으며, 지속시간은 실선기준 약 0.13s였다. 충격하중 이후 선수부가 자유수면으로 계속 입수하면서 정압이 지속되는 양상을 보였다.

3) 수치계산에서 구한 동적압력의 최대치와 선급에서 제시하는 준정적 압력의 절대값을 직접비교하는 것은 무리가 있으나, 정성적인 특징만을 살펴보면 수치계산의 경우 선수쪽으로 가면서 압력이 크게 증가하는 반면 CSR, ABS를 제외한 대부분의 선급 규칙에서는 선수방향으로 압력의 크기가 크게 증가하지 않는 것을 알 수 있다.

참 고 문 헌

Abdussamie, N., Amin, W., Ojeda, R., Thomas, G. & Drobyshevski, Y., 2014 Vertical Wave-in-Deck Loading and Pressure Distribution on Fixed Horizontal Decks of Offshore Platforms. Proceedings of the 24th International Offshore and Polar Engineering, 2014a Busan, South Korea. International Society of Offshore and Polar Engineers.

Abdussamie, N., Ojeda, R., Amin, W., Thomas, G. & Drobyshevski, Y., 2014. Prediction of Wave-in-Deck Loads on Offshore Structures Using Cfd. the 19th Australasian Fluid Mechanics Conference, 2014b Melbourne, Australia. AFMS.

ABS, 2016. Rules for building and classing Steel Vessels, Part 5C, Section 3

ABS,2002. A Direct Calculation Approach for Desingning a ship-shaped FPSO's Bow Against Wave Slamming Load, Technical Report

BV, 2017 Structure Rules for Container ships, Ch 4, Section 5

Chen, C., R. and Chen, H.C., 2014. CFD simulation of Extreme Slamming on a Containership in Random Waves, 24th International Ocean and Polar Engineering Conference, June 15-20, 2014, Korea

Chen, C.R., Chen, H.C., 2014. "CFD Simluation of Extreme Slamming on a Containership in Random Waves", Proceedings of the 24th International Ocean and Polar Engineering Conference, Busan, Korea.

DNV-GL, 2016. Rule for Classificaion of Ships- Hull structural design Ships with length 100 meters and above Pt.3 Ch.

1, Sec. 7

Dobrovol's kaya,Z.N,1969.On some problems of similarity flow of fluids with a free surface. J.Fluid Mech.36,805-829.

Hong, SY, Kyoung, JH, Kim, YS, Song, K-H, Kim, S, Malenica,S,Lindergren, M, Rathje, H, Ge, C (2008). "Validation of wave loads on a large container ship in oblique waves," Proc. The 6th Osaka Colloquium on Seakeeping and stability of ships, Osaka, pp 109-117

Hong, SY, Kim, KH, Kim, BW, Kim, YS (2014). "Experimental Study on the Bow-Flare Slamming of a 10,000 TEU Containership," Proc. the 24th Int. Ocean and Polar Engineering Conference," Busan, Korea, ISOPE, 3, www.isope.org.

IACS, 2014. Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers, Part 1, Chapter 4, Section5.

KR, 2017. Rule for the Classificatin of Steel Ship, Part3, Chapter 8

Kim, K. Shin, Y.S. Wang, W., 2008. A Stern Slamming Analysis Using Three-Dimensional CFD Simulation. In: Proceedings of OMAE 2008 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Estoril Portugal.

Lee, S., and Lew, J., 2015. Numerical Computations of Impact Forces Acting on Breakwater Plate of Bow Deck of Container Carrier, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 52(3), pp.198-205.

LR, 2017 Rules and Regulations for the classification of Naval Ships, Part 4, Chapter 2, Section 4

Muzaferija, S., Peric M., P., Sames, P., and Schellin, T., 1998. " A Two=Fluid Navier-Stokes Solver to Simulate WAter Entry", Proceedings of the 22nd Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington D.C., USA, pp.638-651.

NK, 2016 Rules for the Survey and Construction of Steel Ships, Part C, Chapter 6

Ock, Y.B., 2014. Numerical Simulations of Added Resistance around Ships in Regular Head Waves using Overset Grids, Master's thesis, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National Univeristy

Peric M. and Zorn T., 2015. Simulation of sloshing loads on moving tanks, 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, June 12-17, 2015, Greece

Von Kármàn,T.,1929.The impact on sea plane floats during landing. National Advisory Committee for Aeronautics. Technical Note No 321 ,pp.309-313.

Wagner,H.,1932.Uber Stossund Gleitvergange an der Oberflache von Flussigkeiten. Z. Angew. Math. Mech.12,193-215.

Wang,S.,Guedes Soares,C.,2012. Analysis of the water impact of symmetric wedges with a multi-material eulerian formulation. Int.J.Marit.Eng.154(A4), 191-206.

Wang,S.,Guedes Soares,C.,2013.Slam induced loads on bow-flared sections with various rollangles. Ocean Eng.67,45-57.

Wang S, Soares, C.G., 2016. Stern slamming of chemical tanker in irregular head waves, Ocean Engineering, pp. 122, 322-332

Zhao, R.,Faltinsen,O.M.,Aarsnes,J.V.,1996.Water entry of arbitrary two-dimensional sections with and without flow separation. In: Proc.21st Sympo- sium on Naval Hydrodynamics, pp.408-423.

Zhao, R., Raltisen, O., 1998. "Water Entry of Arbitrary Axisymmetric Bodies With and Without Flow Separation", Proceedings of the 22nd Symposium on Naval Hydrodynamics, Washington D.C., USA, pp.652-664

Non-Linear Dynamic Coupled Analysis of a Float-Over Vessel with Mooring Lines System

Cristobal Santiago*, Byoung-Wan Kim* and Seok-Won Hong*

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

KEY WORDS: Dynamic coupled analysis, Float-over vessel, Mooring lines system, Higher-order boundary element method (HOBEM), Finite element method (FEM), Maximum mooring tension.

ABSTRACT: *This paper aims to investigate the dynamic coupled behavior between a float-over vessel and the mooring lines system during a topside module transportation in the time domain. The numerical simulation is carried out for two numerical models; the first one is the floating structure model and the second one is the mooring system model. For the floating structure, a Higher-Order Boundary Element Method (HOBEM) is applied to calculate the hydrodynamic coefficients and forces acting on the floating body; where convolution method is used to derive time domain equation. For the mooring lines system, the Finite Element Method (FEM) is applied based on the minimum energy principle in order to formulate the non-linear dynamic equation. The coupled solution is obtained through the convergent iterative method between the body motion equation and the mooring lines system equation. The coupled behavior is analyzed for five cases, where significant wave height and modal period vary. Finally, maximum mooring tension and 3DOF ship motions (surge, heave and pitch) are evaluated and discussed for varying wave conditions.*

1. Introduction

Non-linear dynamic coupled analysis between a floating body and the mooring lines system is crucial to the performance evaluation during a topside module transportation stage.

In order to carry out the non-linear coupled analysis, a fully coupled method is used. In the fully coupled method, the floating body equation of motion is formulated in addition to the equation of motion of the mooring lines and the total solution is calculated by coupling both equations [1].

Although this method is time consuming since coupling equations requires more calculation time, but it is more reliable and accurate because it can consider the complex behavior of the mooring line system more correctly in the coupled analysis [2].

The objective of this study is to find out the fully non-linear coupled motion analysis of three degrees of freedom motion (3DOF) and the mooring line tensions for various environmental conditions.

Maximum tension on the mooring line, as well as surge, heave, and pitch motions are compared and discussed as a function of the significant wave height and the modal period.

In the numerical analysis, frequency domain equation of the floating body is formulated firstly by calculating the hydrodynamic coefficients and the forces using Higher- Order Boundary Element Method (HOBEM) [3]. Then, convolution method is applied to derive the time domain equation by converting frequency domain into a time domain problem [4].

On the other hand, the time domain equation of the mooring line system is usually formulated based on the catenary mooring system. The motion of the catenary is determined by its tension due to its self-weigh, so the curve shape of the catenary affects its tension distribution along the mooring line. Therefore, both static and dynamic tension varies with the line position, so the behavior of its catenary is geometrically non-linear.

Numerical methods for a catenary line modeling have been applied by previous researchers [5]. On the other hand Finite Element Method (FEM) is useful when the material of the mooring line is not uniform and the geometry is also complicated.

In this investigation, FEM is used to derive the dynamic equation of motion of the mooring lines. FEM is one of the numerical methods used to solve differential equations of continuous systems using discrete domains so called finite

elements when it is not easy or impossible to get the analytic solution. Two methods such as Galerkin method and minimum energy principle are available in FEM formulation.

In this investigation, minimum energy principle is applied. Axial, bending and torsional stiffness are also included in the FEM formulation.

The coupled solution for the body and the mooring system is obtained by iteratively solving the floating body equation and the FEM equation of the mooring system.

2. Mathematical Model

2.1 Time domain analysis for the floating body

Time domain equation of motion of the floating body takes the following form in frequency domain.

$$(-\omega[M_B+M_{add}])-\iota\omega[C_B]+[K_B]\{X\}=\{f_W\} \quad (1)$$

Where w is the wave frequency; $[M_B]$, $[C_B]$ and $[K_B]$ are the $[6_{n_B}\times 6_{n_B}]$ coefficient matrices of mass, hydrodynamic damping and hydrostatic stiffness, respectively. n_B is the number of floating bodies. $\{x\}$ and $\{f_W\}$ are vectors of body motion and wave force. $[M_{add}]$ is the added mass matrix. The above matrices and the wave forces are formulated by a HOBEM [6].

The Eq. (1) can be converted to time domain equation using a well-known transformation method called convolution. And the other body forces such as the wave drift force $\{f_d\}$ and the viscous damping force $\{f_v\}$ can be added to the right side of the equation. Then Eq. (2) can be obtained:

$$[M_B+M_{add}(\infty)]\{\ddot{u}_B\}+\left[\int_0^t R(t-\tau)d\tau\right]$$

$$\{\dot{u}_B\}+[K_B]\{u_B\}=\{f_B\} \quad (2)$$

Where R is the memory function; $[M_{add}(\infty)]$ is the added mass for infinite frequency and;

$$\{f_B\}=\{f_W\}+\{f_d\}+\{f_v\} \quad (3)$$

In Eq. (3) $\{f_d\}$ is the force vector due to the wave drift and $\{f_v\}$ is the force vector due to viscous damping of the floating body. In this investigation, time mean drift forces, are considered based on higher order analysis.

In the linear spring method, the floating body behavior coupled with the mooring system can be analyzed under the assumption that the mooring system can behave as a linear spring. Then, the coupled equation can be formulated by adding the linear spring constants to the stiffness part of Eq. (2) as;

$$[M_B+M_{add}(\infty)]\{\ddot{u}_B\}+\left[\int_0^t R(t-\tau)d\tau\right]$$

$$\{\dot{u}_B\}+[K_B+K_m]\{u_B\}=\{f_B\} \quad (4)$$

Where $[K_m]$ is a matrix of spring constants due to the stiffness of the mooring system. By solving this equation, the approximate couple solution for the floating body and the mooring system can be obtained. This is numerically efficient if the linear assumption and errors are acceptable after the comparison with experimental values.

2.2 Coupled solution-floating body with mooring system

In order to analyze more precisely the coupled behavior of the floating body and the mooring system, the dynamics of the mooring lines should be considered directly into the coupled analysis.

FEM method is applied in this investigation, so derived dynamic equation of the mooring line is obtained applying the minimum energy principle [7].

The elements involved in FEM are shown in Fig. 1 and Fig. 2. In Fig. 1, each mooring line is discretized along its length by nodes. The space between one node and the other is called a two-node element. In Fig. 2, W is the weight force per unit length, T is the element tension and l is the length of each element in the local axis.

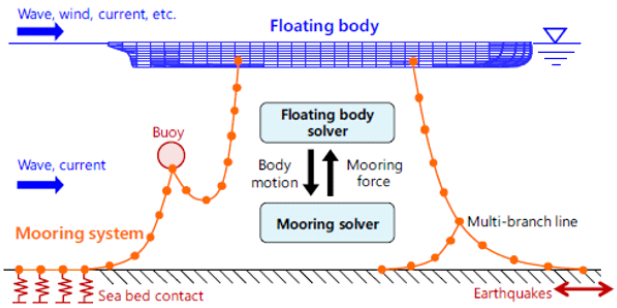


Fig. 1 Conceptual sketch of the elements involved in FEM [2].

With this approach, each element have a potential energy such as, strain energy due to bending and torsion; kinetic energy; external work and length constraint of catenary.

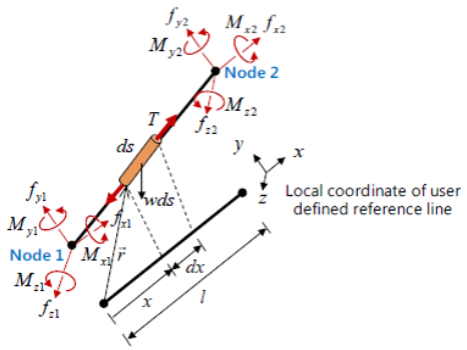


Fig. 2 FEM convention for a discretized element [2].

The equation of motion of the mooring element in local coordinate can be written as;

$$[M_e]\{\ddot{u}_e\}+[K_e]\{u_e\}+\{B\}\lambda=-[R]\{f_{We}\}+\{f_e\} \quad (5)$$

$$\{B\}^T+\{u_e\}=s-l \quad (6)$$

Where:

$$[K_e]=[K_{1e}]+[K_{2e}]+[K_{3e}] \quad (7)$$

$$[K_{3e}]=\lambda[C] \quad (8)$$

$$\{B\}+\{A\}+[C]\{u_e\} \quad (9)$$

$$\{u_e\}=[u_{x1}u_{y1}u_{z1}\theta_{x1}\theta_{y1}\theta_{z1}u_{x2}u_{y2}u_{z2}\theta_{x2}\theta_{y2}\theta_{z2}]^T \quad (10)$$

$$\{f_e\}=[f_{x1}f_{y1}f_{z1}M_{x1}M_{y1}M_{z1}$$

$$f_{x2}f_{y2}f_{z2}M_{x2}M_{y2}M_{z2}]^T \quad (11)$$

$$\{f_{eW}\}=\frac{JWl}{2}[0,0,1,0,0,0,0,0,1,0,0,0]^T \quad (12)$$

$$s=s_0\left(1+\frac{T}{EA}\right) \quad (13)$$

Where $[M_e]$ and $[K_e]$ are the geometric non-linear mass and stiffness matrices of the mooring element; $[K_{1e}]$ and $[K_{2e}]$ are the bending and torsion stiffness matrices; $[K_{3e}]$ is the stiffness due to the catenary and axial elasticity with Lagrange multiplier λ; $\{u_e\}$ and $\{f_e\}$ are the vectors of the nodal displacements and section forces; $[R]$ is the orthogonal coordinate transform matrix such that $[R^T][R]=[I]$; s_0 is the given unstreched length and finally EA is the axial stiffness. Entries of $[C]$ $[K_{1e}]$; $[K_{2e}]$ and $[M_e]$ are shown in [10].

Eqs. (5) and (6) can be transformed into global coordinates using;

$$\{u_e\}=[R]\{u_{eg}\} \quad (14)$$

$$\{f_e\}=[R]\{f_{eg}\} \quad (15)$$

Where $[u_{eg}]$ and $[f_{eg}]$ are the vector forms of nodal displacements and section forces in global coordinates.

Getting Eq. (14) into Eq. (5) and (6) and pre-multiplying Eq. (5) by $[R]^T$ will lead to the equation of motion of mooring line element in global coordinates as:

$$[M_{eg}]\{\ddot{u}_{eg}\}+[K_{eg}]\{u_{eg}\}+\{B\}\lambda=-\{f_{We}\}+\{f_e\} \quad (16)$$

$$\{B_g\}^T\{u_{eg}\}=s-l \quad (17)$$

Where:

$$[M_{eg}]=[R]^T[M_e][R] \quad (18)$$

$$[K_{eg}]=[R]^T[K_e][R] \quad (19)$$

$$[B_g]=[R]^T[B] \quad (20)$$

$$[f_{\geq}]=[R]^T\{f_e\} \quad (21)$$

Eq. (16) and (17) can be rearranged in a state space form as:

$$\begin{bmatrix}[M_{eg}] & \{0\}\\ \{0\}^T & 0\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\{\dot{u}\}\\ \ddot{\lambda}\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}[K_{eg}] & \{B_g\}\\ \{B_g\}^T & 0\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\{u_{eg}\}\\ \lambda\end{Bmatrix}$$

$$=\begin{Bmatrix}-\{f_{We}\}+\{f_{We}\}\\ s-l\end{Bmatrix} \quad (22)$$

Element by element combination of Eq. (22), introduction of the mooring system damping and application of nodal force compatibility condition will lead to the final equation of motion for the total mooring system described as:

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{f_n\}+\{f\} \quad (23)$$

Where:

$$M=\sum_e\begin{bmatrix}[M_{eg}] & \{0\}\\ \{0\}^T & 0\end{bmatrix} \quad (24)$$

$$K=\sum_e\begin{bmatrix}[K_{eg}] & \{B_g\}\\ \{B_g\}^T & 0\end{bmatrix} \quad (25)$$

$$\{f_n\}=\sum_e\begin{bmatrix}-\{f_{We}\}\\ 0\end{bmatrix} \quad (26)$$

$$\{f\}=\sum_e\begin{bmatrix}\{f_{eg}\}\\ 0\end{bmatrix} \quad (27)$$

$[M]$, $[C]$ and $[K]$ are the mass, damping and stiffness matrices of the total mooring system. $\{u\}$ is the vector of nodal displacements and Lagrange multipliers. $\{f_n\}$ is the force vector due to catenary weight and $\{f\}$ is the vector of external nodal forces such as under-water drag force, etc.

Finally, time domain solution is obtained by the numerical time marching method. The generalized $-\alpha$ Newmark method [8] is used in this study.

Since the system matrices and force vectors are functions of Jacobian, Lagrange multiplier and displacements it can be said that Eq. (23) is non-linear. Then, iterative schemes such as bisection or fixed-point iteration are necessary to find a solution at each time step. Once the solution is found, the section forces can be recovered by inserting solutions into Eq. (16), as;

$$[f_{eg}]=[M_{eg}]\{\dot{u_{eg}}\}+[K_{eg}]\{u_{eg}\}+\{B_g\}\lambda+\{f_{We}\} \quad (28)$$

Then, the tension on each element can be calculated by projecting the section forces to the longitudinal direction of the mooring line. In this way, tensions at the mooring point can be calculated. The forces at the mooring point can be transformed into the forces acting at the center of the body. It can be said that the transformed forces are the mooring forces acting at the floating body. So, Eq. (2) can be modified with mooring forces as:

$$[M_B+M_{add}(\infty)]\{\ddot{u}_B\}+\left[\int_0^t R(t-\tau)d\tau\right]$$

$$\{\ddot{u}_B\}+[K_B]\{u_B\}=\{f_B\}+\{f_m(u)\} \quad (29)$$

Where $\{f_m(u)\}$ is the mooring line forces vector. By solving Eq (29) by a numerical method such as the Hamming Method, body motion is obtained. Then, body motions can be transformed into motions at the mooring point and these mooring motions can be consider as the boundary condition of the Eq. (23) as:

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{f_n\}+\{f\} \quad (30)$$

With B.C. $u=u(u_B)$ at the mooring point.

By solving Eq. (30), mooring forces are recalculated and Eq. (29) can be solved again with the updated mooring forces.

This iteration process is repeated until solutions converged. Therefore, coupled solution of the floating body and the mooring system is finally obtained. Fig. 3 shows a general description of the iteration scheme for the coupled solution.

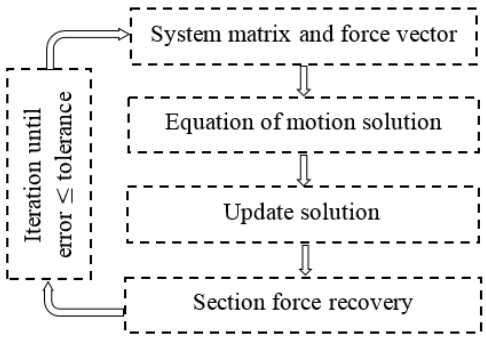


Fig. 3 Iteration scheme for mooring analysis.

3. Numerical Example: Float-Over Vessel

In order to perform the non-linear coupled analysis of the floating body with the mooring system, a deck transportation vessel is analyzed based on the numerical analysis procedure described in the previous section.

Length, breadth and draft of the transportation vessel are 211 m, 43 m and 8.5 m. respectively. In addition, deck height placed above the vessel is 13 m. and the total displacement is 63,415 T. As it can be seen in Fig. 4, the vessel is moored through four single points located at the stern and at the bow

and 200 discretized elements are used along each mooring line respectively. Fig 5 shows the layout of the mooring lines and Table 1 shows the anchors and the mooring point coordinates considered in this study.

Regarding environmental conditions, irregular waves with JONSWAP spectrum are taken into account. Modal periods from 6.30 to 12.40 s. are considered and the weathervane effect is ignored, (small yaw assumption) so that, only head sea condition for the numerical simulation is investigated. The main characteristics and the analysis condition of the floating body are summarized in Table 2.

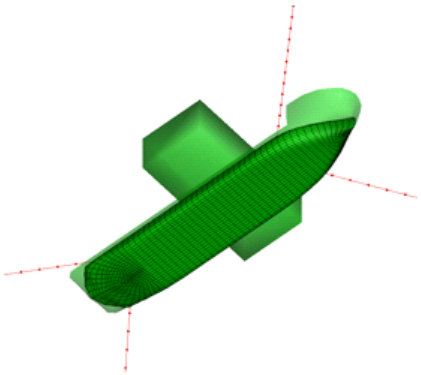


Fig. 4 Numerical model of the float-over vessel with mooring lines system

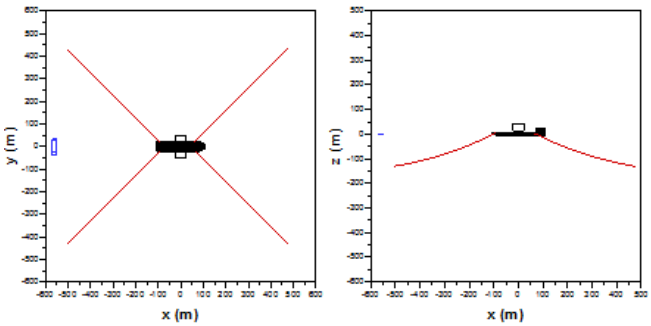


Fig. 5 Layout of the mooring analysis.

Table 1 Coordinates of anchors and mooring points in m.

Line ID	Anchor			Mooring Point		
	x	y	z	x	y	z
1	473.3	430.8	-130	60	17.5	5.5
2	-503.3	430.8	-130	-90	17.5	5.5
3	-503.3	-430.8	-130	-90	-17.5	5.5
4	473.3	-430.8	-130	60	-17.5	5.5

Table 2 Main particulars of the float-over vessel

Basic particulars	Values			
DTV				
LBP×B×H_{top} H_{deck}	211 m 43 m 32.8 m 13 m			
Draft	8.5 m			
Weight distribution	Item	Weight (ton)	COG (m)	$K_{xx}/K_{yy}/K_{zz}$(m)
	Vessel only	43,415	(0.202, 0, 0.045)	21.44 / 55.805 / 53.4
	Topside	20,000	(0.202, 0, 27)	24.8 / 15.37 / 25.67
	Total	63,415	(0.202, 0, 8.546)	25.8 / 48.615 / 46.5
Mooring Lines				
Type / No. of mooring lines	Wire / 4			
Length	600 m			
Diameter	0.0635 m			
EA / MBL / T_{allow}	1.898e8 N / 350 tonf / 1716 kN (Ref. API-RP-2SK)			
Wet weight	154.731 N/m			
$C_D/C_M/C_F/C_A$	1.2 / 2.0 / 0.05 / 1.0			
Environmental Loads				
Water depth	130 m			
Wind and current speed	10 m/sec & 0.5 m/sec			
Heading angle	0 deg			

Furthermore, five cases were considered for the coupled analysis of the DTV. Table 3 shows the modal periods and significant wave height values used for the numerical simulation.

Table 3 Matrix cases for the numerical simulation

Case Number	Modal Period (s)	Significant Wave Height (m)
1	6.30	0.30
2	7.50	0.88
3	8.80	1.88
4	9.70	3.25
5	12.40	5.00

4. Results and Discussion

Ship motions calculation were carried out only for three degrees of freedom motion (DOF) such as surge heave and pitch in time domain. In addition, maximum tension along the mooring line was also calculated (at discretized element 100).

Moreover, surge, heave and pitch comparison were carried out in order to identify the behavior in the time domain displacements when the modal period and the significant wave height varied. Fig. 6, shows this comparison for surge motion. As it was observed when the significant wave height and modal period were increased, the surge motion displacement in time domain also increased.

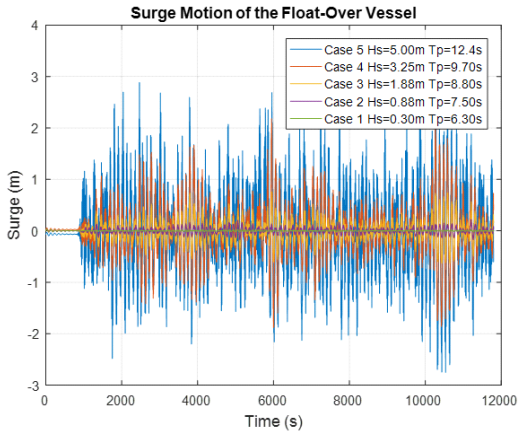


Fig. 6 Surge motions comparison.

Fig. 7 shows the maximum surge motion value obtained on each case and the trend with respect of the significant wave height. In Case 1, the maximum surge value was 0.03 m., meanwhile in Case 5 with the highest modal period and significant wave height, the maximum surge value was 3.02 m.

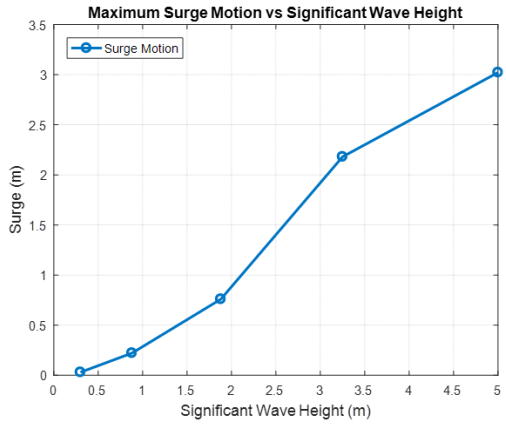


Fig. 7 Maximum surge motions comparison.

In addition, heave motions comparison were carried out in order to identify the behavior in time domain displacements when the modal period and the significant wave height were varied.

In Case 1, the maximum heave value was 0.01 m., meanwhile in Case 5 with the highest modal period and significant wave height, the maximum surge value was 1.06 m. Fig. 8 shows heave motions comparison for the five cases performed

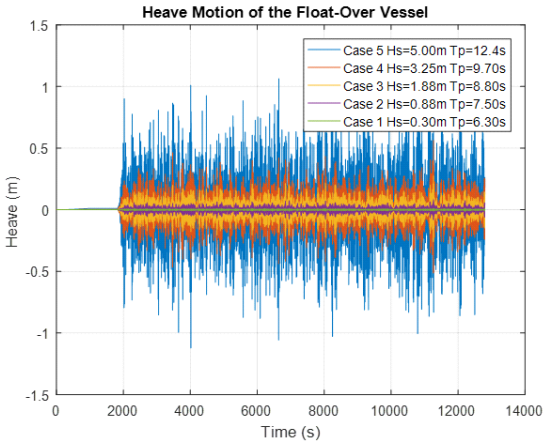


Fig. 8 Heave motions comparison.

Fig. 9 shows the maximum heave motion value obtained on each case and the general trend with respect of the significant wave height.

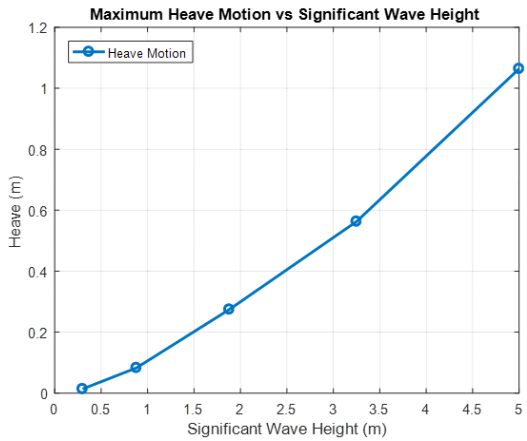


Fig. 9 Maximum heave motions comparison.

Moreover, pitch motions comparison were carried out in order to identify the behavior in time domain displacements when the modal period and the significant wave height varied. Fig. 10 shows pitch motions comparison for the five cases performed.

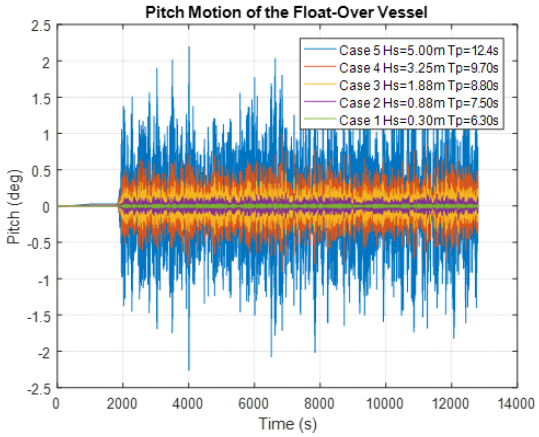


Fig. 10 Pitch motions comparison.

In Case 1, the maximum pitch value was 0.04 deg., meanwhile in Case 5 with the highest modal period and significant wave height, the maximum pitch value was 2.22 deg. Fig. 10 shows heave motions comparison for the five cases performed.

Furthermore, it was observed that heave and pitch increased quadratically as the significant wave heights were increased.

In addition, Fig. 11 shows the maximum pitch motion value obtained on each case and the general trend with respect of the significant wave height.

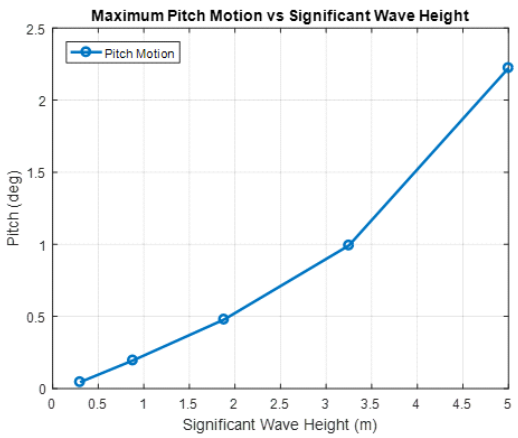


Fig. 11 Maximum pitch motions comparison.

Summary of the maximum motion values obtained from surge, heave and pitch calculation are summarize in Table 4.

Table 4 Maximum surge, heave, and pitch motion values.

Case Number	Max Surge (m)	Max Heave (m)	Max Pitch (deg)
1	0.02974	0.01349	0.04426
2	0.22138	0.08267	0.19466
3	0.75939	0.27430	0.47827
4	2.18065	0.56280	0.99202
5	3.02180	1.06372	2.22247

In addition, tension values were calculated along the mooring line. Fig. 12 shows the line tension comparison (at discretized element 100) for the five cases considered in the coupled analysis.

As it was observed, when significant wave height and modal period were increased, the tension and the stiffness value at the line in time domain increased too.

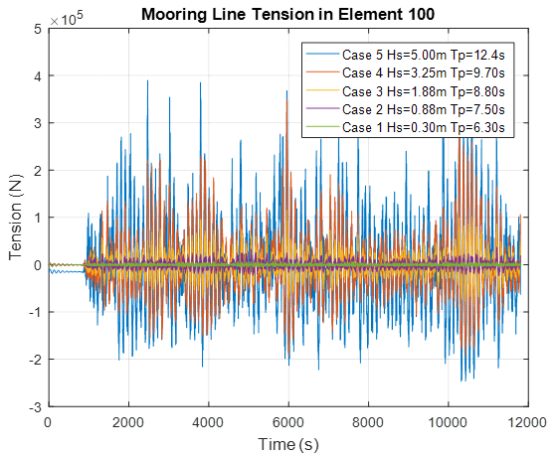


Fig. 12 Mooring line tension comparison at element 100.

Fig. 13 shows the maximum tension value obtained on each case and the general trend with respect of the significant wave height.

In Case 1, the maximum tension value was 7,751.66 N., meanwhile in Case 5 with the highest modal period and significant wave height, the maximum tension value was 419,797.63 N.

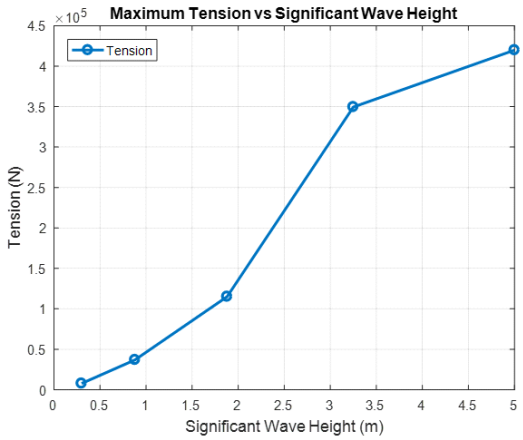


Fig. 13 Mooring line tension comparison at element 100.

Summary of the maximum tension values along the mooring line (at discretized element 100) are summarize in Table 5.

Table 5 Maximum tension along the mooring line (at element 100).

Case Number	Modal Period (s)	Significant Wave Height (m)	Max Tension (N)
1	6.30	0.30	7,751.66
2	7.50	0.88	36,943.64
3	8.80	1.88	115,088.90
4	9.70	3.25	349,463.76
5	12.40	5.00	419,797.63

Finally, in order to visualize time domain displacements, surge, heave and pitch motions were plotted separately as well as tensions along the mooring line (at element 100) and can be seen in Appendix 1.

Conclusions

In this paper, the dynamic coupled behavior between a float-over vessel and the mooring lines system during a topside module transportation in the time domain has been investigated.

The numerical simulation was carried out using two numerical models; the first one was the floating structure model and the second one was the mooring system model.

For the floating structure, a Higher-Order Boundary Element Method (HOBEM) was applied to calculate hydrodynamic coefficients and forces acting on the floating body where convolution method was applied to derive time domain equation.

For the mooring lines system, the Finite Element Method (FEM) was applied based on the minimum energy principle in order to formulate the non-linear dynamic equation.

Furthermore, the coupled solution was obtained through the convergent iterative method between the body motion equation and the mooring lines system equation.

Moreover, maximum mooring tension and 3DOF ship motions (surge, heave and pitch) were evaluated and discussed for varying wave conditions.

As it was observed when the significant wave height and modal period were increased, surge, heave and pitch motion displacements in time domain also increased.

Furthermore, it was observed that heave and pitch increased quadratically as the significant wave heights were increased.

Finally, when significant wave height and modal period were increased the tension and the stiffness value at the line in time domain increased too

Aknowledgments

This paper is partly supported by the project titled “Establishment of Research Infraestructure for Deepsea Ocean Engineering Basin and Development of Offshore Structures Pre-FEED Technologies” granted by the Korea Institute of Marine Science and Technology Promotion (KIMST).

References

[1]Kim, B.W., Hong, S.Y., Sung, H.G., Hong, S.W., 2012. "*Fatigue life assessment of FSRU mooring system*", ISOPE 2012. pp. 869-874.

[2]Kim, B.W. Sung, H.G., Kim, J.H., Hong, S.Y., 2013. "Comparison of linear spring and nonlinear FEM methods in dynamic coupled analysis of floating structure and mooring system" Journal of fluids and structures.

[3] Choi, Y.R., Hong, S.Y., Choi, H.S., 2000. "*An analysis of second-order wave forces on floating bodies by using a higher-order boundary element method*". Ocean Engineering 28(1), 117-138.

[4] Cummins, W.E., 1962. "*The impulse response function and ship motions*". In: Symposium on Ship Theory at the Institut fur Schiffbau der Universitat Hamburg.

[5] Hong, S., Hong, S.Y., 1997. "*Effects of mooring line dynamics on position keeping of a floating production system*", ISOPE1997, pp. 336-341.

[6] Hong, S.Y., Kim, J.H., Cho, S.K., Choi, Y.R., Kim, Y.S., 2005. "*Numerical and experimental study on hydrodynamic interaction of side-by-side moored multiple vessels*". Ocean Engineering 32 (7), 783-801.

[7] Kim, B.W., Sung, H.G., Hong, S.Y., Jung, H.J., 2010. "*Finite element non-linear analysis for catenary structure considering elastic deformation*". Computer Modeling in Engineering & Sciences 63 (1), 29-45.

[8] Chung, J., Hulbert, G.M., 1993. "*A time integration algorithm for structural dynamics with improved numerical dissipation: the generalize α-method*". Journal of Applied Mechanics 60 (2), 371-375.

Appendix 1

Case 1

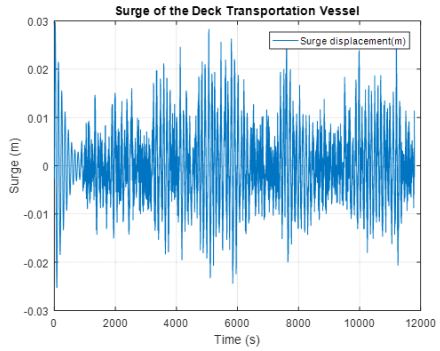


Fig. A1 T_p = 6.30 s; H_s = 0.30 m.

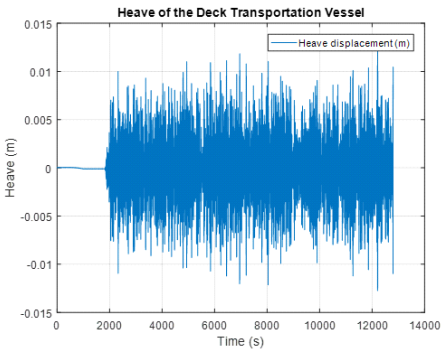


Fig. A2 T_p = 6.30 s; H_s = 0.30 m.

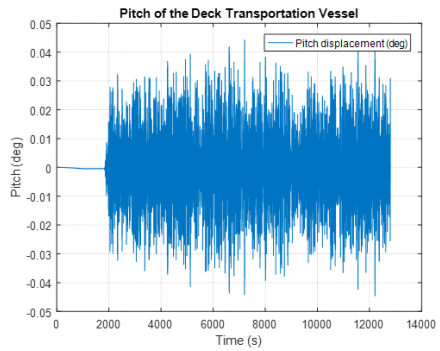


Fig. A3 T_p = 6.30 s; H_s = 0.30 m.

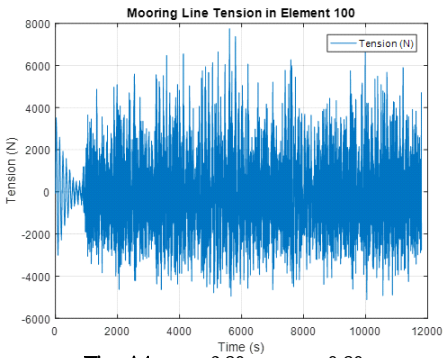


Fig. A4 T_p = 6.30 s; H_s = 0.30 m.

Case 2

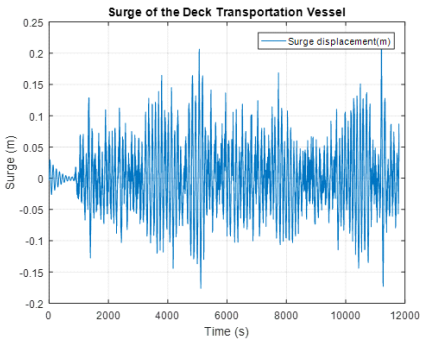


Fig. A5 T_p = 7.50 s; H_s = 0.88 m.

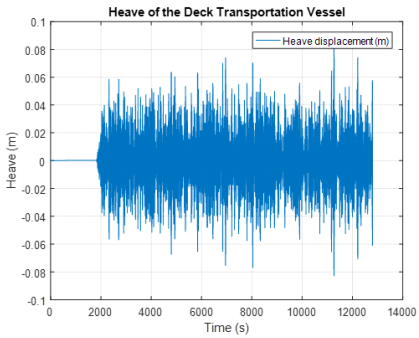


Fig. A6 T_p = 7.50 s; H_s = 0.88 m.

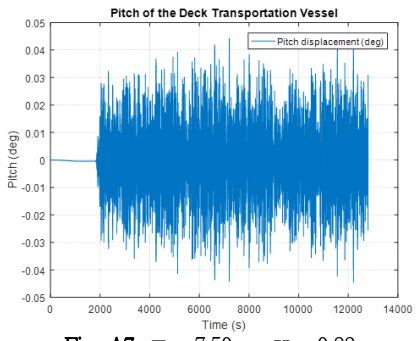


Fig. A7 T_p = 7.50 s; H_s = 0.88 m.

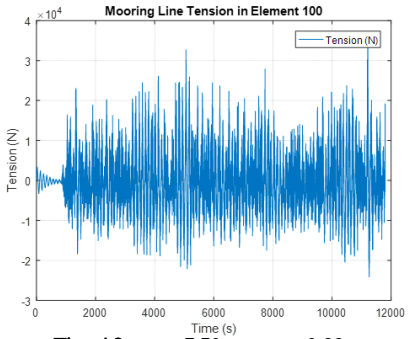


Fig. A8 T_p = 7.50 s; H_s = 0.88 m.

Case 3

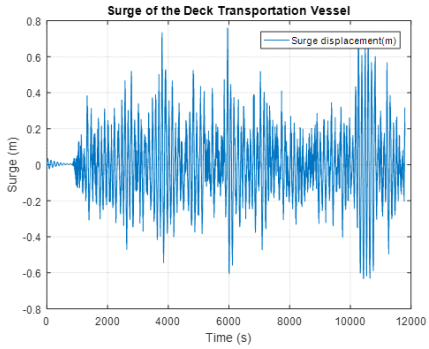


Fig. A9 T_p = 8.80 s; H_s = 1.88 m.

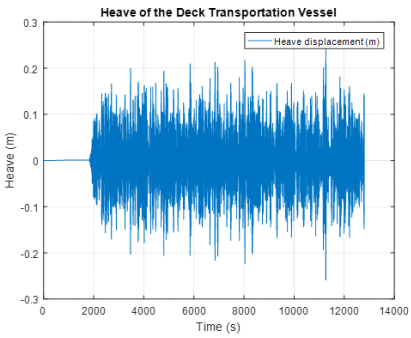


Fig. A10 T_p = 8.80 s; H_s = 1.88 m.

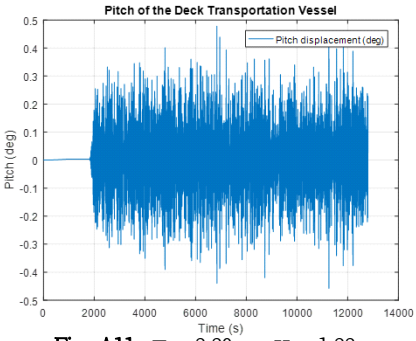


Fig. A11 T_p = 8.80 s; H_s = 1.88 m.

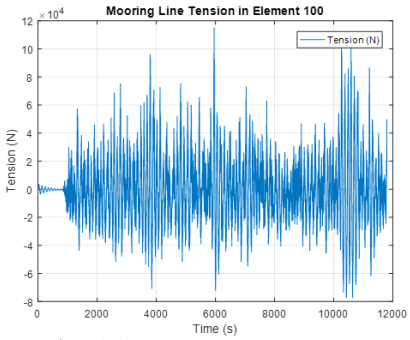


Fig. A12 T_p = 8.80 s; H_s = 1.88 m.

Case 4

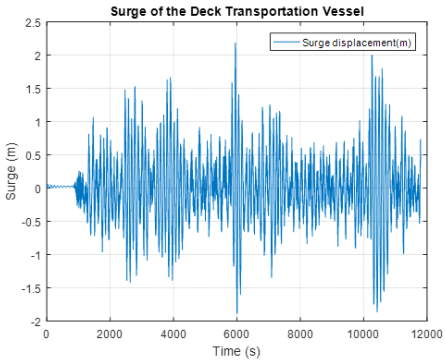


Fig. A13 T_p = 9.70 s; H_s = 3.25 m.

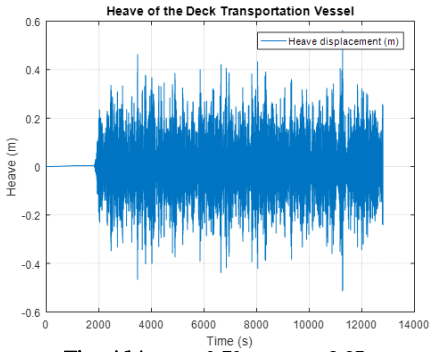


Fig. A14 T_p = 9.70 s; H_s = 3.25 m.

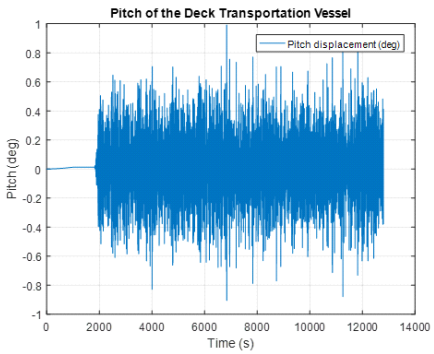


Fig. A15 T_p = 9.70 s; H_s = 3.25 m.

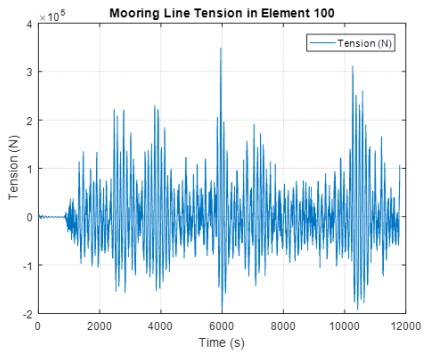


Fig. A16 T_p = 9.70 s; H_s = 3.25 m.

Case 5

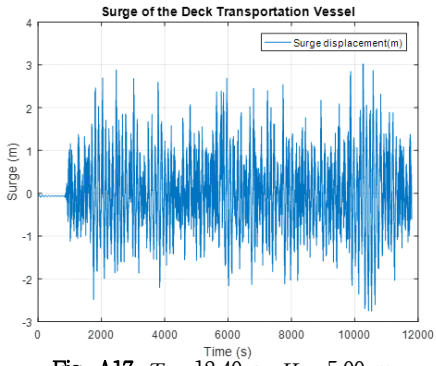


Fig. A17 T_p = 12.40 s; H_s = 5.00 m.

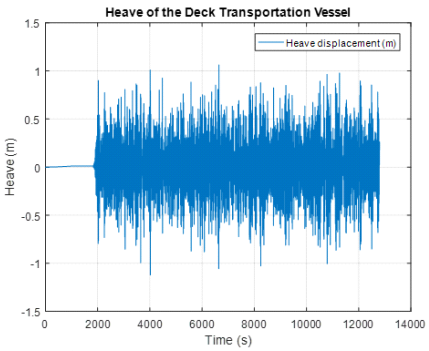


Fig. A18 T_p = 12.40 s; H_s = 5.00 m.

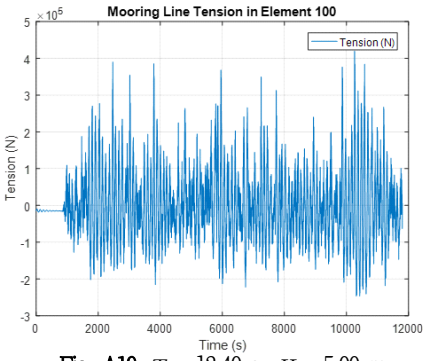


Fig. A19 T_p = 12.40 s; H_s = 5.00 m.

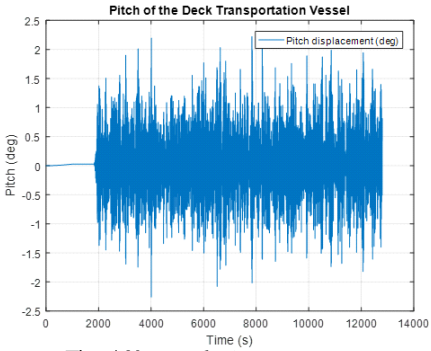


Fig. A20 T_p = 12.40 s; H_s = 5.00 m.

장기 해상데이터를 이용한 장기해석의 비교에 관한 연구

최용호*
*삼성중공업㈜ 중앙연구소

Comparison of Longterm Analysis from Longterm Wave Data

Yongho Choi*
Central Research Institute, Samsung Heavy Industries Co. Ltd., Daejeon, Korea

KEY WORDS: DLP, WSD, Long-term Analysis

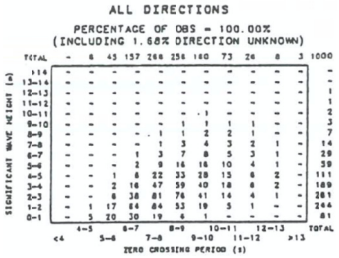
ABSTRACT: *For the structural analysis of ships and offshore structures, several decades of long-term sea-states are essential in the long-term analysis of DLP (dominant load parameter). A wave scatter diagram (WSD or wave scatter table) consisting of the significant wave heights (Hs) and the mean wave period (Tp, Tz, T_{01}, etc.) is usually used as the long-term data in many commercial analysis codes e.g. the SESAM Postresp by DNVGL. The WSD is obtained from the long-term environmental timeseries data with time interval of usually 3 hours. In this study not only direct long-term seastate timeseries but also WSD are used in the long-term analysis, and their results are compared. The normalized WSD by 1,000 given in printed version of GWS (Global Wave Statistics) by BMT (British Maritime Technology) is also compared with the normalized WSD by 1,000,000. Lastly a new developed long-term analysis tool is examined for the long-term multiple seastate timehistories consisting of the wind sea and the swell with different encountering heading angles.*

1. Introduction

A longterm wave data is necessary for a longterm analysis of responses such as motions, waveloads or accelerations, etc. for the structural analysis of ships and offshore structures. A longterm wave data has been usually recorded as 3-hours shortterm seastates with combination of several significant wave height (Hs) and mean wave period (Tp, Tz, T_{01}, etc.). A wave scatter diagram (WSD) is one of longterm wave data. General commercial codes e.g. the DNVGL SESAM Postresp have used the WSD for a longterm analysis.

In this study ② not only WSD but also a longterm seastate timehistory are directly used in a longterm analysis, and results are compared. And ④ the DNV method is compared with a general longterm analysis method (OLD method) (Hukuda 1969) which has been usually used in SHI and ABS. ⑤ An influence of spectral band width parameter on a longterm estimate is also discussed. And ③ a longterm response with a multiple seastate (2 waves) timehistory with same wave direction is compared with that with a single seastate timehistory.

The printed version by BMT GWS (Hogben 1986) provided normalized WSDs by 1,000 for 104 area subdivisions as shown in Table 1. It is noted that a mark "~" in this table is not always zero value. And the PC version or the online version gives normalized WSDs by 1,000,000. Walden's data (Hukuda 1969) gave a normalized WSD by 100,000 from 227,497 observations for the Whole Year North Atlantic. In this study ① a difference of a longterm estimate by using the normalized Walden WSD by 100,000 and 996 for the comparison.


ALL DIRECTIONS
PERCENTAGE OF OBS = 100.00%
(INCLUDING 1.68% DIRECTION UNKNOWN)

SIGNIFICANT WAVE HEIGHT (m) \ ZERO CROSSING PERIOD (s)	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	>13	TOTAL
TOTAL	-	6	45	157	266	256	140	73	26	8	3 1000
14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13-14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12-13	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
11-12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10-11	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-	2
9-10	-	-	-	-	-	1	1	1	-	-	3
8-9	-	-	-	-	1	1	2	1	-	-	7
7-8	-	-	-	-	1	3	4	3	2	1	- 14
6-7	-	-	-	1	3	7	8	5	3	1	- 28
5-6	-	-	-	2	8	16	16	10	4	1	- 58
4-5	-	-	1	8	32	33	20	13	6	2	- 111
3-4	-	-	2	18	47	59	40	18	6	2	- 189
2-3	-	-	8	38	81	76	41	14	4	1	- 281
1-2	-	1	17	84	84	53	19	5	1	-	- 264
0-1	-	5	20	30	19	6	1	-	-	-	- 81

Table 1 Normalized WSD by 1,000 in printed version of BMT GWS (area 30)

With the WSD, it is impossible to estimate a longterm response for a multiple waves consisting of e.g. main swell, second swell and wind wave with different wave encounter directions. In order to do it, ⑥ a new in-house code, SALOS,

for the multiple seastate timehistory with different wave directions is developed and applied in this study.

Finally, ⑦ a longterm response by using a longterm analysis tool developed by ABS is compared with that by SALOS.

2. Longterm Analysis for Non-narrow Banded Process

2.1 Narrow banded process

In this section, the longterm analysis methods for the response process by OLD (SHI/ABS) and DNV will be discussed. PDFs (probability density functions) of the response elevation for the narrow banded Gaussian random process of random variable R (response) and its first derivative with respect to time t, $\dot{R}$ with zero means are as follows (Longuet-Higgins 1956, Cartwright et. al. 1956, Ochi 1990, Patel 1989),

$$p(R) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sqrt{m_0}} \exp\left(-\frac{R^2}{2m_0}\right) \tag{1}$$

$$p(R,\dot{R}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sqrt{m_0}} \exp\left(-\frac{1}{2}\frac{R^2}{m_0}\right) \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sqrt{m_2}} \exp\left(-\frac{1}{2}\frac{\dot{R}^2}{m_2}\right) \tag{2}$$

To discuss the longterm analysis, the upcrossing rate is necessary for the narrow banded Gaussian random process.

$$N_r = v^+_{R^{(r)}=0} = \frac{1}{2}\int_{-\infty}^{\infty} p(R^{(r)}=0, R^{(r+1)}) \,|\, R^{(r+1)} \,|\, dR^{(r+1)} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{m_{2r+2}}{m_{2r}}} \tag{3}$$

, where n-th spectral moment is defined by,

$$m_n = \int_{-\infty}^{\infty} \omega^n S(\omega) d\omega \tag{4}$$

The mean zero-upcrossing period is the special case of r=2.

$$T_R(Hs,Tz) = Tz = T_{02} = 1/N_0 = 2\pi\sqrt{m_0/m_2} \tag{5}$$

Rayleigh PDF of the amplitude and the exceedance probability for the narrow banded Gaussian random process are shown in Ochi 1990.

$$f(R) = \frac{R}{m_0} \exp\left(-\frac{1}{2}\frac{R^2}{m_0}\right) \tag{6}$$

$$q(R) = 1 - \int_0^R f(x)dx = \exp\left(-\frac{1}{2}\frac{R^2}{m_0}\right) = \frac{1}{N}, \quad R_{MPM} = \sqrt{m_0}\sqrt{2\ln N} \tag{7}$$

For reference, the PDF and the exceedance probability for non-linear Weibull distribution is,

$$f(R) = \frac{k}{\lambda}\left(\frac{R-\theta}{\lambda}\right)^{k-1} \exp\left[-\left(\frac{R-\theta}{\lambda}\right)^k\right], \; F(R) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{R-\theta}{\lambda}\right)^k\right] \tag{8}$$

$$q(R) = \exp\left[-\left(\frac{R-\theta}{\lambda}\right)^k\right], \; q(R) = \frac{\alpha}{N}, R_{DEV} = \theta + \lambda \cdot \left[\ln(N/\alpha)\right]^{1/k} \tag{9}$$

, where $0 \le R < \infty$ and R_{DEV} is the design extreme value with small risk parameter α (practically 5% or 10%). If $k=2$ for linear system, $q=0$ and $\lambda = \sqrt{2m_0}$ then it yields the Rayleigh distribution.

2.2 Non-narrow banded process

Rice PDF of positive maxima for non-narrow banded Gaussian process is given as follows (Longuet-Higgins 1956, Ochi 1990, Patel 1989),

$$f_+(R) = \int_{\ddot{x}=-\infty}^{0} |\ddot{x}| \, p(R,0,\ddot{x}) \, d\ddot{x} \Big/ \int_{x=0}^{\infty}\int_{\ddot{x}=-\infty}^{0} |\ddot{x}| \, p(x,0,\ddot{x}) \, d\ddot{x}dx$$

$$f_+(\xi) = \frac{2}{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}\left[\frac{\varepsilon}{\sqrt{2\pi}} e^{-\xi^2/2\varepsilon^2} + \sqrt{1-\varepsilon^2}\,\xi e^{-\xi^2/2}\Phi\left(\frac{\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\varepsilon}\xi\right)\right] \tag{10}$$

, where $0 \le \xi = R/\sqrt{m_0} < \infty$ and $\Phi(u) = \frac{1}{2}\left[1 + erf(u/\sqrt{2})\right]$.

Then, an exceedance probability for a non-narrow banded Gaussian random process for large N is obtained.

$$q(R) = 1 - \int_0^{\xi} f_+(\xi)d\xi = \frac{1}{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}\left[1 - erf\left(\frac{1}{\sqrt{2}\varepsilon}\frac{R}{\sqrt{m_0}}\right) + \sqrt{1-\varepsilon^2}\exp\left(-\frac{1}{2}\frac{R^2}{m_0}\right)\left\{1 + erf\left(\frac{\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\sqrt{2}\varepsilon}\frac{R}{\sqrt{m_0}}\right)\right\}\right] = \frac{1}{N} \tag{11}$$

, where a band width parameter and an error function are,

$\varepsilon = \sqrt{1 - m_2^2/(m_0 m_4)}$, $erf(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^z \exp(-t^2)dt$.

If $\varepsilon = 0$ then an equation (11) yields the exceedance probability for the narrow band (7).

For information, the MPM (most probable extreme) value and an average number of positive maxima per unit time are obtained.

$$R_{MPM} = \sqrt{m_0}\sqrt{2\ln\left(\frac{2\sqrt{1-\varepsilon^2}}{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}} \cdot N\right)} \tag{12}$$

$$N_{unit} = \frac{1}{4\pi}\left(\frac{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}{\sqrt{1-\varepsilon^2}}\right)\sqrt{\frac{m_2}{m_0}} = \left(\frac{1+\sqrt{1-\varepsilon^2}}{2\sqrt{1-\varepsilon^2}}\right)\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{m_2}{m_0}} \tag{13}$$

2.3 Longterm analysis for non-narrow banded process

A longterm response can be estimated by using a longterm exceedance probability for a non-narrow banded Gaussian random process for large N is,

$$Q(R) = \int_{\theta=0}^{2\pi}\int_{Tz}^{\infty}\int_{Hs}^{\infty} q_{ij}(R) \cdot f_i(Hs,Tz) \cdot f_j(\theta) \cdot dHsdTzd\theta = \frac{1}{N} \tag{14}$$

, where i and j represent a seastate and a heading angle, respectively. $f(Hs,Tz)$ is a probability of a seastate (Hs,Tz) e.g. WSD. $q_{ij}(R)$ is obtained by using (11) as follows,

$$q_{ij}(R) = \left(q(R)\right)_{ij} \cdot Factor_{ij}, \tag{15}$$

$$Factor_{ij} = \frac{Heading\ contirbution}{N(Total\ seastates)} \times \frac{Operating\ time}{Tatal\ operating\ time}$$

2.4 Longterm analysis methods for narrow banded Gaussian process

In this section, a narrow banded Gaussian random process is discussed, i.e. $\varepsilon = 1$, and two kinds of longterm analysis methods are compared such as "OLD" and "DNV" methods. Hukuda (1969) describes OLD method which has been usually

used in the industries e.g. SHI and ABS. DNV method is shown in Postresp manual by DNV for narrow banded Gaussian process.

For OLD longterm analysis method, a non-exceedance probability (CDF: cumulative distribution function) is obtained from (7).

$$Fs(R \mid Hs,Tz) = \int_0^R f(x)dx = 1 - q(R) = 1 - \exp\left(-\frac{R^2}{2m_0}\right) \tag{16}$$

A longterm exceedance probability for each heading angle is obtained from (16). It is the summation of all exceedance probabilities for all each shortterm seastates.

$$Q(R) = \int_{Tz}\int_{Hs}^{\infty} \exp\left(-\frac{R^2}{2m_0}\right)\cdot f(Hs,Tz)\cdot dHsdTz \tag{17}$$

$$\text{OLD longterm analysis} = \text{Longtrem exceedance probability}$$
$$= \Sigma[\text{scatter table} \times \text{exceedance CDF}]$$
$$= \Sigma[\text{all exceedance probabilities for all each short seastates}]$$

For DNV longterm analysis method (DNV SEASAM User Manual – Postresp), a longterm exceedance probability is,

$$Q(R) = 1 - F_L(R) = 1 - \frac{N_L(R)}{N(\infty)} = 1 - T_{RL}\cdot\iint \frac{f(Hs,Tz)\cdot Fs(R \mid Hs,Tz)}{T_R(Hs,Tz)} dHsdTz$$

$$Q(R) = 1 - \iint Fs(R \mid Hs,Tz)\cdot f(Hs,Tz)\frac{T_{RL}}{T_R(Hs,Tz)} dHsdTz \tag{18}$$

$$\text{DNV longterm analysis} = 1 - \text{Longtrem non - exceedance probability}$$
$$= 1 - \Sigma\left(\frac{\text{scatter table} \times \text{non - exceedance CDF}}{\text{mean period for each seastate}}\right) \times \text{Total mean period}$$
$$= 1 - \text{Non - exceedance number / Total number of maxima}$$

, where $F_L(R)$ is a longterm non-exceedance probability defined by the total non-exceedance number divided by the total number of maxima $N(\infty)$. And a longterm mean response period is obtained by letting $Fs(R \mid Hs,Tz) = 1$.

$$T_{RL} = \frac{D_L}{N(\infty)} = 1\Big/\iint \frac{f(Hs,Tz)}{T_R(Hs,Tz)} dHs\, dTz \tag{19}$$

, where D_L is the total duration. $T_R(Hs,Tz)$ is shown in (5).

If all each shortterm mean response periods $T_R(Hs,Tz)$ for given seastate (Hs,Tz) are equal to the total (longterm) mean response period T_{RL}, i.e. $T_R(Hs,Tz) = T_{RL}$, then the DNV long-term equation (18) yields the OLD one (17). But since generally $T_R(Hs,Tz) \neq T_{RL}$, hence the longterm estimate by DNV method is not equal to that by OLD one. Hence, DNV method is more accurate than OLD method, since DNV method consider the all each shortterm mean response periods.

All longterm estimations methods are implemented in in-house code "SALOS".

2.5 Environmental data

In this study a WSD with $Hs(=4\sqrt{m_0})$ and $T_{01}(=2\pi(m_0/m_1))$ given by the Walden data (Table 2-1) for whole year in the North Atlantic (Hukuda 1969) is used for the longterm estimation of VBM (vertical wave bending moment) for the LNGC with 15.713knots of forward speed. Table 2-1 and Table 2-2 show the normalized WSDs by 100,000 and 996, respectively. Table 3 shows a seastate timehistory with length of 128 $(=n(Hs)\times n(T_{01}) = 16\times 8)$ constructed from Table 2-1. In this table, Tp (spectral peak wave period) is calculated from T_{01} given in Table 2-1 by using factor $Tp/T_{01} = 1.297$ (Journee 2001). Table 4 shows a multiple seastate (2 waves) timehistory from Table 2-1.

Table 2-1 Normalized Walden data by 100,000 of whole year in the North Atlantic (Hukuda 1969)

Hs|T01	4	6	8	10	12	14	16	18	Sum
0.25	20.91	11.79	4.57	2.24	0.47	0.06	0.00	0.60	40.64
1.25	72.78	131.08	63.08	17.26	2.39	0.33	0.11	0.77	287.80
2.25	21.24	126.41	118.31	30.24	3.68	0.47	0.09	0.56	301.00
3.25	3.28	49.60	92.69	32.99	5.46	0.68	0.12	0.27	185.09
4.25	0.53	16.19	44.36	22.28	4.79	1.14	0.08	0.29	89.66
5.25	0.12	4.34	17.30	12.89	3.13	0.56	0.13	0.04	38.51
6.25	0.07	2.90	9.90	8.86	3.03	0.59	0.08	0.03	25.46
7.25	0.03	1.39	4.47	5.22	1.93	0.38	0.04	0.04	13.50
8.25	0.00	1.09	2.55	3.92	1.98	0.50	0.03	0.02	10.09
9.25	0.00	0.54	1.36	2.26	1.54	0.68	0.20	0.04	6.62
10.25	0.01	0.01	0.10	0.11	0.10	0.05	0.02	0.00	0.40
11.25	0.00	0.00	0.03	0.08	0.17	0.06	0.00	0.00	0.34
12.25	0.00	0.05	0.00	0.14	0.22	0.06	0.01	0.00	0.48
13.25	0.00	0.02	0.00	0.07	0.09	0.03	0.00	0.01	0.22
14.25	0.00	0.00	0.00	0.02	0.06	0.02	0.00	0.01	0.11
15.25	0.00	0.02	0.00	0.01	0.01	0.02	0.01	0.01	0.08
Sum	118.97	345.43	358.72	138.59	29.05	5.63	0.92	2.69	1000.00

Table 2-2 Normalized Walden data by 996 from Table 2-1

Hs|T01	4	6	8	10	12	14	16	18	Sum
0.25	21	12	5	2	0	0	0	1	41
1.25	73	131	63	17	2	0	0	1	287
2.25	21	126	118	30	4	0	0	1	300
3.25	3	50	93	33	5	1	0	0	185
4.25	1	16	44	22	5	1	0	0	89
5.25	0	4	17	13	3	1	0	0	38
6.25	0	3	10	9	3	1	0	0	26
7.25	0	1	4	5	2	0	0	0	12
8.25	0	1	3	4	2	1	0	0	11
9.25	0	1	1	2	2	1	0	0	7
10.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15.25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Sum	119	345	358	137	28	6	0	3	996

Table 3 Single seastate timehistory of Walden data

No.	Spectrum	Spreading	Tp	Hs	Gamma	Heading	JPDF
1	1	2	5.188	0.25	1	180	0.02091
2	1	2	5.188	1.25	1	180	7.28E-02
3	1	2	5.188	2.25	1	180	0.02124
4	1	2	5.188	3.25	1	180	0.00328
5	1	2	5.188	4.25	1	180	0.00053
⋮							
125	1	2	23.346	12.25	1	180	0
126	1	2	23.346	13.25	1	180	0.00001
127	1	2	23.346	14.25	1	180	0.00001
128	1	2	23.346	15.25	1	180	0

Table 4 Multiple seastate (2 waves) timehistory of Walden data

No.	Spectrum	Spreading	Tp	Hs	Gamma	Heading	Spectrum	Spreading	Tp	Hs	Gamma	Heading	JPDF
1	1	2	5.188	0.1768	1	-187.5	1	2	5.188	0.1768	1	-187.5	0.02091
2	1	2	5.188	0.8839	1	-187.5	1	2	5.188	0.8839	1	-187.5	7.28E-02
3	1	2	5.188	1.591	1	-187.5	1	2	5.188	1.591	1	-187.5	0.02124
4	1	2	5.188	2.2981	1	-187.5	1	2	5.188	2.2981	1	-187.5	0.00328
5	1	2	5.188	3.0052	1	-187.5	1	2	5.188	3.0052	1	-187.5	0.00053
⋮													
125	1	2	23.346	8.6621	1	-187.5	1	2	23.346	8.6621	1	-187.5	0
126	1	2	23.346	9.3692	1	-187.5	1	2	23.346	9.3692	1	-187.5	0.00001
127	1	2	23.346	10.0763	1	-187.5	1	2	23.346	10.0763	1	-187.5	0.00001
128	1	2	23.346	10.7834	1	-187.5	1	2	23.346	10.7834	1	-187.5	0

In Table 4, a relation $Hs_{total} = \sqrt{Hs_1^2 + Hs_2^2} = \sqrt{2Hs_1^2}$ is used to calculate $Hs_1(=\sqrt{Hs_{total}^2/2})$ and $Hs_2(=Hs_1)$. For example, Hs_1 =0.1768m is obtained for Hs_{total} =0.25m. The total spectral moments from the multiple seastate in Table 4 are to be

obtained to estimate the longterm response by using $m_n = \sum_i m_{n,i}$. Table 5 shows a multiple (triple) seastate (wind sea + main swell + second swell) timehistory with length of 54 from 5,266 observations for WA (West Africa) FPSO. The Gaussian swell is applied to two swells in this table.

Table 5 Multiple seastate (3 waves) timehistory for WA FPSO

Nc.	S(w)	nS	Tp	Hs	Gamma	Head	S(w)	nS	Tp	Hs	Sigma	Head	S(w)	nS	Tp	Hs	Sigma	Head	Count
1	1	2	1	6.75	2	210	3	4	2.35	15.7	0.006755	210	3	4	0.85	10.5	0.01275	210	3
2	1	2	1.05	7.7	1.3	210	3	4	2.3	14.55	0.00915	210	3	4	0.7	10.05	0.0063	210	4
3	1	2	0.75	5.85	1.55	225	3	4	2.15	12.25	0.01445	0	3	4	0	0	0	0	10
4	1	2	1.3	6.25	2.9	210	3	4	1	13.55	0.01196	0	3	4	0	0	0	0	80
5	1	2	1.15	7.5	2.9	195	3	4	1.4	15	0.007185	210	3	4	0.85	6.5	0.0076	210	76
⋮																			
52	1	2	0.65	7.8	2.3	180	3	4	0.25	21.45	0.005175	180	3	4	0.9	11.8	0.00953	180	97
53	1	2	1	5.85	2.45	165	3	4	0.2	24	0.005775	180	3	4	1.15	12.2	0.013715	180	144
54	1	2	1.2	8	2.5	210	3	4	0.05	29.35	0.00489	210	3	4	1.25	13.15	0.01193	210	41

3. Results of Comparisons

Fig. 1 and Fig. 2 shows typical sample longterm estimation results of heave motion for different vessel by SALOS and DNV SESAM Postresp, respectively. In Postresp, only 5 longterm values for 2, 4, 6, 8 and 10 of probability levels are estimated by (18) for rapid calculation speed. And then these values are fitted to the Weibull distribution (8) with zero shift parameter $(\theta = 0)$ to obtain an arbitrary probability level $(-\log_{10} Q)$.

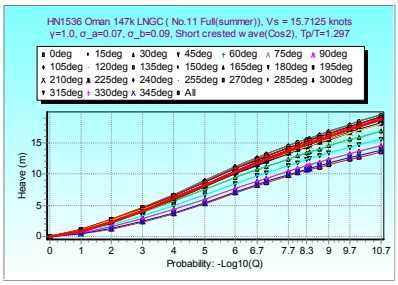


Fig. 1 A sample longterm estimation of heave by SALOS

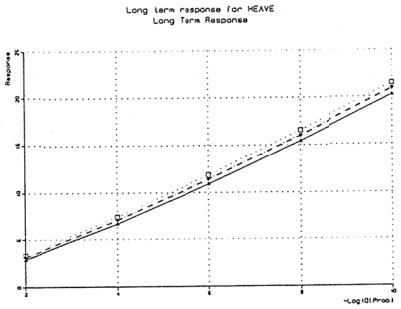


Fig. 2 A sample longterm estimation of heave by Postresp

According to following relation, the Weibull distribution with scale parameter λ and shape parameter k, shall be a single curvature curve in Fig. 2 (convex down). The response R is a straight line for $k = 1$, a convex up curve for $k > 1$, and a convex down curve for $k < 1$. But Fig. 1 shows a multiple (two) curvature curves.

$$R = \frac{\lambda}{\sqrt{\log_{10} e}} \left(-\log_{10} Q\right)^{1/k} = \frac{\lambda}{0.659} y^{1/k} \tag{20}$$

3.1 Longterm values of VBM for LNGC

This section shows the longterm values of 18-station VBM for LNGC obtained by SALOS.

Fig. 3 shows a comparison between normalized WSD by 100,000 (Table 2-1) and by 996 (Table 2-2) by DNV method (18) using a narrow banded random process. The discrepancies between two seastate data are very large up to 30% for large probability level. Hence the longterm estimation by using WSD normalized larger than 100,000 is highly desirable.

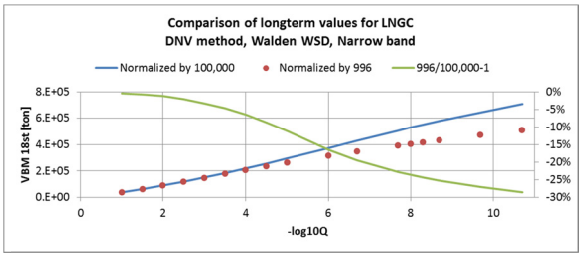


Fig. 3 Longterm values of 18-station VBM for LNGC between normalized WSD by 100,000 and by 996 by DNV method using narrow banded process.

Fig. 4 shows a comparison between normalized WSD by 100,000 (Table 2-1) and single timehistory (Table 3) by DNV method (18) using a narrow banded random process. The discrepancies between two seastate data are less than about 0.002%, because the single timehistory is obtained from WSD directly. For reference, the longterm responses against $-\log_{10} Q$ does not show a single curvature curve.

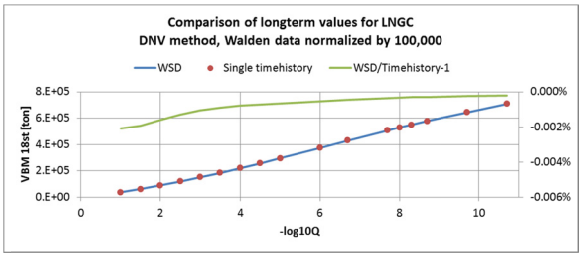


Fig. 4 Longterm values of 18-station VBM for LNGC between normalized WSD by 100,000 and single timehistory by DNV method using narrow banded process.

Fig. 5 shows a comparison between single (Table 3) and multiple (Table 4) timehistories normalized by 100,000 by DNV method (18) using a narrow banded random process. The discrepancies between two seastate data are less than about ± 0.0005%, because the these timehistories are obtained from the same Walden WSD directly.

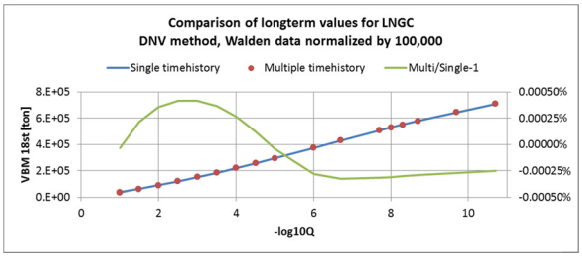


Fig. 5 Longterm values of 18-station VBM for LNGC between single and multiple timehistories normalized by 100,000 by DNV method using narrow banded process.

Fig. 6 shows a comparison between DNV method (18) and OLD (17) method using a narrow banded random process. The discrepancies between two estimation methods range from 1.5% for large probability level to 10% for small probability level. Hence more accurate DNV method gives smaller longterm values.

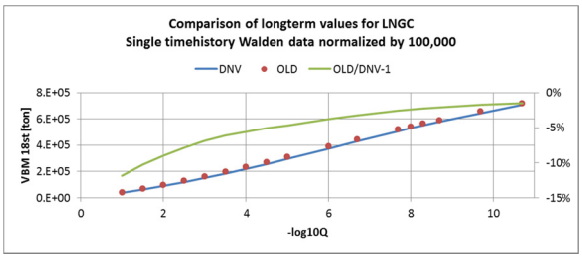


Fig. 6 Longterm values of 18-station VBM for LNGC between DNV method and OLD method with normalized Walden data by 100,000 using narrow banded process.

Fig. 7 shows a comparison between narrow banded (7) and non-narrow banded (11) process by DNV method using normalized Walden data by 100,000. The discrepancies between two band widths range from 0.1% for large probability level to 2.8% for small probability level. Hence more accurate non-narrow banded process gives slightly smaller longterm values, because relatively narrow banded single peak Pierson-Moskowitz wave spectrum is used to estimate.

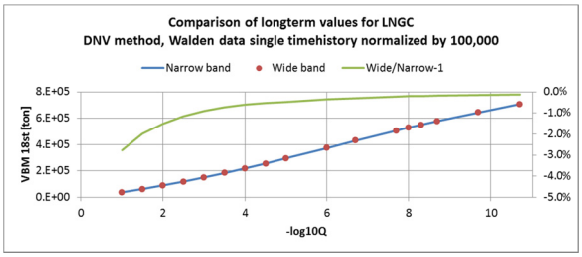


Fig. 7 Longterm values of 18-station VBM for LNGC between narrow banded and non-narrow banded process by DNV method and normalized Walden data by 100,000.

3.2 Longterm values from SALOS and ABS

Hereafter, "ABS" represents estimated longterm value by the ABS developed code with a single precision (7 significant digits, 32 bits (4 bytes)), while SHI's in-house code, SALOS, for DNV and OLD methods uses a double precision (15 significant digits, 64 bits (8 bytes)).

Fig. 8 and Fig. 9 show comparisons between "ABS", DNV (18) and OLD (17) methods with normalized Walden data by 100,000 using non-narrow banded (11) and narrow banded (7) random processes, respectively. From these figures, OLD method shows a good agreement with "ABS", and its discrepancy is almost zero value less than about 1% due to a different precision and one peak wave spectrum.

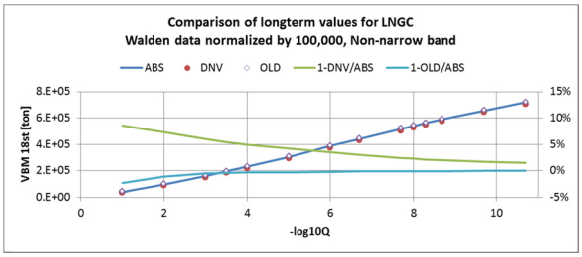


Fig. 8 Longterm values of 18-station VBM for LNGC between "ABS", DNV and OLD methods with normalized Walden data by 100,000 using non-narrow band process.

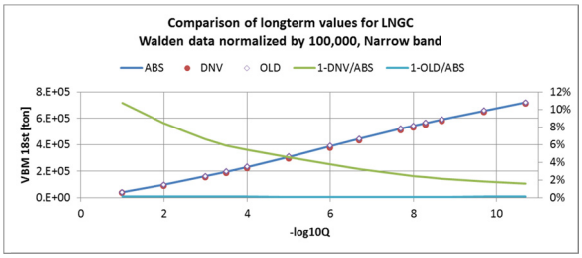


Fig. 9 Longterm values of 18-station VBM for LNGC between "ABS", DNV and OLD methods with normalized Walden data by 100,000 using narrow banded process.

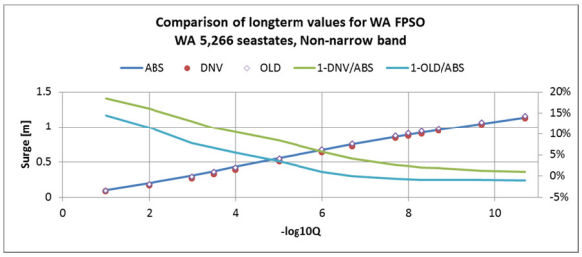


Fig. 10 Longterm values of surge motion for WA FPSO between "ABS", DNV and OLD methods with WA 5,266 seastates using non-narrow banded process.

Finally, Fig. 10 shows a comparison of the longterm values of surge motion for WA FPSO between "ABS", DNV (18) and OLD (17) methods with WA 5,266 triple seastates using non-

narrow banded random process (11). From this figure, OLD method shows a good agreement with "ABS". The discrepancy between "ABS" and OLD method is very large up to 15% but less than about 0.04m of surge motion in small probability level, while it decreases rapidly as the probability level increases.

4. Concluding Remarks

In this study the longterm responses were studied for a number of different conditions. The achieved concluding remarks from this study are as follows:

(1) A WSD normalized larger than 100,000 is highly desirable to be used to estimate the longterm response (Fig. 3).

(2) A new in-house code, SALOS, for the multiple seastate timehistory with different wave directions is developed and applied (Fig. 4, Fig. 5 and Fig. 10).

(3) Comparing a general longterm analysis OLD method with DNV method, more accurate DNV method gives smaller longterm responses (Fig. 6).

(4) For the influence of spectral band width parameter, more accurate non-narrow banded process gives slightly smaller longterm values, because relatively narrow banded single peak Pierson-Moskowitz wave spectrum is used in this study (Fig. 7).

(5) OLD method shows a good agreement with "ABS" with almost zero difference due to a different precision and one peak wave spectrum (Fig. 8 and Fig. 9).

(6) In case multiple peak wave spectrum of the West Africa, OLD method also shows a good agreement with "ABS". The discrepancy is very large up to 15% but less than about 0.04m of surge motion in small probability level, while it decreases rapidly as the probability level increases (Fig. 10).

References

Hogben, N., Dacunha, N.M.C. and Olliver, G.F., Global Wave Statistics, British Maritime Technology, 1986. (PC version)

BMT GWS online version, http://www.globalwavestatisticsonline.Com.

Hukuda, S., Statistical Prediction of Ship Response, Symposium for the Seakeeping, Society of Naval Architects of Japan, July 1969 (Japanese).

DNV SEASAM User Manual - Postresp, "Postprocessor for Statistical Response Calculations", Dec. 15th 2007, Version 6.2, DET NORSKE VERITAS

Longuet-Higgins M.S., "The Statistical Analysis of a Random, Moving Surface", Communicated by G.E.R. Deacon, F.R.S. - Received 29 March 1956 - Revised 31 July 1956, pp321-387

Cartwright D.E. and Longuet-Higgins M.S., "The Statistical Distribution of the Maxima of a Random Function", Communicated by G.E.R. Deacon, F.R.S. - Received 14 April 1956

Ochi M.K., "Applied Probability and Stochastic Processes – In Engineering and Physical Sciences", John Wiley & Sons, 1990

Ochi M.K., "Ocean Waves – The Stochastic Approach", Printed in the United Kingdom at the University Press, Cambridge, 1998

Patel M.H., "Dynamics of Offshore Structures", Butterworth & Co. (Publishers) Ltd, 1989

Journee J.M.J. and Massie W.W., "Introduction in offshore hydromechanics (OT3600)", first edition, Delft University of Technology, March 2001.

DNV-RP-C205 (2014). "Environmental conditions and environmental loads", April 2014, DNV.

반구형 부유체 파력발전기 최대 효율을 위한 최적 래칭 제어

김성재* · 구원철** · 신민재**

*울산대학교 조선해양공학부
**인하대학교 조선해양공학과

Latching control strategy on hemispheric heaving buoy type wave energy converter for maximum extraction power

Sung-Jae Kim*, Weoncheol Koo** and Min-Jae Shin**

*School of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of Ulsan, Ulsan, Korea
**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha university, Incheon, Korea

KEY WORDS: Moveable body type 가동물체형; Wave Energy Converter 파력발전장치; Heave Motion 상하운동; Latching Control 래칭 제어; Hydraulic Power Take-off System 유압형 동력인출장치

ABSTRACT: *The aim of this study is to estimate the effect of latching control for the maximum extraction power. Latching control is one of the discontinuous control techniques that can be easily applied. The latching time, which is the only parameter of latching control, is calculated and applied using the energy period. In this study, hydrodynamic analysis was conducted to investigate hydrodynamic performance of heaving buoy by using Rankine panel method and Cummins equation. Using the approximate coulomb damping force hydraulic power take-off system is also adopted to the wave energy converter. The q_L factor and the time-averaged extraction power were calculated with latching and without latching control. Finally, the optimal condition was determined for the maximum extraction power.*

1. 서 론

파리 기후 협약의 체결과 화석에너지 및 원자력 발전의 한계와 위험성 문제가 대두되면서 신재생에너지에 대한 관심이 급증하고 있다. 그중 해양 신재생 에너지지원 중 하나인 파력발전은 무한한 청정 에너지원이며, 공기에 비해 밀도가 높은 물을 이용한 발전으로, 그 가능성이 무한하며, 특히 삼면이 바다인 우리나라의 환경에서 개발의 필요성과 효용성이 존재한다. 파력발전장치는 일반적으로 일차 에너지 변환 형태에 따라 가동물체형(Moveable body type), 진동수주형(Oscillating water column type), 그리고 월파/월류형(Overtopping type)으로 구분할 수 있는데, 가동물체형은 파랑하중에 의해 발생되는 부유체의 운동에너지를 직접 변환하기 때문에 상대적으로 에너지 효율이 높아 많은 연구들이 진행되고 있다. 이 중 점 흡수식(Point absorber) 가동물체형 파력발전 장치의 경우, 파장에 비해 작은 크기의 부체를 이용하여 파도 에너지를 생산하는데 전체적인 시스템이 간단하여 복합발전이나 다점 흡수식(Multi point absorber) 발전으로 확대 개발하기가 용이하다.

주어진 파랑조건에서 최대 파력 에너지를 생산하기 위한 파력발전 장치의 위상제어에 대한 연구가 1970년대부터 진행되어 왔다 (Budal, 1977; Falnes, 2002). 다양한 위상 제어 기법 중 래칭(Latching) 제어 기법은 불연속적 위상 제어 기법 중 하나로, 변수가 래칭 시간(Latching duration) 뿐이라는 이점을 가지고 있다. 여기서 래칭 제어란, 파도에 의한 부유체 운동이 정점에 도달했을 때 부유체의 운동을 일정시간 구속(Latching)하여 강제적으로 부유체 운동과 파도의 위상을 맞추어 주는 기법이다. 이러한 래칭제어 기법에 대한 연구는 1990년대부터 많이 진행되어 왔다 (Eidsmoen, 1998; Korde, 2002; Babarit et al., 2004; Babarit and Clement, 2006; Hal et al., 2011). 하지만, 대부분의 래칭 제어에 관한 연구는 부유체에 작용하는 파랑하중을 정확히 예측한 후 래칭 시간을 적용하는 방법으로 불규칙파가 존재하는 실제 해상 조건에 적용하기에는 어려움이 있었다. 최근 연구중 Sheng et al. (2015)와 조일형 등(2015)은 원통형 부유체와 불규칙파 조건에 대한 통계학적 파주기(에너지 주기)를 적용하여 래칭 시간을 설정하였고 이에 대한 에너지 추출 증폭 효과를 추정하였다.

본 연구에서는 반구형 부유체를 이용한 상하운동 가동물체형 파력발전장치의 래칭효과에 대한 수치해석연구를 수행하였다. 에너지 주기를 적용하여 다양한 불규칙 파랑 조건에서 최대 에너지를 추출하기 위한 래칭시간을 산정하였다. 또한 보다 명확한 에너지 추출량을 산정하기 위해 유압형 PTO(Power take-off) 시스템을 수치모델링 하였다. 유압형 PTO 시스템은 이미 1970년대부터 많은 연구와 실험을 통해 검증되었고, 다양한 형태의 제품들이 상용되고 있고, 순간적으로 큰 힘을 낼 수 있고, 위급상황시 유지 보수 및 관리에 유리하다. 최종적으로 본 연구에서는 불규칙파랑 조건에서 유압형 PTO 시스템을 고려한 래칭 시

간을 적용하여 최대 에너지 추출을 위한 최적 래칭 시간을 추정하였다. 본 논문은 Kim et al.(2017a)의 내용 중 일부를 바탕으로 작성하였다.

2. 문제의 정식화

2.1 유체동역학적 해석

유체동역학적 해석을 위해, 랜킨 소스법을 기반으로 개발된 주파수 영역 수치해석(Kim et al., 2017b)과 Cummins 방정식(Cummins, 1962)을 적용하였다. 주파수 영역 수치해석을 통해 반구형 부유체의 방사 문제와 산란 문제를 해결함으로 유체동역학적 계수를 계산하였고, 이를 바탕으로 Cummins 방정식을 적용하면 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$(M+a(\infty))\ddot{z}+\int_0^t K(\tau)\dot{z}(t-z)d\tau+Cz=F_{ex}+F_{PTO} \quad (1)$$

여기서 M은 부유체의 질량, a는 부가질량, K는 메모리 함수(memory function or retardation function), C는 복원력 계수, F_{ex}는 외력, F_{PTO}는 PTO 힘을 의미한다.

불규칙파 해석을 위해 Pierson Moskowitz(PM) 스펙트럼을 적용하였고, 이때 외력은 식 (2)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{ex}(t)=\sum_{n=1}^{N_w}F_{ex}(\omega)\sqrt{2S(\omega)d\omega}\cos(k_n x-\omega_n t+\theta_n+\theta_r) \quad (2)$$

여기서 $F_{ex}(\omega)$는 외력, $S(\omega)$는 입사파 스펙트럼을 의미한다. 일반적인 유압형 PTO 시스템은 쿨롱감쇠력의 형태로 나타낼 수 있다. 하지만, 일반 쿨롱 감쇠력은 수치적 에러가 발생되어 이를 보완하기 위한 근사쿨롱감쇠력(Approximate coulomb damping force)의 형태로 나타내었다 (식 3).

$$F_{PTO}=-sign(\dot{z})\left[\min\left(G|\dot{z}|,\triangle pA_{cy}\right)\right] \quad (3)$$

여기서 $\triangle p$는 유압실린더의 HP(High pressure)와 LP(Low pressure)의 압력차이, A_{cy}는 유압실린더의 단면적을 의미한다. 그리고 G의 값은 Babarit et al.(2012)의 논문을 참고하였다.

2.2 래칭 제어

래칭 제어 기법은 앞서 언급한 바와 마찬가지로 불연속 제어 기법의 한 종류로, 래칭 시간만이 변수가 되는 매우 간단한 제어 기법이다. 이 기법은 부유체의 움직임이 정점에 도달하였을 때, 부유체 운동을 래칭시간동안 구속하였다가 푸는 방식으로 강제로 부유체와 파랑하중의 위상을 맞추는 방식이다. 본 연구에서는 Sheng et al.(2015)의 연구를 기반으로 식 (4)를 이용하여 래칭 시간을 계산하여 적용하였다.

$$T_L=\frac{T_c-T_0}{2} \quad (4)$$

여기서 T_L은 래칭 시간(Latching duration), T_c는 통계학적 특성 파 기, T_0는 상하운동 고유주기를 의미한다. 통계학적 특성 파주기로는 피에너지 주기(T_e)를 사용하였다.

3. 수치해석 모델 및 결과

본 연구에서 고려된 부유체와 PTO의 제원은 표 1과 같다. 반구를 부유체로 사용하고, 쌍동형 실린더를 유압실린더로 적용하였다.

Table 1 Specification of buoy and PTO system

	Item	unit	Dimension
Buoy	Diameter	m	5.0
	Draft	m	2.5
Hydraulic PTO system	Hydraulic cylinder diameter	m	0.08
	Hydraulic cylinder nod diameter	m	0.04

그림 1은 래칭 제어가 적용되었을 때와 적용되지 않았을 때의 부유체의 변위와 실시간 추출파워를 나타낸다. 약 530초~560초 사이에서 래칭 제어로 인해 부유체의 변위가 약 3배 정도 증가하였고 이에 따라 순간 추출파워가 기존에는 약 10 kW 이하로 발생되었으나, 최대 약 28 kW까지 발생하였다.

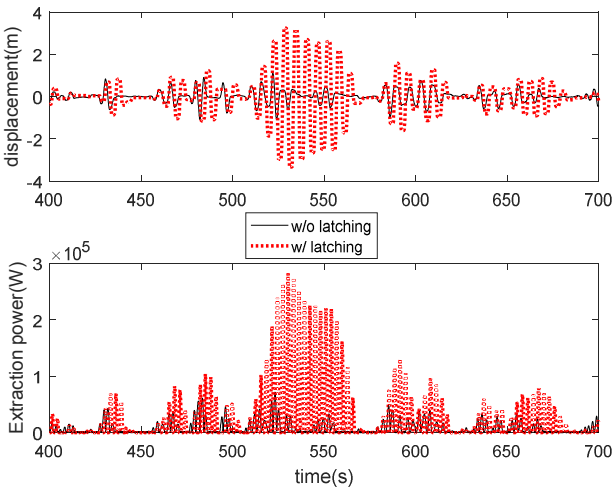


Fig. 1 Buoy displacement and extraction power with and without latching control

보다 래칭 제어 기법의 효과를 명확히 추정하기 위해, q_L 요소를 비교하였다. q_L은 다음과 같이 정의 된다.

$$q_L = 1 + \frac{\overline{P_{g(latching)}} - \overline{P_{g(no\ latching)}}}{\overline{P_{g(no\ latching)}}} \quad (5)$$

여기서 $\overline{P_{g(latching)}}$와 $\overline{P_{g(no\ latching)}}$는 각각 래칭 제어가 적용되었을 때와 적용되지 않았을 때의 시간 평균 추출 파워를 의미한다. 그림 2와 그림 3은 각각 q_L과 시간평균 추출파워를 비교한 결과이다. 유압이 작을수록 q_L의 값이 증가하는 것으로 보아 유압이 작을 때 래칭 제어의 효과가 커지는 것을 확인할 수 있다. 그리고 입사파의 피크 주기가 증가할수록 래칭 제어의 효과가 증가하나, 피크 주기가 약 7~8초 이상에서는 더 이상 증가하지 않는 것을 나타낸다. 그리고 단파 영역에서는 래칭 제어의 효과가 좋은 작은 유압 (50 bar)일 때 가장 큰 시간평균 추출파워가 발생하였지만, 장파 영역에서는 유압 효과가 적은 100 bar 유압일 때, 최대 시간평균 추출파워가 발생하는 것을 확인할 수 있다.

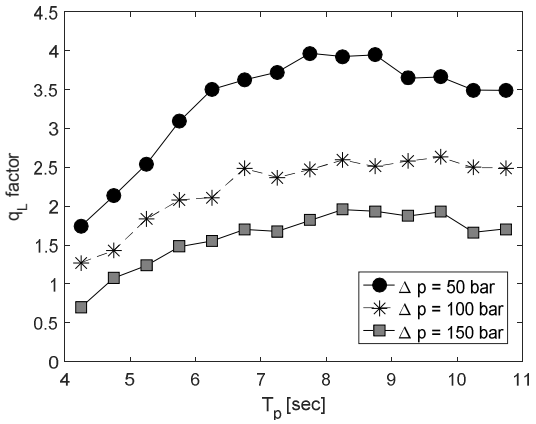


Fig. 2 q_L factor on various hydraulic pressures and wave peak periods.

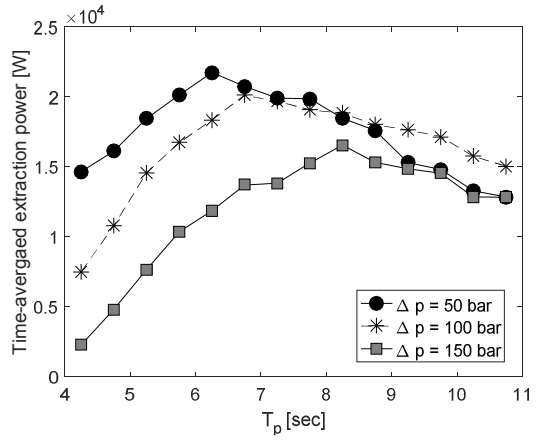


Fig. 3 Time-averaged extraction power on various peak periods and hydraulic pressures

5. 결 론

본 연구에서는 래칭 제어를 이용하여 불규칙 파랑하중에서의 반구형 부체 파력발전기의 최대 추출파워를 얻기 위한 수치해석 연구를 수행하였다. 적합한 래칭 시간을 구하기 위해 불규칙파의 에너지 주기를 이용하였으며 다양한 유압 및 불규칙파 조건에서 래칭 제어로 인한 추출파워의 증가 효과와 시간평균 파워 등을 비교하였다. 이로부터 다음과 같은 결론에 도달하였다.

(1) 래칭 시간을 에너지 주기를 이용하여 계산 및 적용하였을 때, 래칭 제어를 하지 않은 경우에 비해 최대 4배 증가하였다.

(2) 유압이 낮을수록 래칭 제어의 효과가 커진다.

(3) 장파 영역(T_p > 9 sec)에서는 래칭 제어의 효과 보다 유압의 효과가 더 크다.

후 기

본 연구는 2017년도 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구이며(해양에너지 융복합 인력양성), 2017년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업이다. (No. 2015R1D1A1A01057769).

참 고 문 헌

조일형, 김정록, 김경환, 홍기용 (2015) “불규칙파중 파랑에너지 변환효율 향상을 위한 래칭 제어 전략”, 한국해양환경·에너지학회지, 제 18권, 제 4호, pp. 291-297.

Babarit, A., Duclos, G. and Clement, U.A. (2004) “Comparison of latching control strategies for a heaving wave energy device in random sea”, Applied Ocean Res., vol. 26, pp. 227-238.

Babarit, A. and Clement, A.H. (2006) “Optimal latching control of a wave energy device in regular and irregular waves”, Applied Ocean Res., vol. 28, pp. 77-91.

Babarit, A., Hals, J., Muliawan, M.J., Kurniawan, A., Moan, T. and Krokstad, J. (2012) “Numerical benchmarking study of a selection of wave energy converter”, Renewable Energy, vol. 41, pp. 44-63.

Budal, K. (1997) “Theory for absorption of wave power by a system of interacting bodies”, J. Ship Research, vol. 21, no. 4, pp.248-253.

Cummins, W. (1962) “The impulse response function and ship motions”, Schiffstechnik, vol. 9, pp 101-109.

Eidsmoen, H. (1998) “Tight-moored amplitude-limited heaving-buoy waveenergy converter with phase control”, Applied Ocean Res., vol. 20, pp. 157-161.

Falnes, J. (2002) Ocean waves and oscillating systems, Cambridge university Press, Cambridge, UK.

Hal, J., Falnes, J. and Moan, T. (2011) “A comparison of selected strategies for adaptive control of wave energy converter”, J. Offshore Mechanics and Arctic Eng., vol. 133, pp. 1-12.

Kim, S.J., Koo, W. and Shin, M.J. (2017a) "A Numerical Study on Optimal Latching Control of Multi-body WEC with Hydraulic PTO system", Proc. 12th Europeon Wave and Tidal Energy Conf., Cork, Ireland, pp. 851-1 - 851-6.

Kim, S.J., Koo, W. and Shin, M.J. (2017b) "Numerical and experimental study on a hemispheric point-absorber type wave energy converter with a hydraulic power take-off system", Renewable energy (Submitted).

Korde, U.A. (2002) “Latching control of deep water wave energy devices using an active reference”, Ocean Eng., vol. 29, pp. 1343-1355.

Sheng, W., Alcorn, R. and Lewis, A. (2015) “On improving wave energy conversion, part Ⅱ: Development of latching control technologies”, Renewable Energy, vol. 75, pp. 935-944.

터빈 특성을 고려한 부유식 조류발전장치의 운동성능 분석

조철희* · 황수진* · 김명주*
*인하대학교 조선해양공학과

Motion Analysis of Floating Tidal Current Power Device including Turbine Effect

Chul-Hee Jo*,Su-Jin Hwang* and Myeong-Joo Kim*

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Tidal current power 조류 발전, Motion analysis 운동 해석, BEMT(Blade Element Momentum Theory) 블레이드 요소 운동량 이론, Mooring design 계류 설계

ABSTRACT: *화석연료의 사용과 과도한 탄소배출로 인한 지구온난화 및 이상기후 발현이 심화됨에 따라 친환경 녹색 에너지의 중요성이 대두되고 있다. 조류발전에너지는 해양 신재생에너지의 한 종류로서, 조류의 흐름에너지를 터빈의 회전에너지로 바꾸어 전력을 생산하며 한국 서남해안에 세계적으로 손꼽히는 조류 부존량을 가지고 있다는 장점이 있다. 하지만 강한 조류가 발생하는 극한 환경 하중에 적용되어야 하는 조류발전장치의 특성상 시스템의 지지안정성 사전 평가는 필수적이다. 본 연구에서는 수평축 터빈의 설계와 부유식 조류발전장치의 운동성능 분석 및 계류 해석이 수행되었다. 주파수 영역과 시간 영역 운동해석을 위해 DNV HydroDV4.8 및 OrcaFlex 10.1a가 각각 사용되었다.*

1. 서 론

조류발전은 화석에너지 고갈 문제와 유럽 선진국을 중심으로 세계 각국에서 발표된 탈원전 계획의 해결책으로 제시될 수 있는 해양 신재생에너지의 한 종류이다. 여타 신재생에너지원과는 다르게 조류발전은 발전량이 예측 가능하며 높은 신뢰성을 갖는 것이 특징이다. 조류의 흐름 에너지를 터빈의 회전 에너지로 바꾸어 전력을 생산하는 방식이며 전 세계적으로 많은 부존량을 갖고 있다. 이러한 장점으로 덕트를 적용한 수평축 터빈의 실험적 성능 검증 (Jo et al., 2009), 덕트 디퓨저 각도에 따른 조류 터빈의 성능 연구 (Khunthongjan et al., 2012) 등 실험 및 수치적 방법으로 덕트를 적용한 수평축 조류 터빈에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있다.

조류 발전은 강한 유속이 발생하는 지역을 중심으로 적용되므로 신뢰성 높은 지지구조물 설계가 필수적이다. 통상적으로 구조물 제작과 유지보수 비용 등의 이유로 수심 40m 이하 해역에 조류발전 장치를 설치한다. 하지만 계류 지지방식을 적용함으로서 강한 표층 유속을 이용한 발전이 가능하고, 구조물 제작 및 유지보수비용을 감축하여 상대적으로 다양한 조건에서 조류발전을 적용 시킬 수 있다.

계류 시스템은 계류삭의 자중 및 탄성을 이용하여 복원력을 발생시키고 부유식 구조물의 위치를 제어하는 지지구조 방식이다. 본 연구에서는 수심 80m를 가정하고 다양한 작용 파고와 조류 속도를 고려하였다. 또한 계류삭의 배치 방향과 해양 외력 작용방향을 고려하여 in-line 및 in-between condition에 따른 18개의 load case를 설정하고 해석에 사용하였다.

계류된 부유체의 주파수영역 운동해석 기법에 대한 연구 (Cunff et al., 2008), 계류 라인의 유체 동역학적 특성을 고려한 계류된 부유체의 실험적 연구(Yang, 2007) 등 이미 수치 해석 및 실험을 이용한 많은 계류 시스템 운동 해석 및 설계가 이루어진바 있다. 또한 신재생에너지 분야에서는 부유식 해상 풍력 플랫폼의 계류 시스템 설계가 이루어 지기도 하였다 (Sachithanathamoorthy, 2012 and Hall, 2013). 본 연구에서는 주파수영역 운동해석 기법을 통해 반잠수식 구조물의 RAO (Response Amplitude Operator)를 도출하고 부유식 조류발전장치 계류 시스템의 초기 설계를 진행하였다.

터빈은 설계된 익형 주변으로 형성되는 유동에 의해 항력 및 양력을 발생시키며 터빈 구동에 따른 강한 추력과 모멘트는 부유식 조류발정장치 운동 성능 평가에 필수적으로 고려되어야한다. 본 연구에서는 BEMT(Blade Element Momentum Theory)를 이용한 1MW급 터빈이 설계되고 조류 및 파랑에 의한 표층유속과 부유체 거동에 따른 상대유속을 고려하여 터빈 하중이 산정되었다.

2. 터빈 및 해석 알고리즘 설계

2.1 터빈 설계

BEMT를 기반으로 수평축 조류발전용 터빈이 설계되었다. BEMT란 actuator disk를 가정한 1차원 운동량 이론 및 각운동량 이론을 이용한 터빈설계 이론으로써 터빈 전후의 유동 특성과 날개 단면을 지나면서 형성되는 양, 항력을 기반으로 터빈의 효율을 예측한다. 아래 Fig.1은 터빈 설계에 사용된 BEMT 알고리즘을 나타낸다.

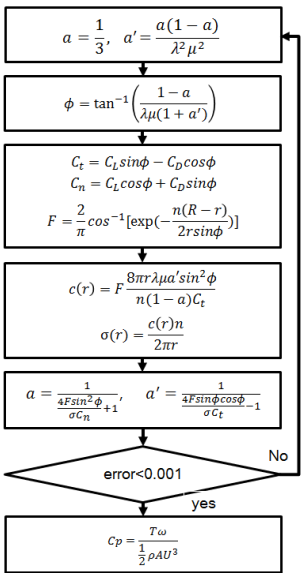


Fig. 1 터빈 설계 알고리즘

본 연구에서는 최적 TSR(Tip Speed Ratio) 유지를 위한 RPM 제어를 가정하고 직경 20m의 1MW급 터빈이 설계되었다. 효율은 약 46%를 가지는 것으로 나타났으며 Fig.2는 설계된 터빈의 3차원 모델링과 길이별 단면을 보여준다.

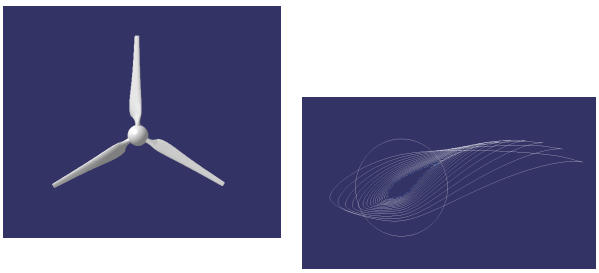


Fig. 2 BEMT를 통해 설계 된 1MW급 조류발전 터빈

2.2 해석 알고리즘 설계

조류뿐만 아니라 파랑 및 부유체 거동에 따른 상대 유속 증가량을 고려하기 위해 반복계산 알고리즘이 작성되었다. 부유체 거동이 포함되지 않은 초기 유속과 실제 부유체 거동으로 인한 상대 유속 증가량을 고려하여 터빈 하중을 비교한다. 추가 유속 증가량은 다시 부유체 거동에 영향을 미치므로 이전 계산값과 비교하여 오차가 허용치 이내로 수렴할 때 까지 반복 계산이 수행된다. Fig. 3은 반복 해석에 사용된 알고리즘을 나타낸다.

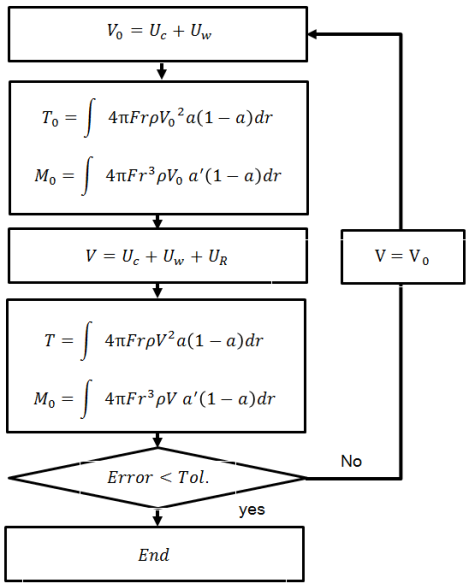


Fig. 3 반복 계산 알고리즘

3. 운동 성능 분석

3.1 주파수 영역 운동 해석

반잠수식 구조물을 이용한 부유식 조류발전장치 설계와 주파수영역 운동해석이 이루어졌다. 해석에는 DNV HydroD V.4.8이 포텐셜 유동 해석 및 RAO(Response Amplitude Operator)계산에 사용되었다. Table 1 및 Fig. 4~Fig. 9는 각각 해석에 사용된 반잠수식 구조물의 제원과 6자유도 RAO를 나타낸다.

Table 1 Specification semi-submergible floater

Description	Value
Width [m]	55
Length [m]	80
Height [m]	40
Weight [ton]	25270
Disp. [m^3]	24.7

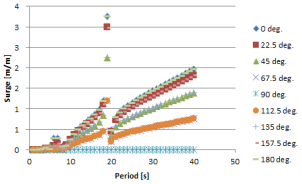


Fig. 4 Surge RAO

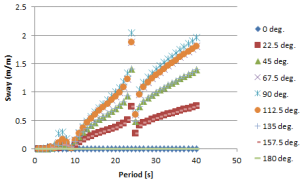
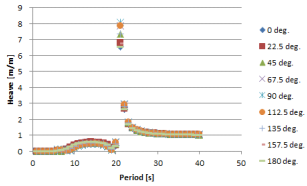


Fig. 5 Sway RAO



Fig, 6 Heave RAO

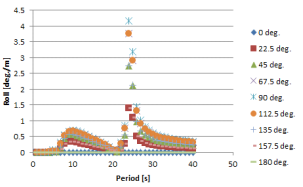


Fig. 7 Roll RAO

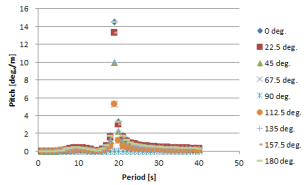


Fig. 8 Pitch RAO

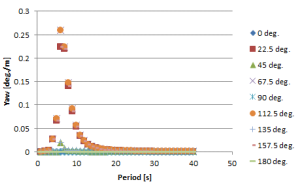


Fig. 9 Yaw RAO

3.2 시간영역 운동 해석

설계된 터빈 및 부유체 특성을 고려하여 시간영역에서의 운동 해석이 이루어졌다. 64mm studless chain 12개가 사용된 계류시스템을 대상으로 상용코드 OrcaFlex 10.1a를 이용한 시간영역 운동해석이 진행되었다. 계류삭 및 터빈의 동적 거동을 포함한 해석 결과를 바탕으로 시스템 안정성이 평가되었다.

80m의 수심을 대상으로 최대 6m의 유의파고를 적용한 ISSC 파 스펙트럼과 표층 유속 2.5m/s의 power law 조류 프로파일이 사용되었다. 또한 다양한 해양 환경을 고려하기 위해 계류삭의 배치 방향을 기준으로 해양 외력의 작용 방향을 in-line 및 in-between condition으로 구분하여 총 18개의 load case를 산정하였다 (Table 2).

파랑의 영향을 포함하는 조류 속도와 부유체 거동에 의해 발생되는 상대 유속을 고려한 터빈 발생 추력 및 모멘트의 평균값을 Table 3에 나타내었다. 터빈에서 발생하는 하중은 작용하는 유속의 제곱에 비례하여 증가하는 경향을 확인할 수 있었다. 최대 추력 및 모멘트는 각각 864.4kN 및 564.1kNm로, 가장 강한 조류 및 파고가 터빈과 수직으로 입사하는 case9에서 발생하였다. 또한 작용하는 파고가 증가할수록 추력 및 모멘트의 편차 역시 증가하는 것을 확인하였다.

Table 2 Specification semi-submergible floater

Load case No.	Hs [m]	Current [m/s]	Condition
1	2	1.5	in-between
2	2	2.0	in-between
3	2	2.5	in-between
4	4	1.5	in-between
5	4	2.0	in-between
6	4	2.5	in-between
7	6	1.5	in-between
8	6	2.0	in-between
9	6	2.5	in-between
10	2	1.5	in-line
11	2	2.0	in-line
12	2	2.5	in-line
13	4	1.5	in-line
14	4	2.0	in-line
15	4	2.5	in-line
16	6	1.5	in-line
17	6	2.0	in-line
18	6	2.5	in-line

Table 3 Thrust and moment of turbine (mean)

Load case No.	Thrust [kN]	Thrust dev.	Moment [kN.m]	Moment dev.
1	309.6	6.8	338.9	4.2
2	547.4	10.0	450.7	4.9
3	852.5	13.8	562.4	5.6
4	311.3	38.9	339.2	21.3
5	549.3	52.0	451.0	21.5
6	854.6	65.3	562.7	21.7
7	319.3	92.0	340.6	49.5
8	558.2	122.1	452.4	49.7
9	864.4	152.5	564.1	49.9
10	154.8	3.4	239.6	3.0
11	273.7	5.0	318.6	3.4
12	426.2	6.9	397.6	3.9
13	155.7	19.5	239.9	15.1
14	274.7	26.1	318.9	15.3
15	427.3	32.7	397.9	15.4
16	159.6	46.1	240.8	35.1
17	279.0	61.2	319.8	35.2
18	432.1	76.5	398.9	35.4

Fig. 10은 최대 계류삭 응력이 발생한 case 18에서의 계류하중과 터빈의 영향성을 나타낸다. 계류삭에 발생한 최대 하중은 약 1903kN으로 터빈을 고려하지 않았을 때 보다 약 200kN 큰 값임을 확인하였다.

Fig. 11을 통해 설계된 부유식 조류발전장치의 거동 반경을 나타내었다. 최대값은 14.6m로 가장 큰 하중이 터빈과 수직으로 입사하는 case 9에서 발생하였다. 이 때 터빈의 영향에 의한 거동 반경 증가량은 9m로 약 62% 거동 증가율을 확인하였다.

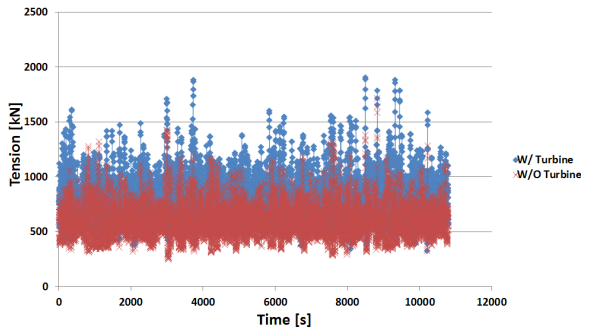


Fig. 10 계류삭 하중 시계열 데이터

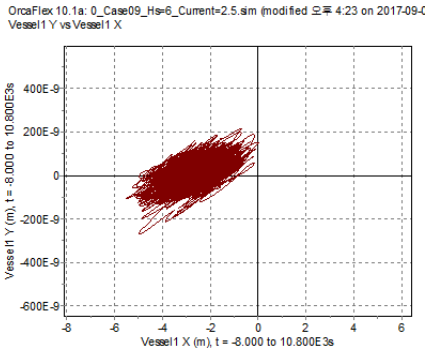


Fig. 11 부유식 조류발전장치의 거동 반경(case9)

4. 결 론

계류 방식을 적용한 1MW급 부유식조류 발전 장치의 운동 성능 분석이 본 연구를 통하여 이루어졌다. 다양한 유의파고와 조류 및 외력 입사방향을 고려한 load case가 산정되었으며 수치해석적 방법을 이용하여 설계된 시스템의 거동 특성을 분석하였다. BEMT를 기반으로 약 46%의 효율을 갖는 터빈이 설계되었고, 터빈에서 발생하는 추력과 모멘트는 약 10% 및 62%의 계류삭 하중과 거동 반경 증가를 발생시키는 것으로 확인되었다.

본 연구를 통해 터빈의 영향을 포함하는 부유식 조류발전기의 운동성능이 분석되었다. 해석 결과를 통해 안정적인 구조물 자세유지 성능을 확보하였으며 대수심에서의 부유식 조류발전장치 적용 가능성을 확인하였다.

후 기

본 연구는 2013년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (20133030000260)

이 논문은 2015년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임. (해양에너지 융복합 인력양성)

본 연구는 2013년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (20133030000260)

참 고 문 헌

Cunff, C.L., Ryu, S., Heurtier, J.M., Duggal, A.S. (2008). "Frequency-domain Calculations of Moored Vessel Motion Including Low Frequency Effect“, Proc. of the 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering., pp689-696.

Jo, C.H., Lee, K.H., Yim, J.Y., Che, K.S. (2009). "Performance Evaluation of TCP Device with Upstream Duct Installation", Proc. of the Korean Association of Ocean Science and Technology Societies Conf., pp 77-80.

Jo, C.H., Lee, K.H., Cho, S.J., Goo, C.H. (2015). “Performance of the Duct Implemented in Single Point Moored TCP System with Various Diffuser Angles”, Proc. of Korean Association of Ecean Science and Technology Societies Conf.

Jo, C.H., Rho, Y.H., Kim, D.Y., Kim M.J. (2015). "Dynamic Response of Single Point Mooring Tidal Energy Converter with Various Duct Configurations", Proc. of The Korean Society for New and Renewable Energy.

Khunthongjan, P., Janyalertadun, A. (2012). "A study of Diffuser Angle Effect on Ducted Water Current Turbine Performance Using CFD", Songklanakarin Journal of Science and Technology, Vol.34, No.1, pp 61~67.

Sachithanathamoorthy, K. (2012). "Design and analysis of tension leg anchor systems for floating windmills", Norwegian University of Science and Technology, Master’s thesis.

Yang, W.S. (2007). "Hydrodynamic Analysis of Mooring Lines Based on Optical Tracking Experiments", Texas A&M University, Ph.D. thesis.

다층지반을 고려한 매립된 해저배관의 기존 총괄열전달계수 이론식 비교연구

박동수* · 신문범* · 서영교*
*한국해양대학교 해양공학과

A comparative study of Overall heat transfer coefficient for offshore pipelines taking multi-layered soil into consideration

Dong-Su Park* · Mun-Beom Shin* · Young-Kyo Seo*

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

KEY WORDS: Overall heat transfer coefficient 총괄열전달계수, OHTC formula 총괄열전달계수 이론식, Multi-layered soil 다층지반, Heat loss 열손실, Thermal conductivity 열전도율,

ABSTRACT: *Subsea pipelines are designed to transport mixtures of oil, gas and their associated impurities from the wellhead that can be in excess of approximately as high as 100℃ temperature, while the external temperature maybe in the range of 5℃. Heat can be lost from the subsea pipeline which contains high temperature fluid to the surrounding environment. It is important that the pipeline must be designed to ensure that the heat loss is small enough to maintain flow assurance, prevent unwanted deposition of hydrate and wax, which occurs at a critical temperature of about 40℃. Therefore it is essential to know heat loss of subsea pipeline in various circumstance. In the past, overall heat transfer coefficient formulas considered only mono typed soil, which is difficult to characterize OHTC(Overall heat transfer coefficient) due to the actual multi-layered seabed's soils which have different thermal conductivities. Therefore, this paper compares OHTC formulas considering multi-layed soil in burial depth.*

1. 서 론

Offshore 플랜트가 성장함에 따라 심해저의 석유 및 천연가스 수송을 위해 해저배관의 수요가 증가하며 수송 시 열운용(Thermal management) 문제가 연구 주제로 부상하고 있다. 해저배관의 경우 100℃ 전후의 석유 및 천연가스를 운송하게 되는데 5℃ 전후가 유지되는 낮은 온도의 해수 및 해저지반이 해저파이프라인의 열손실을 가져온다.

해저배관은 가동 중 온도가 40℃(극한온도) 이하로 떨어지게 되면 고상염(Hydrate), 왁스 등으로 운용을 일시적으로 중지하게 되는데 이는 엄청난 경제적 손실을 가져온다. 고상염(Hydrate)및 왁스(Wax) 생성을 예방하기 위해서는 해저배관의 총괄열전달계수를 토대로 해저배관의 단열설계를 실시해야 하며 총괄열전달계수는 배관과 배관주위의 해저지반, 뒤채움 흙 그리고 해수의 열전도율에 따라 달라지므로 이들 각각의 열전도율로 인한 총괄열전달계수의 이해가 필요하다.

해저배관의 경제적이며 보편적인 단열방법은 Trenching & Backfilling 방법으로, 해저지반에 도랑을 파고 배관을 놓은 후 그 위를 뒤채움 흙(Backfill)으로 덮는 것이다. 최근까지 매립된 해저배관의 총괄열전도율 산정을 위한 이론식이 제안되어왔으며 이론식에는 Carslaw & Jaeger이론식(Carslaw and Jaeger, 1959), Morud & Simonsen(Morud and Simonsen, 2007) 이론식, Ovuworie 이론식(Ovuworie, 2010) 그리고 Zakarian 이론식(Zakarian et al., 2012)이 있다.

지금까지 제안되었던 이론식은 총괄열전달계수 계산을 위한 지반의 열전도율을 단일 지반으로 간주하였다. 하지만 실제 해저지반은 다층지반이 주를 이루며 해저면 에서부터 아래로 깊이가 증가함에 따라 함수비등 여러 가지 요인으로 인하여 열전도율이 달라진다. 따라서 본 논문은 다층지반의 열전도율을 고려하여 등가 열전도율로 치환, 대입하여 계산한 각 이론식의 총괄열전달계수와 수치해석을 통한 총괄열전달계수 결과를 비교 분석하였다.

2. 기존 총괄 열전달 계수 이론 식

2.1 매립된 해저배관의 총괄열전달계수

부분적으로 매립되었거나, 완전히 매립된 해저배관의 총괄열전달계수(U) 는 식(1)과같이 나타나며 θ_b는 Fig. 1와 같이 나타난다.(Bai and Bai, 2005)

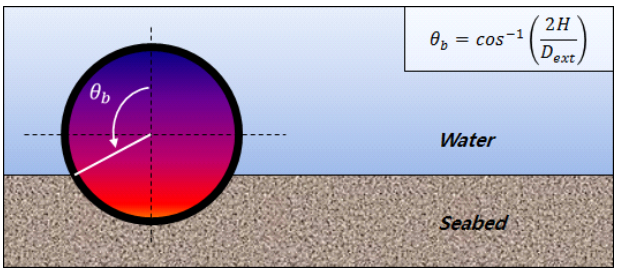


Fig. 1 Angle of a exposed surface of a subsea pipeline

$$U = \begin{cases} \frac{\theta_b}{\pi} U_{unburied} + \left(1 - \frac{\theta_b}{\pi}\right) U_{ground} & \text{if } -\frac{Dext}{2} \le H < \frac{Dext}{2} \\ U_{buried} & \text{if } \frac{Dext}{2} \le H \end{cases} \quad (1)$$

2.1 기존 해저배관 총괄열전달계수 제안 식

기존 해저배관의 총괄열전달계수 이론식들은 식(1)에서 해저배관이 부분적으로 매립되었을 때의 U_{ground}, 완전히 매립되었을 때의 U_{buried} 를 정의하였으며 대표적인 이론식에는 Carslaw & Jaeger이론식, Morud & Simonsen이론식, Ovuworie 이론식 그리고 Zakarian 이론식이 있으며 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Overall Heat Transfer Coefficient Formulas

Name of Formula	Overall Heat Transfer Coefficient Formula
Carslaw&Jaeger's Formula	$U_{ground} = \left(\frac{D_{ref}}{D_i h_i} + \frac{D_{ref}}{D_{steel} U_{wall}} + \frac{1}{h^*_{soil+amb}}\right)^{-1}$ $U_{buried} = \left(\frac{D_{ref}}{D_i h_i} + \frac{D_{ref}}{D_{steel} U_{wall}} + \frac{1}{h_{soil+amb}}\right)^{-1}$ $h^*_{soil+amb} = \frac{k_{soil}}{\frac{D_{ref}}{2} cosh^{-1}\left(1 + \frac{2e^*}{D_{ext}}\right)}$ $e^* = \frac{D_{ext}}{2}\left[\exp\left(\frac{2k_{soil}}{D_{ext} h_{ext}}\right) - 1\right]$ $h_{soil+amb} = \frac{k_{soil}}{\frac{D_{ext}}{2} cosh^{-1}\left(\frac{2(H+e)}{D_{ext}}\right)}$ $e = \frac{D_{soil}}{2}\left[\exp\left(\frac{2k_{soil}}{D_{soil} h_{amb}}\right) - 1\right]$ $D_{soil} = \frac{2k_{soil}}{D_{ext}\alpha_0}$ $\alpha_0 = \cosh^{-1}\left(\frac{2H}{D_{ext}}\right)$ $h_{amb} = \frac{D_{ext}}{D_{soil}} h_{ext}$
Morud&Simonsen Formula	$U_{ground} = \left(\frac{1}{h_{ground}} + \frac{1}{h_{amb}}\right)^{-1}$ $U_{buried} = \left(\frac{1}{h_{buried}} + \frac{1}{h_{amb}}\right)^{-1}$ $h_{ground} = \frac{2k_{soil}}{D_{ref}} \begin{cases} \frac{2}{\theta_b(\pi - \theta_b)} \frac{C_1}{\sqrt{C_2^2 - 1}} \left[\frac{\pi}{2} - \tan^{-1}\left(\sqrt{\frac{C_2+1}{C_2-1}} tan\left(\frac{\theta_b}{2}\right)\right)\right] & (\text{if } C_2 > 1) \\ \frac{1}{\theta_b(\pi - \theta_b)} \frac{C_1}{\sqrt{1 - C_2^2}} \left[\frac{\tan\left(\frac{\theta_b}{2}\right) + \sqrt{\frac{1-C_2}{1+C_2}}}{\tan\left(\frac{\theta_b}{2}\right) - \sqrt{\frac{1-C_2}{1+C_2}}}\right] & (\text{if } C_2 < 1) \end{cases}$ $h_{buried} = \frac{2k_{soil}}{D_{ref}} \frac{Bi_p}{\left[1 + Bi_p^2\alpha_0^2 + 2Bi_p\alpha_0 \coth(\alpha_0)\right]^{1/2}}$ $Bi_p = \frac{U_{i+wall} D_{ref}}{2k_{soil}}$ $C_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{2H}{D_{ext}}\right)^2}$ $C_2 = \frac{2H}{D_{ext}} + \frac{C_1}{\theta_b Bi_p}$ $U_{i+wall} = \left(\frac{D_{ref}}{D_i h_i} + \frac{D_{ref}}{D_{steel} U_{wall}}\right)^{-1}$ $h_{amb} = \frac{D_{ext}}{D_{ref}} h_{ext}$

Ovuworie Formula

$$U_{ground}=\left(\frac{D_{ref}}{Dih_i}+\frac{D_{ref}}{D_{steel}U_{wall}}+\frac{1}{h_{ground}}+\frac{1}{h_{amb}}\right)^{-1} \quad U_{buried}=\left(\frac{D_{ref}}{D_ih_i}+\frac{D_{ref}}{D_{steel}U_{wall}}+\frac{1}{h_{buried}}+\frac{1}{h_{amb}}\right)^{-1}$$

$$h_{ground}=\frac{2k_{soil}}{D_{ref}}\frac{1}{\pi\left(1+\frac{Bi_p}{Bi_g}\right)}\begin{cases}\dfrac{2Bi_p\sin(\beta_o)\tan^{-1}\left(\sqrt{\dfrac{1-A_{par}}{1+A_{par}}}\right)}{\sqrt{1-A_{par}^2}} & (\text{if } -1<A_{par}<1)\\ Bi_p\sin(\beta_o) & (\text{if } A_{par}=1)\\ \dfrac{2Bi_p\sin(\beta_o)\tan^{-1}\left(\sqrt{\dfrac{A_{par}-1}{A_{par}+1}}\right)}{\sqrt{A_{par}^2-1}} & (\text{if } A>1)\end{cases}$$

$$h_{buried}=\frac{2k_{soil}}{D_{ref}}\frac{Bi_p\sinh(\alpha_0)}{\left[\left(\cosh(\alpha_0)+Bi_p\alpha_0\sinh(\alpha_0)+\frac{Bi_p}{Bi_g}\right)^2-\left(1+\frac{Bi_p}{Bi_g}\right)^2\right]^{1/2}}$$

$$Bi_p=\frac{U_{i+wall}D_{ext}}{2k_{soil}} \qquad Bi_g=\frac{h_{amb}D_{ext}}{2k_{soil}} \qquad \alpha_0=\cosh^{-1}\left(\frac{2H}{D_{ext}}\right)$$

$$A_{par}=\left(1+\frac{Bi_p}{Bi_g}\right)^{-1}\left[\cos(\beta_o)+Bi_p(\pi-\beta_o)\sin(\beta_o)-\frac{Bi_p}{Bi_g}\right]$$

$$U_{i+wall}=\left(\frac{D_{ref}}{D_ih_i}+\frac{D_{ref}}{D_{steel}U_{wall}}\right)^{-1} \qquad h_{amb}=\frac{D_{ext}}{D_{ref}}h_{ext}$$

Zakarian Formula

$$U_{ground}=\left(\frac{1}{h_{ground}}+\frac{1}{h_{amb}}\right)^{-1} \qquad U_{buried}=\left(\frac{1}{h_{buried}}+\frac{1}{h_{amb}}\right)^{-1}$$

$$h_{ground}=\frac{2k_{soil}}{D_{ref}}\frac{Bi_p}{\left[\left(1+\frac{Bi_p}{Bi_g}\right)(1+2Bi_p)\right]^{1/2}}$$

$$h_{buried}=\frac{2k_{soil}}{D_{ref}}\frac{Bi_p\sinh(\alpha_0)}{\left[\left(\cosh(\alpha_0)+Bi_p\alpha_0\sinh(\alpha_0)+\frac{Bi_p}{Bi_g}\right)^2-\left(1+\frac{Bi_p}{Bi_g}\right)^2\right]^{1/2}}$$

$$Bi_p=\frac{U_{i+wall}D_{ref}}{2k_{soil}} \qquad Bi_g=\frac{h_{amb}D_{ref}}{2k_{soil}} \qquad \alpha_0=\cosh^{-1}\left(\frac{2H}{D_{ext}}\right)$$

$$U_{i+wall}=\left(\frac{D_{ref}}{D_ih_i}+\frac{D_{ref}}{D_{steel}U_{wall}}\right)^{-1} \qquad h_{amb}=\frac{D_{ext}}{D_{ref}}h_{ext}$$

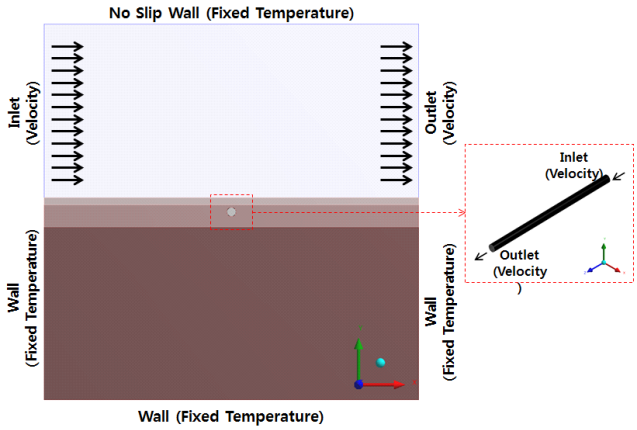


Fig. 2 Boundary condition of numerical model

3. 수치 해석적 실험

다층지반을 고려한 매립된 해저배관의 총괄열전달계수 이론식들을 검토하기위해 수치 해석적 실험을 하였다. 본 연구에서는 상용수치해석 프로그램인 Ansys CFX v13.0을 사용하였으며, 3층의 지반을 가정하여 모델링 하였고, 해저배관에 일정온도의 물을 흘려보내 모델 전체의 온도가 정상상태에 이르렀을 때 배관의 출구, 입구, 배관 표면 온도를 이용하여 총괄열전달을 계산, 제안식과 비교 분석하였다.

3.1 모델링 및 경계조건

수치해석을 위해 본 해석에서는 3차원 모델을 사용하였으며, 격자는 해석의 정확도를 높이기 위해 해저배관 주변 격자를 조밀하게 구성하였다. 격자에 대한 영향을 평가하기 위해 격자 의존성 검사를 수행하였다. 정상상태에 이르렀을 때 온도결과를 이용하였으며 약 15만개의 노드 수에서 격자 의존성이 사라진다고 판단하였다.

수치해석을 위한 초기조건 및 경계조건은 Fig. 2에 나타나있으며, 모델의 초기온도는 4℃ 로 설정하였다. Sea water의 벽면은 점착 조건(No slip wall)로 4℃ 의 고정온도를 부여하였으며 Inlet, Outlet은 $0.05m/s$을 유지시켰다. Crude는 API 37.5도의 Brent oil의 밀도, 점성계수, 비열 그리고 열전도율을 사용하였으며 입, 출구는 Velocity inlet, Velocity outlet로 유속 $2.5m/s$로 설정하였다. 또한 Crude의 Inlet온도는 70℃ 로 설정하였으며 다층지반을 고려한 해저배관의 총괄열전달계수를 계산하기 위해 정상상태에서의 Inlet 및 Outlet의 온도를 측정하였다.

3.2 수치해석 결과 및 기존 이론식 결과 비교

본 논문에서는 다층지반을 고려하여 기존이론식에 적용해 총괄열전달계수를 산정하였으며 수치해석 결과와 비교분석하였다. 다층지반의 열전도율(Park and Seo, 2017)은 구성된 지반의 범위를 이용하여 등가 열전도율로 치환하였으며 기존 식의 k_{soil}에 적용시키는 방식을 이용하였다.

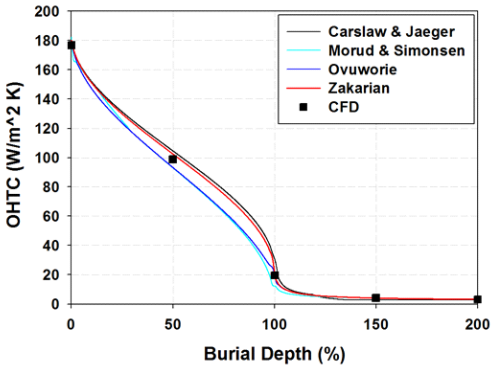


Fig. 3 Comparison OHTC results of OHTC formulas and CFD

기존 이론식들 결과와 수치 해석적 결과는 Fig. 3에 나타내었으며 여기서 매립깊이는 식 (2)와 같다. 식에서 H는 지반상단부터 배관 중심까지의 거리를 뜻하며 D_{ext} 는 배관 외경을 뜻한다.

$$Burial\ depth\ (\%) = \left(\frac{H}{D_{ext}} + \frac{1}{2}\right) \times 100 \tag{2}$$

일반적으로 해저배관의 단열상태를 분류할 때 해저배관 벽의 열전달계수 및 해저지반의 열전도율에 의해 결정되는 Biot number을 기준으로 그 값이 낮아질수록 단열설계가 되어있는 것으로 본다. Biot number은 식 (3)과 같으며 본 연구에서는 Biot number가 약 150정도의 단열제가 없는 단일배관을 설정하여 해석하였다.

$$Biot\,number = \frac{U_{wall} D_{ref}}{2k_{soil}} \tag{3}$$

해석 결과는 배관이 완전히 노출되었을 때 총괄열전달계수는 약 $180\,W/m^2K$, 200% 매립되었을 때의 총괄열전달계수는 약 $3\,W/m^2K$을 나타내었다. 기존이론식들과 수치해석 결과의 최대 오차는 Fig. 4와 같으며 Zakarian 이론식이 가장 수치해석과 유사한 결과를 나타내었다.

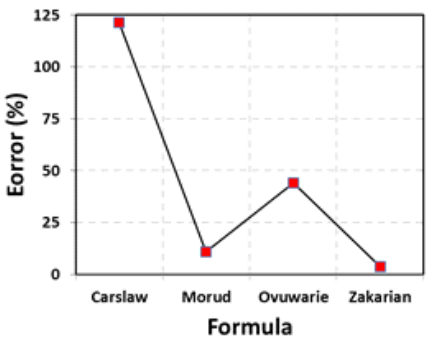


Fig. 3 Accuracy of OHTC results of Formulas

5. 결론

본 논문에서는 다층지반의 열전도율을 등가열전도율로 환산하여 기존 총괄열전달계수 이론식에 대입하여 도출한 결과와 수치 해석적 실험 방법을 통해 도출한 결과와 비교하였다. 본 연구에서 설정한 해저배관은 높은 Biot수의 단일배관이며 이에 따라 총괄열전달계수의 결과는 완전히 배관이 해수에 노출되었을 때 $180\,W/m^2K$이라는 높은 값을 보여주었다. 또한 매립깊이가 깊어짐에 따라 그 값이 점점 작아지는 것을 확인 할 수 있었다. 수치 해석적 실험으로 도출한 총괄열전달계수와 기존 이론식의 결과를 비교하였을 때 Carslaw & Jaeger 이론식이 가장 상이한 결과를 나타내었다. 반면 Zakarian 이론식의 결과가 가장 유사한 것을 확인 할 수 있었으며, 오차율은 약 4%를 나타내었다.

참 고 문 헌

Carslaw, H.A. and Jaeger, J.C. (1959). “Conduction of Heat in Solides“, 2nd ed., Clarendon Press, Oxford.

Morud, J.C. and Simonsen, A. (2007). “Heat Transfer from partially buried pipes“ 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, Gold Coast, Australia

Ovuworie, C. (2010). “Steady-State Heat Transfer Models for Fully and Partially Buried Pipelines“, CPS/SPE International Oil&Gas Conference and Exhibition, Beijing, China

Park, D.S. and Seo. Y.K. (2017). Experimental and Numerical Methods for Thermal Conductivity of Backfill Soils for Subsea Pipeline, Journal of Ocean Engineering and Technology, 31(2), 103-110

Zakarian, E. and Holbeach, J. and Jenny, M. (2012). “A Holistic Approach to Steady-State Heat Transfer From Partially and Fully Buried Pipelines“, Proc. of Offshore Technology Conf., Paper OTC 23033

Bai, Y. and Bai, Q. (2005). (Subsea Pipelines and Riser, 1st ed.), Elsevier Ltd., Kidlington, Oxford

모형시험에서 바람에 의해 유기된 조류 해석기법 연구

송형도* · 김영식*
*선박해양플랜트연구소 해양플랜트연구부

An Analysis of Wind Induced Current Flow on the Model Test

Hyung Do Song*, Young-Shik Kim*
*Offshore Plant Research Division, KRISO, Daejon, Korea

KEY WORDS: Wind induced current flow 바람에 의해 유기된 조류, Current model 조류 모델, Model test 모형 시험, Ocean engineering basin 해양공학수조

ABSTRACT: *The wind-induced current that occurred in the model test was investigated. The test was conducted in KRISO's Ocean Engineering Basin. Several mathematical wind-induced current models were introduced to compare with measurement result of the current profile. Two-dimensional analytic solutions were derived. One is the logarithmic flow model based on the empirical formula and the other is analytic solution for steady laminar flow based on the governing equation, Navier-Stokes and continuity equation. In the model test, current profile was measured at 8m/s wind. Wind induced surface current was similar to the Keulegan(1951). It is observed that there are overall qualitative agreements between analytical solution and measurement of the wind-induced current.*

1. 서 론

부유식 해양구조물의 경우 운용 효율성을 확보하기 위해 안정성을 보장하는 운동성능 평가가 필수적이다. 이를 위해 수조에서 모형시험이 수행되며 실해역의 환경 외력으로 작용하는 파랑, 바람, 조류의 복합 해양 환경이 재현된다.

일반적으로 모형시험에서 파랑, 바람, 조류의 복합 해양 환경은 다음의 절차로 재현된다. 먼저 모형을 수조에 위치시켜 성능을 평가하는 본 모형시험 이전에 해양 환경 캘리브레이션을 수행한다. 이 환경 캘리브레이션 단계에서는 파랑, 바람, 조류의 개별 해양 환경을 독립적으로 발생시키고, 반복적인 재현 성능 평가를 수행하여 환경 재현 장치가 목표로 하는 해양 환경을 재현 하도록 교정하는 작업을 수행한다. 본 모형시험에서는 개별적으로 캘리브레이션된 파랑, 바람, 조류의 환경을 동시에 발생시켜 복합 해양 환경을 재현한다.

이러한 복합 해양 환경 재현 방법은 파랑, 바람, 조류의 세 가지 해양 환경 인자들이 독립적으로 작용한다는 가정을 포함하게 되는데 실제 해양 환경에서는 모든 인자들이 상호작용하기 때문에 캘리브레이션을 수행한 것과는 다른 해양 환경이 재현되게 된다. 따라서 엄밀한 복합 해양 환경 재현을 통한 모형시험 기법의 성능 향상을 위해 바람에 의해 유기된 조류의 영향을 평가해야 하는 필요성이 증대되었다.

이러한 배경에서 선박해양플랜트연구소의 해양공학수조에서 조류와 바람 환경 재현에 관련된 연구들이 수행되었다. 부유식 해양구조물에 작용하는 조류하중 평가 모형시험기법 개발의 일환으로 조류 환경을 재현하여 하중을 계측하고 이를 CFD 결과와 비교한 연구가 이루어졌으며(황성철 등, 2015), Hwang 등은 해양공학수조와 풍동에서 계측된 선박의 조류 하중 결과와 CFD를 이용한 균일유동 및 속도구배 유동에서의 조류 하중 계산결과를 비교 분석 하였다(Hwang et al., 2016). 또한, 해양공학수조의 해상풍 재현에 대한 연구도 수행되었으며, 해양공학수조에서 운용하는 바람발생장치의 배치 및 운용조건에 따른 재현 해상풍장을 평가하는 연구가 수행되었다(박세완 등, 2017).

해양공학수조와는 별도로 국내에서 바람에 의해 유기되는 조류의 대한 연구는 주로 해양/해안 공학 분야에서 수행되었으며 해안 표면에서 발생하는 취송류의 2차원 3차원 수치 모델에 대한 연구(이홍재, 1993), 라그랑쥐 측류 모델(이문진 외, 1999), 육상지형을 고려한 기상장과 취송류 모델(이성대, 2006), 이문옥 등은 실해역 계측 데이터를 바탕으로 조류와 바람의 상관관계에 대해 분석하였다(이문옥 외, 2010).

국외에서는 40년대 이후부터 많은 연구가 수행되었으며, Keulegan은 바람에 의해 유기된 조류의 표면 속도에 대한 본격적인 계측을 시작하였으며(Keulegan, 1951), Shemdin은 표면 근처에서의 바람에 의해 유기된 조류의 속도분포가 대수적으로 나타남을 확인하였고(Shemdin, 1972), 수조에서 바람을 생성하여 발생하는 조류의 분포를 계측하고 해석적인 해와 비교 분석이 수행되었다(Tsuruya et al., 1985). 또한, 모형 시험을 통해 바람에 유기된 조류를 계측하고 파랑과의 상호작용에 대한 연구가 수행되었다(Wu, 1975)

이러한 연구들을 바탕으로 본 논문에서는 해양공학수조의 모형시험에서 생성되는 바람에 의해 유기된 조류를 해석하기 위한 이차원 수치 모델을 도입하고 해양공학수조의 측정 결과와 비교하고자 한다. 또한 본 연구 결과를 바탕으로 해양공학수조에서의 해상풍 및 조류 재현의 엄밀성 향상을 위한 현상 이해 및 절차 수립을 목표로 한다. 이차원 모델을 이용한 표면 근처의 바람에 의해 유기된 조류의 속도를 계산하고 해양공학수조에서 계측한 결과와 직접 비교하였다.

2. 바람에 의해 유기된 조류 해석 모델

2.1 경험식에 의한 대수(logarithmic) 모델

Shemdin(1972)에 의해 바람에 의해 유기된 조류의 해석을 위한 대수 모델이 제시된 이후에 Tsuruya(1982)과 Wu(1995) 등이 대수 모델을 이중으로 사용하여(double logarithmic model) 수면 근처의 유동과 해저면 근처의 유동을 계산하였고, 그 식은 다음과 같다.

$$u(z)=\frac{u_{*s}}{\kappa}ln\frac{z_{os}+h}{z_{os}-z}-\frac{u_{*b}}{\kappa}ln\frac{z_{ob}+h+z}{z_{ob}} \tag{1}$$

위 식에서 $u(z)$는 수면에서 해저방향을 음수로 하는 수심별 z좌표에 대한 유속을 의미하며 u_{*s}, u_{*b}, κ는 각각 수면과 해저면의 마찰속도(friction velocity) 그리고 Von Karman 상수를 나타낸다. 마찰속도는 전달응력과 밀도의 비의 제곱근($\sqrt{\tau/\rho}$)으로 정의된다. z_{os}, z_{ob}는 수면과 해저면의 거칠기 길이(roughness length)를 나타내고 h는 수심의 깊이를 의미한다. z_{ob}는 $z_{ob}=0.111\nu_w/(m\mu_{*s})$와 $1/m=\ln(z_{ob}+d)/z_{ob}-1$의 두 식을 통해 연립방정식을 구성하여 구할 수 있다(Tsuruya et al., 1982). 바람의 에너지가 조류로 전달되기 때문에 수면에서의 마찰속도를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$u_{*s}=\sqrt{\alpha C_d\rho_a/\rho_w}\,U_w \tag{2}$$

위 식에서 α는 $1-\tau_w/\tau_a$이며 τ_w, τ_a는 조류와 바람의 전단 응력(shear stress)이다. C_d 는 항력계수로 수면에서의 마찰속도와 바람속도의 비의 제곱$(u_{*s}/U_w)^2$으로 정의된다. ρ_a, ρ_w, U_a은 공기와 물의 밀도 그리고 바람의 속도를 나타낸다. 수면에서의 거칠기 길이는 다음과 같다.

$$z_{os}=\sqrt{\rho_w/\rho_a}(\nu_w/\nu_a)z_{oa} \tag{3}$$

ν_w, ν_a는 각각 물과 공기의 동점성 계수이며 z_{oa}는 바람의 거칠기 길이로 $10^3/\exp(\kappa/\sqrt{C_d})$로 구할 수 있다.

해양공학수조에서의 바람에 의한 조류를 계산하기 위해 위의 식 (1)을 적용하였다. 우선, 이중 대수 모델을 사용하여 수면 근처의 바람에 의해 유기된 조류를 계산하였다. 이중 대수 모델은 수면이 크며 상대적으로 수심이 낮은 호수나 해안가에 잘 맞는 모델로 알려져 있으며 해양공학수조의 실험 결과와 비교하여 Fig. 1에 나타내었다. 또한, 해양공학수조에 맞도록 식 (1)을 변형하여 해석을 수행하였다. 식 (1)의 우변의 두 번째 항은 수면에서 생성된 조류가 벽면에 의해 해저로 흐르게 되어 해저면에서 조류의 방향과 반대로 흐르는 counter flow를 의미한다. 해양공학수조에서는 수심이 깊어 counter flow는 생성되지 않는다고 가정하여 수면 근처의 유동만을 계산하도록 식을 수정하여 그 결과를 Fig. 2에 나타내었다. 수심별 속도 프로파일을 계산하기 위해서는 계수들이 필요한데 이 값들은 상온 20℃에서의 값들로 Tsuruya(1982)가 제시한 것을 사용하였다. 사용된 계수들의 값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
&C_d=1.2\times10^{-3}\,(7<U_a<14) \\
&\kappa=0.4 \\
&\alpha=0.93\,(7<U_a) \\
&\rho_a=1.22\times10^{-3}\,(g/cm^3) \\
&\rho_w=1.00\ \ (g/cm^3) \\
&\nu_a=0.145\,(cm^2/s) \\
&\nu_w=0.01\ \ (cm^2/s) \\
&h=3.5\ \ (m)
\end{aligned} \tag{4}$$

2.2 이차원 정상 난류 모델

앞에서는 경험식에 의해 시작된 해석 모델을 도입하였다. 경험식에 의한 해석모델은 그 사용에서의 편의성이 보장되며 기존의 많은 실험들로 검증되어있는 이점이 있다. 하지만 물리적 근거가 취약한 단점이 있다. 따라서 Heaps(1984)에 의해 알려진 해석모델을 도입하였다. Navier-Stokes(N-S) 방정식과 연속방정식을 기반으로 경계조건과 가정들을 적용하여 해석 모델을 정의하고 사각수조의 바람에 의해 유기된 조류의 해석을 수행하였다. 사각수조의 수심 높이는 h, 길이는 1로 정의하였다. 벡터로 표현된 N-S 방정식과 연속방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
&\frac{D\underline{q}}{Dt}=\underline{f}-\frac{1}{\rho}\nabla p+\nu\nabla^2\underline{q} \\
&\nabla\cdot\underline{q}=0
\end{aligned} \tag{5}$$

$\underline{q}$는 3가지 방향의 성분을 갖고 있는 속도 벡터, $\underline{f}$는 물체의 체적에 의해 작용하는 힘, p는 압력, ρ는 유체의 밀도 그리고 ν는 유체의 동점성계수이다. 위의 식 (5)에서 2차원의 x-z평면만을 고려하고 z방향의 수직의 전단 응력만이 작용하며 운동이 아주 적어 선형적이라고 가정하면 식 (5)는 다음과 같이 성분별로 나뉘어 식 (6)으로 표현된다.

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial F_{xz}}{\partial z}=0, \\
&\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial w}{\partial z}=0, \\
&\frac{\partial p}{\partial x}=\rho g, \\
&\frac{\partial}{\partial x}\int_0^h u\,dz=0.
\end{aligned} \tag{6}$$

식 (6)의 첫 줄 항에 수직방향 eddy viscosity를 도입하면 $F_{xz} = -\rho\mu\frac{\partial u}{\partial z}$가 되고 p는 정의에 의해 $p_a + \rho g(z+\zeta)$이므로 p를 x로 미분하면 $\frac{\partial p}{\partial x} = \rho g\frac{\partial \zeta}{\partial x}$을 얻을 수 있다. 이 항들을 식 (6)의 첫 줄의 항에 대입하고 z 변수에 대한 적분을 두 번 수행하면 $-\rho\mu u = -\frac{1}{2}\rho g\frac{\partial \zeta}{\partial x}z^2 + Az + B$가 되며, 해저면의 유속이 0인 경계조건(z=h 일 때, u=0)을 사용하면 B를 소거할 수 있게 된다.

B를 소거한 식은 $\rho\mu u = \frac{1}{2}\rho g\frac{\partial \zeta}{\partial x}(z^2 - h^2) + A(h-z)$가 되며 식 (6)에서 마지막 항의 적분항을 적용하면 A의 값을 $\frac{2}{3}\rho gh\frac{\partial \zeta}{\partial x}$으로 얻을 수 있다. 이제 B를 소거한 식에 A를 대입하면 $u = \frac{g}{6\mu}\frac{\partial \zeta}{\partial x}(h-z)(h-3z)$를 얻을 수 있다. 마지막으로 F_{xz}는 수면에서 F_s이므로 경계조건을 적용하여 $\frac{\partial \zeta}{\partial x} = \frac{F_s}{2\rho gh}$를 얻을 수 있으며 이를 u의 관계식에 대입하면 최종적으로 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$u(z) = \frac{F_s}{4\rho\mu h}(h-z)(h-3z) \tag{7}$$

위의 식 (7)은 수면 근처에서의 수심에 따른 바람에 의해 유기된 속도를 의미한다. F_s는 바람에 의해 수면에 작용하는 전단응력을 의미하며, $\rho_a C_d W^2$로 정의된다. ρ_a는 공기의 밀도, C_d는 항력 계수, W는 바람의 속도이며 각각 1.225kg/m^3, 0.0012, 8m/s의 값을 사용하였다. ρ는 물의 밀도이며 1000kg/m^{3}을 사용하였고 eddy viscosity μ를 구하기 위해 Wu(1995)의 방법을 사용하였다. μ의 경우 공간에 따라서 그 값이 변화하는 특성을 고려하여야 하는데 이를 다음에 나타내었다.

$$\mu = (\lambda u_{*s}/h)(z+z_b)(h-z+z_s) \tag{8}$$

λ는 난류 강도를 의미하는데 통상적으로 0.2에서 0.5사이의 값을 사용하는데(Wu, 1995), 본 논문에서는 0.2의 값을 사용하였다. 식 (8)로 구한 바람에 의해 유기된 조류의 결과를 실험 결과와 비교하여 그림 Fig. 3에 나타내었다.

3. 바람에 의해 유기된 조류 계측 시험 및 비교

해석 모델의 결과와 비교하기 위해 KRISO의 해양공학수조에서 바람에 의해 유기된 조류를 수심별로 계측하였다. 생성된 바람의 속도는 8m/s이며 계측에 사용된 열선 풍속계는 TSI社의 8465모델을 사용하였다. 생성된 수심별 조류의 계측은 Kenek社의 전자기장 유속계인 VM-1001RS모델을 사용하였다. 계측 위치는 박세완(2017)에 의해 수행된 해상풍 재현 시험결과 토출구로부터 9m 떨어진 위치에서 1/7멱법칙을 가장 잘 재현하는 결과를 얻었기 때문에 그 위치에서의 수심별 유속을 계측하였다. 계측을 수행한 결과를 이차원 조류 해석 모델들과 비교하여 아래에 그림으로 나타내었다. 수심별 계측 위치는 2cm, 5cm, 10cm, 15cm, 20cm, 25cm, 30cm 총 7개의 위치에서 계측을 수행하였다. 해상풍 발생 후 충분한 시간이 지난 후에 계측을 시작하였으며 각 수심별로 5분씩 계측한 유속의 평균을 구하여 나타내었다.

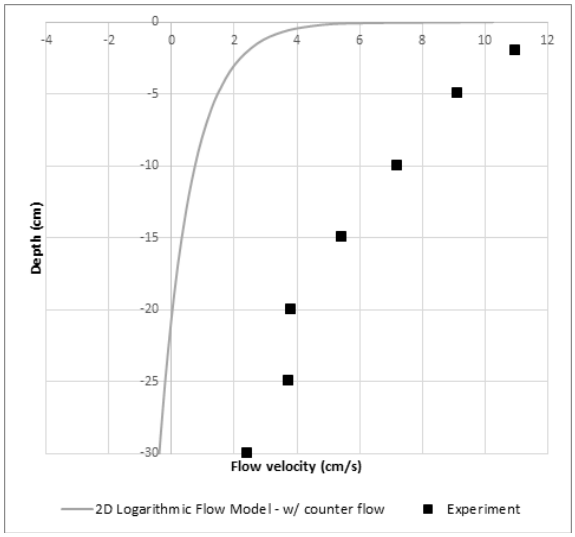


Fig. 1 The result of experiment and 2D logarithmic flow model – w/ counter flow

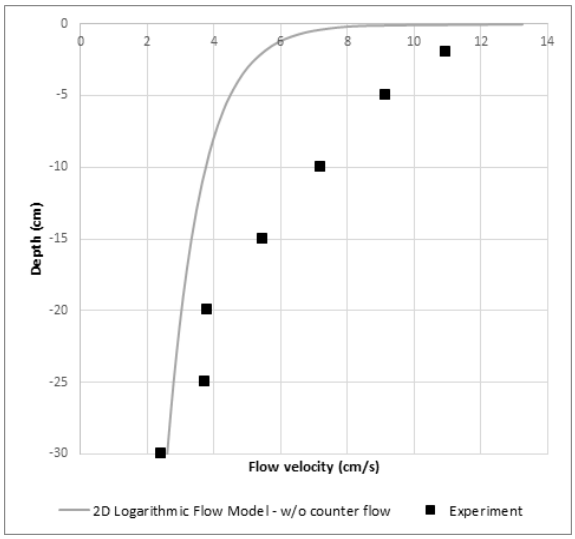


Fig. 2 The result of experiment and 2D logarithmic flow model – w/o counter flow

8m/s의 해상풍에 대하여 표면에 가장 가까운 수심 2cm 지점에서는 약 11cm/s의 조류가 생성되었으며 수심 30cm에서도 약 2cm/s의 조류가 생성됨을 확인하였다. Keulegun(1951)등의 연구에 따르면 일반적으로 바람에 의해 유기된 표면 유속이 약 3%에서 5%로 사이로 알려져 있으며, 해양공학수조에서도 유사한 속도의 표면 유속이 발생함을 확인하였다.

해석 결과를 보면 3가지의 2차원 모델들이 각 모델의 특성에 따라 서로 다른 양상을 보이는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 1의 경우 counter flow의 영향을 고려한 이중 대수 모델의 결과를 실험과 비교한 것인데, 수면 근처부터 최종 계측 위치까지 해석 모델과 실험 결과가 일치하지 않았다. 해석결과는 전체적으로 계측보다 낮은 속도로 계산됨을 확인하였다. 이는 사용된 해석 모델의 목적이 수심이 얕고 수면이 넓은 호수나 바다 연안의 조류를 해석하기 위한 것으로 수심이 상대적으로 깊은 해양공학수조와는 물리적 상황이 맞지 않은 것으로 판단된다. 결과적으로 counter flow에 의해 바람에 의해 유기된 조류의 영향이 줄어들게 되어 실험 결과와 큰 차이가 발생한 것이다.

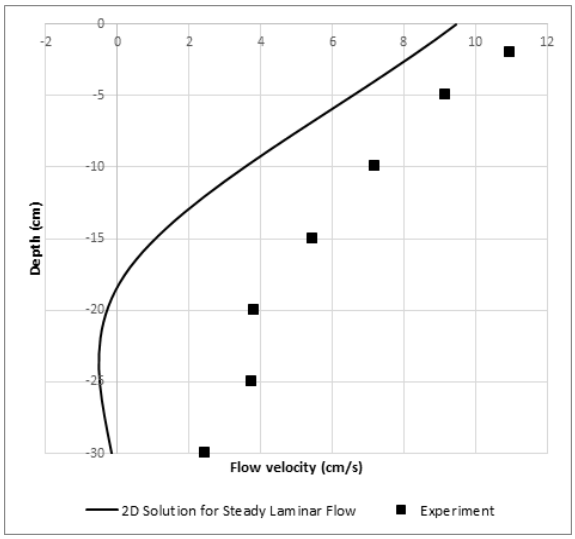


Fig. 3 The result of experiment and 2D solution for steady laminar flow

Fig. 2의 경우 해양공학수조에서의 계측결과와 가장 유사한 결과를 얻었다. 수심 바로 근처에서는 상대적으로 낮은 속도로 계산되었지만 수심이 증가할수록 실험과 유사한 결과를 얻음을 확인하였다. 이 모델에서는 counter flow을 고려하지 않도록 하였는데 이 조건이 해양공학수조의 상황과 유사하여 이같은 결과을 얻었다고 판단된다. 마지막으로 Fig. 3의 경우 앞선 두 가지의 해석 모델보다 유속 구배가 실험값과 유사함을 알 수 있다. 그 이유는 앞선 모델들은 경험식에 기반을 두었지만 이 모델은 일반적인 유동장의 지배방정식을 풀었기 때문이다. 그러나 전체적으로 낮은 유속의 결과를 보이며, 이중 대수 모델을 사용한 첫 번째 모델과 마찬가지로 경계조건에 의해 반사되어 해저면 쪽으로 돌아오는 counter flow의 영향으로 수심 20cm 이하에서는 유속의 차이가 증가함을 확인 할 수 있다.

해석결과와 실험 결과를 보면 전체적으로 유동 모델이 실험결과보다 낮은 속도의 결과를 주었음을 확인할 수 있다. 특히 수면 근처에서 발생하는 차이의 원인은 해양공학수조의 바람발생장치의 기구적 특성으로 기인함으로 판단된다. 해양공학수조의 바람발생장치는 수면에서 50cm 이상의 높이에 설치되어 있다. 때문에 토출구에는 아래쪽으로 풍향을 조절해주는 가이드 베인이 설치되어 있고 바람을 생성할 때 가이드 베인의 각도를 수면 아래 방향으로 10°이상으로 조정하도록 하고 있다. 결과적으로 생성된 바람에 수면에 수평이 아닌 일정 각도로 들어오게 된다. 이는 수선면에 평행으로 바람이 분다고 가정한 수치 모델들과는 다른 양상으로 수선면 근처의 유속이 해석 모델보다 빠르게 계측된 원인으로 판단된다.

또한, 시험 결과의 표본 수가 부족하였다. 현재 실험결과는 8m/s의 경우를 한번만 수행한 것으로 재현성과 반복성 테스트 및 여러 유속에서 여러 공간에 대한 유속계측이 필요하다. 따라서 해양공학수조의 일정에 맞추어 앞으로 추가적인 조류계측시험이 이루어질 예정이다.

4. 결 론

본 논문에서는 해양공학수조의 모형시험에서 바람에 유기된 조류에 대한 영향을 고려하기 위한 연구를 수행하였다. 바람에 유기된 조류의 해석을 위해서 경험식에 기반을 둔 대수적 모델과 유동의 지배방정식에 기인한 층류에 대한 이차원 해석 모델을 도입하였고, 수조에서의 간단한 시험을 통하여 해석 모델을 검증하였다. 세 가지의 해석 모델 중에서 counter flow를 고려하지 않은 대수 모델과 유체장의 지배방정식을 기반으로 한 모델은 일정부분 시험결과와 일치하는 것을 확인하였다. 앞으로 관련 모델들의 환경 조건과 변수들을 조정하여 해양공학수조의 바람에 의해 유기된 조류를 효율적으로 평가하는 절차를 수립할 예정이다.

연구의 효율성을 위해 우선적으로 삼차원이 아닌 이차원 모델을 도입하였는데, 향후 삼차원 모델의 해석 방법의 도입과 더불어 해양공학수조의 바람에 의해 유기된 조류의 공간 균일성 및 특성을 파악하기 위한 공간상의 유동 계측을 위한 조류 계측 시험이 수행하여 해상풍 및 조류 재현의 엄밀성을 향상시켜야 할 것이다.

본 연구의 결과는 KRISO의 해양공학수조의 연구와 더불어 부산 생곡 지구에 건설 중인 심해공학수조의 기초 운용 기술 중에서 복합 환경 재현 장치의 모형시험 성능 고도화를 위한 연구 자료로 사용될 것이다.

후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “심해공학수조 기초 운용 기술 개발(2/3)”(PES9080)과제에 의해 수행되었으며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

박세완, 남보우, 원영욱, 박인보, 조석규, 성홍근 (2017). 바람발생장치를 활용한 해양공학수조 바람 분포 특성에 관한 연구, 한국해양과학기술협의회 공동학술대회.

이문옥, 이종섭, 김병국, 김종규 (2010). 해운대 해수욕장 전면

해상의 조류에 미치는 바람효과, 한국해안·해양공학회논문집

이문진, 강용균 (1999). 해양 표면취송류의 라그랑쥐 측류 및 모델링, 한국해양환경공학회 추계학술대회.

이성대 (2006). 육상지형을 고려한 연안해역에서의 중규모 기상장과 취송류에 관한 수치해석, 한국해양공학회지.

이홍재 (1993). "황해의 해양환경 보전을 위한 해양확산의 실시간 예측시스템 연구", 한국해양연구소 과학기술처 보고서.

황성철, 홍장표, 조석규, 성홍근, Alberto Omar Vazquez-Hernandez (2015). 부유식 해양구조물에 작용하는 조류하중 계측을 위한 모형시험기법에 대한 고찰, 한국해양공학회 추계학술대회.

Heaps, N.S. (1984). Vertical Structure of Current in Homogeneous and Stratified Waters, Hydrodynamics of Lakes : CISM Lectures, Springer Verlag Wien-New York

Keulegan, G.H. (1951). Wind tides in small closed channels, J. Res. Nat. Bur. Stand. 46, pp 358-381.

Shemdin, O.H. (1972). Wind-generated current and phase speed of wind waves. J. Phys. Oceanogr. 2, pp 411-419.

Sung-Chul Hwang, Seok-Kyu Cho, Hong-Gun Sung, Jang-Pyo Hong and Alberto Omar Vazquez-Hernandez (2016). Experimental and Numerical Study of the Environmental Loads on a FPSO, the Proc. of the International Society of Offshore and Polar Engineering Conference.

Tsuruya, H., Nakano, S. and Kato, H. (1985). Experimental study on wind driven current in a wind-wave tank – Effect of return flow on wind driven current, The Ocean Surface, pp 425-430.

Wu, J. and Tsanis, I.K. (1995). Numerical Study of Wind-Induced Water Currents, Journal of Hydraulic Engineering.

Wu, Jin (1975). Wind-induced drift currents, J. Fluid Mech. vol. 68, part 1, pp 49-70.

심해공학수조 소파시스템 성능검토 및 소파율 개선 방안 검토

정재상* · 윤성희* · 김윤호* · 송형도* · 김영식* · 김진하*
*선박해양플랜트연구소

Review of performance and improvement of Wave Absorber in Deep Ocean Engineering Basin

Jaesang Jung*, Sunghee Yun*, Yunho Kim*, Hyungdo Song*, Youngshik Kim*, Jinha Kim*

*Korea Research Institute of Ship & Ocean Engineering, KRISO, Daejon, Korea

KEY WORDS: Wave Absorber 소파기, Ocean Basin 해양수조, 2D Wave Flume 2D 수조, Model test 모형시험

ABSTRACT: Deep Ocean Engineering Basin(DOEB) will be equipped with a wave generator, wave absorber, current generator, and wind generator to reproduce various environments. It is essential to improve the performance of the wave absorber to generate accurately various environments. To achieve this, we compared wave absorber performance test results which are the conventional water line height case and the additional case. Model tests were performed in KRISO 2D Wave Flume. The measurement configuration was determined at three different location to analyze the wave reduction performance through separation of incident and reflection wave. From the obtained results, we proposed a performance estimation method to increase the efficiency of the wave absorber by analyzing the wave period and wave steepness.

1. 서 론

심해역에서 선박 및 해양플랜트에 대한 다양한 연구개발의 필요성이 지속적으로 요구됨에 따라, 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소(이하 KRISO)에서는 현재 세계최대규모의 해양공학수조시설인 심해해양공학수조(Deep Ocean Engingeering Basin, 이하 심해공학수조)를 구축중이다. 본 시설에는 조파기, 소파기, 조류발생장치, 바람발생장치, 수심조절장치 등이 복합환경재현장비가 구축될 예정이다. 이 중 고정밀 파도를 재현하기 위한 조파기와 더불어 소파기의 반사파 억제 능력이 매우 주요한 기능으로써 대부분 모형 수조에서 기본적인 연구가 수행되고 있다.

하윤진 외4인(2015)[1] 연구에서는 심해해양공학수조 소파기의 공극률 변화, 후면벽과 하부판 유무에 따른 파랑하중 및 소파효율에 대한 모형시험을 통해 정리하였으며, 김윤호 외 3인(2016)[2] 연구에서는 심해해양공학 수조 소파기의 성능을 엄밀한 입·반사파 분리를 통해 파악하고 부가장치를 고안 및 성능에 관한 모형시험을 수행하였다.

본 연구에서는 심해해양공학수조 운용측면에서의 소파기의 잠긴 깊이에 따른 소파효율을 파악하고, 소파기의 기본 설계안을 기준으로 추가적인 부가물을 부착하여 소파성능을 향상시킬 방안을 모형시험을 통해 분석하였다.

2. 실험 개요

2.1 심해공학수조 제원 및 고려 조건

심해공학수조 제원을 Table 1에 나타내었으며, 심해공학수조 조파기수조의 파 생성주기는 0.5 ~ 5.0초 사이의 주기를 가지고 최대 파고 1.0m의 파를 생성하도록 설계되었다. 따라서, KRISO에서 보유하고 있는 2차원 수조(2-D Wave Flume)에서 수심과 조파기 성능을 고려하여 실험 조건을 선정하였다.

Table 1 Specification of Wave Maker(DOEB)

Item	Value
L × B × H	85.0×34.0×15.0 m
Pit D × H	12.0×50.0 m
Wave Period	0.5 - 5.0 s
Max. Wave Height	1.0 m (Regular)

심해공학구조 소파기 효율적인 운영을 위하여 설계된 기준 높이는 소파판 하단면 기준으로부터 2239mm 이다. 수조 운영관점 및 조파성능을 고려하여 수심변화를 약 30cm로 가정하고 높이 변화에 따른 소파 효율을 분석 조건은 Table 2과 같이 선정하였다.

Table 2 Condition of Water Line Height

Water Height [mm]	Model [mm]	DOEB [mm]
+6	103.3	2377
+3	100.3	2308
0	97.3	2239
-6	91.3	2101

2.2 실험 모델 및 구성

본 모형시험의 대상모형은 심해공학수조를 위하여 당초 설계된 소파판을 대상으로 기존 하윤진 등 4인[1]이 사용한 모형으로 실선대비 1/23의 축척비로 제작되어 있다. 실험모형은 그림 Fig.1처럼 직경 8mm 구멍이 소파면적에 10%의 공극률을 가지고 있으며, 3개의 경사면으로 구성되어 있다.



Fig. 1 2D Experimental Model of DOEB Wave Absorber

수심변화 조건을 수행하기 위해 Fig.2 설계 기준라인에서 Table 2와 같이 조건을 표시하여 모형을 준비하였으며, 이에 따른 상부 구조물을 이용하여 높이를 변화하며 모형실험을 수행하였다. 부가물 변화실험을 위하여 Fig.2(우측상단) Coil Mat, Fig.2(좌측하단) Vertical Plate, Fig.2(우측하단) Brush 와 같이 모형을 구성하였다.

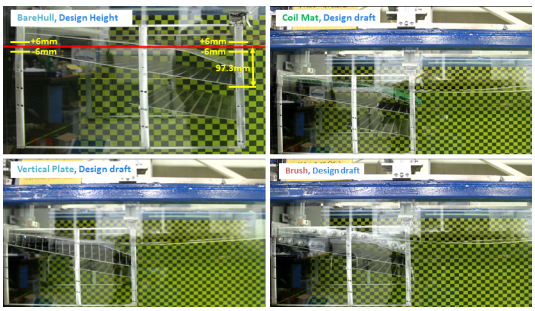


Fig. 2 2D Experimental Model BareHull & Additional Device

본 실험은 KRISO 2차원 수조(2-D wave flume)에서 수행되었으며, 주요제원은 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Specification of 2-D Wave Flume

Item	Value
L × B × H	40.0×0.6×0.8 m
Wave Period	0.5 ~ 2.4 s
Max. Current Vel.	0.5 m/s

설계된 소파기에 대해서 공극율과 하부판 유무, 후면벽 유무에 따른 성능 시험연구[1], 3개의 파고계를 이용한 엄밀한 입·반사 분리 방법[2]에 대한 선행 연구를 수행하였다[2]. 기존 연구의 실험구성을 바탕으로 2차원 수조 모형설치 구성을 Fig.3에 도식화하였다.

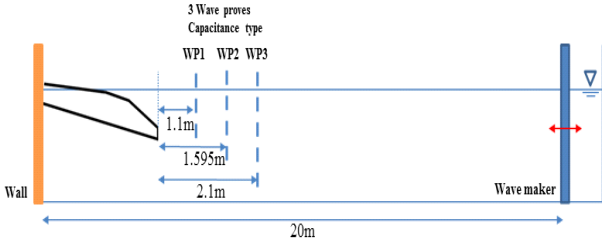


Fig. 3 Schematic View of 2D Model Test

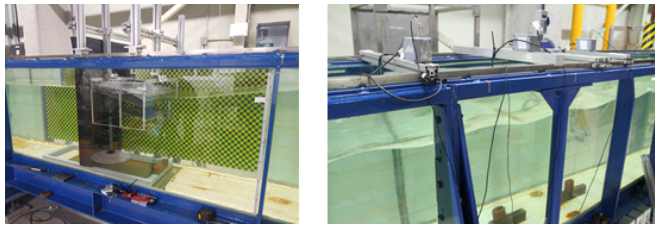


Fig. 4 Overall Views of 2D model tests

2.3 실험 조건

2차원 수조의 수심 0.6m를 기준으로 입사파 조건은 아래 Table 4와 같다.

파 기울기는 1/20, 1/50 두 가지로 나누어 총 8개의 입사파 조건으로 수심변화 CASE 4EA(+6mm,+3mm,0mm,-6mm)와 부가물 CASE 3EA(Coil Mat, Vertical Plate, Brush)에 성능시험을 수행하였다.

Table 4 Incident regular waves

ID	T [s]	T_{DOEB} [s]	H/λ
001	0.6	2.877	1/20
002	0.7	3.357	1/20
003	0.9	4.316	1/20
004	1.0	4.796	1/20
005	0.6	2.877	1/50
006	0.7	3.357	1/50
007	0.9	4.316	1/50
008	1.0	4.796	1/50

3. 입·반사 분리

기존 연구에서는 모든 입사파에 대해 파고계 위치를 고정시킨 후, 계측된 시계열을 최소자승법을 이용하여 입·반사파를 분리할 수 있는 '3 파고계 방법' [2]을 적용하였다.

$$a_i = \frac{1}{2}\left(\sqrt{P+Q}+\sqrt{P-Q}\right), a_r = \frac{1}{2}\left(\sqrt{P+Q}-\sqrt{P-Q}\right) \quad (1)$$

a_i : $\in cident\, wave\, amplitude$
a_r : $Reflected\, wave\, amplitude$

$$P = \frac{A_1^2 \sin[2(\Delta_3 - \Delta_2)] - A_2^2 \sin(2\Delta_3) + A_3^2 \sin(2\Delta_2)}{\sin[2(\Delta_3 - \Delta_2)] + \sin(2\Delta_2) - \sin(2\Delta_3)} \quad (2)$$

$$Q = \frac{1}{2}\sqrt{\left[\frac{A_1^2 + A_3^2 - 2P}{\cos(\Delta_3)}\right]^2 + \left[\frac{A_1^2 - A_3^2}{\sin(\Delta_3)}\right]^2} \quad (3)$$

여기서 A1, A2, A3는 각각 1, 2, 3번 파고계에서 계측된 파의 진폭을, △1, △2, △3는 각각 1, 2, 3번 파고계간 무차원화된 상대 거리를 의미한다. Fig.5은 입사파 ID101 조건에서 기존 소파기 기본설계안(이하 BareHull)에 대한 소파기 모형의 실험결과이다. 입사파가 처음 소파기에 도달한 후 정상상태의 3번 구간에서 3개의 파고계에 계측된 진폭을 해석구간으로 설정하였다.

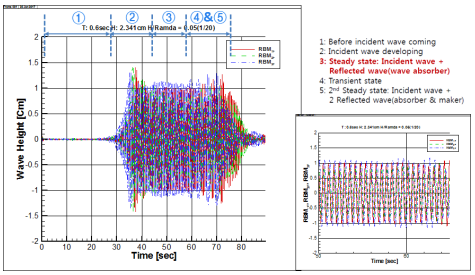


Fig. 5 Time series of the Bare Hull Case(T:0.6 H:2.341Cm H/λ:0.05) wave ID 101

4. 실험 결과

4.1 수심변화 실험

기존 소파기 기본설계안(이하 BareHull) 상태의 소파기의 설계된 수심과 수심변화에 따른 실험결과는 정리하였다. 파기울기 H/λ=0.05(1/20) 및 H/λ=0.01(1/50)에 해당하는 규칙파에 대한 실험결과는 Fig.6과 같다. 여기서, 가로축은 2차원수조 조파 주기, 세로축은 입사파 대비 반사파 비율을 백분율로 나타내었다. H/λ=0.05(1/20) 실험 결과 단주기에서는 수심별 차이가 확연히 들어나고, 장주기로 갈수록 반사파비율이 CASE별 약 5%이내의 차이를 보이고 있다. 심해공학수조 소파판 설계수심을 기준으로 각도가 변화하는 것을 알 수 있으며, 이러한 각도 변화가 수심별 결과에 영향에 지배적인 것을 알 수 있다. 설계된 수심보다 더 깊어지게 되면 작은 경사각의 수선면이 길어지는 효과에 의해 소파효율이 좋아지는 것을 알 수 있고, 수심이 낮아지게 되면 높은 경사각의 면적이 넓어지면서 소파효율이 나빠지는 것을 알 수 있다. 수심변화 Case +6mm와 -6mm 실험결과로 보아 수심을 낮추는 방향은 소파효율이 더 나쁜 것을 알 수 있으며, 이에 따라 -3mm 모형시험결과는 생략하였다. 이전 수심변화 조건의 선정 과정에서 기술한 바와 같이 수심을 더 증가하는 것은 조파성능과 수조운영측면에서 단점을 초래 할 수 있기 때문에 +6mm 이상은 모형시험을 수행하지 않았다.

파 기울기가 H/λ=0.01(1/50)에서는 단주기 일부분을 제외하고는 전반적으로 +6mm 경우가 전반적으로 소파효율이 좋은 것을 알 수 있다.

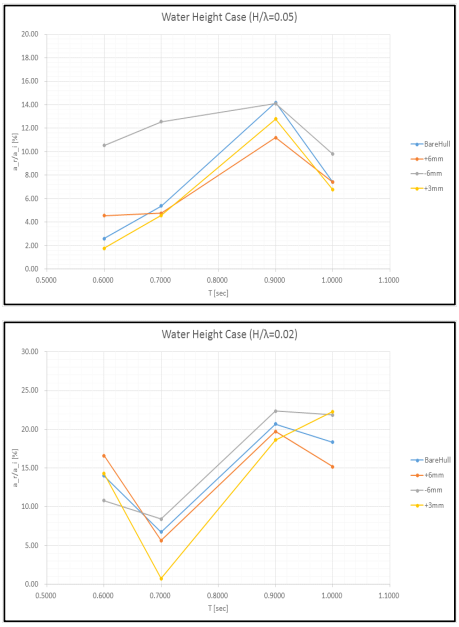


Fig. 6 Reflection Ratio with H/λ=0.05, H/λ=0.02 incident wave model Test(Water Height Condition)

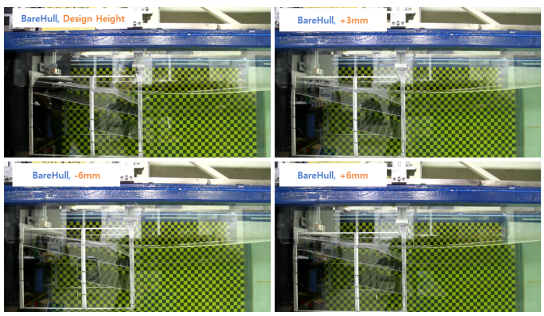


Fig. 7 Photo of water height case model Test

4.2 부가장치 실험

설계된 심해공학수조 소파기의 기본설계안의 제원을 변경하지 않고 비교적 설치가 용이한 부가물을 선정하여 소파효율의 비교 실험을 수행하였다. 첫 번째로 Coil Mat 재료를 소파기 상부경사면에 설치한 경우, 두 번째로 소파기 내부면에 Vertical Plate을 18개 균등간격으로 설치한 경우, 마지막으로 KRISO 2D Wave Flume에 사용되고 있는 소파재료인 롤러브러쉬(roller brush)를 모형 축적비를 고려하여 축소 설치한 경우를 실험 조건으로 하였다.

이에 대한 파 기울기 H/λ=0.05(1/20)에 해당하는 규칙파에 대한 실험결과는 Fig. 8와 같다. Coil Mat인 Case는 BareHull 대비 단주기에서는 10% 이상 반사파 비율이 크고, 장주기에서는 반사파 비율이 유사하다. Vertical Plate Case는 0.6초 주기를 제외한 장주기에서는 반사파 비율이 같거나 작은 것을 알 수 있다. Brush Case는 기존 Case와 달리 주기별 반사파비율

특성이 다른 것을 알 수 있으며 0.9초 주기를 제외하고는 BareHull의 소파효율보다 나쁜 것을 알 수 있다.

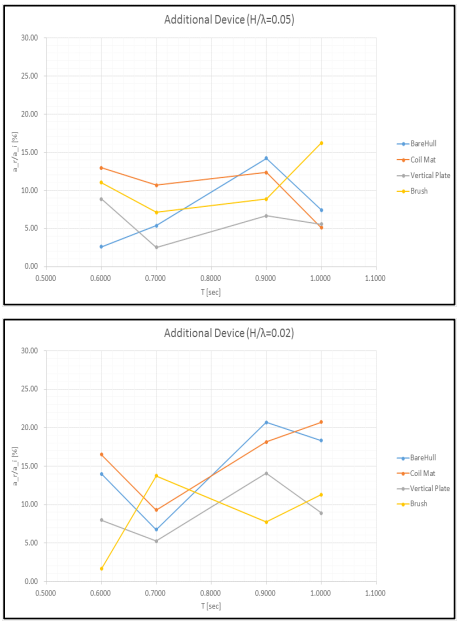


Fig. 8 Reflection Ratio with H/λ=0.05, H/λ=0.02 incident wave model Test(Additional Device Condition)

파 기울기 H/λ=0.02(1/50) 실험 결과를 보면 Coil Mat Case는 BareHull과 비슷한 반사파 비율을 보인다. Vertical Plate Case는 BareHull 대비 전 주기에서 반사파 비율이 적은 것을 알 수 있다. Brush Case는 기존 Case와 달리 주기별 반사파비율 특성이 다른 것을 알 수 있다.

실험결과들을 종합해서 볼 때에 Coil Mat Case는 기존 타공면의 소파성능의 차단효과로 BareHull과 비슷한 경향을 보이지만 소파효율은 나쁜 것을 알 수 있다. Vertical Plate 경우 타공면으로 흡수되는 Wave를 Vertical Plate가 반사되려는 유체의 흐름을 차단하여 파도 에너지를 감소시켜주는 역할을 하는 것을 알 수 있다. 이러한 이유로 Vertical Plate Case는 기존 BareHull 대비 우수한 소파효율을 가지는 것을 확인 할 수 있다. Brush Case 경우 소파판이 물과 만나는 경사각이 완전히 다르게 되어, Brush 상단에서 Wave Breaking현상이 많이 일어나 타공면의 소파특성과 전혀 다른 특성을 보인다. 이러한 실험결과로 토대로 기존 설계된 심해공학수조 소파기의 소파성능을 유지하면서도 더욱 효율을 개선하는 부가장치로 Vertical Plate 설치를 제안 할 수 있다.

5. 결 론

본 실험 연구는 기존 심해공학수조 소파기의 수심별 효율특성과 부가장치를 활용하여 소파효율을 높일 수 있는 방안에 대하여 제시하였다. 소파기의 엄밀한 성능분석을 위하여 실험을 통해 입·반사파를 분리하고, 반사율을 파 주기에 따라 분석하여 아래와 같은 결론을 도출하였다.

- 심해공학수조 소파기 Bare hull 0mm 기준 수심에 대한 실험 결과 운용최대주기에서는 반사율이 2 ~ 23%에 범위로 나타났다. 수심별 변화 Case를 분석한 결과 수심이 낮아지게 되면 소파판 경사면 각도가 큰 곳의 수선면 면적이 넓어져 소파효율이 나빠지는 것을 확인하였으며, 이와 반대로 수심이 깊어지면 소파효율이 다소 좋아지는 것을 알 수 있었다.
- 소파부가장치를 설치 후 실험한 결과 Coil Mat Case는 기존 타공면의 소파성능의 차단효과에 의해 일부 주기에서는 소파효율이 나빠지게 되고 주기별, 파기울기별 특성은 BareHull과 비슷한 경향을 보인다.
- Vertical Plate Case 실험 결과 상부 소파판 타공면으로 침투되는 물을 되돌아 가지 못하도록 하여 파에너지를 흡수하는 효과가 있는 것으로 보이며, BareHull Case 대비 소파효율이 높은 것을 알 수 있다.
- Brush Case 실험 결과 소파판 상부에 설치된 Brush가 Wave Breaking 현상에 의해 기존 타공판 소파효율과는 상이한 특성이 나타나는 것을 알 수 있다.

후 기

본 연구결과는 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소에서 수행한 기본연구사업 “심해공학수조 기초 운용기술 개발(PES9080)” 및 산업부 “심해해양공학수조 기반구축 사업(PNS2610)”의 연구 성과 중 일부임을 밝혀둔다.

참 고 문 헌

[1] 하윤진, 김남우, 남보우, 김진하, 성홍근, “심해공학수조 소파판에 작용하는 파랑하중 및 소파효율 특성에 관한 모형시험 연구”, 한국해양과학기술협의회 공동학술대회, 제 1권, 제 1호, pp. 302-305, 2015.

[2] 김윤호, 김영식, 윤성희, 하윤진, “심해공학수조 소파기 성능 2차원 모형시험 평가”, 선박해야기술, 제57호, pp.113-120, 2016.12

[3] 김현성, 최영명, 남보우, 김진하, 홍석원, “심해공학수조 수심조절장치의 2차원 수조 모형에 관한 실험연구”, 선박해양기술, 제 551호, pp. 1-8, 2014.

[4] 조일형, “수평형 타공판의 소파특성”, 해양공학회지 ,제14권 제4호, pp. 265~273, 2002.

포텐셜함수 기반 초공동 수중운동체 플레이닝 회피 제어 연구

김선홍* · 김낙완** · 김민재*** · 김종혁*** · 이건철***
*서울대학교 조선해양공학과
**국방과학연구소

Planing Avoidance Control for a Supercavitating Underwater Vehicle Based on Potential Functions

Seonhong Kim*, Nakwan Kim**, Minjae Kim**, Jonghoek Kim** and Kurnchul Lee**

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul national university, Seoul, Korea
*Research Institute of Marine Systems Engineering, Seoul national university, Seoul, Korea
**Agency for Defense Development, Changwon, Korea

KEY WORDS: Planing avoidance 플레이닝 회피, Supercavitating underwater vehicle 초공동 수중운동체, Potential function 포텐셜 함수, Envelope estimation 한계예측, Envelop protection 한계보호

ABSTRACT: *In this paper, we focus on planing avoidance control for a supercavitating underwater vehicle based on potential function method. Planing margin can be calculated by using relative position between cavity center and vehicle center at the end of the vehicle. The planing margin was transformed to limit variable such as pitch angle and yaw angle limit. To protect the vehicle attitude exceed the limit variable, potential function based planing envelope protection method was proposed. The planing envelope protection system overrides command from tracking controller and the vehicle attitudes converges to a desired angle in which the potential function was minimized. Numerical simulations were performed to analyse the physical feasibility and performed of proposed method. The results show that the proposed methods eliminate the planing and vehicle can follow tracking command.*

1. 서 론

초공동 수중운동체는 공동으로 운동체를 감싸 물과 접촉하는 면적을 없앰으로써 동일한 추력에서도 월등한 전진속도를 얻을 수 있다. 초공동 수중운동체의 경우 운동체의 몸체가 공동안으로 들어와 있어 유체력을 발생시키지 않고 전면부의 캐비테이터와 제어핀의 일부만 공동 밖으로 나와 물과 접촉하면서 제어력을 발생시킨다. 이 때 공동 내부에서 주행하는 운동체의 몸체가 공동 벽과 충돌하면 플레이닝이 발생하게 된다. 초공동 수중운동체는 일반인 수중운동체 이상의 빠른 속도(100m/s 이상)에서 운용하기 때문에 플레이닝에 의한 유체력의 크기가 매우 크다. 따라서 플레이닝이 발생한 상황에서 운동체를 제어하는 것은 제어로직 및 제어판 성능의 한계 때문에 수행하기 어렵다. 따라서 플레이닝의 발생을 사전에 차단하기 위한 플레이닝 회피 제어 연구가 필요하다.

최근 국내에서도 초공동 관련 기초연구가 국방과학연구소 주관으로 꾸준히 수행되고 있고 관련 논문도 다수 발표된 바 있다. (Ahn, et al., 2012; Kim & Lee, 2014; Kim & Kim, 2015a; 2015b). 초공동 수중운동체의 플레이닝 회피에 관한 연구도 국외에서 수행된 바 있다. Vanek (2008)에 의해 제안된 방법은 Receding-Horizon-Control기법을 사용하였고 플레이닝을 목적함수에 포함시켰다. 플레이닝이 일어나는 조건에 대한 metric을 구하여 플레이닝 회피 제어를 수행하는 연구 (Sanarria et al., 2014)도 수행된 바 있다.

본 연구에서는 초공동 수중운동체가 주행 중 플레이닝이 일어나지 않도록 운동체의 자세를 제한하는 플레이닝 회피 제어 알고리즘에 관한 연구를 수행하였다. 플레이닝 한계 예측은 공동과 운동체 사이의 상대위치를 통해 계산된 여유를 한계변수로 변환하여 수행하였고 한계 보호는 포텐셜 함수를 기반으로 명령을 제한하는 방식을 사용하였다. 제안된 플레이닝 회피 제어기법은 시뮬레이션을 통해 검증되었다.

2. 플레이닝 회피 제어기 설계

초공동 수중운동체의 플레이닝을 방지하기 위한 플레이닝 회피 제어 시스템 구조를 Fig.1에 나타내었다. 여기서 tracking controller는 운동체에 인가된 명령(z_d, y_d)을 추종하기 위한 제어 입력을 결정하는 제어기이다. 한계예측(planing envelope estimator)은 플레이닝이 발생하는 순간의 상태변수 값(한계변수; $\theta_{\lim}, \psi_{\lim}$)을 예측, 계산하여 한계보호(planing envelope protection) 시스템으로 전달한다. 한계보호 시스템에서는 tracking controller에 의해 결정된 제어 입력에 의한 운동체 자세 변화가 운동체 한계변수를 넘지 않도록 제어 입력(제어 명령)을 수정하는 역학을 수행한다. 이를 통해 수정된 제어 입력은

운동체 동역학 모델링에 전달되어 운동체의 상태변수를 계산하게 된다. 운동체 동역학 모델링은 Kim and Kim (2015)의 모델링 기법을 통해 수행되었다.

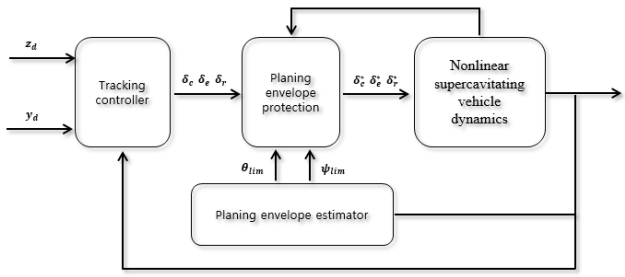
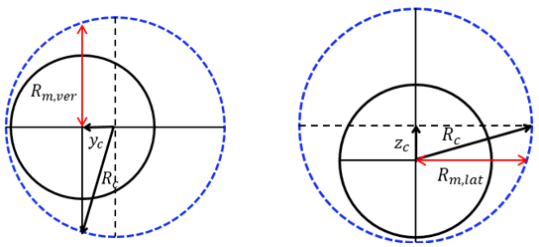


Fig. 1 Planing avoidance control system architecture for a supercavitating underwater vehicle

2.1 플레이닝 한계 예측

운동체의 자세변화가 플레이닝을 발생시키는지 여부를 판단하는 것이 플레이닝 한계 예측이다. 그렇기 위해서는 플레이닝 발생하는 순간의 운동체 상태변수를 계산하여 이를 한계변수로 정의해야 한다. 본 연구에서는 운동체 한계변수를 종방향/횡방향으로 나누어 계산하였다.



(a) 종축 회피한계 (b) 횡축 회피한계

Fig. 2 Planing margin according to the relative position between cavity and vehicle

Fig.2 (a)와 (b)는 각각 운동체와 공동의 상대위치에 따른 종/횡축 플레이닝 회피한계를 나타낸다. 플레이닝은 주로 운동체 후미에서 발생하며 이 때 공동의 중심과 운동체의 중심은 일치하지 않는다. 본 연구에서는 공동 중심과 운동체의 상대위치 및 공동의 크기를 계산하여 종/횡축방향 플레이닝 여유(R_m)를 계산하고 이를 식 (1), (2)를 통해 종/횡축 한계변수로 나타내었다.

$$\theta_{\lim} = \sin^{-1}\left(\frac{R_{m,ver}}{\sqrt{L_t^2+R_v^2}}\right) - \cos^{-1}\left(\frac{L_t}{\sqrt{L_t^2+R_v^2}}\right) \quad (1)$$

$$\psi_{\lim} = \sin^{-1}\left(\frac{R_{m,lat}}{\sqrt{L_t^2+R_v^2}}\right) - \cos^{-1}\left(\frac{L_t}{\sqrt{L_t^2+R_v^2}}\right) \quad (2)$$

여기서, L_t는 무게중심에서 운동체 후미까지의 거리이고 R_v는 운동체 반지름이다. 공동의 크기가 작을수록, 운동체와 공동의 상대위치가 멀수록 플레이닝의 여유는 감소하게 된다.

2.2 플레이닝 한계보호

플레이닝 한계변수가 결정되면 플레이닝 한계보호를 통해 운동체의 자세가 한계변수를 넘지 않도록 해야 한다. 본 연구에서는 항공기에 적용된 포텐셜 함수기반 비행영역보호(Flight envelope protection) 알고리즘을 초공동 수중운동체에 적용하였다(Sun et al., 2017). 포텐셜 함수 기반 명령 제한 기법은 식 (3)과 같은 포텐셜 함수를 정의하여 운동체의 자세명령을 제어한다.

$$U(\theta(t)) = U_{at}(\theta(t)) + U_{rep}(\theta(t)) \quad (3)$$

여기서, U_{at}는 인력성분으로 한계변수가 기존의 제어명령을 추종하는 명령을 생성한다. U_{rep}은 척력성분으로 운동체 자세가 한계변수를 넘지 않도록 하는 명령을 생성한다. 운동체가 종방향 운동만 한다고 가정하면 운동체의 폐루프 시스템은 식 (4)-(6)과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{\theta}(t) = q(t), \theta(0) = \theta_0 \quad (4)$$

$$\dot{q}(t) = f_q(x) + g_q(x)u(t), q(0) = q_0 \quad (5)$$

$$u(t) = k_p e(t) + k_I \int_0^t e(\tau)d\tau, \quad (6)$$

식 (5)에 의해 결정된 PI제어기의 종동요각속도 명령이 운동체 종동요각 정상상태 오차를 0으로 만드는 제어기라고 가정한다. 제어기는 PI제어기가 아닌 다른 제어기를 사용하도 무방하다. 종동요 각속도 명령(q_{cmd})는 기존 tracking controller 명령(q_r)과 한계보호 시스템 명령(q_{FEP})으로 나눌 수 있다.

$$q_{cmd}(t) = q_r(t) + q_{FEP}(t) \quad (7)$$

한계보호 시스템은 운동체의 종동요각이 한계보호 유발점(θ_t)을 넘는 순간, $\theta(t) \geq \theta_t$, 에만 작동한다. 이를 이용하여 식 (3)의 포텐셜 함수를 다시 표현하면 다음과 같다.

$$U_{at}(\theta(t)) = \zeta(\theta_{\lim} - \theta(t)) \quad (8)$$

$$U_{rep}(\theta(t)) = \begin{cases} 0 & \text{if } \theta \leq \theta_t \\ \frac{1}{2}(\theta(t)-\theta_t)^2 & \text{if } \theta > \theta_t \end{cases}$$

포텐셜 함수를 통해 결정된 종동요각속도 명령은 정상상태에서 포텐셜 함수의 값을 최소화시키는 값으로 수렴하게 된다. 이 수렴값을 계산하기 위해 gradient descent method를 적용하면 식 (9), (10)과 같다.

$$\nabla U(\theta(t)) = \nabla U_{at}(\theta(t)) + \nabla U_{rep}(\theta(t)) \quad (9)$$
$$= \begin{cases} -\zeta & \text{if } \theta \leq \theta_t \\ -\zeta + (\theta(t)-\theta_t) & \text{if } \theta > \theta_t \end{cases}$$

$$\dot{\theta}(t) = \beta(t)\nabla U(\theta(t)) \quad (10)$$

Gradient descent method에 의해 발생된 식 (10)의 명령은 종동요각속도와 같은 차원이다. 따라서 $q_{cmd} = \beta(t) \nabla U(\theta(t))$ 라 하면 식 (7)은 식 (11) 같이 표현할 수 있다.

$$q_{cmd}(t) = q_r(t) + q_{FEP}(t) = \begin{cases} -\beta(t)\zeta & \text{if } \theta \le \theta_t \\ -\beta(t)\zeta + \beta(t)(\theta(t) - \theta_t) & \text{if } \theta > \theta_t \end{cases} \quad (11)$$

여기서 종동요각이 유발점보다 작은 경우의 종동교각속도 명령 은 tracking controller 명령과 같다. $(-\beta(t)\zeta = q_r(t))$. 정상상태에서는 포텐셜함수는 최소값으로 수렴하고 운동체의 종동요각속도 및 종동요각속도 명령은 0이 되고,

$$q_r(t) + \beta(t)(\theta(t) - \theta_t) = 0 \quad (12)$$

이 때 운동체가 정상상태에서 수렴하는 종동요각을 목표 종동요각 (θ_d)로 정의하면 식 (13)과 같은 결과를 얻는다.

$$\beta(t) = -\frac{q_r(t)}{\theta_d - \theta_t} \quad (13)$$

이를 식 (11)에 대입하면 운동체의 종동요각 명령을 결정할 수 있다. 최종 포텐셜 함수는 식 (14)와 같이 표현되며 이를 Fig. 3에 나타내었다.

$$U(\theta(t)) = \begin{cases} (\theta_d - \theta_t)(\theta_{\lim} - \theta(t)) & \text{if } \theta \le \theta_t \\ (\theta_d - \theta_t)(\theta_{\lim} - \theta(t)) + \frac{1}{2}(\theta(t) - \theta_t)^2 & \text{if } \theta > \theta_t \end{cases} \quad (12)$$

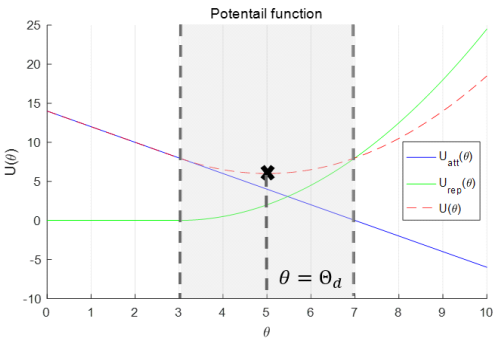


Fig. 3 Potential function for planing avoidance control

3. 수치 시뮬레이션

제안된 초공동 수중운동체의 플레이닝 회피 제어 알고리즘을 검증하기 위해서 수치 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 4 와 Fig. 5는 tracking controller의 종동요각속도 명령(q_r)을 5초를 기준으로 $q_r = \pm 0.1 rad/s$로 주었을 때 각각 종동요각(θ)과 종동요각속도 명령(q_{cmd})을 보여준다. 유발점과 목표 종동요각이 각각 4° 와 5° 이다. 종동요각이 유발점에 도달하기 전에는 종동요각 명령을 추종하여 증가하지만 유발점을 지나는 순간부터 포텐션 함수의 척력성분이 작용하여 종동요각 명령(q_{cmd})이 줄어들면서 종동요각을 목표종동요각(θ_d)으로 수렴시키는 것을 확인할 수 있다.

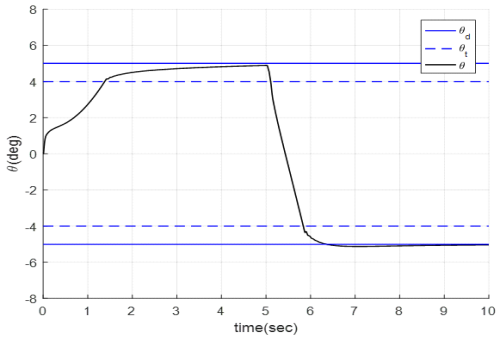


Fig. 4 Pitch angle response with planing avoidance control

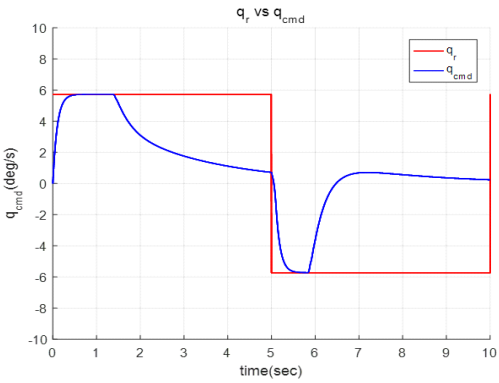


Fig. 5 Comparison of q_r and q_{cmd}

초공동 수중운동체가 수중주행할 때에는 공동 벽면과 운동체 후미와의 거리에 따라 수시로 변하기 때문에 종동요각 한계변수 역시 상수가 아닌 변하는 값을 가지게 된다. 따라서 유발점과 목표 종동요각도 종동요각 한계변수에 따라서 실시간으로 변하는 값을 가지게 된다. Fig. 5 - Fig. 7은 심도 변경 주행을 하는 초공동 수중운동체의 플레이닝 회피 시뮬레이션 결과를 보여준다. Fig. 6은 운동체 종동요각 제한과 목표 종동요각, 유발점 및 운동체 종동요각을 보여준다. 이 때 목표 종동요각과 유발점은 한계종동요각과 각각 0.5°, 2° 차이가 나게 설정하였다. 심도 명령은 20m에서 시작해 5초, 10초, 15에서 각각 5m씩 변화를 주었다. 심도를 변경하기 위해서는 운동체의 종동요각을 변화시켜야 한다. 이 때 운동체의 종동요각이 한계예측에서 계산된 종동요각 한계변수값$(\theta_{\lim})$을 넘지 않도록 한계보호 시스템이 작동된다. Fig. 7은 위에서부터 차례대로 x축방향 이동거리, 심도, 종동요각을 Fig. 8은 전진속도, 상하동요속도, 종동요각속도를 보여준다.

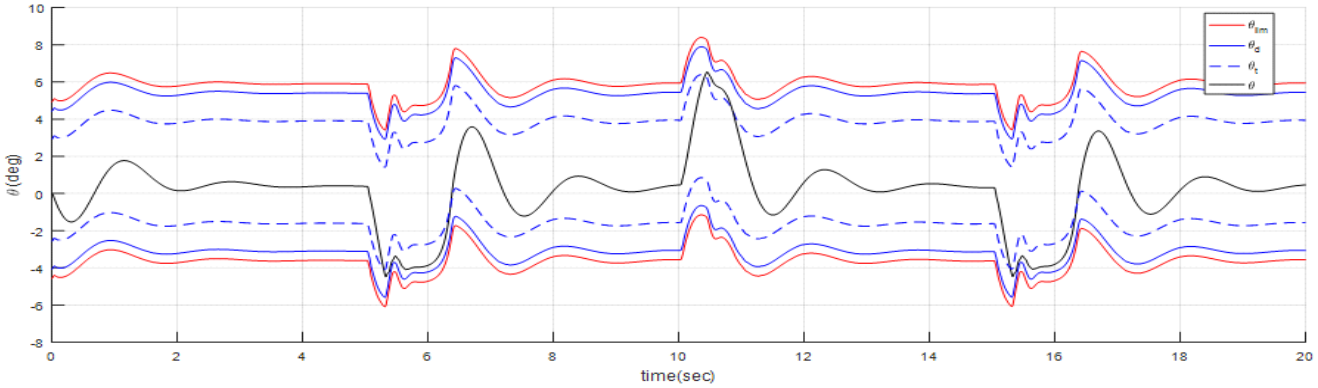


Fig. 6 Pitch limit, desired pitch angle, trigger point and vehicle pitch angle with planing avoidance control

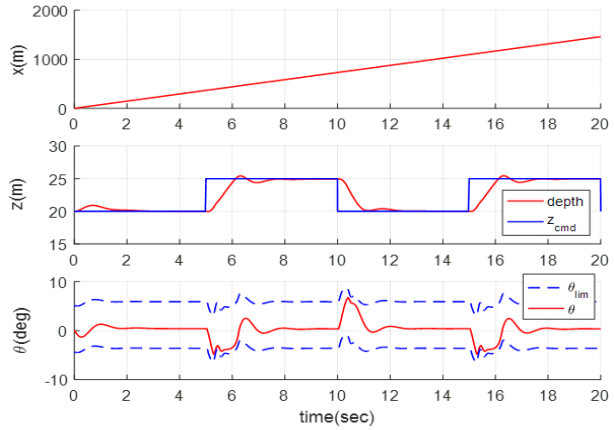


Fig. 7 Distance, depth, pitch angle response of depth tracking supercavitating underwater vehicle

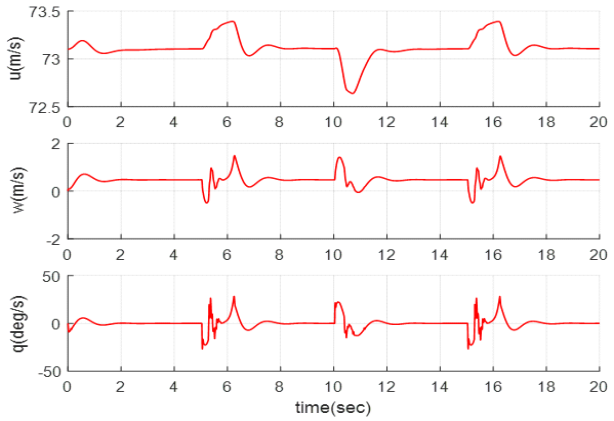


Fig. 8 Forward/heave velocity, pitch rate response of depth tracking supercavitating underwater vehicle

5. 결 론

본 논문에서는 초공동 수중운동체의 플레이닝 회피 제어에 관한 연구를 수행하기 위하여 포텐셜함수 기반 플레이닝 회피 알고리즘을 적용하였다. 제안된 기법을 통해 플레이닝 회피 및 명령 추종 성능을 동시에 만족함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 민군협력진흥원 민군기술협력센터(위탁과제명 :받음각 변화 및 분사에 따른 공동 유지 및 제어 연구, 과제번호 14-BR-EN-32)의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

Ahn, B.K. Lee, T.K. Kim, H.T. & Lee, C.S., (2012), "Experimental Investigation of Supercavitating Flows" International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 4(2), pp.123-131.

Kim, H.T. & Lee, H.B., (2014) "A Numerical Analysis of Gravity and Free Surface Effects on a Two-Dimensional supercavitating Flow". Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 51(5), pp.435-449.

Kim, S., & Kim, N. (2015a). "Integrated dynamics modeling for supercavitating vehicle systems", International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 7(2),

Kim, S., & Kim, N. (2015b). "Neural network-based adaptive control for a supercavitating vehicle in transition phase", Journal of Marine Science and Technology, 20(3), 454-466.346-363.

Sanabria, D.E., Balas, G. J., & Arndt, R. E. (2014) "Planing avoidance control for supercavitating vehicles", In 2014 American Control Conference, pp. 4979-4984. IEEE.

Sun, D., Li, X., Jafarnejadsani, H., & Hovakimyan, N. (2017). "A flight envelope protection method based on potential functions", In AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference, Grapevine, TX, USA.

Vanek, B. (2008) "Control Methods for High-Speed Supercavitating Vehicles", Ph.D. dissertation, University of Minnesota.

Focusing wave를 이용한 쇄파생성의 수치해석 연구

하윤진* · 남보우* · 김경환* · 홍사영* · 이영길**
*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소
**인하대학교 조선해양공학과

A Numerical Simulation about Generation of the Breaking Wave by the Focusing Wave

Yoon-Jin Ha*, Bo-Woo Nam*, Kyong-Hwan Kim*, Sa Young Hong* and Young-Gill Lee**

*Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, KRISO, Daejon, Kore
**Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: CFD (Computational Fluid Dynamics) 전산유체역학, Wave maker velocity 조파기 속도, Morphing method 격자변형방법, Focusing wave 집중파, Breaking wave 쇄파

ABSTRACT: *A numerical simulations are carried out to generate about the breaking waves by focusing waves. To increase generation accuracy of breaking waves, the numerical simulations about the grid dependency and the aspect ratio of grid are performed. Also, the various numerical codes are compared with various numerical schemes. In this study, the wave shapes by the numerical simulations and the wave heights are compared with the existing model test results. From the numerical simulation results, various results could be used as one of the fundamental data to generate breaking waves.*

1. 서 론

해양구조물의 경우 해상에서 운용되기 때문에 바람, 조류, 파도등에 의한 환경하중을 견뎌낼 수 있어야한다. 특히, 해상에서는 파도에 의한 하중이 해양구조물에 가장 큰 하중을 발생시키기 때문에 파도에 의한 하중을 설계 시에 반영하여야 한다. 그리고 쇄파와 같은 극한파는 국부적 손상을 야기하고 전체 구조물의 붕괴로 이어진다 (홍기용과 신승호, 2007). 일반적으로 해상에서의 파도들은 쇄파형태로 나타나며, 이 중 plunging 타입의 파도들은 보다 강한 충격력을 발생시킬 수 있다. 따라서 plunging 타입의 파도에 의한 충격 하중 예측이 중요하며, 이를 위하여서 파도 생성에 관한 연구가 먼저 수행되어야 한다. 최근 컴퓨터의 발달로 이러한 plunging 타입 파도 생성에 관한 연구들이 진행되어 지고 있으나, 대부분 규칙파 생성을 통하여 경사진 면에서의 천수효과로 발생되는 plunging 타입 파도에 대한 연구들이 주를 이루고 있다. Chen et al.(1999)는 VOF (Volume Of Fluid) 방법을 이용하여 경사진 면에서의 plunging 타입 파도를 2차원으로 계산하였으며, Hino et al.(1984)는 격자법으로 Monaghan (1994)은 입자법으로 Chen et al.(1999)의 연구에서와 같은 경사진 면에서의 plunging 타입 파도를 생성하였다. Ghosh et al.(2007)의 경우에는 경사진 면에서 plunging wave를 모형시험으로 구현하고 이를 수치계산으로 모사한 뒤에 파도특성에 관한 연구를 진행하였다. 앞서 언급한 것과 같이, plunging 타입의 파도들은 대부분 경사진 면에서 생성하는 방법을 이용하고 있으며, 이는 심해에서 운용하는 해양구조물에는 적용이 어려울 수 있다. 따라서 본 연구에서는 경사진 면이 아닌 일정 수심을 가지는 조건에서 focusing wave 생성 방법으로 2차원계산을 이용하여 plunging 타입의 파도를 생성하였다. 또한 대류항과 시간 이산화방법을 변경하여 그 영향 또한 확인하여보았다.

2. 수치계산 조건 및 방법

본 연구에서는 최근 수치계산 연구에 많이 이용되어지는 STAR-CCM+ 11.06을 이용하여 수치계산을 수행하였으며, 일부 계산에 대하여서는 남보우 등 (2010)의 수치계산기법을 이용하였다. Table 1은 본 연구 수행을 위하여 사용한 수치계산 기법들에 대한 개략적인 설명을 보여준다. 본 연구에서는 plunging 타입의 쇄파를 생성해야하므로, x-방향과 z-방향의 가로세로 비를 1로 고정하여 수치계산을 수행하였다. 또한 격자는 약 60만개 정도로 수치계산을 수행하였다.

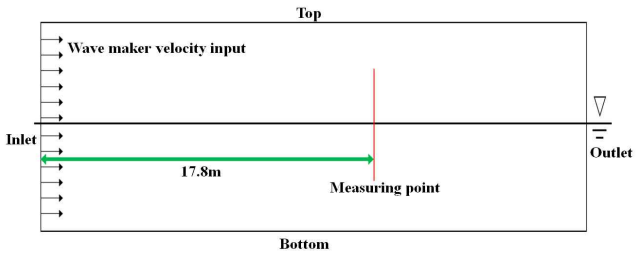


Fig. 1 Wave generation method

또한 본 연구에서는 다양한 이산화 방법, 시간간격에 따른 쇄파 형상과 파고 시계열을 비교하기 위하여 대류항과 시간 이산화 방법을 바꿔가며 수치계산을 수행하였다. 수치계산 방법으로는 focusing wave를 이용한 쇄파생성을 위하여 Fig. 1와 같이 모형시험에서 조파기의 움직임을 계측하고, 이를 시간 미분한 뒤 조파기 속도를 유입경계조건에 대입하였다.

Table 1 Numerical schemes about various numerical codes

Numerical shemes		STAR-CCM+ 11.06	Nam et al. (2010)
Number of grids		abt. 0.6 millions	
Discretization scheme		FVM (Finite Volume Method)	
Pressure and velocity field		SIMPLE	SIMPLE
Time step		dt = 0.002sec	adjustable (courant number=0.1)
Sub-iterations		10	10
Grid type		Trimmer mesh	Cartesian grid
Numerical schemes	Convection	3rd order Upwind (MUSCL)	2nd order Hybrid
		2nd order Upwind	
		1st order Upwind	
	Temporal	2nd order Euler implicit	1st order Euler implicit
		1st order Euler implicit	
	Turbulence model	-	-

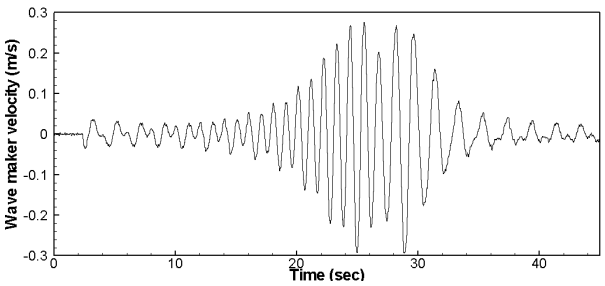


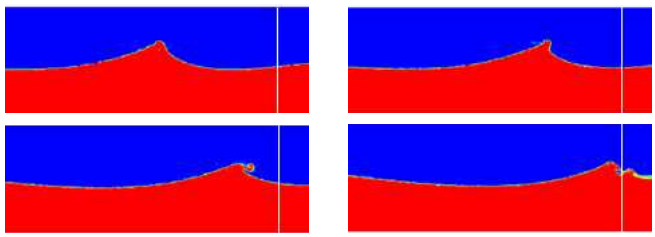
Fig. 2 Velocity of wave maker

본 연구에서 이용한 조파기 속도 유입방법은 실제 조파기의 움직임을 모사할 수 있는 morphing 또는 deforming 방법을 이용하는 것 보다 상대적으로 수치계산 시간을 줄일 수 있다는 장점이 있다. 또한 본 연구에서는 상대적으로 긴 시간이 소요될 수 있지만 실제 유입경계조건을 벽면조건으로하여 격자를 직접 움직여 조파기를 구현하는 방법을에 대한 연구를 추가로 수행하였다. Fig. 2는 본 수치계산에 이용된 조파기의 시간에 따른 속도이며, 앞서 언급한 것과 마찬가지로 조파기의 움직임을 시간 미분한 수치이다.

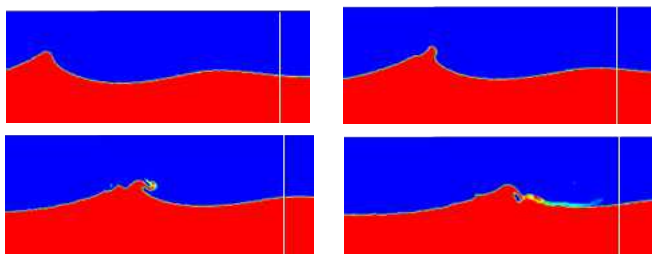
3. 수치해석결과

3.1 유입경계조건 비교

본 연구에서는 유입경계조건에 조파기 속도를 대입시키는 방법과 유입경계조건을 벽면조건으로하여 실제 격자를 움직여 조파기를 구현하는 방법으로 수치계산을 수행하였다. Fig. 3은 조파기 속도 대입방법과 격자 morphing에 따른 파형을 비교한 그림이며, 그림 안에 막대기는 쇄파 발생이 되는 목표 위치이다.



(a) Wave maker velocity input



(b) Mesh morphing

Fig. 3 Wave shapes accordance with wave generation methods (Convection = 3rd order, Temporal = 1st order)

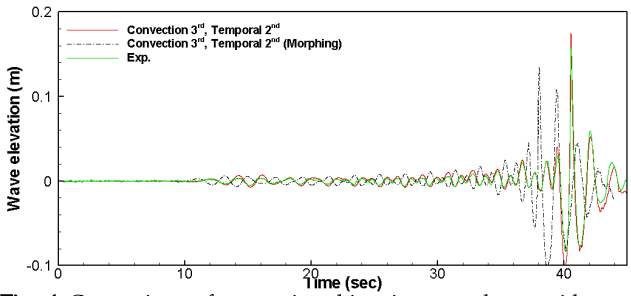


Fig. 4 Comparison of wave time histories accordance with wave generation methods wave (Convection = 3rd order, Temporal = 1st order)

Fig. 3을 보면, 격자 morphing 방법이 조파기 속도 대입방법에 비하여 조기에 쇄파가 발생하게 되며, 실제로 Fig. 4에서 보면 조파기 속도 대입방법이 모형시험결과와 비교하였을 때 상대적으로 파도 중첩이 잘 이뤄짐을 확인할 수 있다. 그러나 Fig. 3에서 보면, 쇄파가 발생되는 파도 형상이 Fig. 5의 모형시험에서의 관측된 쇄파 형상과 차이가 있는 것을 확인할 수 있다.

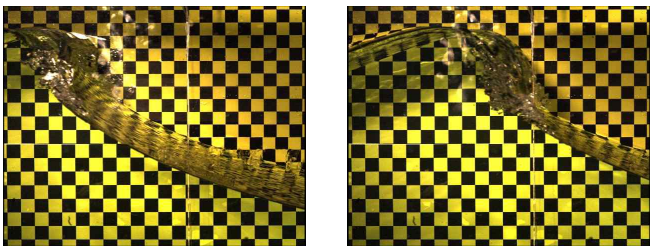
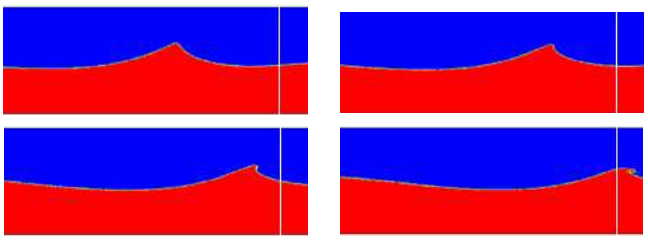


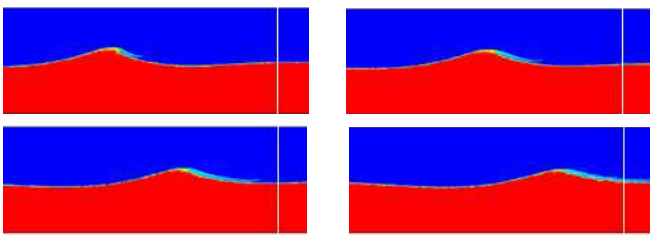
Fig. 5 Plunging type wave shapes in model test

3.2 대류항과 시간 이산화, 시간간격에 따른 영향

쇄파 형상은 다양한 이산화 방법에 따라 차이를 보일 수 있기 때문에, 대류항과 시간 이산화 방법을 변화시켜 보았다. 이때 수치계산은 목표위치에서 쇄파가 발생되어야 하기 때문에 조파기 속도를 대입시키는 방법으로 수행하였다.



(a) Convection 1st, Temporal 2nd



(b) Convection 3rd, Temporal 1st

Fig. 6 Wave shapes accordance with convection and temporal schemes

Fig. 6은 대류항과 시간 이산화 방법에 따른 쇄파 형상이다. Fig. 6(a)와 같이, 대류항을 저차로 이산화하는 경우에는 Fig. 3(a)과는 다르게 상대적으로 날카로운 형상을 보인다.

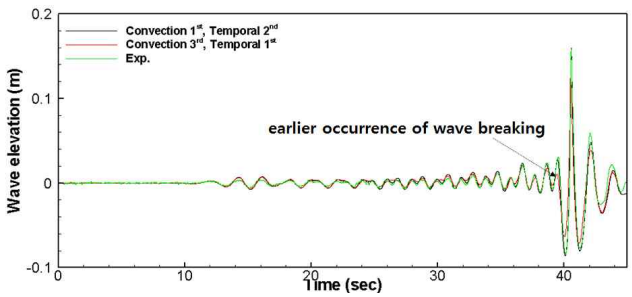
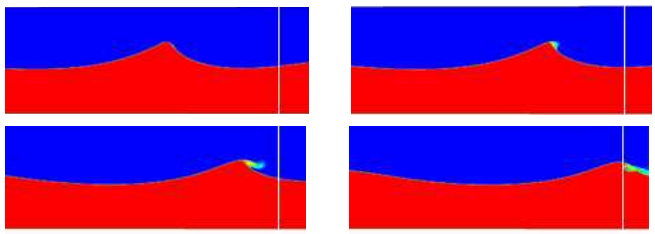
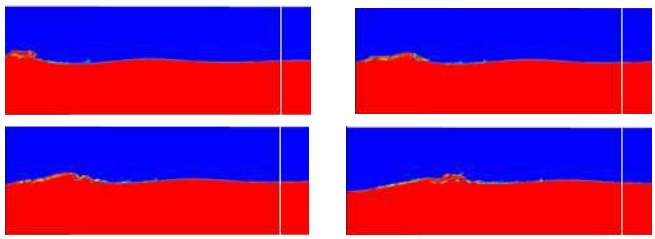


Fig. 7 Comparison of wave time histories accordance with convection and temporal schemes

그러나 쇄파가 발생되지 않고 쇄파 목표 위치를 지나가는 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 6(b)를 보면, 저차로 시간을 이산화하는 경우에 상대적으로 쇄파가 조기에 일어나며, VOF의 확산이 크게 발생되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 7은 대류항과 시간 이산화 방법에 따른 파고 시계열을 모형시험에서의 파고 시계열과 비교한 그림이다. Fig. 7을 보면, 모형시험결과와 수치계산결과들을 비교하였을 때, 저차의 시간 이산화로 수치계산을 수행할 경우 일정 시간 뒤에 조기 쇄파가 발생됨을 확인할 수 있다. 저차의 대류항 계산의 경우 파고 시계열을 보았을 때, 어느 정도 모형시험결과와 가깝게 시뮬레이션이 된 것으로 보이지만 실제로는 Fig. 6(a)와 같이 쇄파가 발생되지 않고 목표 위치를 지나간다. 따라서 쇄파를 수치계산으로 구현할 경우에는 파고 시계열 뿐 아니라 실제 생성된 파도의 형상을 동시에 확인하여야 한다. 또한 이러한 파도의 수치계산은 유입경계에서의 속도가 가장 중요하기 때문에 대류항과 시간 이산화에 민감함을 확인할 수 있다.



(a) Convection 1st, Temporal 2nd, dt=0.002sec



(b) Convection 1st, Temporal 2nd, dt=0.001sec

Fig. 8 Wave shapes accordance with time steps (Number of grids ≒ 2.4 millions)

Fig. 8은 격자를 움직이는 morphing 계산이 상대적으로 쇄파가 조기에 발생되기 때문에, Fig. 6(a)와 같은 조건에서 격자 morphing 계산을 수행한 그림이다. 이때에는 Fig. 4에서와 같이 격자 morphing 방법은 파도 중첩이 잘 이뤄지지 않기 때문에 격자를 보다 조밀하게 생성하였으며, 시간간격에 따른 영향을 함께 고려하여 보았다. Fig. 8(a)을 보면, 목표위치에서 쇄파가 발생되는 것을 확인할 수 있지만 상대적으로 고차의 시간 이산화를 수행하였음에도 불구하고 VOF의 확산이 발생되는 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 8(b)에서와 같이 시간간격을 감소시켰을 경우에는 쇄파가 조기에 발생되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 9를 보면, Fig. 4와는 다르게 조밀한 격자에서 수치계산을 수행할 경우 격자 morphing 방법도 어느 정도 파도의 중첩이 잘 이뤄짐을 확인할 수 있다.

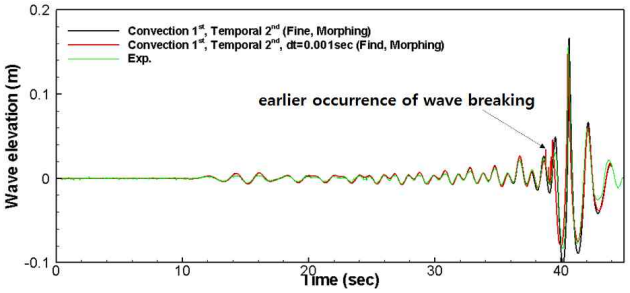
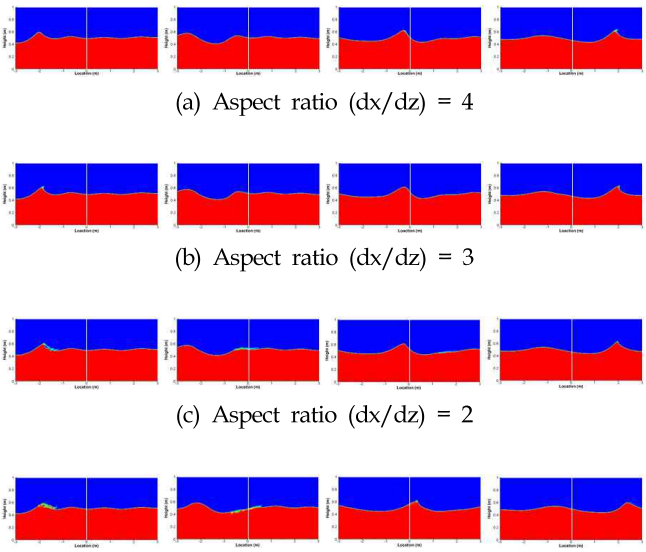


Fig. 9 Comparison of wave time histories accordance with time steps

그리고 Fig. 9에서는 시간간격 감소에 의하여 쇄파가 조기발생함을 확인할 수 있다. 또한 시간간격을 감소시키지 않은 경우의 수치계산결과는 모형시험결과와 파고 시계열이 유사하지만, 실제로는 Fig. 8(a)와 같이 VOF의 확산이 발생하였다.



(a) Aspect ratio (dx/dz) = 4

(b) Aspect ratio (dx/dz) = 3

(c) Aspect ratio (dx/dz) = 2

(d) Aspect ratio (dx/dz) = 1

Fig. 10 Wave shapes accordance with aspect ratios of grids

이러한 focusing wave를 이용한 쇄파와 관련된 수치계산은 다양한 이산화 방법, 시간간격에 상당히 민감하며 그리고 격자를 움직이는 morphing 계산에서와 같이 격자수에도 상당히 민감하다. 실제로 이러한 계산은 격자의 가로세로 비에 따라서도 상당히 민감할 수 있다. Fig. 10은 남보우 등 (2010)에서의 수치계산기법을 이용하여 격자의 가로세로 비에 따른 파도 형상을 비교한 그림이다. 가로세로 비에 따라 쇄파가 발생되지 않는 경우가 존재하며 또한 조기에 쇄파가 발생되는 현상을 확인할 수 있다. 그리고 조기 발생된 쇄파로 인하여 실제 원하고자 하는 쇄파가 목표 위치를 지나가 뒤에서 발생되는 것을 확인할 수 있다. 따라서 쇄파와 관련된 수치계산은 격자와 다양한 이산화 방법 그리고 시간간격에 따라 상대적으로 민감한 것을 확인할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 focusing wave를 이용한 쇄파생서의 수치해석적인 연구를 수행하였다. 격자 morphing 방법은 조파기 속도를 대입시키는 방법에 비하여 조기에 쇄파를 발생시킬 수 있다. 또한 저차의 대류항 계산은 파도의 형태가 적절해 보이지만 실제로 쇄파의 목표 위치를 지나갈 수 있으며, VOF의 확산을 일으킬 수 있으며, 이와 마찬가지로 저차의 시간 이산화와 작은 시간간격 또한 VOF의 확산과 조기 쇄파를 일으킬 수 있다. 쇄파를 생성하기 위하여서 파도의 생성방법에 따라 요구되는 격자수가 달라지며, 실제로 격자의 가로세로 비 또한 중요한 요소이다. 따라서 본 연구에서와 같은 쇄파발생을 위하여서는 파고 시계열뿐 아니라 동시에 쇄파 형상을 비교하며 다양한 요소들에 대하여 검토되어야 한다.

후 기

본 연구는 "SHI-KRISO 해양공학수조 활용 해양설계엔지니어링 공동연구(PIS8680)"와 "해양플랜트 구조안정성평가 체계구축을 위한 구조설계엔지니어링 기반 기술 연구(PES9050)"의 연구성과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

홍기용, 신승호 (2007). "경사진 실린더에 작용하는 플런징 쇄파 충격력의 불안정성 고찰", 한국해양환경공학회지, 제10권, 제4호, pp 187-192.

남보우, 홍사영, 김용환 (2010). "하이브리드 기법을 이용한 고정된 해양구조물에 작용하는 파랑하중에 관한 수치 시뮬레이션", 한국해양공학회지, 제 24권, 제6호, pp 16-22.

Chen, G., Kharif, C., Zaleski, S., Li, J. (1999). "Two-dimensional Navier-Stokes Simulation of Breaking Waves", Physics of Fluids, Vol. 11, No. 1, pp 121-133.

Ghosh, S., Reins, G. Koo, B, Wang, Z. Yang, J, Stern, F. (2007). "Plunging Wave Breaking : EFD and CFD", Proc. International Conference on Violent Flows, Fukuoka, Japan.

Hino, T., Miyata, H., Kajitani, H., Kanai, M. (1984). "A Numerical Solution Method for Nonlinear Shallow Water Waves (second report)", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol. 154, pp 29-39.

Monaghan, J.J. (1994). "Simulating Free Surface Flows with SPH", Journal of Computational Physics, Vol. 110.

선수트림 조건에서 FPSO의 견인특성에 관한 실험적 연구

박승현* · 이승재* · 이성욱*
*한국해양대학교 조선해양시스템공학부

An Experimental study on the towing characteristics of FPSO under the trim by bow

Seung Hyeon Park*, Seung Jae Lee*, and Sung-Wook Lee*
Div. of Naval Architecture and Ocean Systems Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Korea

KEY WORDS: Towing stability 예인안정성, Towline 예인 삭, Model test 모형시험, Trim by bow 선수트림, bridle 브라이들, Slewing motion 선회 운동

ABSTRACT: In this study, towing characteristics of the towed FPSO is investigated with experiments carried out at circular water channel(CWC) in Korea Maritime and Ocean University. Towing stability is affected by various parameters such as length of towline, tow speed, tow point, and trim condition, etc. The effect of trim condition is studied by comparing results of trim by bow and even keel conditions. It revealed that the motion of FPSO was found to be lager in the trim by bow condition than even keel condition. In order to investigate towing characteristics under trim condition, the effect of variables on towing stability such as the length of towline, bridle towline and tow speed is studied. The results are qualitatively validated by comparison with previous study.

1. 서 론

최근 심해 해양자원 개발이 증가하면서 FPSO(Floating Production Storage Offloading, 부유식 생산 저장 하역설비)와 같은 해양 구조물의 예인작업이 점차 증가하고 있다. 예인방법은 크게 선미 예인, 접현 예인, 압항 예인으로 분류되며, 동력이 없는 FPSO의 경우 설치 해역까지 예인 삭을 설치하여 부유체를 예인하는 선미 예인 방법을 사용한다. 선미 예인은 예인선이 예인 삭을 사용하여 예인하기 때문에 예인선이 원하는 방향으로 부유체가 예인되는 것이 중요하다. 잘못 설계된 예인작업은 FPSO의 평면 운동을 야기하여 해상사고로 이어질 수 있다. 또한, 예인 삭의 과도한 장력으로 인해 예인선의 불필요한 추력 소모가 발생할 수 있다. 따라서 예인 작업에 앞서 예인 안정성에 대한 충분한 선행 검토가 매우 중요하다.

예인 안정성에 대한 선행 검토 연구는 크게 세 가지로 분류된다. 첫째, 모형 시험을 수행하는 실험적 연구, 둘째, 예인 안정성 판별식 및 조종 운동 수학모델을 이용한 이론적 연구, 셋째, CFD를 이용한 연구이다. 모형시험의 경우 실제 예인 조건과 유사하게 모사하여 결과를 직관적으로 관찰할 수 있는 장점이 있지만, 계측할 수 있는 물리량이 제한적이다. 이론적 연구는 부유체의 유체력 특성을 계산하여 비교적 간단히 예인 안정성 평가를 할 수 있는 장점이 있다. 유체력 계수를 추정하는데 구속모형시험 또는 회귀식이 사용되지만 회귀식의 경우 데이터베이스를 벗어나는 조건의 경우 신뢰도가 작은 단점이 있다. CFD를 이용하는 경우 실험에서 계측하기 어려운 물리량을 계산할 수 있기 때문에 실험적 연구 방법이 갖는 한계를 보완 할 수 있다. 하지만, 실험적 연구 결과와 검증과정이 필수적이므로 CFD의 연구가 아직 미흡한 실정이다. 따라서 현재까지도 예인 안정성을 예측하기 위해 이론적 연구와 CFD를 이용하지만, 모형시험 기법이 필수적으로 활용되고 있다.

예인 안정성에 대한 기존 연구로는 Latorre(1998)는 모형선과 실선의 축척비에 따른 효과(Scale effect)로 인해 실선보다 모형선의 저항이 과도하게 발생하여 실제보다 더 안정적으로 평가됨을 지적하였다. Bernitsas and Kekridis (1985)는 예인되는 부유체의 운동방정식의 특성방정식을 이용하여 예인 안정성 판별식을 제안하였다. Yasukawa et al(2006)는 두 바지선에 대해 예인 안정성 모형시험을 수행하여, 조종운동방정식을 이용한 예인 시뮬레이션 수행 결과와 비교 연구를 수행하였다. Nam et al (2014)는 두 척의 예인선이 예인 작업 시 운송 바지선의 견인 특성에 대해 실험적으로 연구하고 수치 계산을 사용하여 검증하고 보완하였다. Kwon et al (2014)은 초기 설계 단계에서 CFD를 활용하여 단일 스케그와 이중 스케그의 영향에 대해 연구하였으며, 이를 모형실험과 비교하였다.

본 연구에서는 견인되는 FPSO의 견인 특성을 파악하기 위해 등흘수 조건과 선수트림 조건에서 모형시험을 수행하였다. 또한, 예인 안정성에 영향을 주는 변수 중 예인 삭 길이, 예인속도, 예인되는 지점 변화가 견인특성에 미치는 영향을 파악하기 위해 선수트림 조건에서 모형선의 운동과 예인 삭의 장력을 계측하는 실험을 수행하였다.

2. 실험 방법 및 조건

2.1 실험 모델 및 장치

본 연구는 한국해양대학교에 위치하고 있는 회류수조에서 수행되었으며, 관측부의 폭은 1.8m, 깊이 1.2m, 길이는 4.0m이다. 실험에 사용되는 유속을 섹션 별로 측정하여 흐름의 균일성을 확보하였다.

Fig. 1은 실험장비와 모형선의 전반적인 배치를 나타내며, 실험에 사용된 모형선은 한국해양대학교에서 본 연구를 위해 목재 재질로 자체 제작하였다. 축척비는 1/100이며, 모형선의 주요제원은 Table. 1과 같다. 모형선의 길이는 1.2m, 폭 0.23m, 깊이 0.11m, 흘수 0.054m이며, 모형선의 관성반경은 관성모멘트 측정장비를 사용하여 선수동요(Yaw) 관성반경(k_{zz})을 배 길이의 약 26%가 되도록 무게 추를 배치하였다.

모형선의 수평면 운동을 측정하기 위해 모형선의 무게중심과 선수, 선미에 반사 마커(Reflective marker)를 부착하였고, 비 접촉식 3차원 운동 변위계(3-D displacement meter)를 사용하였다. 또한 예인 삭에 작용하는 장력을 계측하기 위해 장력계를 사용하였으며, 예인 삭은 자체적인 강성을 고려하지 않기 위해 비탄성 재질의 폴리에틸렌 합사 줄을 사용하였다.

도르래 시스템(Pulley system)은 예인선이 예인되는 부유체의 운동에 따라 전후운동(Surge)을 구현하기 위해 설치하였으며 이때 도르래 시스템에 무게 추의 상하 변위는 예인 삭 길이의 5% 미만으로 유지되도록 설정하였다.

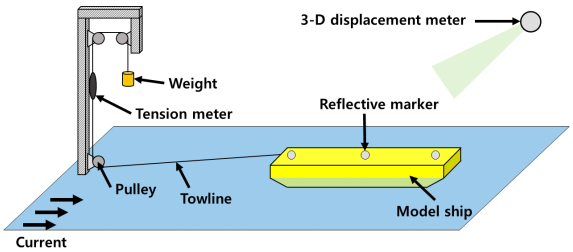


Fig. 1 Schematic design of the towing system experimental apparatus.

Table. 1 Dimension and mass properties of model ship.

Description	Magnitude
Length $[m]$	1.2
Breadth $[m]$	0.23
Depth $[m]$	0.11
Draught $[m]$	0.054
Displacement $[kgf]$	14.34
Vertical COG (KG) $[m]$	0.01945
Mass radius of gyration (k_{xx}) $[m]$	0.07359
Mass radius of gyration (k_{yy}) $[m]$	0.29943
Mass radius of gyration (k_{zz}) $[m]$	0.31784

2.2 실험 조건

본 연구에서는 회류수조에서의 유입 유속을 예인속도로 가정하였으며, 사용 된 유속은 0.257m/s, 0.360m/s, 0.463m/s 로 실선으로 환산했을 때 5knots, 7knots, 9knots에 해당한다. 실험의 예인속도와 프루드 수는 Table 2와 같다.

선수트림 조건은 등흘수 조건에서 선수부에 0.5kg의 무게 추를 추가하여 선수흘수와 선미흘수 차가 1cm 가 되도록 하였으며, 이때 트림각도는 약 0.5° 이다.

예인 삭 길이는 모형선 길이(L)를 기준으로 1.0L, 1.5L, 그리고 2.0L로 변화시켜 예인 삭 길이 변화에 대한 영향을 파악하였다. 예인되는 지점의 영향을 파악하기 위해 예인 삭의 길이가 모형선 길이의 1.5L 의 경우로 한정하여 무게중심으로 예인되는 지점까지의 거리(x_T)가 0.6m, 0.75m, 0.9m 가 되도록 브라이들(Bridle) 예인 삭을 이용하였다. Fig.2는 예인되는 지점 변화를 주기 위한 브라이들 예인 삭의 배치를 나타낸다. 상세 실험 조건은 Table 3에 명시하였다.

예인되는 FPSO의 안정성을 판단하기 위해 초기 교란을 주는 방법으로는 모형선의 폭의 약 2배만큼 옆으로 이동시켰다. 이때 불안정 현상(Transient)이 지난 후 안정된 구간(Steady)에서 600sec 동안 측정을 수행하였다. 실험의 재현성을 확인하기 위해 모든 실험 경우는 5회 반복 실험을 수행하였으며, 이를 좌우동요 평균제곱근을 계산하여 비교하여 오차 10% 내의 결과가 나타남을 확인하였다.

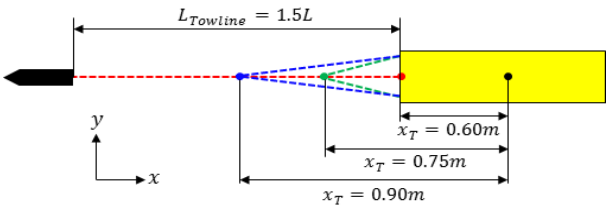


Fig. 2 Schematic design of bridle towline for tow point movement.

Table. 2 Towing speed and froude number

Scale factor(λ)	Towing speeds		Froude number
	Model scale $[m/s]$	Full scale $[knots]$	
100	0.257	5	0.075
	0.360	7	0.105
	0.463	9	0.135

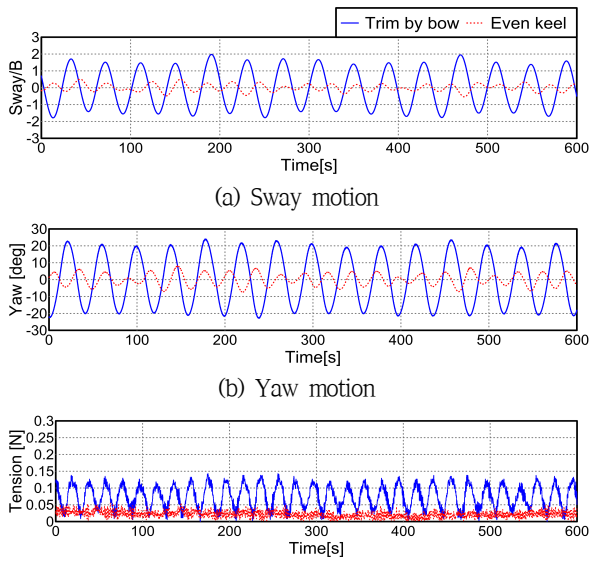
Table. 3 Experimental conditions and main parameters for trim by bow and even keel condition

Case	Parameter		
	Length of towline $[m]$	Tow speed $[m/s]$	Towed point (x_T) $[m]$
Case1	1.0L	0.257	0.60
Case2		0.360	
Case3		0.463	
Case4	1.5L	0.257	0.60
Case5			0.75
Case6			0.90
Case7	1.5L	0.360	0.60
Case8			0.75
Case9			0.90
Case10	1.5L	0.463	0.60
Case11			0.75
Case12			0.90
Case13	2.0L	0.257	0.60
Case14		0.360	
Case15		0.463	

3. 결과 및 분석

3.1 선수트림 조건

Fig. 3은 선수트림 조건과 등흘수 조건에서 예인 삭 길이는 1.5L, 예인속도는 0.257m/s로 수행된 좌우 동요운동, 선수 동요운동, 예인 삭의 장력의 결과를 나타낸다. 등흘수 조건에서의 좌우 동요운동 진폭은 측정된 시간동안 최대 모형선의 폭에 약 0.5배, 선수 동요운동의 최대 진폭은 약 8.07° 정도로 나타난 반면 선수트림 조건에서는 좌우 동요운동 최대 진폭이 모형선 폭의 약 2배, 선수동요의 최대진폭은 약 24° 로 나타났다.



(a) Sway motion

(b) Yaw motion

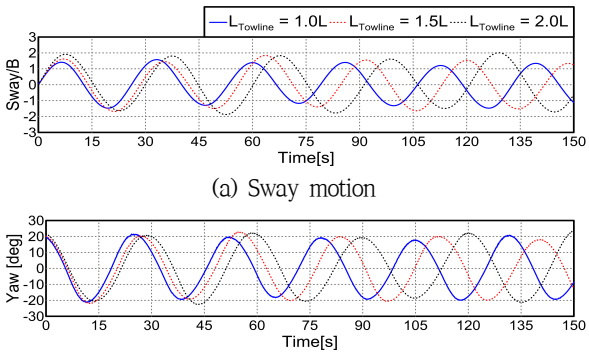
(c) Tension of towline

Fig. 3 Comparison of motion response and tension on trim by bow and even keel condition. ($L_{towline} = 1.5L$, $V = 5knots$)

이는 예인 안정성 측면에서 선수트림 조건이 등흘수 조건에 비해 운동의 진폭이 크고 주기성이 두드러지는 운동이 나타남에 따라 안정구간과 불안정 구간의 경계(Marginal stable)에 위치함을 알 수 있다.(Latorre, 1988) 이는 동일한 예인속도에서 선수트림 조건이 등흘수 조건에 비해 예인저항 감소와 모형선의 종 단면적이 선수부 비대형으로 되어 침로안정성 감소에 기인한 것으로 판단된다. 또한 등흘수 조건에 비하여 선수 트림 조건에서 예인되는 모형선의 선수 동요운동 각이 비교적 커짐에 따라 예인 삭의 장력이 증가하였다. 이는 예인되는 부유체의 진행방향과 예인선의 예인 방향이 다르기 때문에 예인선의 불필요한 추력 소모가 발생함을 의미한다.

3.2 예인삭 길이와 예인 속도의 영향

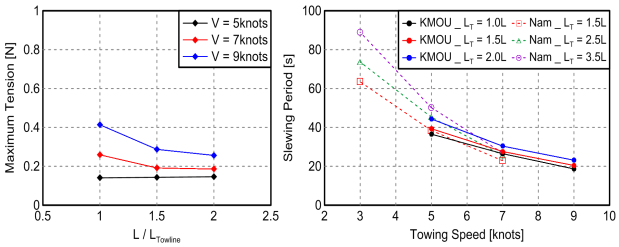
Fig. 4는 선수 트림 조건에서 예인 삭 길이 변화에 따른 시계열을 나타낸 것이다. 600sec의 측정시간 중 모형선의 무게중심이 예인선 중심선과 일직선상에 위치할 때를 시작으로 150sec 동안의 결과를 나타냈다. 예인 삭의 길이가 길어짐에 따라 예인되는 모형선의 선회 운동(Slewing motion)의 주기가 길어짐을 확인하였다. 또한, 좌우동요 운동의 최대진폭은 예인 삭의 길이가 1.0L일 때 모형선 폭의 1.58배, 1.5L일 때 1.84배, 그리고 2.0L일 때는 2.11배로 증가하였다. 반면 선수 동요운동의 최대각도는



(a) Sway motion

(b) Yaw motion

Fig. 4 Comparison of motion response with different length of towline. ($V = 7knots$, trim by bow)



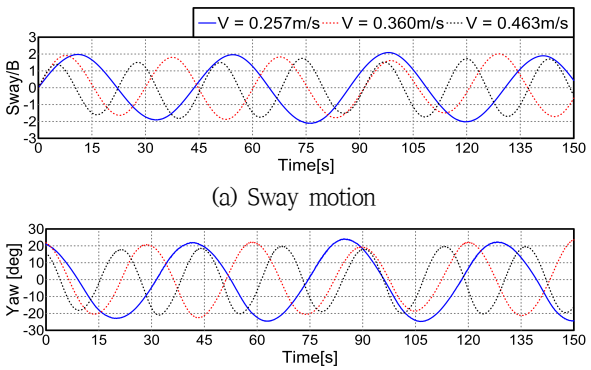
(a) $L/L_T vs\ Tension_{\max}$ (b) $V\ vs\ Slewing\ period$

Fig. 5 Comparison of maximum tension and slewing period with different length of towline and tow speeds.

약 22° ~ 24° 로 예인 삭의 길이가 길어질수록 증가하였으나, 그 영향이 미미함을 알 수 있다.

Fig. 5(a)는 선수트림 조건에서 예인 삭 길이, 예인속도 변화에 따른 예인 삭의 최대 장력 값을 나타낸다. 예인 삭의 길이가 길수록 예인속도 0.360m/s, 0.463m/s 두 경우에서 최대 장력이 감소하는 경향을 보였다. 또한 예인속도가 0.463m/s 인 경우, 0.360m/s 에 비해 예인 삭 길이에 따른 최대장력 감소폭이 크게 나타났다. 반면 예인속도가 0.257m/s 의 경우에서는 예인 삭 길이 변화에 따른 최대장력 변화폭이 크지 않았다. 따라서 예인속도가 0.360m/s, 0.460m/s 경우, 예인 삭 길이가 길수록 예인선의 추력 손실 관점에서 유리하다. 그러나 예인속도가 0.257m/s인 경우, 예인 삭 길이의 영향을 크게 받지 않을 수도 있기 때문에, 초기 설계단계에서 예인속도에 따른 적절한 예인 삭 길이를 선정해야 한다.

Fig. 5(b)는 본 연구의 실험 결과를 객관적으로 검증하기 위해 Nam et al. (2014)의 예인속도와 예인 삭 길이에 따른 선회운동(Slewing motion) 주기와 비교하였다. 실험환경이나 모형선의 형상, 예인선의 수 등 몇몇 변수의 차이로 인하여 결과가 다르다. 하지만 예인속도가 증가함에 따라 선회 운동(Slewing motion)의 주기가 짧아지는 점과 예인 삭의 길이가 길어질수록 주기가 길어지는 예인 특성은 본 연구의 실험결과와 정성적으로 유사함을 나타낸다. Fig. 6은 예인속도의 변화에 따른 150sec 동안의 시계열을 나타낸 것이다. Fig. 5(b)의 결과와 동일하게 예인 속도가 증가함에 따라 좌우 동요운동과 선수 동요운동의 주기가 짧아졌고 운동의 크기가 감소하였다. 이는 예인안정성 측면에서 예인속도가 높을수록 예인선의 진행방향을 부선이 잘 따름을 의미하지만, Fig.5(a)의 결과와 같이 예인속도가 높을수록 더 큰 추력이 필요하기 때문에 적절한 예인속도를 선정해야 한다.



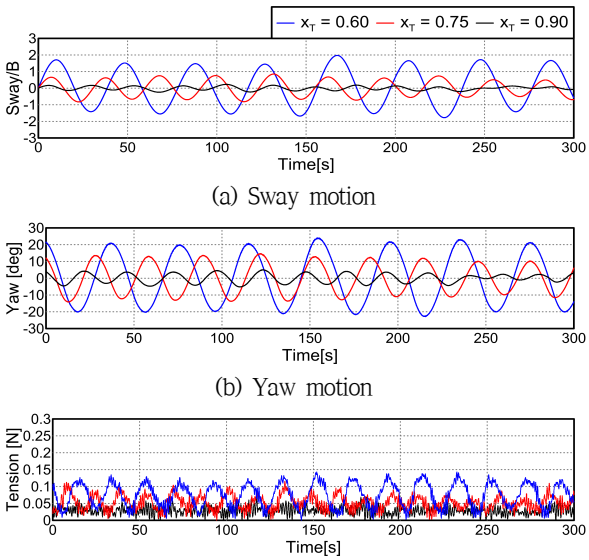
(a) Sway motion

(b) Yaw motion

Fig. 6 Comparison of motion response with different tow speeds ($L_{towline} = 2.0L$, trim by bow)

3.3 예인되는 지점의 영향

Fig. 7은 선수트림 상태에서 브라이들 예인 삭을 사용하여, 예인되는 모형선의 무게중심으로부터 예인되는 지점까지의 거리



(a) Sway motion

(b) Yaw motion

(c) Tension of towline

Fig. 7 Comparison of motion response and tension with different tow points ($L_{towline} = 1.5L$, $V = 0.257m/s$)

(x_T)변화에 따른 좌우 동요운동, 선수동요운동, 예인 삭의 장력 계측 값을 나타낸 것이다. 600sec의 측정시간 중 모형선의 무게중심이 예인선 중심선과 일직선상에 위치할 때를 시작으로 300sec 동안의 결과를 나타냈다.

무게중심으로부터 예인되는 지점까지 거리(x_T)가 멀어질수록 선회 운동(Slewing motion)의 주기가 짧아졌다. 또한 좌우 동요운동의 최대 진폭은 예인되는 지점(x_T)이 0.60m일 때 모형선 폭의 약 1.97배, 0.75m 일 때 0.85배, 0.90m일 때 0.23배로 감소하였고, 선수 동요운동은 각각 24.02° , 14.71° , 5.05° 로 감소하였다. 예인 삭에 작용하는 최대 장력은 모형선의 선회 운동(Slewing motion)이 감소함에 따라 예인되는 지점(x_T)이 0.60m일 때 0.14N, 0.75m일 때 0.11N, 0.90m일 때 0.07N으로 감소하였다.

예인되는 지점(x_T)이 클수록 좌우 동요운동, 선수 동요운동, 예인 삭의 장력이 감소함에 따라 브라이들 예인 삭의 사용이 예인 안정성 향상에 큰 도움이 될 것으로 예상된다.

따라서 브라이들 예인 삭의 사용이 예인되는 지점(x_T)을 길게 할수록 예인안정성에 큰 도움이 될 것으로 예상된다.

4. 결 론

본 연구는 등흘수 조건과 선수트림 조건에서 견인되는 FPSO의 견인특성에 대해 모형실험을 수행하였다. 등흘수 조건에 비해 선수트림 조건에서 좌우 동요와 선수 동요 운동 응답이 증가하고, 예인 삭에 작용하는 장력이 증가함에 따라 예인 안정성 관점에서 안정과 불안정구간의 경계에 위치함을 확인하였다.

선수트림조건에서 예인안정성에 영향을 주는 변수인 예인 삭의 길이와 예인속도, FPSO의 무게중심으로부터 예인되는 지점까지의 거리에 따른 영향을 분석하였다.

예인 삭 길이가 증가하고 예인속도가 감소할수록 선회 운동(Slewing motion)의 주기가 길어지고 운동응답의 크게 나타는 반면 예인 삭에 작용하는 장력은 감소하였다. 따라서 예인속도가 증가할수록 예인 삭 길이에 따른 장력 변화 폭이 크게 나타났고초기 설계단계에서 예인속도에 따른 적절한 예인 삭의 길이를 선정해야함을 알 수 있다.

FPSO의 무게중심으로부터 예인되는 지점까지 거리가 길수록 좌우 동요, 선수 동요운동, 예인 삭의 장력이 감소하였다. 그러므로 선수트림조건에서 브라이들(Bridle) 예인 삭의 사용이 예인안정성 향상에 도움이 되는 것을 알 수 있었다.

본 연구의 결과를 선행연구와 비교하여 정성적으로 일치함을 확인하였으나 추가적인 실험과 수치해석을 통한 비교 연구 및 검증을 수행할 예정이다.

참 고 문 헌

Bernitsas, M.M., and Kekridis, N.S. (1985). “Simulation and stability of ship towing”, International Shipbuilding Progress, 32(369), 112-123.

Kwon, C.S., Kwon, O.J., Lee, S.W., and Kim, H.T. (2014). “Prediction on Course Stability of Towed Offshore Structures by Computational Fluid Dynamics” Proceeding of Twenty-fourth International Ocean and Polar Engineering Conference, Busan, pp 478-485

Latorre, R. (1988). “Scale effect in towed barge course stability tests.” Ocean Engineering, 15(4), 305-317.

Nam, B.W., Hong, S.Y., Choi, Y.M., Park, I.B., and Lee, D.Y. (2014). “A Study on Towing Characteristics of a Transportation Barge during Multi-tug Operation.” In The Twenty-fourth International Ocean and Polar Engineering Conference.

Yasukawa, H., Hirata, N., Nakamura, N., and Matsumoto, Y. (2006). “Simulations of slewing motion of a towed ship.” Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, 4, 137-146.

절단계류선 설계 시 유전알고리즘 적용의 효용성 연구

김윤호・조석규・김병완・정현우(선박해양플랜트연구소)

A Study on the Usefulness of the Genetic Algorithm in the Design of Truncated Mooring Lines

Yun-Ho Kim, Seok-Kyu Cho, Byoung-Wan Kim and Hyun-Woo Jung(KRISO))

In this paper, truncated mooring lines for model tests in various ocean engineering basins are designed with the static similarity. The finite element method based on minimizing of the potential energy is used in order to describe the static statements of mooring lines. The total restoring force induced by mooring lines and tensions at each line are the objective functions for determining the suitable experimental mooring lines. The static offset tests are simulated with variations on the weights in the water, axial stiffnesses, mooring line lengths and mooring line radii. In order to figure out the most similar truncated mooring lines, a simple genetic algorithm is adopted and the usefulness of this method is identified in terms of the computational time.

KEY WORDS: Usefulness 효용성, Truncated Mooring Lines 절단계류선, Genetic Algorithm 유전 알고리즘, Static Similarity 정적 상사성, Finite Element Method 유한요소법

사각형 해양구조물에 발생하는 Green water 현상의 유동 특성 및 압력분포에 관한 실험적 연구

이강남* · 정광효*
*부산대학교 조선해양공학과

An Experimental Study for the Flow Kinematics of Green Water and Pressure Distributions on a Rectangular Structure

Gang-Nam Lee* and Kwang-Hyo Jung*
*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Green water 청수현상, FPSO 부유식 원유생산저장하역설비, Particle Image Velocimetry 입자영상유속측정법, Multi-phase flow 다상 유동장, Wave impact 파랑 충격하중

ABSTRACT: *In this study, a series of experiments were performed to investigate the flow kinematics of green water and pressure distributions on a rectangular structure. The experiments were conducted in 2-D wave flume using a simplified model of BW Pioneer FPSO operating in the Gulf of Mexico and its 100-year return period wave condition. The velocity distributions of multi-phase flow due to green water phenomena was obtained with PIV and BIV techniques. The flow kinematics and hydrodynamic characteristics of green water phenomena were analysed with PDF analysis.*

1. 서 론

해양환경에서 장시간 운영되는 선박 및 해양구조물의 설계에 있어 파랑 충격하중은 고려되어야 할 필수요소 중 하나이다. 그 중 파랑에 의해 물이 갑판 위로 넘어와 선박 및 구조물에 충격을 주는 Green water 현상은 극한 해양환경에서 빈번하게 발생하며, 이로 인한 많은 피해사례가 보고되고 있다(Faulkner, 2001).

이러한 Green water 현상을 이해하기 위한 많은 연구가 진행되고 있다. 실험적 연구는 크게 청수현상의 발생 확률 및 가능성 판단(Soarse and Pascoal, 2005), 갑판 위 유동특성 분석(Greco, 2001; Buchner and Voogt, 2000; Lee et al., 2016), 그리고 청수현상으로 인한 하중예측(Faltinsen et al., 2002) 등 크게 세 가지의 관점으로 분류된다. 최근에는 전산기술 및 CFD 시뮬레이션 기법의 발달에 따라 BEM(Boundary element method), FVM(Finite volume method), MPS(Moving particle method) 등의 수치기법을 이용한 Green water 현상의 하중 및 유동특성에 대한 연구들이 주를 이루고 있다(Nielsen and Mayer, 2004; Shibata and Koshizuka, 2007).

본 연구에서는 고정식 사각형 해양구조물과 100년 주기 설계 파랑조건 중 상위 1/3, 1/10, 1/100 평균의 파고를 가지는 규칙파의 상호 간섭으로 인해 발생하는 Green water 현상을 실험적으로 구현하고, PIV(Particle image velocimetry) 기법 및 BIV (Bubble image velocimetry)기법을 이용하여 파고에 따른 Green water 현상의 발생과정 및 구조물 주변의 다상 유동장 특성, 그리고 구조물에 작용하는 압력특성에 대한 연구를 수행하였다.

2. 실험조건 및 기법

2.1 실험조건

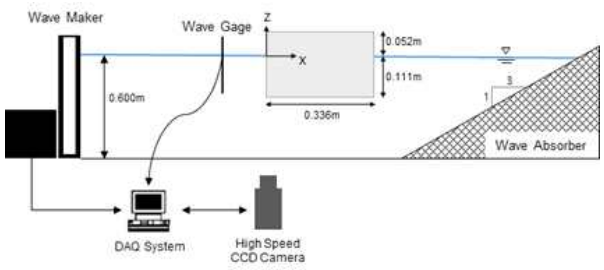


Fig. 1 Experimental setup for model test in 2-D wave tank

Green water 현상을 구형하기 위한 모형실험은 2차원 조파수조에서 수행되었으며, 이 수조는 Piston type 조파기 및 반대편에는 소파장치가 설치되어 있다(Fig. 1). 실험에 사용된 구조물은 Gulf of Mexico에서 운영 중인 BW Pioneer FPSO와 100년 빈도 주기의 유의파고 및 파 주기를 1:125의 비로 상사하여 그 크기를 결정하였으며, 이보다 더 큰 Wave steepness를 가지는 상위

1/10과 1/100 평균의 파고를 실험파고로 선정하였다. 실험 중 수조 내 수심은 0.6m로 고정하였다.

구조물의 크기 및 파랑조건은 Table 1, 2에 정리되어 있다.

Table 1 Principle dimensions for FPSO and model

	BW Pioneer	Model
Length (m)	241	N/A
Breadth (m)	42	0.336
Depth (m)	20.4	0.163
Freeboard (m)	6.5	0.052
Draft (m)	13.9	0.111

Table 2 Wave conditions of Gulf of Mexico and the model test in wave tank

	West central of GOM	Model test
Wave height (m)	12.5 ($H_{1/3}$)	0.100 ($H_{1/3}$) 0.127 ($H_{1/10}$) 0.166 ($H_{1/100}$)
Peak period (s)	13	1.16

2.2 실험 기법

Green water 현상 발생 시에는 파랑과 구조물의 상호 간섭에 의해 많은 양의 기포가 발생하게 되는데, 이러한 다상유동장의 속도장 계측을 위해 본 연구에서는 PIV기법 및 BIV기법을 동시에 사용하여 구조물 주변 Green water 유동의 유체동역학적 특성을 분석하였다.

Green water 현상 발생 시 구조물 주면 물 영역에서의 속도장 계측을 위해 PIV 기법을 사용하였다. 영상 획득을 위해 고속 CCD 카메라 및 105mm 광학 렌즈를 사용하였으며, 이 때 500 Hz의 셔터속도와 조리개 f-number 는 2.8로 실험을 수행하였다. 측정장(Field of View, FOV)은 147 x 200 mm^2 로 구조물 현측에 두 영역으로 나누어 촬영 되었으며, 64 x 64 pixels의 interrogation area 및 50%의 overlap으로 분석하였을 때 각 벡터의 간격은 2.72 mm이다. 실험에 사용된 유체입자(Particle)는 직경 57μm 및 1.02의 비중을 가진다. 벡터 분석은 속도장의 error를 줄이기 위해 Adaptive multi-pass algorithm을 이용하였으며, 그 error들은 median filter를 이용하여 후처리하였다.

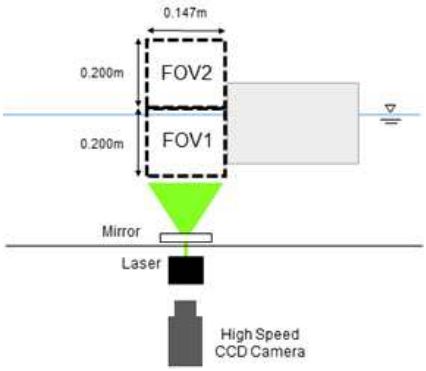


Fig. 2 Field of View for BIV measurement

BIV 기법은 구조물 주변의 Green water 유동의 기포유동 속도장 계측을 위해 사용되었다. BIV기법은 획득한 영상의 명암분포를 MQD(Minimum quadratic difference)기법을 이용하여 기포의 속도를 계산한다. 영상은 CCD 카메라 및 50mm의 광학렌즈를 이용하였으며, 4.0의 f-number를 설정하였다. 영상은 500 Hz의 속도로 계측하였으며, FOV는 400 x 294 mm^2 및 32 x 32 pixels의 interrogation과 50% overlap을 적용하였다. 이 때 벡터사이의 간격은 2.44 mm 이다.

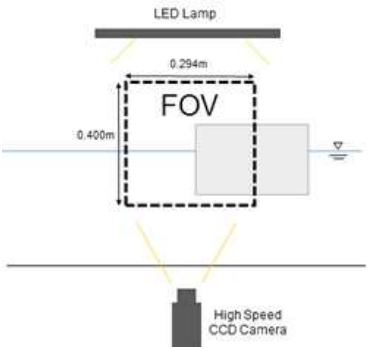


Fig. 3 Field of View for BIV measurement

2.3 압력 계측

Green water 현상에 의해 구조물의 현측 및 갑판에는 큰 충격하중이 발생하게 되며, 본 연구에서는 Green water 현상에 의한 표면에 작용하는 압력을 계측 및 분석하였다. 압력은 KISTLER사의 piezo-resistive type sensor인 4043A1를 이용하였으며, Fig. 4와 같이 구조물의 현측에 2지점 및 갑판 상 3지점의 위치에서 압력을 계측하였다. 이 때 계측된 압력은 FIR(Finite Impulse Response) filter를 이용하여 노이즈를 제거하였으며, 이 때의 n차 transfer function은 다음과 같다.

$$H(z) = \sum h[n] \cdot z^{-n} \quad (1)$$

여기서 y[n]은 $y[n] = b_0 x[n] + b_1 x[n-1] + \cdots + b_N x[n-N]$을 의

미하며, x[n]은 입력신호, y[n]은 출력신호, b_i는 filter의 계수를 나타낸다.

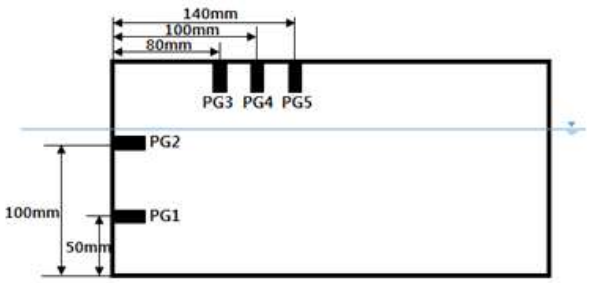


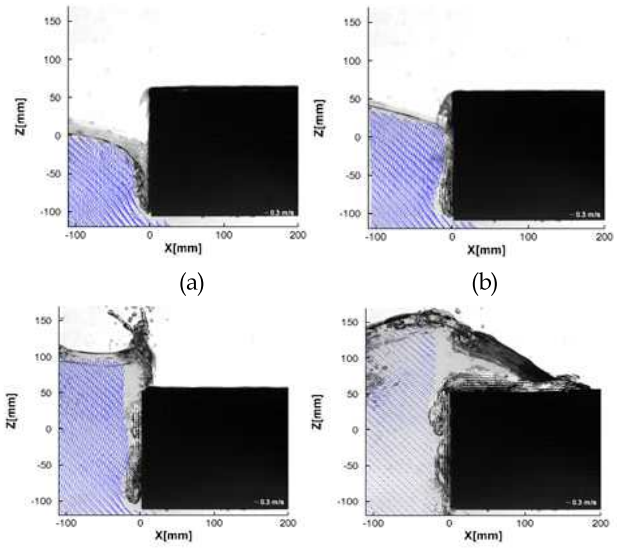
Fig. 4 Pressure measurement points due to green water phenomena

3. 실험결과 및 토론

3.1 속도장 분석

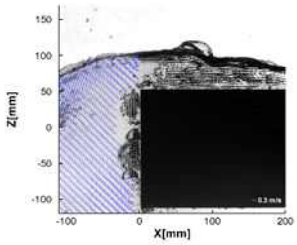
규칙파 중 사각형 고정식 구조물에 발생되는 Green water현상은 다섯 과정(Flip-through, Air-entrapment, Wave run-up, Wave overturning, Water shipping)을 거쳐 발생하게 된다(Lee et al., 2016).

본 연구에서는 멕시코만에서 운영 중인 BW Pioneer FPSO를 1:125의 비로 상사 및 단순화한 구조물과 100년 주기 설계조건을 같은 비로 상사한 규칙파를 이용하여 Green water 현상을 실험적으로 구현하고, PIV 기법 및 BIV 기법을 활용하여 Green water 발생 시 구조물 주변의 물 및 기포의 유동 속도장을 계측하였다.(Fig 5.)



(a) (b)

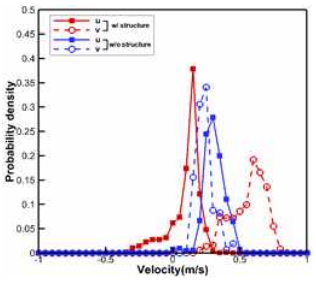
(c) (d)



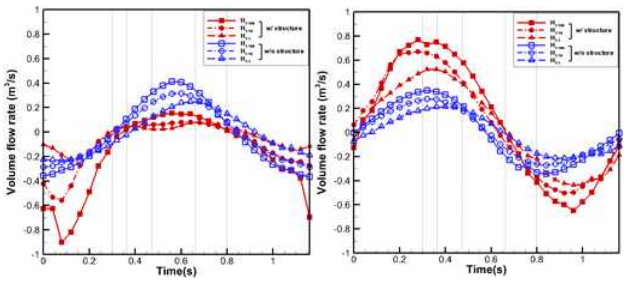
(e)

Fig. 5 Velocity distributions of water and bubbly flow of green water obtained by PIV and BIV technique (a: Flip-through, b: Air-entrapment, c: Wave run-up, d: Wave overturning, e: Water shipping)

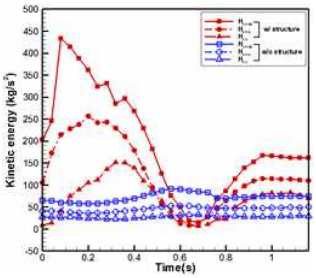
계측된 속도장을 이용하여 PDF(Probability density function) 방법을 통해 Green water 유동의 매 순간 체적유량 및 운동에너지 등의 유체동역학적 특성을 분석하였다. (Fig. 6)



(a)



(b-1) (b-2)



(c)

Fig. 6 PDF analysis of velocity distributions in water flow region (a : PDF distribtion at wave overturning, b : Volumetric flow rate for horizontal and vertical direction, c : Kinetic energy)

3.2 압력특성 분석

본 연구에서는 Piezo-resistive type의 압력 센서를 이용하여 Green wate 발생 시 구조물에 작용하는 하중의 압력을 15번 반복하여 측정하였고, 이의 Ensemble 평균 데이터를 Fig. 7에 나타내었다. 구조물의 벽면에서 계측된 압력은 전형적인 'Church roof'와 다르게 준정적 압력이 충격압력에 비해 더 크게 나타났으며, 이는 구조물과의 상호작용으로 인한 자유수면의 상승에 의한 것으로 판단된다. 갑판 위에서 계측된 압력은 Two-peak의 형상을 나타내는데, 첫 번째 Peak는 Wave overturning 과정에서의 Impinging에 의한 충격에 의해 발생하며, 두 번째 Peak는 기포의 영향 및 갑판 위로 올라온 유동이 갑판에 부딪힌 후 rebound되는 현상에 의한 것으로 판단된다.

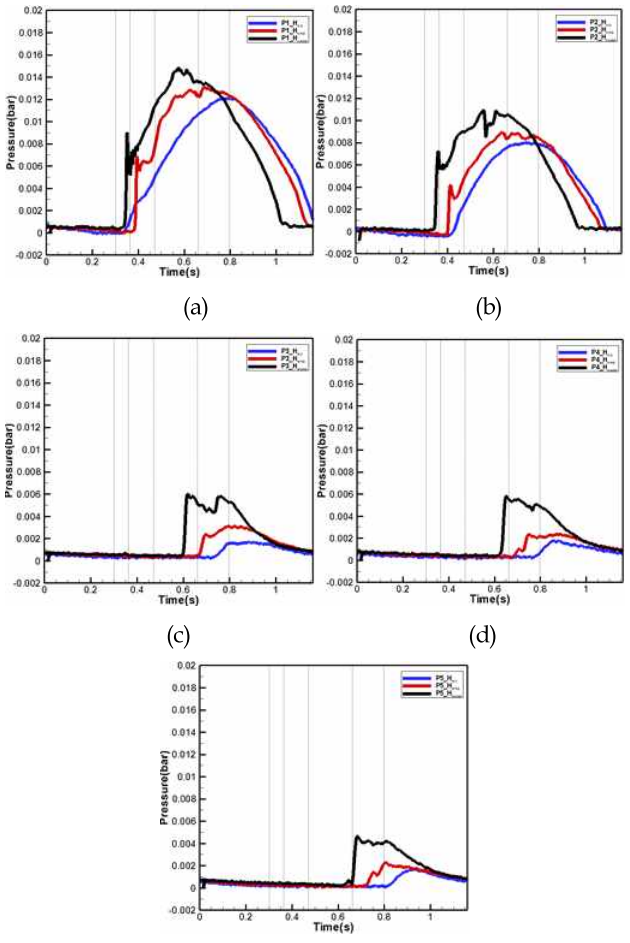


Fig. 7 Time histories of ensemble-averaged pressure distributions at each point of pressure measurement

5. 결 론

본 연구에서는 2차원 조파수조에서 고정식 사각형 해양구조물과 100년 주기 설계 파랑조건을 가지는 규칙파의 상호 간섭으로 인해 발생하는 Green water 현상을 실험적으로 구현하고, PIV기법 및 BIV기법을 이용하여 파고에 따른 Green water 현상의 발생과정 및 구조물 주변의 다상 유동장 특성, 그리고 구조물에 작용하는 압력특성에 대하여 분석하였다.

다상유동장의 속도장 계측을 통해 Green water의 각 발생 과정에서의 속도 PDF 분포를 분석하고, 이를 통해 Green water 현상 발생 시 파 입사방향 및 수직방향으로의 체적유량, 운동에너지의 변화와 같은 유체동역학적 특성을 분석하였다.

압력센서를 이용하여 Green water 현상 발생 시 구조물에 작용하는 압력을 계측하였다. 구조물의 벽면 및 갑판에서 계측된 압력은 서로 다른 압력특성을 보였으며, 구조물의 벽면에서 발생하는 압력이 갑판 위의 압력에 비해 더 큰 것을 확인할 수 있었다.

추후 플레어 각도의 변화 및 구조물과 파랑의 상대운동 등을 고려한 Green water 현상을 지속적으로 연구 할 계획이다.

후 기

이 논문은 2017년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2011-0030013).

참 고 문 헌

Faulkner, D.J., 2001. Survival Design of Cargo Hatch Structures. RINA Conference Design and Operation for Abnormal Conditions Ⅱ , London, United Kingdom.

Soares, C., Pascoal, A., 2005. Experimental study of the probability distributions of green water on the bow of floating production platforms, J. Offshore Mech. Arct. Eng, Vol. 127, pp. 234 - 242.

Greco, M., 2001. A two-dimensional study of green-water loading, Ph. D Thesis, University of Trondheim.

Buchner, b., Voogt, A., 2000. The effect of bow flare angle on FPSO green water loading, OMAE 2000.

Lee, G.N., Jung, K.H., Chae, Y.J., Park, I.R., Malenica, S., Chung, Y.S., 2016. Experimental and Numerical Study of the Behaviour and Flow Kinematics of the Formation of Green Water on a Rectangular Structure, Brodogradnja / Shipbuilding, Vol. 67, No. 3, pp. 133-145.

Faltisen, O.M., Greco, M., Landrini, M., 2002.Green Water Loading on a FPSO. OMAE 2002.

Shibata, K., Koshizuka, S., 2005. Numerical Analysis of Shipping Water Impact on a Deck Using a Particle Method, Ocean Engineering 34, pp. 585 - 593.

Nielsen, K.B., Mayer, S., 2004. Numerical Prediction of Green Water Incidents, Ocean Engineering Vol. 31, pp. 363-399.

서남해안의 실측환경 데이터를 이용한 안강망의 거동해석

진충국* · 최준호* · 김무현* · 김기선**
*Department of Ocean Engineering, Texas A&M University
**광주과학기술원

Dynamic Responses of a Stow Net Using Measured Environmental Data in the Southwest Coast of Korea

Chungkuk Jin*, Junho Choi*, Moohyun Kim* and Kiseon Kim**
*Department of Ocean Engineering, Texas A&M University
**Gwangju Institute of Science and Technology

KEY WORDS: Fishing net 어구, Stow net 안강망, Dynamic analysis 동역학 분석, Equivalent net model 등가 어망 모형

ABSTRACT: *This paper represents the results of dynamic analysis of a stow net under wave excitations and current. The stow net is designed based on an existing type used in the southwest coast of Korea. Real measurement wave/current data are obtained and inputted as environmental loads. Morison equation for moving objects is used to calculate wave forces, and the drag coefficient is acquired from the equation, based on experiment. Instead of modeling all the net elements, cruder equivalent nets with equivalent net density, solidity ratio, and drag forces are used. A commercial program, OrcaFlex, is used for the dynamic analysis of the net. Performance of the stow net is highly related to current velocity. As current velocity is low, the stow net is floated and largely influenced by wave excitation. On the other hands, the stow net is close to seabed with high current velocity, which leads to high stretching performance.*

1. 서 론

최근 해양 쓰레기로 인한 해양 환경오염에 대한 인식이 증가하고 있고 어구의 유실에 의한 해양환경 오염은 심각한 문제로 인식되고 있다. 유실되거나 버려진 폐어구는 약 15 % 정도만이 수거된다. 나머지 폐어구는 해양 쓰레기로 해양 생태계를 파괴시키고 있으며, 직접적으로 수산업의 피해를 야기한다 (해양수산부, 2015)

어구의 종류는 매우 다양하며, 어종과 해역에 따라 사용되는 어구의 종류가 결정된다. 주로 사용되는 어구의 형식은 유자망, 안강망, 통발이다. 이 중에서 안강망은 조석간만의 차이를 이용하여 어획을 하는 어구로 서해안에서 전통적으로 사용되어 왔다. 안강망 어구는 조류의 흐름에 따라 움직이며, 조류의 힘으로 어구가 전개되고 물고기가 밀려들어가는 원리로 어획을 하게 된다. 이러한 특성을 구현하기 위해서 어구의 입구 부분이 물 보다 가볍게 설계되어 조류의 방향에 따라 자유롭게 방향 전환이 가능해야한다. 만약에 조류가 약하다면 안강망의 입구 부분이 그물에 의해 닫히게 되고 어구가 부상하고 해수면과 가까워지면서 바람과 파도의 영향을 받게 된다. 이때, 어구가 꼬이면서 유실될 가능성이 높아진다. 이러한 어구의 유실을 줄이고자 다양한 연구가 진행 중이다. 하지만, 어구는 어떠한 경우에서든 어획성능 극대화라는 기본 요건을 만족시켜야 한다. 안강망 어구의 어획 성능을 극대화하기 위해서는 어구가 충분히 전개되어야 하며, 어구의 끝 부분이 처지거나 들리지 않아야 한다.

수치해석을 이용하여 어망의 거동에 대한 연구가 꾸준히 진행되어 오고 있다 (Cifuentes and Kim, 2017a; 2017b). 하지만 안강망의 경우 어구를 설계하고 실제 거동을 검증하는 것은 주로 시험 조업을 통해서 이루어졌다 (조삼광 등, 2010; 2011). 이러한 시험 조업은 많은 시간과 노력이 필요하다. 본 연구에서는 서남해안 지역에서 사용되는 안강망 어구 유실 모니터링 시스템 개발을 위해 OrcaFlex를 이용하여 어획 성능에 영향을 미치는 어구 거동 인자와 거동 특성을 분석하였다. 이를 통해 해석 기법의 타당성을 검증하였다.

2. 안강망 설계 및 수치해석 모형

2.1 안강망 설계

본 연구에서 사용된 안강망은 서 남해안에서 주로 사용되는 규격중 하나이며, Fig. 1은 본 연구에서 수치해석 모형 제작을 위해 참고한 안강망이다 (해양수산부, 2007). 어구의 입구는 사각형의 모양을 가지고 있으며, 어구의 입구에서 끝단부로 갈수록 단면이 줄어드는 자루 형태를 하고 있다. 또한 어구의 위치를 표시하기 위한 부이가 연결되어 있다. 안강망의 규격은 입구의 폭이 30 m 높이가 15 m 이며 길이는 60 m 로 설계하였다. 뜸줄과 발줄의 재질은 참나무로 지름이 0.1 m 로 설계하였다. 사용된 그물의 재질은 나일론으로 가정하였다. 안강망은 조류가 강할 때는 안강망의 입구는 해저에 가까워진다. 하지만 조류가 약할 때에는 반대로 안강망의 입구가 해수면에 가까워지게 된다. 이와 같은 현상을 구현하기 위해서는 부력과 자중의 비 (Buoyancy to weight Ratio, BWR)를 적절하게 조정해야 한다.

본 연구에서는 어구의 입구 부분의 BWR를 1.5로 선정하였다. 뜸줄의 양쪽 끝단에 적정 부피의 뜸을 설치하여 부력이 작용하도록 하고 중간의 작은 크기의 부피의 뜸을 설치하여 부력이 작용하도록 하였다. 뜸의 크기는 BWR의 값에 맞추어서 조정되었다. 발줄의 양 끝단에 150 kg의 무게추를 설치하여 계속적인 침강력이 작용할 수 있도록 하였다. 계류선은 직경이 9 mm, 14 mm, 34 mm 세 종류로 설계되었고 계류선의 재료로는 폴리프로필렌 (Polypropylene)이 사용되었다. 계류선 끝에 철닻을 설치하여 강한 조류에도 어구가 밀리지 않도록 설계하였다. 수심은 50 m 로 설정하였다.

2.2 수치 모형

안강망의 수치 해석을 위해서 OrcaFlex를 사용하였다. 어구 및 계류선의 수치 모형은 선(Line) 및 3차원(3D buoy) 부이를 이용하였다. OrcaFlex에서는 선을 집중 질량 (Lumped mass) 모형으로 표현한다. 즉 선은 집중 질량과 이를 연결하는 질량이 없는 스프링으로 구성되고 집중 질량에는 질량, 부력, 항력 (Drag force) 등이 적용되고 강성은 스프링에만 적용된다. 또한 선들을 연결하기 위해 3차원 부이를 사용하였다. 3차원 부이는 아주 작은 질량과 부력 정보를 입력함으로써 전체 시스템의 동력학 거동에 영향이 없게 하였다.

어구의 수치모형을 할 때 가장 중요한 것은 복잡한 어구를 간단한 모형으로 치환 하는 것이다. 뜸줄과 발줄은 원래 크기대로 설계를 실시하였고, 형상에 상응하는 휨강성(Bending stiffness)과 신장강성(Axial stiffness)을 사용하였다. 하지만 그물의 경우에는 동일하게 수치 모형을 제작할 수 없기 때문에 그물 전체의 질량 및 투영 면적을 동일하게 산정해 주었다. 먼저 그물코 부분의 충실률을 (Solidity ratio)를 0.2로 가정하고 그물의 직경을 산정하였다. 또한 산출된 직경을 바탕으로 하여 그물에 작용하는 부력보다 하중이 적도록 설계하였다. 그물의 휨강성은 없다고 가정하였고 신장강성만 고려되었다. BWR를 조정하기 위해서 뜸줄의 양쪽끝단에 있는 3차원 부이에 큰 부피를 입력함으로써 대부분의 부력을 생성하였고 중간에 10 m 간격으로 작은 부피를 입력함으로써 소량의 부력을 생성하였다. 또한 발줄의 양쪽 끝단에 있는 3차원 부이에 적정 질량을 입력하였다.

어구의 운동을 분석하기 위해서 각각의 국부 좌표계에서의 운동방정식이 수립되어야 한다. 국부 좌표계에서의 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$M(p,a) = F(p,v,t) - C(p,v) - K(p) \tag{1}$$

여기서 $M(p,a)$은 물체의 관성력, $F(p,v,t)$는 요소에 작용하는 외력, $C(p,v)$는 물체의 감쇠력, $K(p)$는 요소의 복원력이다. p, v, a, t는 각각 위치, 속도, 가속도, 시간을 나타낸다. 어구 및 계류선에 작용하는 동유체력은 모리슨 방정식 (Morison equation)에 의해서 산정 되었다. 모리슨 방정식은 비선형의 항력과 선형의 관성력으로 구성되어 있다. 물체가 움직이는 경우 실린더에 대한 단위 길이 당 작용하는 동유체력은 모리슨 방정식에 의해 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$F_M = C_m \rho \frac{\pi D^2}{4} \dot{u} - C_a \rho \frac{\pi D^2}{4} \ddot{X} + \frac{1}{2} \rho C_d D \left| u - \dot{X} \right| (u - \dot{X}) \tag{2}$$

여기서 ρ는 물의 밀도, D는 실린더의 외경, $C_m (= 1 + C_a)$는 관성력 계수, C_a는 부가질량 계수, C_d는 항력 계수를 나타낸다. u, $\dot{u}$, $\dot{X}$, $\ddot{X}$는 각각 유체의 속도, 유체의 가속도, 물체의 속도, 물체의 가속도를 나타낸다. 여기서 어구 및 계류선의 관성력 계수는 2로 산정했다 (Faltinsen, 1993). 항력 계수는 실험식에 의해서 산정되었다. 이 실험식은 표면의 거칠기가 적은 실린더 형태의 물체가 일정한 조류 조건 하에서 측정한 항력계수를 바탕으로 제안되었다 (DeCew 등, 2010). 여기서 항력 계수는 식 (3)과 같이 레이놀즈수의 함수로 표현 되었다.

$$C_d = \begin{pmatrix} \frac{8\pi}{Re_n s}(1 - 0.87 s^{-2}), & 0 < Re_n < 1 \\ 1.45 + 8.55 Re_n^{-0.9}, & 1 < Re_n \le 30 \\ 1.1 + 4 Re_n^{-0.5}, & 30 < Re_n \le 2.33 \times 10^5 \\ -3.41 \times 10^{-6}(Re_n - 5.78 \times 10^5), & 2.33 \times 10^5 < Re_n \le 4.92 \times 10^5 \\ 0.401(1 - e^{-Re_n/5.99 \times 10^5}), & 4.92 \times 10^5 < Re_n \le 10^7 \\ s = -0.077215665 + \ln(8/Re_n) & \end{pmatrix} \tag{3}$$

여기서 레이놀즈수는 $Re_n = \rho V_n D/\mu$ 이며 V_n는 선의 축에 수직 방향으로 작용하는 유체입자와 물체의 상대 속도이고 μ는 유체의 동점성계수이다.

2.3 환경 하중 조건

어구에 작용하는 외력은 조류와 파도이다. Fig. 2는 국립 해양조사원 실시간 해양관측 정보 시스템 자료를 바탕으로 생성된 2014 ~ 2016 년의 파도 및 조류 관측 자료이다. 파도 조건으로는 가장 빈번하게 발생하는 조건 중 하나를 선정하였다. 유의파고 (Significant wave height)는 0.35 m 이고 최대 주기 (Peak period)는 4.5 sec 이다. 관측 자료를 바탕으로 파도는 Pierson-Moskowitz 스펙트럼을 이용하여 100개의 선형 파를 중첩시켜 생성하였다. 조류는 관측 자료를 바탕으로 실제로 발생 가능한 조건을 선정하였으며, 조류를 0.25 ~ 1.5 m/s 까지 변화하면서 어구의 거동을 분석 하였다. 파도와 조류의 어구의 입구에 수직으로 작용하도록 하였다. 각 조건별 시뮬레이션 시간은 30분이다.

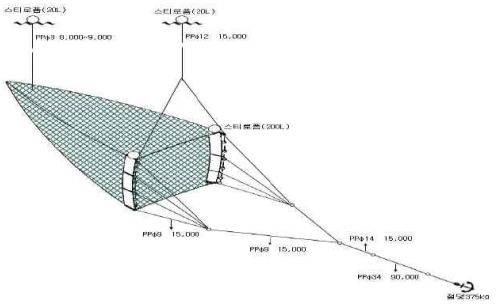


Fig. 1 A stow net used in the southwest coast of Korea (해양수산부, 2007).

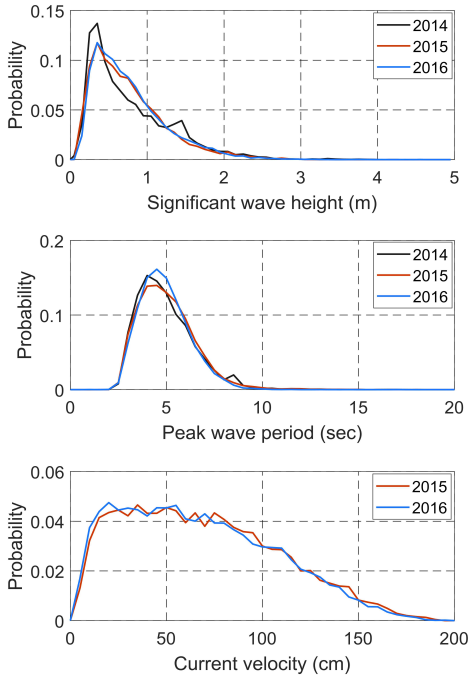


Fig. 2 Measurement data of wave and current in the southwest coast of Korea.

3. 수치해석 결과

안강망의 전개 성능은 조류의 속도에 따라서 달라진다. 조류가 약해지게 되면 전개 성능이 떨어지게 되고 또한 표면으로 상승하게 된다. 표면으로 상승하게 되면 발생되는 가장 큰 문제점은 파도에 의해 그물이 꼬이고 손상 되는 것이다. 따라서 이를 방지하기 위해서는 조류의 속도와 그물의 상관관계를 확인하는 것이 선행 되어야 한다. Fig. 3은 시뮬레이션 30분 후의 그물의 형상을 보여준다. 조류의 속도가 0.25, 0.5, 0.75 m/s로 낮을 때에는 그물과 안강망 입구 부분과 네트 전체가 부상하여 파도에 의한 영향을 받는 것을 확인 할 수 있었다. 조류의 속도가 1 m/s이상의 범위에서는 네트가 충분히 전개되었다. 조류의 속도가 증가할수록 네트의 입구 및 그물코가 해저에 가까워졌다. 또한 조류의 속도가 증가할수록 어구의 입구에서의 면적이 줄어드는 것을 확인할 수 있었다 (Table. 1). 이는 조류의 속도가 증가함에 따라 네트에 작용하는 유체력이 증가해서 그물이 입구 부분을 당기기 때문이다.

Fig. 4는 안강망 어구의 조류의 속도에 따른 어구 입구의 중심점과 그물코의 수평방향 (Y축 방향) 길이를 보여준다. 조류의 속도가 0.25 m/s 와 0.5 m/s 일 경우 전개길이가 실제 어구의 길이 (60 m)보다 적은 것을 확인할 수 있었다. 이는 조류의 속도가 적기 때문에 그물이 충분히 전개 되지 못하기 때문이다. 그리고 이 때 수평방향으로 변동 폭이 큰 것을 확인할 수 있었는데 이는 그물이 이미 해수면에 도달하여 파도에 의해 발생하는 동유체력이 어구에 작용하기 때문이다. 조류의 속도가 0.75 m/s 이상 환경에서는 유속에 상관없이 수평방향의 전개 길이가 어구의 실제 길이와 비슷하고 또 변동 폭 또한 작은 것을 확인할 수 있었다.

Table 1 Average projected area of the net entrance in the current direction, the net horizontal length, and the net deflection in the vertical direction.

Current velocity [m/s]	Average projected area of the net entrance [m^2]	Average net horizontal length [m]	Average net deflection in the vertical direction [m]
0.25	450.03	49.54	7.33
0.50	446.77	57.07	5.40
0.75	431.65	59.76	3.90
1.00	379.03	59.99	1.97
1.25	301.13	59.89	0.11
1.50	238.53	59.88	-1.01

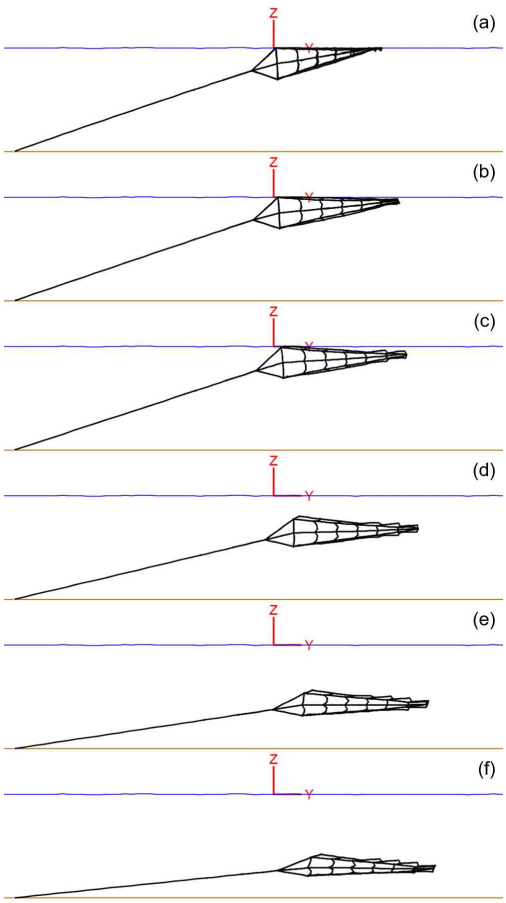


Fig. 3 Deformed shape at 3600 sec at different current velocities of 0.25m/s (a), 0.5 m/s (b), 0.75 m/s (c), 1.0 m/s (d), 1.25 m/s (e), and 1.5 m/s (f).

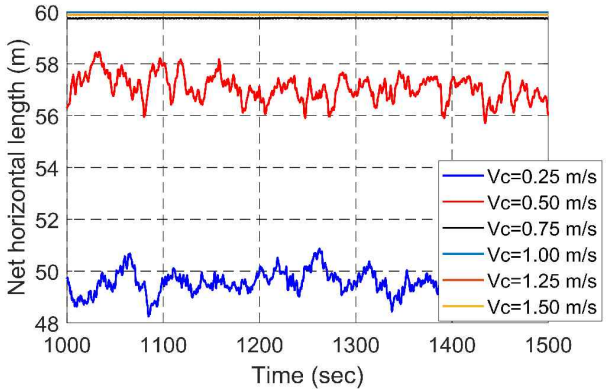


Fig. 4 Time series of the net horizontal length at different current velocities.

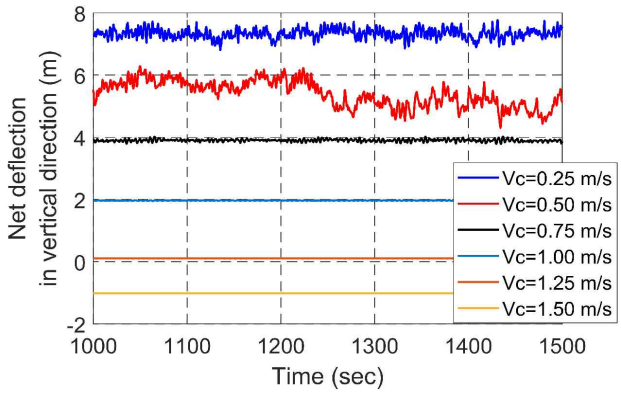


Fig. 5 Time series of the net deflection in vertical direction at different current velocities.

Fig. 5는 안강망 어구의 조류의 속도에 따른 어구 입구의 중심점과 그물코의 수직방향 (Z축 방향) 길이를 보여준다. 조류의 속도가 적은 환경에서는 그물코가 입구의 중심위치 보다 높게 형성되었다. 이는 유속이 작기 때문에 그물이 충분히 전개 되지 못하고 해수면으로 부상하기 때문이다. 또한 유속이 0.25 m/s와 0.5m/s로 적은 경우 파도에 의한 동유체력의 영향을 받아 수직방향의 변동 폭이 큰 것을 확인할 수 있었다. 유속이 1.25 m/s일 때 수직 방향의 높이 차이가 가장 작았다. 또한 유속이 1.5 m/s인 경우 안강망의 그물코 부분이 오히려 안강망 입구의 중심점 보다 너 낮은 위치에 위치하는 것을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

본 연구는 서남해안의 해양환경 실측 자료를 바탕으로 환경하중 조건을 산정하였고 서 남해안에서 실제로 사용되는 안강망을 바탕으로 어구의 거동을 분석하였다. 어구의 거동은 조류의 속도에 따라서 크게 바뀌는 것을 확인하였다. 특히 유속이 작은 경우 안강망이 전체적으로 해수면으로 부상하였고 이 경우 파도에 의해서 영향을 받았다. 또한 안강망의 전개 성능 향상을 위해서는 유속이 충분히 높아야 한다는 것을 확인하였다.

안강망의 전개 성능의 극대화하기 위해서는 조류뿐만 아니라 BWR, 파도, 어구의 크기 등 여러 변수들을 바탕으로 하여 어구의 최적화를 위한 연구가 진행되어야 한다.

후 기

이 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임 (어구 자동식별 모니터링 시스템 개발).

참 고 문 헌

조삼광, 박창두, 김현영, 김인옥, 차봉진 (2010). “서해안 안강망의 끝자루 망목크기에 따른 어획비교”, 한국어업기술학회, 제46권, 1호, pp 1-9.

조삼광, 차봉진, 김현영 (2011). “서해안 안강망의 끝자루 망목크기에 따른 주요 어종의 어획과 혼획”, 한국어업기술학회, 제47권, 2호, pp 88-98

해양수산부 (2007). “연근해 어구의 체계적 관리를 위한 연구”, 연구보고서.

해양수산부 (2015). “유령어업 막아 지속가능한 수산업 실현 이끈다”.

Cifuentes, C. and Kim, M.H. (2017a). “Numerical Simulation of Fish Nets in Currents Using a Morison Force Model”, Ocean Systems Engineering, Vol 7, No 2, pp 143-155.

Cifuentes, C. and Kim, M.H. (2017b). “Hydrodynamic Response of a Cage System under Waves and Currents Using a Morison-Force Model”, Ocean Engineering Journal, Vol 141, pp 283-294.

DeCew, J., Tsukrov, I., Risso, A., Swift, M.R., and Celikkol, B. (2010). “Modeling of Dynamic Behavior of a Single-Point Moored Submersible Fish Cage under Current”, Aquacultural Engineering, Vol 43, pp 38-45.

Faltinsen, O.M. (1993). Sea Loads on Ship and Offshore Structures, 1st ed., Cambridge University Press.

수중 조류발전장치의 운동성능 평가

조철희*·황수진*·김명주*·박홍재*
*인하대학교 조선해양공학과

Dynamic Response of submerged Tidal Current Power Device

Chul-Hee Jo*, Su-Jin Hwang*, Myeong-Joo Kim*, and Hong-Jae Park*
Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea

KEY WORDS: Tidial current power device 수중 조류발전장치, Mooring tension 계류삭 장력, Response Amplitude Operator 응답 진폭 연산자, Parametric analysis 매개변수 분석 Frequency domain 주파수 영역, Time domain 시간 영역

ABSTRACT: *Tidal energy is on of the ocean energy sources and it is a relable and renewable energy source that can make long-term prediction of power output and is easy to supply and manage. The TCP device can be installed by a structure of gravity base, pile fixed, and floating. The floating type can be applied without any limitation of water depth and simplify the supporting structure. Since the behavior of the floater has a great effect on the total power production rate, it is essential to minimize the power production loss and optimize the system efficiency. In order to maintain the optimal incidence angle of the flow to the turbine and also to support the buoys, the motion response of the tidal power system was analyzed. DNV Wadam V 4.8-01 and OrcaFlex 10.1a were used for frequency and time domain analyses. The results confirm the applicability of TCP system satisfying the IEC mooring stability standard.*

1. 서 론

조류발전장치의 지지구조방식은 크게 계류식, 자중 고정식, 파일 고정방식 등 3가지로 구분된다. 본 논문에서 연구하고자 하는 조류발전장치는 계류식으로 설치 수심에 제한이 없고 착저를 위한 지지구조물이 필요 없어 시공절차의 간소화가 가능하다. 또한 유지보수 시 회수 및 설치가 용이하여 경제성 면에서 유리하며 소형발전에 적합하다. 하지만 자중 고정식 및 파일 고정방식의 지지구조방식과 달리 구조물의 거동이 전체 발전량에 미치는 영향이 매우 막대하므로 발전량 손실 최소화 및 시스템 최적화에 관한 사전연구가 필수적이다.

부유식 해양플랜트의 다점 계류 해석 (Park et al., 2013) 계류라인의 유체 동역학적 특성을 고려한 부유체 거동의 실험적 연구 (Yang, 2007), 수치 해석 및 모형실험을 이용한 수중 일점 계류식 조류 발전 장치의 운동 성능 고찰 (Jo et al., 2017) 등 이미 수치 해석 및 실험을 이용한 계류 시스템 운동 해석 및 안정성 해석을 다룬 많은 연구들이 있다. 또한 신재생에너지 분야에서는 부유식 해상 풍력 터빈의 운동성능 분석이 이루어지기도 하였다 (Shin and Kim, 2011).

본 연구에서는 수치 해석적 방법을 통해 터빈으로 유입되는 유동의 최적 입사각을 유지하고 수중체를 안정적으로 지지하기 위해 수중 조류발전장치의 형상에 따른 운동성능 및 계류력 해석을 수행하였다. 주파수영역 운동해석을 통해 다양한 환경 하중 조합을 고려한 전반적인 운동 경향 분석과 수중체의 고유 운동특성인 RAO를 도출하여 최적 형상을 선정하였다. 선정된 형상에 대해 Hang-off angle을 매개변수로 설정하여 시간영역 운동해석을 수행하였다. 공진 주파수를 회피하는 최적 계류 시스템 설계를 통해 안정적인 거동 및 계류삭 하중을 확보하였다.

2. 최적 수중체 형상 선정

2.1 주파수 영역 해석 조건

계류 시스템의 초기설계의 기초 단계로서 주파수영역 운동해석을 통해 수중체의 운동특성 경향 파악이 수행되었다. 수중체는 기존 개념설계 단계에서 제안된 형상을 기준으로 수중체의 폭(W) 5.2m±1m, 높이(H) 4.2m±1m로 변화시키며 기하학적 형상이 운동응답에 미치는 영향을 파악하였다. 수중체의 폭은 부력체의 중심간의 거리, 높이는 부력체의 중심에서 터빈 중심 간의 거리이다. 기하학적 형상은 9가지로 분류하였으며 시스템 전체 부력과 중량비는 2:1을 유지되도록 설정하였다. Fig. 1 및 Table 1은 각각 해석에 사용된 수중체의 형상과 제원을 나타낸다.

수중체는 크게 펌프를 적용하여 부력 조절이 가능한 2개의 부력체, 유향에 따른 기어 방식의 요제어 스트럿, 디퓨져 형식의 박판형 덕트 그리고 4점 긴장 계류방식의 계류삭 등으로 구성되어있다. 덕트는 후면에서 압력강하를 발생시켜 터빈의 유입유속을 증폭시키는 장치이고 본 연구에서 사용된 부력체는 Myring profile로 선형 설계되어 항력을 최소화하고 수중체의 안정성을 확보한다. 4점 긴장 계류 시스템은 계류삭의 탄성을 이용하여 복원력을 발생시켜 수중체의 위치를 제어한다.

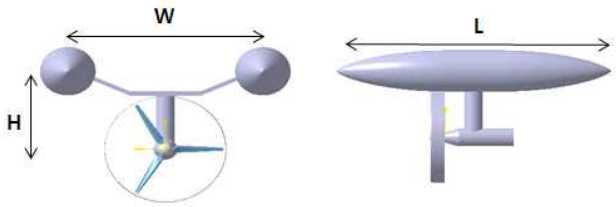


Fig. 1 Modeling of floating TCP

Table 1 Dimension of floating TCP

Description	Value
Length [m]	6.0
Width [m]	4.2m/5.2m/6.2m
Height [m]	3.2m/4.2m/5.2m
Buoy Dia. [m]	1.2
Turbine Dia. [m]	2.5
Duct Dia. [m]	2.6
Weight [ton]	5.1
Buoyancy [ton]	10.3
Thickness [mm]	10

Table 2는 해석에 사용된 환경 조건을 나타낸다. 설치수심은 20m로 천해영역이며 터빈의 중심이 수면으로부터 10m에 위치하도록 설정 하였다. 파향은 0 ° 부터 180 ° 까지 22.5 ° 간격으로 8개, 파주기는 1초부터 30초까지 2초 간격으로 15개로 나누어 해석을 수행하였다. 수치해석은 상용 프로그램인 DNV Wadam V4.8을 사용하였고 각 형상 별 RAO를 도출하고 9개의 형상 중 운동응답이 가장 작게 발생하는 최적 형상을 선정하였다.

Table 2 Environmental condition for RAO analysis

Description	Value
Water depth [m]	-20
Location [m]	-10 at turibne
Wave direction [deg.]	0 ° ~180 ° , 22.5 °
Wave period [s]	1s~30s, 2s
No. mesh	1548

2.2 주파수 영역 해석 결과

주파수 영역에서의 수중체의 운동방정식은 다음 식 (1) 과 같다.

$$[-w^2(m+A_{ij})-iwC_{ij}+k_{ij}]X=f \qquad (1)$$

w : Frequency

m : Mass maxtrix

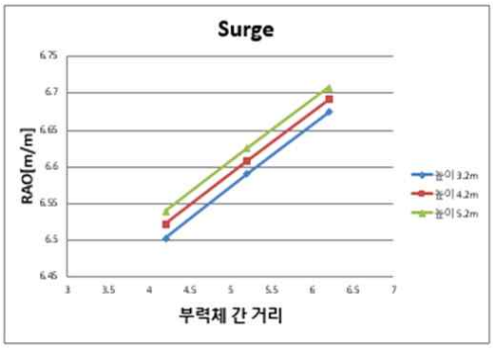
$[A_{ij}]$: Added mass matrix

$[C_{ij}]$: Radiation damping matrix

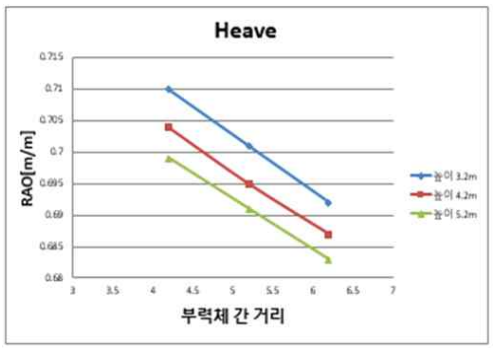
$[k_{ij}]$: Hydrodynamic sping matrix

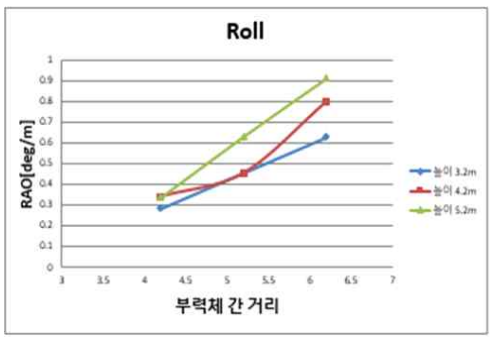
f : Environment external force

아래 Fig. 2는 9가지 형상별 6자유도 RAO 최댓값을 나타낸다.









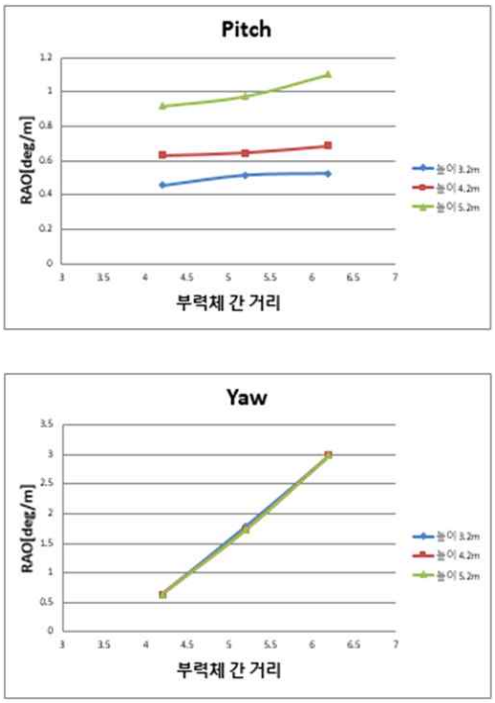


Fig. 2 Maximum value of RAO with different configuration

Fig. 2에서 볼 수 있듯이 전후요(Surge), 좌우요(Sway), 횡요(Roll)에 있어서 부력체 및 부력체-터빈 간 거리가 짧을수록 안정적인 운동응답이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 종요(Pitch)는 부력체-터빈 간 거리가 짧을수록 안정적인 운동응답이 발생하며 최대 응답 case와 비교하여 약 2.1배 작은 운동응답이 발생하였다. 이는 부력 및 무게중심 차에 의해 생기는 복원력보다 터빈 추력과 부력체 항력에 의한 모멘트 발생량의 영향이 응답 민감도에 더욱 큰 영향을 끼치는 것을 의미한다. 선수요(Yaw)는 부력체 간 거리가 짧을수록 작은 운동응답이 발생하며 최대 응답 Case와 약 4.7배 작은 운동응답이 발생하였다. 종요 거동에 따른 실제 발전량(P)는 식 (2) 와 같이 종요와 선수요가 커짐에 따라 조류방향에 대한 입사각이 커져 출력이 저하되며 발전 효율에 주요한 영향을 끼친다. 따라서 안정적인 발전효율을 위하여 종요와 선수요의 최댓값이 제일 작은 폭과 높이가 가장 짧은 형상을 최적 형상으로 선정하였다.

$$\frac{P}{P_0} \propto Cos^4(\theta) \qquad (2)$$

- P : Actual power output by pitching error [W]
- P_0 : Maximum power output [W]
- θ : Inflow angle [deg]

3. 최적 계류 설계

3.1 시간 영역 해석 조건

계류 시스템이 적용된 시간영역 운동해석을 수행하였다. 해석에는 상용 프로그램인 OrcaFlex 10.1a가 사용되어 다물체 연성효과를 고려한 계류해석이 진행되었다. 통상 해양설계와 마찬가지로 3시간 시간역 해석결과를 분석하였다. Fig. 3과 Table 4는 각각 해석에 사용된 모델링과 해석조건을 나타낸다. 조류와 파랑조건은 천해조건과 국내 연안의 해양 환경을 비교적 정확히 구현하기 위하여 Power law 및 TMA 스펙트럼을 적용하였다. TMA 스펙트럼은 우리나라 연안에서 적용하기 가장 적합한 주파수 스펙트럼으로 알려져 있다 (Suh et al., 2008). 파랑조건은 전남 진도에 위치한 울돌목 파랑조건인 유의파고 1.1m, 파주기 3.6초로 가정하였으며 터빈의 추력계수 및 부력체의 항력계수는 각각 0.75, 0.7로 설정하였다 (Ko et al., 2016). 조류속은 설계유속 1.5m/s 로 적용하였다. 또한 계류삭과 모든 해양 환경력이 일직선인 In-line condition, 2개의 계류삭 사이에 해양 환경력이 작용하는 In-between condition을 고려하여 해석 케이스를 산정하였다. Fig. 4는 In-line condition과 In-between condition에서 계류삭 배치 및 해양 환경력 요소 별 방향을 나타낸다.

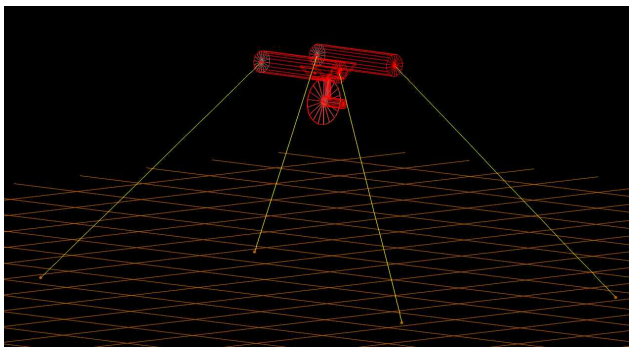


Fig. 3 OrcaFlex 10.1a modelling

Table 3 Environmental condition for RAO analysis

Description	Value
Significant wave height (H_S) [m]	1.1
Peak period (T_P) [s]	3.6
Wave type	TMA spectrum
Current speed [m/s]	1/7 Power law (1.5m/s at turbine)
Water depth [m]	-20
Location [m]	-10
Environmental loads direction	In-between, In-line condition
Turbine thrust coeff.	0.75
Buoy drag coeff.	0.66
Buoy inertia coeff.	1.5

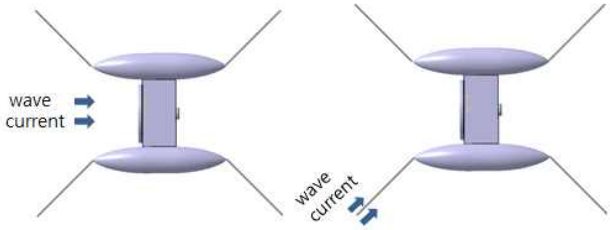


Fig. 4 Load case with different direction of environment external force

본 연구에서 적용된 계류 방식은 4점 긴장 계류 방식으로 10mm 6x19 IWRC wire rope가 사용되었다. 아래 Table 4 는 적용된 계류삭의 제원을 나타낸다. 해석은 Azimuth angle 30°, Fairlead point를 부력체 중심에 위치하도록 설정하고 Hang-off angle을 매개변수로 하여 40° 부터 50° 까지 2° 간격으로 분류하여 수행되었다.

Table 4 Environmental condition for RAO analysis

Description	Value
Diameter [mm]	10
(6X19 IWRC wire rope)	
Mass in air [kg/m]	0.4
Breaking load [kN]	63.33
Axial stiffness [kN]	4,040

3.2 시간 영역 해석 결과

Table 5는 Hang-off angle 별 종요 최댓값과 발전효율의 최댓값을 나타낸다. 해석 결과 Hang-off angle이 증가함에 따라 계류삭의 초기 인장력이 증가하고 발전량에 주요한 영향을 끼치는 종요 운동이 억제됨을 확인하였다. 최적 Hang-off angle을 산정하기 위해 Hang-off angle이 증가함에 따라 증가하는 발전효율과 요구되는 설치면적 비교하여 경제성을 판단하여야 한다. 본 논문에서 최적 Hang-off angle은 46° 로 산정되었다. Table 5의 W, L은 각각 설치 요구면적의 폭과 길이를 의미한다.

Table 5 Installation required area, pitch, power coefficient maximum value with different hang-off angle

Hang-off angle	WxL $[m^2]$	In-between condition		In-line condition	
		Pitch [deg.]	P/P_0 [%]	Pitch [deg.]	P/P_0 [%]
40°	13.83 × 23.91	2.91	99.87	8.81	95.36
42°	14.54 × 25.20	2.73	99.89	8.57	95.61
44°	15.36 × 26.60	2.55	99.9	8.29	95.89
46°	16.28 × 28.02	2.38	99.91	7.61	96.52
48°	17.08 × 29.63	2.2	99.93	7.23	96.86
50°	18.05 × 31.41	2.03	99.94	6.82	97.2

아래 Table 6는 Hang-off angle 46° 에 대하여 수중체의 6자유도 운동응답의 최댓값을 정리하였다. 운동응답은 종요가 가장 두드러졌으며 In-between condition과 비교하여 In-line condition이 더 불안정한 자세유지성능을 보였지만, 대체적으로 안정적인 값임이 확인되었다.

Table 6 Response of 6 degree of freedom

	Surge [m]	Sway [m]	Heave [m]	Roll [deg.]	Pitch [deg.]	Yaw [deg.]
In-between	0.19	0	0.01	0.7	2.47	0.72
In-line	0.19	0.32	0	2.13	5.68	0.25

아래 Table 7, Table 8은 계류삭에 작용하는 하중의 시간영역 정보이다. 최대 하중은 In-line condition의 경우 해양 환경력이 입사하는 방향인 Line3에서 발생하였다. 하중의 최댓값은 24.52kN으로 10mm 와이어의 허용하중 63.0kN과 비교하여 2.57의 안전계수(Safety of factor)를 확보하였다.

Table 7 Mooring line tension at fairlead (In-between condition)

Mooring line tension	Mean	Std. dev	Max	FOS
Line1 [kN]	17.92	0.76	20.72	3.04
Line2 [kN]	19.65	0.73	22.34	2.82
Line3 [kN]	19.59	0.73	22.27	2.83
Line4 [kN]	18.02	0.76	20.85	3.02
Allowable Tension [kN]	63.0			

Table 8 Mooring line tension at fairlead (In-line condition)

Mooring line tension	Mean	Std. dev	Max	FOS
Line1 (kN)	17.32	1.06	21.3	2.95
Line2 (kN)	17.74	0.65	20.13	2.95
Line3 (kN)	21.07	0.94	24.52	2.57
Line4 (kN)	18.87	0.49	20.64	3.05
Allowable Tension [kN]	63.0			

5. 결 론

본 논문에서는 수중체 형상에 따른 수중 조류발전장치의 운동성능 파악과 계류를 포함하는 전체 시스템의 안정성 평가가 이루어졌다. 주파수 영역에서의 고유 운동성능분석을 통해 최적 형상을 선정하였으며 선정된 형상에 대한 시간영역해석을 통해 계류력 해석 및 최적 계류시스템 설계가 이루어졌다. 최적 계류된 수중 조류발전장치의 종요에 의한 발전량 손실은 약 0.1%, 3.48% 이며 계류삭에 작용하는 최대 하중 또한 24.52kN 으로 10mm 와이어의 허용하중 63.0kN과 비교하여 2.57의 안전계수를 확보함을 확인하였다. 따라서 본 연구를 통하여 국내 천해지역에 수중 조류발전장치의 안정적인 적용이 가능함이 확인되었다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 20163030071850)

이 논문은 2015년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임. (해양에너지 융복합 인력양성)

참 고 문 헌

Ko K.O., Lee K.H., Park C.B., Jo C.H., 2016, “Design of Supporting Structure for Tidal Current Power Generation Using Tidal Bladed”, Journal of Costal Disaster Prevention, Vol.3, No.3, pp.107-121.

Park J.B., Kim K.H., Kim K.S., Ko D.E., 2013, “Comparison of Fatigue Damage Models of Spread Mooring Line for Floating Type Offshore Plant“ Journal of Ocean Engineering and Technology, Vol.27 No.5, 63-69

Shin H.K., Kim K.M., 2011, “Motion Analysis of 5-MW Floating Offshore Wind Turbine” J. Ocean Eng. Technol., Volume 25, Issue 5, pp.64-68

Suh K.D., Kwon H.D., Lee D.Y., 2008, “Statistical Characteristics of Deepwater Waves along the Korean Coast“ Journal of Korean Society of Coastal and Ocean Engineers Vol.20 No.4, pp.342-354

Yang W.S., 2007, “Hydrodynamic Analysis of Mooring Lines Based on Optical Tracking Experiments”, Texas A&M University, Ph.D. thesis,

Offloading Operability of Small Scale Ag FLNG with Side-By-Side Moored Small Scale LNG Carrier in Offshore West Africa

Bo-Hee Kim*, Mun-Sung Kim*, Dong-Hoon Yoo*, Kwang-Soo Kim*, Hyun-Su Jeong*

*Samsung Heavy Industry Co. Ltd., Pangyo, Korea

KEY WORDS: FLNG, Small Scale FLNG, FPSO, Associated Gas, Offshore West Africa

ABSTRACT: *This study describes one of the technical solutions for Small Scale FLNG (SSFLNG)[1] development specifically designed to monetize Associated Gas (AG) of producing oil fields located within convenient distance of an existing LNG Plant or Port with LNG storage facility. Limited production capacity combined with short range small scale LNG carriers (SSLNGC), provide a cost effective means for LNG production.*

Ship to ship off-loading operation by loading arm has been considered in AG SSFLNG. Produced LNG is to be off-loaded from the SSFLNG to side-by-side moored SSLNGC. Relative motion and dynamic load acting on loading arm system in side-by-side mooring arrangement is one of key factors to estimate the offloading operability of the AG SSFLNG. In this paper, a numerical two-body motion analysis for the side-by-side moored SSFLNG in frequency- and time-domain is carried out.

Also, the basic engineering work is carried out for the marine loading arms (MLA). Since the MLA reacts approximately as a linear system, it is calculated by a full spectral RAO analysis for each of the worst load cases issued from the spectral ranking. All loads and stresses inside the MLA are verified in accordance with EN1474-1[2] for the situations identified in the previous step. A high level fatigue analysis focused on the cryogenic swivel joints is carried out.

Based on the numerical calculation for relative motion in side-by-side moored FLNG, we have been performed structural assessment for MLA in several environment conditions. The structural integrity of both MLA and the LNGC manifold are validated during offloading for Offshore West Africa.

1. INTRODUCTION

1.1 General

In the AG SSFLNG development[1], ship to ship off-loading operation has been considered in offshore of West Africa. Produced LNG is to be off-loaded from the SSFLNG to side-by-side moored Small Scale LNG carriers (SSLNGC) for export to market.

For the safe operability of LNG cargo transfer by loading arms, the operating envelope of the loading arm is one of the key factors to consider[3]. It is a function of the relative motions and 2nd order wave drift force between SSFLNG and SSLNGC. The other important factor is the dynamic loading condition on the mooring lines and fenders system [4], [5].

The wave induced motions of the SSFLNG and SSLNGC are expected to have a smaller period compared to large scale FLNG and LNGC and quite difference amplitude, and the accelerations applied to the loading arms under West Africa sea conditions and to the SSLNGC manifold to be higher due to ship size and responses. So, under West Africa sea conditions, the same MLA installed on a small scale FLNG will experience more stress than if it was installed on a large scale FLNG. The design of the offshore MLA is still valid since it has been developed for more severe sea conditions involving large scale vessels. Moreover the fatigue damages, being also increased because of the higher motion frequency, are assessed and taken into account in the design criteria to assure a minimum life expectancy of at least 20 years in such operating conditions.

The purpose of the paper is to provide the two-body motion assessment including loading arm envelop and operability for SSFLNG with side-by-side moored SSLNGC in Offshore West Africa. For this, basic model of SSFLNG, off-loading SSLNGC, loading arms and side-by-side mooring system are presented. The numerical dynamic simulation is performed in both frequency- and time-domain considering wind, current and waves such as main swell, secondary swell and wind seas in

offshore West Africa. These results give an impact on the loading arm design such as structure and product line welding sizing, and structural bearing design criteria are also evaluated.
From these numerical analysis, a performance level can be assessed[6] for the loading arm and mooring systems of SSFLNG with side-by-side moored SSLNGC perform in offshore West of Africa.

1.2 Main Particulars

The hull dimensions and LNG tank capacity were defined considering the compatibility between the SSFLNG and shuttle SSLNGC, which has a 20,000m3 LNG storage capacity. The principal particulars of SSFLNG and SSLNGC are given in Table 1.

Table 1 Principal Particulars

Ship type	SSFLNG	SSLNGC
Lbp [m]	193.0	132.0
B [m]	44.0	24.0
D [m]	25.0	18.0

1.3 Metocean Conditions

The SSFLNG is designed for locations with benign sea conditions, such as South-East Asia or West Africa for which researches have been conducted[9]. Main assumed environmental extreme data is summarized in the Table 2.

Table 2 Main Environmental Conditions

Type		Return Period	
		100 years	1 year
Main swell	Hs (m)	3.6	2.6
	Tp (s)	17.5	15.9
Secondary swell	Hs (m)	1.55	1.15
	Tp (s)	14.7	13.8
Wind sea wave	Hs (m)	2.75	2.05
	Tp (s)	7.2	6.7
Sustained wind at 10m	V1hr (m/s)	16	12
Squall at 10m	V1min (m/s)	32.3	19.6

1.4 Side-by-side Offloading

Side-by-side offloading has several processes; approach/ berthing, offloading, depart. Among the processes, offloading process takes more time to transfer the gas by using loading arm in the side-by-side mooring arrangement. The typical side-by-side offloading process is shown in Table 3.

Table 3 Side-by-Side Offloading Process

Critical process	Item	Time
Approach/ Berthing	- Parallel position LNG carrier and FLNG - LNG carrier moved toward FLNG with aid of tugs - Fender kissing, fastening mooring lines and connecting LNG loading arms	3 Hrs
Offloading	- LNG transfer	4~6 Hrs
Depart/ Sail away	- Purging, Disconnection, unmooring and LNG carrier sail away	2 Hrs
Total		9~11 Hrs

The limitations of offloading process are mooring line, fender force and loading arms. Generally, side-by-side mooring lines and floating pneumatic fenders are used for the offloading operation of side-by-side moored vessels. The liquefied natural gas is transferred from the FLNG into the LNG carriers by means of loading arms on the FLNG. The tip of the loading arm is connected to the manifold of the LNG carriers.

1.5 Offloading System

The offloading system consists of two LNG loading arms carrying LNG and a vapor return arm for vapor to return from LNGC to FLNG. The product line carrying LNG and the vapor return line are constructed from SS316L. These are designed to the requirements of EN 1474 and OCIMF.

The LNG offloading system is based on the use of LNG loading arms but the design differs from that of a traditional LNG loading arm. First this is because there are relative motions between the loading arms and the LNGC caused by the constant motion of both the FLNG and the LNGC. This causes connection flange of the loading arms to move with respect to the LNG inlet manifold of the LNGC. Therefore the loading arms would need a Targeting System ® (see Figure1)

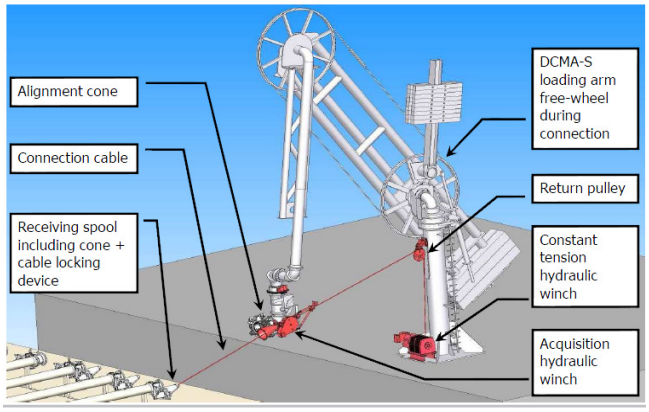


Figure1 Diagram of Targeting System ®

that consists of a set of cables and winches for the connection flange of the LNG loading arms to move along until it connects to the LNG inlet manifold. The cable would follow any relative motions due to ship motions of both the FLNG and the LNGC. The LNG loading arms would follow the movement of the cable accordingly. Like a cable car, the flange of the LNG loading arms would travel to its destination at the LNG inlet manifold.

Compared with conventional loading arms, the effect of waves on the vessel motion of both FLNG and LNGC results in the following impact:

i) Enlarged operating motion envelope for the dynamic condition (in addition to just static envelope).
ii) Additional acceleration imposed on both ends of the loading arms during all connected case in offloading mode.
iii) Larger hydraulic power unit due to the need for higher velocities needed for moving the arms.

Other considerations for offshore loading arms are: (i) suitability for offshore marine conditions, (ii) static and dynamic loads due to ship motion on the loading arm and specifically on its swivel joints.

Similar to onshore loading arms, the LNG loading arms would be equipped with the usual QCDC, Constant Position Monitoring System (CPMS) and Powered Emergency Release Coupler (PERC) with double block valves.

1.6 Relative Motion

For the safe loading arm operation, the operational envelop is one of key factors to ensure offloading operation. Also, for the safe STS offloading operation, the dynamic load acting on the mooring system has to be smaller than the maximum allowable load.

The relative motion is one of major considerations in design the loading arm system and has relations with operability of offloading system in given environmental conditions. The relative motions between FLNG and LNGC occur around low frequency regions and coupled resonance frequency regions. The hydrodynamic interaction effect between FLNG and LNGC comes from the scattering and reflection of incident and radiation waves and resonance of trapped waves due to the presence of neighboring bodies[3], [4]. This resonance peak may occur due to the standing wave between FLNG and LNGC. So, the sway and the roll motion occur in head sea due to resonance of trapped wave between FLNG and LNGC.

2. MATHEMATICAL FORMULATION

2.1 Co-ordinate system for two floating bodies

To describe the motion responses between two floating structures in waves, we consider three sets of right-handed orthogonal coordinate systems as shown in Figure2.

O-XYZ is the space fixed coordinate system. OA-XAYAZA and OB-XBYBZB are the oscillatory coordinate systems fixed with respect to ship A and ship B, respectively. The O-XY plane coincides with the undisturbed free surface, the X-axis in the direction of the body's forward and the Z-axis vertically upward. The Oscillatory coordinate systems OA-XAYAZA and OB-XBYBZB are used to describe the body motion in six degrees of freedom with complex amplitudes ξj(j=1,2,⋯,12).

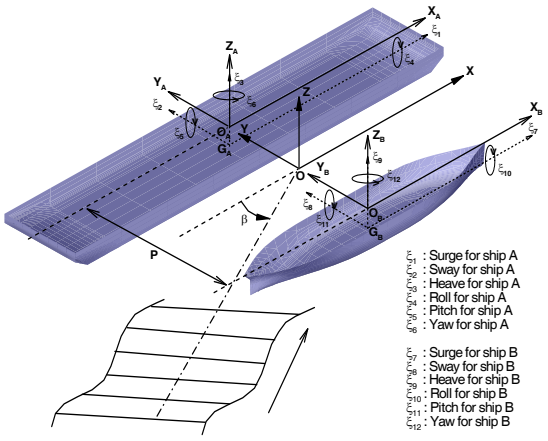


Figure2 Definition of Co-ordinate System

2.2 Equations of motion for two floating bodies

Under the assumption that the responses are linear and harmonic, the twelve linear coupled differential equations of motion for two floating bodies can be written in the following form

$$\sum_{j=1}^{12}[-\omega_e^2(M_{ij}+A_{ij})-i\omega_e B_{ij}+C_{ij}]\xi_j = F_i \quad \text{for} \quad i=1,2,\cdots,12$$

where M_{ij} is the generalized mass matrix for the ship A and ship B, C_{ij} the restoring force matrix for ship A and ship B, respectively, ξ_j the complex amplitude of the response motion in each of the six degree of freedom for each body, and F_i the complex amplitude of the wave exciting force for ship A and ship B.

2.3 Relative motion between two floating bodies

The longitudinal, lateral and vertical relative motion between ship A and ship B at any position can be expressed as three components,

$$\frac{L_R}{\zeta_a} = \frac{1}{\zeta_a}[(\xi_1 + z_A\xi_5 - y_A\xi_6) - (\xi_7 + z_B\xi_{11} - y_B\xi_{12})]$$

$$\frac{H_R}{\zeta_a} = \frac{1}{\zeta_a}[(\xi_2 + x_A\xi_6 - z_A\xi_4) - (\xi_8 + x_B\xi_{12} - z_B\xi_{10})]$$

$$\frac{V_R}{\zeta_a} = \frac{1}{\zeta_a}[(\xi_3 - x_A\xi_5 + y_A\xi_4) - (\xi_9 - x_B\xi_{11} + y_B\xi_{10})]$$

where, (x_A, y_A, z_A) and (x_B, y_B, z_B) are the coordinates of the position with respect to each body frame system; see Figure 2.

3. ANALYTIC SOLUTIONS

3.1 Ship Conditions

Table 4 and Figure3 show the selected loading conditions and mooring arrangement as design cases of FLNG and LNG carrier for side-by-side moored analysis. The relative motion calculation positions are shown in Figure4.

Table 4 Loading Conditions

Ship type	FLNG	LNGC
Loading cond.	Full load/Ballast	Ballast/Full load
Draft [m]	12.0/11.01	5.8/6.9
Disp. [MT]	102325.8/93711.3	14233.5/17149.0
KG [m]	17.6/17.6	7.09/7.77
LCG [m]	95.25/95.14	66.05/65.78

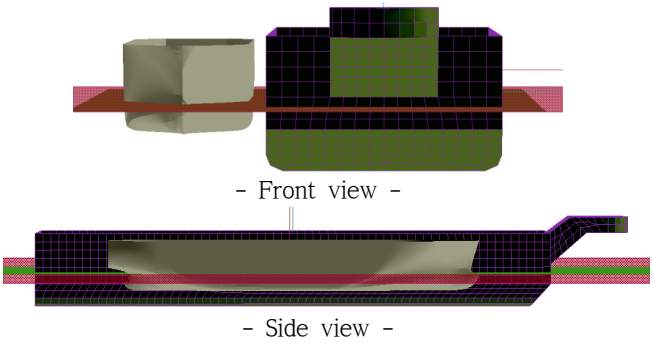


Figure3 Panel Arrangement of SSFLNG and side-by-side positioned SSLNGC (Distance: 4.0 m)

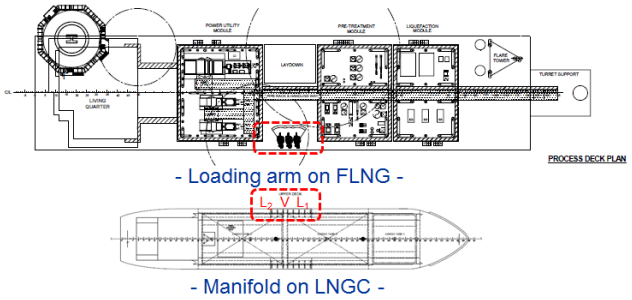


Figure4 Relative motion calculation positions at loading arm and manifold

A three-dimensional motion analysis program, WADAM[10] is used for the computation of motion response such as hydrodynamic coefficients, 6-degree of freedom motions and mean drift forces. WADAM is based on WAMIT developed by MIT (Massachusetts Institute of Technology), and can solve the radiation /diffraction problem in frequency domain.

3.2 Environmental Conditions

The SSFLNG will normally operate upright with no permanent trim. Design operating condition for offloading operation is 1 year-RP in Offshore West Africa as shown in Table 2.

4. RESULTS AND DISCUSSIONS

4.1 Frequency-Domain Results

Figure 5, 6 and 7 show the longitudinal, transverse and vertical relative motion RAO at head sea $\pm 90°$ angle, respectively. The large relative motions between two floating bodies occur around low frequency regions and coupled resonance frequency regions. The hydrodynamic interaction effect between two floating bodies comes from the scattering and reflection of incident and radiation waves and resonance of trapped waves due to the presence of neighboring bodies. The relative motion varies as the wave-heading angle varies from 90° to

270° . The relative motion does not appear in low and high frequency region because SSFLNG and SSLNGC motions have the same phase in that frequency region. However, the relative motions occur if SSFLNG and SSLNGC motions are out of phase and in phase with different motion amplitude.

The heading angles in which the longitudinal relative motions are significant in head and bow quartering sea, especially when SSLNGC is on weather side (β=135°). The transverse relative motion was found in head seas due to hydrodynamic interaction. The highest vertical relative motion occurs in beam sea (β=90°) where the SSLNGC is on weather side.

Total relative motion response is obtained by calculating main swell response, secondary swell response and wind sea response independently.

$$Total_response = \sqrt{MS^2_{response} + SS^2_{response} + WS^2_{response}}$$

The basis of calculation is given in Table 5.

Table 5 Basis of Calculations

Items	Connected(Side-by-side)
Wave data	West Africa (Main swell, 2nd swell, Wind sea)
Sea spectrum	Ochi-Hubble
Heading profile	All heading
Wave crest	Long crest
Post-processing	Short term analysis
Return period (response level)	1-YR (3-Hrs MPM)

The relative motions between SSFLNG and SSLNGC in Offshore West Africa are estimated by using the calculated relative motion RAOs. The Ochi-Hubble spectrum is used to analyze the relative motion responses of SSFLNG in the operating conditions. The maximum relative motions at the connected loading arm point of offloading system between SSFLNG and SSLNGC are shown in Figure 8. The relative motion responses become noticeably small when the SSLNGC is on leeside due to sheltering effect of SSFLNG. The horizontal and vertical relative motion criteria are 2.0m and 2.0m, respectively.

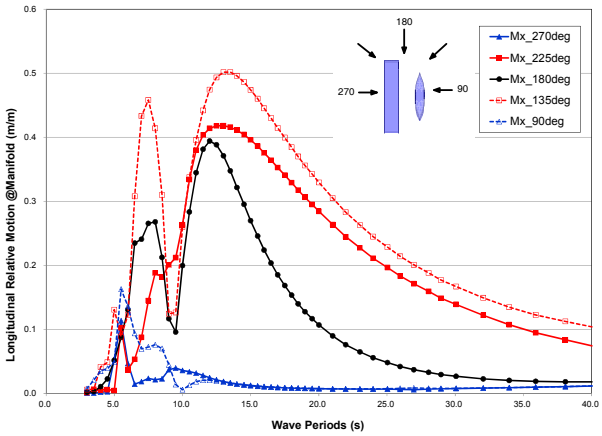


Figure 5 Longitudinal Relative motion RAOs at loading arm and manifold

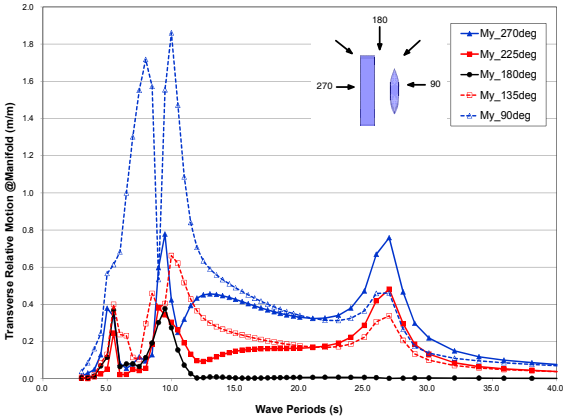


Figure 6 Transverse Relative motion RAOs at loading arm and manifold

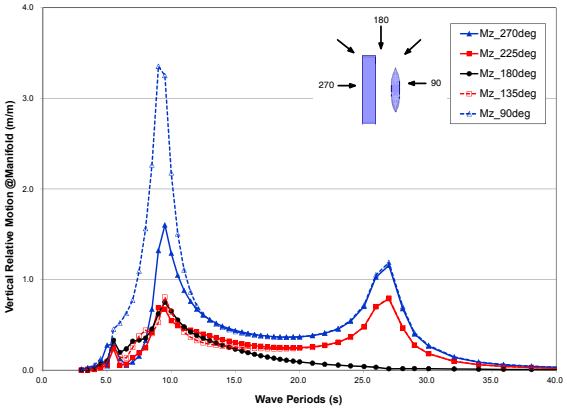


Figure 7 Vertical Relative motion RAOs at loading arm and manifold

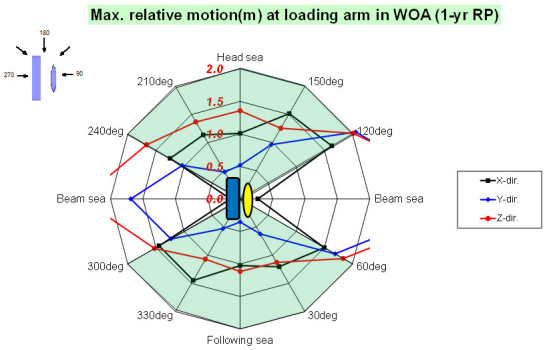


Figure8 Relative motion responses at loading arm and manifold in Offshore West Africa (1-yr RP)

The maximum longitudinal relative motion is smaller than the design criteria in the all heading waves. The maximum transverse and vertical relative motions are also smaller than the design criteria in the all heading waves except the beam sea (β=90° and 270°) in which LNG carrier is on weather side. However, according to heading analysis results, the probability of beam sea incidence occurrence is very low about 0.5% in Offshore West Africa.

The maximum limiting criteria for the loading arms are based on the relative motions between SSFLNG and SSLNG at the manifold position. The following limits are applied:

Table 6. Operability Criteria for Loading Arm

Maximum relative motion at manifold	Value
Surge (x-direction) [m]	+/- 2.0
Sway (y- direction) [m]	+/- 2.0
Heave (z- direction) [m]	+/- 2.0

4.2 Time-Domain Results

Generally, side-by-side mooring lines and floating pneumatic fenders are used for the offloading operation of side-by-side moored vessels. In this paper, 16 mooring lines and 4 fenders are used for the side-by-side mooring system. SSFLNG is also moored by an external turret mooring system which consists of 12 identical mooring lines in 3 bundles.
The side-by-side mooring analysis is carried out using ARIANE[11] developed by BV. ARIANE is a program for time-domain simulation of motions and station-keeping behavior of floating vessels and suspended loads.

The side-by-side mooring configuration is shown in Figure 9, with 16 mooring lines and 4 fenders. Each breast line represents 12 lines, and each spring line represents 4 lines. The mooring lines are assumed to have a bi-linear stiffness. The fender is a typical pneumatic floating fender, with 4.5 m diameter and 9.0 m length. According to OCIMF guideline[12], the safety factors for steel wire and nylon tail are 1.8 and 2.5, respectively.

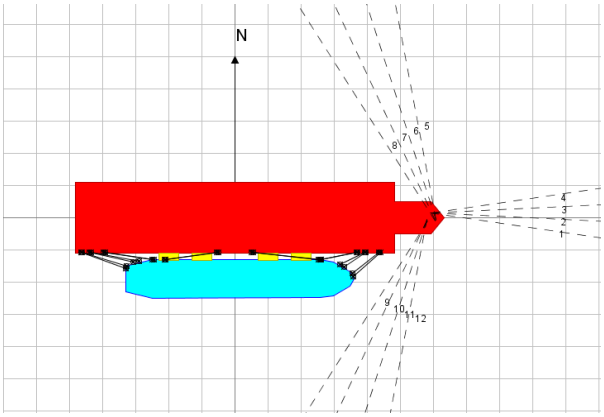


Figure 9 Configuration of Side-by-Side Mooring System

Table 7 Specification of Side-by-Side Mooring System

Equivalent line and fender	Max. allowable load [kN]
Mooring line (Wire)	760.8 (S.F. 1.8)
Mooring line (Tail)	804.4 (S.F. 2.5)
Fenders	2873.5 (S.F. 2.0)

The environmental conditions of the mooring analysis for loading arm is shown in Table 8 and Figure 10.

Table 8 Environmental Condition for Mooring Analysis

Offshore West Africa		Case 1	Case 2
Main Swell	Hs [m]	1.46	2.05
	Tp [sec]	14.5	15.4
	Heading [deg]	142.5	142.5
2nd Swell	Hs [m]	0.74	1.00
	Tp [sec]	11.2	14.0
	Heading [deg]	165.0	157.5
Wind sea	Hs [m]	1.41	1.90
	Tp [sec]	6.5	6.6
	Heading [deg]	180.0	180.0
Wind	Vw [m/s]	12.0	12.0
	Heading [deg]	175.0/172.5	142.5
Current	Vc [m/s]	1.7	1.7
	Heading [deg]	175.0/172.5	142.5

Environmental conditions are selected for fatigue assessment of marine loading arm. The environments are modeled as follows:
- Swell /Wind-sea: Ochi-Hubble spectrum
- Wind: NPD wind spectrum

- Current: constant velocity

The simulation time of the mooring analysis is 3 hours.

The maximum relative motions results in time domain are shown in Table 9 and Figure 11. The relative motion responses are increased due to static and low frequency environmental load from wind and current. In all cases, the maximum relative motion responses are smaller than 1.0 m. This meaning that loading arm can be operated without any restriction in Offshore West Africa 1-yr RP.

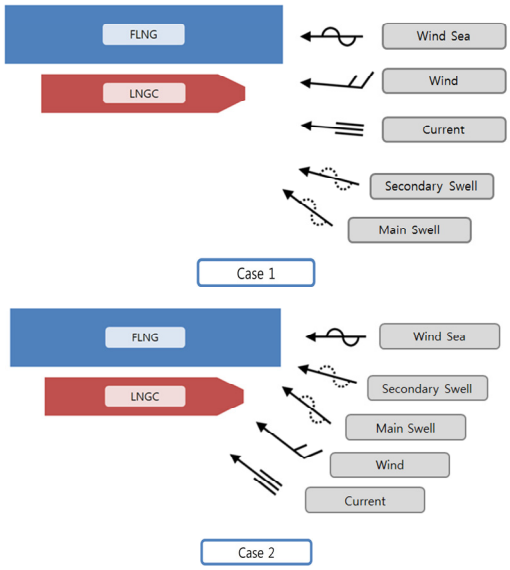


Figure 10 Direction of environment for time-domain analysis

Table 9 Maximum Relative Motion at MLA and Manifold

	FLNG at Ballast LNGC at Full load			FLNG at Full load LNGC at Ballast		
	Case 1	Case 2	Wave only	Case 1	Case 2	Wave only
Trans.(y) [m]	0.39	0.32	0.32	0.58	0.41	0.42
Vert.(z) [m]	0.69	0.72	0.58	0.77	0.80	0.64

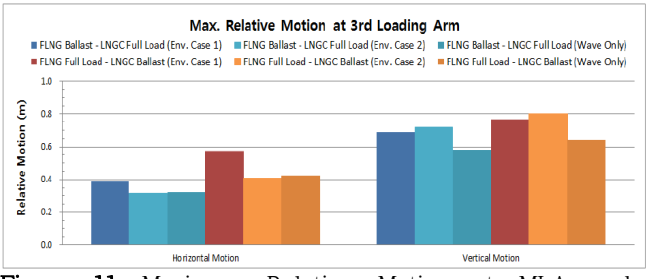


Figure 11 Maximum Relative Motion at MLA and Manifold

Table 10, Figure 12 and Figure 13 show the maximum fender force and mooring lines tension. Wave frequency motion responses of vessels are not considered for fender load calculation. As we can see, the maximum load responses are smaller than allowable limit[12] even the pre-load of mooring line is comparatively high. Pre-load of side by side mooring line may be reduced by modification of mooring fitting location.

Generally, the relative motion, fender force and mooring line tension responses of environmental case 1 are higher than those of case 2 because of larger relative heading angle between SSFLNG and main swell. The time signals of surge, sway and heave motion for both SSFLNG and SSLNGC are shown in Figure 14 for environment conditions Case 1. The model test results would be required to validate the numerical calculation results in the next Pre-FEED or FEED stage. Figure 15 shows the time signals of turret mooring lines tension, fenders force and side-by-side mooring lines tension, respectively.

Table 10 Maximum loading on side-by-side mooring system

	Pre-load	FLNG at Ballast LNGC at Full load		FLNG at Full load LNGC at Ballast	
		Case 1	Case 2	Case 1	Case 2
Fender load [kN]	356.0	564.0	384.0	598.0	420.0
Mooring load [kN]	290.0	552.0	486.0	721.0	568.0

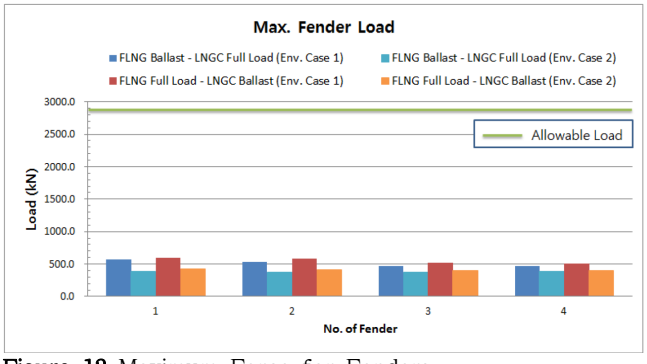


Figure 12 Maximum Force for Fenders

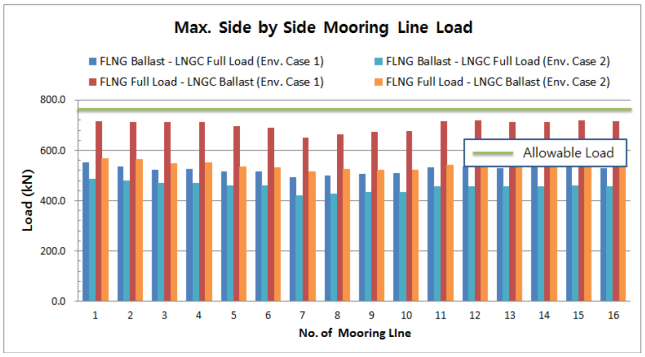


Figure 13 Maximum Tension for Side-by-Side Mooring Lines

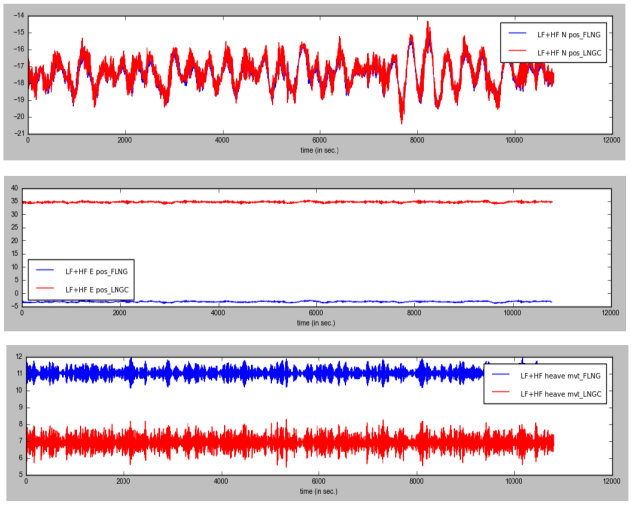


Figure 14 Time series of Surge, sway and heave motion for SSFLNG and SSLNGC (Case 1)

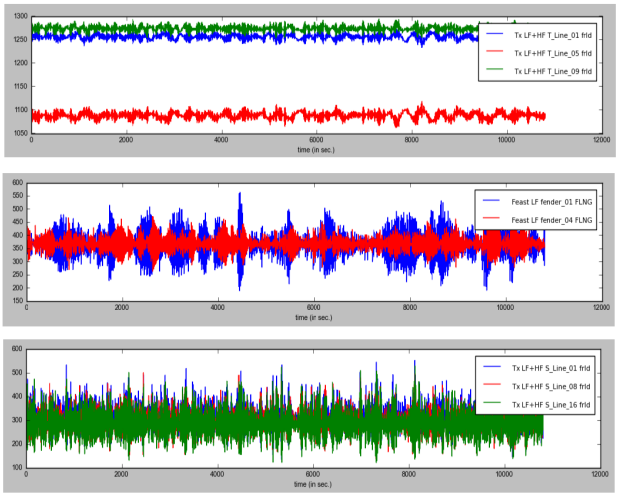


Figure 15 Time series of Turret Mooring line tension, Fender force and Side-by-Side Mooring line tension for SSFLNG and SSLNGC (Case 1)

5. STRUCTURAL ANALYSIS FOR LOADING ARM

SHI has requested TechnipFMC to collaborate by assessing basic engineering study regarding operational purpose for TechnipFMC's offshore Marine Loading Arms (MLA). Indeed, due to the "small" size of the involved vessels, the frequency content of MLA excitations is higher than large scale FLNGs. Figure 16 shows the co-operation scope of work.

At this early stage of the AG SSFLNG development, a basic structural engineering study is carried out for the loading arms and can be summarized as follow:
Definition of Design Operating Envelope (DOE) and selection of typical offshore MLAs.
Construction of the numerical FE model of the MLA.
Screening analysis by spectral RAO analyses (also named "spectral ranking") in order to identify and select the worst load cases to be studied with more accuracy. The responses of the MLA, transfer functions in loads, are calculated for 58,320 load cases which correspond to all possible scenarios in offloading connected mode of operation taking into account all positions inside the DOE combined with all applicable wave conditions of the project.
Full spectral analysis; the MLA is calculated by a full spectral RAO analysis for each of the worst load cases issued from the spectral ranking. All loads and stresses inside the MLA are verified in accordance with EN1474-1[2] for the situations identified in the previous step.
Swivel fatigue analysis. A high level fatigue analysis focused on the cryogenic swivel joints is carried out.

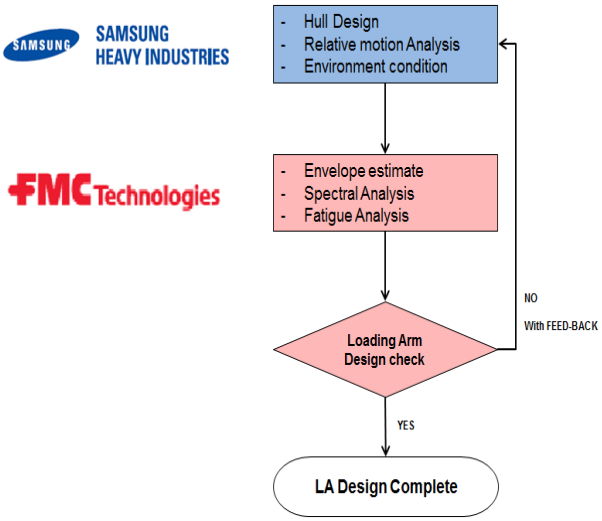


Figure 16 Co-operation SOW both SHI and TechnipFMC

Two design modes are considered as shown in Table 11.

Table 11 Design Modes

Design mode	Mode 1	Mode 2
MLA Condition	Connected in ME	Connected at DOE limits
Type	Offloading mode	Offloading mode
Definition	MLA connected to a shuttle carrier at the flanging area and dynamic motion	MLA connected to a shuttle carrier at the design operating envelope limit position
Environment	On-site offloading limit	On-site offloading limit
Analysis	RAO spectral analysis	RAO spectral analysis

The MLA is an articulated piping structure with its first significant Eigen frequency not very far from the highest frequency content of the ship motions. Therefore it is necessary to perform a dynamic analysis which enables well-capturing MLA response. The spectral approach based on motion RAOs of the two vessels involved is considered for the structural design verification of the MLA.

For the product line swivel joints, a fatigue analysis is assessed under typical offloading configuration. The aim is to validate the life duration of the swivel joint based on the connected mode of operation. A spectral analysis is performed to evaluate the loads and rotational cycles at the most probable offloading position (center of the ME), and by considering average wave conditions.

The structural verifications are performed by spectral FEAs under ANSYS V16.0 software[13]. A beam/pipe FE model of the DCMA' S MLA developed by TechnipFMC using ANSYS software is used as the basis for the 12" x 60' FP DCMA' S according to the Operating Envelop in Dr13068 60' rev.0. This modeling enables assessing both the loads/stresses in all structural components of the MLA and reaction loads at LNGC manifold flange. Figure 17 shows the typical views of the beam/pipe FE model.

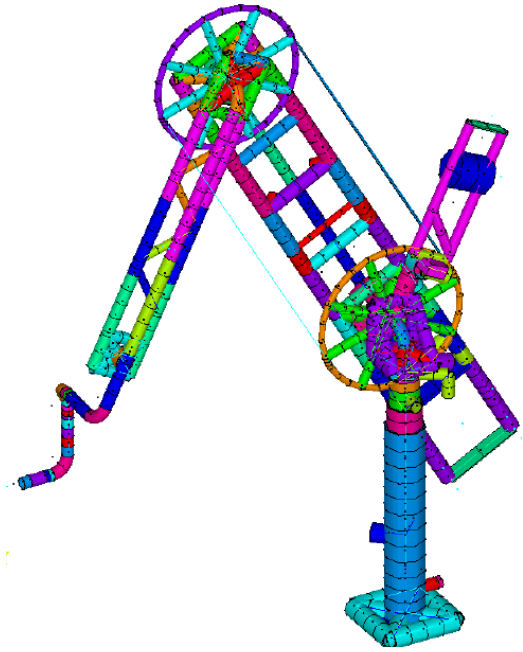


Figure 17 FE-model for TechnipFMC' s MLA

As we can be seen in Figure 18, the tag A is selected for structural analysis because it' s the most constraining loading arm in term of slewing angle. Moreover, an additional spool length of 1 meter is considered on the Style80 as a conservative geometrical approach. Figure 19 presents the coordinates (X, Y, Z) for each arm attitude, i.e. the 45 positions of the manifold flange in the meshing DOE.

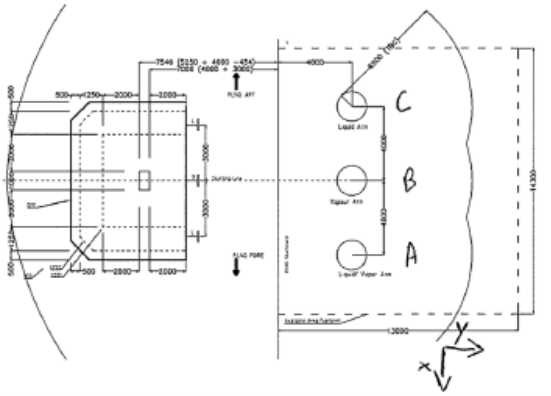


Figure 18 Tags for MLA

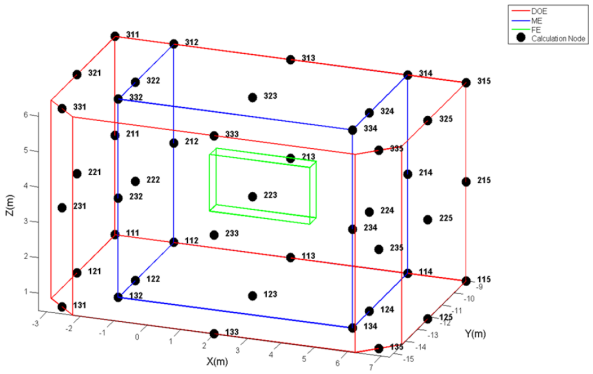


Figure 19 Meshing DOE

A total of 58,320 load cases (2 filling levels x 648 environments x 45 positions inside DOE) have been screened for 1-year RP Offshore West Africa and ranked following a "spectral ranking method", a TechnipFMC well-established design practice for its offshore loading arms. These load cases correspond to the marine loading arm (MLA) in offloading mode of operation, connected in various locations inside the Design Operating Envelope (DOE) and under a various wave conditions.

The worst load cases in term of loads for the MLA and the LNGC manifold, named "Top1" load cases, are selected and fully calculated in spectral analysis for MLA strength verification following EN1474-1 standard[2].

As shown in Table 12 and Table 13, all MLA calculated stress D/C ratios (Demand on Capacity) are lower than 1. The maximum calculated stresses in all MLA sub-components are within the allowable limits of EN1474-1 for all Top1 load cases.
In particular support elements and product line widely withstand the stress with respect to the yield stress; the maximum calculated stress corresponds to:
- 29% of the yield stress for the Inboard and Outboard arms,
- 21% of the yield stress for the Base riser,
- 16% of the yield stress for balancing beam,
- 49% of the yield stress for the product line.

The minimum calculated safety factors (SFs) satisfy the minimum requirements of EN1474-1 and NF ISO 76[14] for product line swivel joints, structural bearings, ERS/QCDC components and the pantograph wire rope. Consequently, all these components are suitable for the worst environmental conditions (Top1).

As shown in Table 14, all manifold calculated load D/C ratios are lower than 1. Consequently, the maximum calculated loads at LNGC manifold flange are within the allowable limits of SIGTTO/OCIMF[15] and EN1474-1[2]. Thus the structural integrity of the 12" manifold is validated.

Table 12 Spectral Stress Results-Mode 1(Connected in ME)

	Maximum stress results				
MLA parts	Base riser	Inboard arm support element	Outboard arm support element	Outboard balancing beam	Product line
Max stress D/C ratio with respect to EN1474-1 allowable stress	0.45	0.64	0.64	0.06	0.91
Max stress margin with respect to Yield Stress	**21%**	**29%**	**29%**	**3%**	**49%**
Load case	BL_FL_1YR_577_312	FL_BL_1YR_640_213	FL_BL_1YR_579_113	FL_BL_1YR_183_113	BL_FL_1YR_323_113

Table 13 Spectral Stress Results-Mode 2 (Connected at DOE limits)

	Maximum stress results				
MLA parts	Base riser	Inboard arm support element	Outboard arm support element	Outboard balancing beam	Product line
Max stress D/C ratio with respect to EN1474-1 allowable stress	0.33	0.46	0.39	0.26	0.66
Max stress margin with respect to Yield Stress	**21%**	**29%**	**24%**	**16%**	**49%**
Load case	BL_FL_1YR_181_111	BL_FL_1YR_185_331	BL_FL_1YR_183_315	FL_BL_1YR_93_335	FL_BL_1YR_577_135

Table 14 Manifold Loads Results

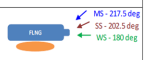
	Maximum manifold loads results				
Load	Fx	Fy	Fz	Mx	Mz
Max D/C ratio	0.62	0.36	0.66	0.67	0.32
Max load margin	38%	64%	34%	33%	68%
Load case	FL_BL_1YR_174_113	FL_BL_1YR_640_335	FL_BL_1YR_10_312	FL_BL_1YR_174_113	FL_BL_1YR_183_113

According to EN1474-1 the swivels are designed to withstand vessel manifold movements adjusted for an operational life of 5 years at least. Moreover, EN1474-1 recommends the dynamic tests with 400,000 movements with an average rotation angle of 8° to 10° and the period of the movements 10s on average. So this represents approximately 11,110 complete revolutions (rotation angle of 360°).
For swivel fatigue analysis, the following empiric assumptions have been made:
One offloading every two days with 2 hours per offloading (assumption).
Thus the life time, corresponding to 5 years according to EN1474-1, is: 5 x 365/2 x 2 x 3,600 = 6,570,000s.

Fatigue analysis has been assessed for swivel joints in order to verify that the average loads and number of cycles are in their dynamic capacity ranges in accordance with EN1474-1.
A spectral RAO calculation is performed for one environment only at this basic engineering stage. ENV #445 with vessels filling loading "FL_BL" is selected as shown in Table 15 because its maximum relative accelerations correspond approximately to the average of the maximum relative accelerations among the 648 sea states and the 2 filling conditions of the vessels. Relative accelerations considered are 1-yr spectral

relative accelerations between both extremities of the MLA. Such an approach is very conservative from a fatigue point of view.

Table 15 Environment for Swivel Fatigue Analysis

Wave	Main Swell MS				Second Swell SS				Wind Sea WS				Sketch
Wave conditions for fatigue	Heading rel to FLNG	Hs	Tp	Lambda	Heading rel to FLNG	Hs	Tp	Lambda	Heading rel to FLNG	Hs	Tp	Lambda	
1YRP	[deg]	[m]	[s]	[-]	[deg]	[m]	[s]	[-]	[deg]	[m]	[s]	[-]	
FL_BL_1YR_445	217.5	2.05	15.4	8.9	202.5	1	14	7.1	180	1.9	6.6	1.5	

Two criteria are verified as a preliminary simplified approach. First, the equivalent load P_{CA} is calculated (RMS value) and compared to the allowable P_{CA}. The calculated "design Safety Factor" (SFd) is the ratio between the allowable P_{CA} and calculated P_{CA} and shall be upper than the "dynamic Safety Factor" (SFdy) for dynamic test.

$$SFd = \frac{P_{CAallowable}}{P_{CA\ calculated}} \geq SFdy = \frac{P_{CAallowable}}{P_{CA\ dynamic}}$$

where,
PCA allowable: determined according to material characteristics of balls and snaps and is validated by certified cryogenic and ambient tests performed in accordance with EN1474-1.
PCA calculated: calculated equivalent load in swivel issued from spectral RAO analysis (RMS value + Vstat value) (single amplitude)
PCA dynamic: equivalent load applied on swivel in dynamic tests according to EN1474-1

Then, the number of cycles is evaluated and compared to the typical number of cycles. The following expression is verified:
n0=(life time/Tz)x(2 x Rotz/360°)≤11,110 complete revolutions

where,
n0: Number of complete revolutions
life time : 6,570,000 s
Tz: Zero up-crossing period issued from spectral RAO analysis
Rotz: Rotational angle of the swivel issued from spectral RAO analysis (RMS value) (single amplitude)

And the maintenance frequency in number of years is estimated as follow: *11,110 / n0* x *5*

Table 16 shows the calculated design safety factor (SFd) for each swivel joints. All calculated SFd are upper than the Dynamic safety factor for dynamic test (SFdy). Therefore, the calculated equivalent load P_{CA} (RMS value) in all swivel joints are lower than test equivalent load according to EN1474-1.
As shown in Table 17, the calculated number of complete revolutions is lower than the allowable and the minimum interval for maintenance frequency is 13 years.
Consequently, the average loads and number of cycles seen by the swivels comply with the minimum dynamic requirements of EN1474-1.

Table 16 Swivel Fatigue P_{CA} Results

Swivel Joint	Calculated SFd Ratio (Allowable P_{CA}/Calculated P_{CA})	SFdy (used in test)
Riser-LP	4.42	~ 3.3 – 3.6
ST50-LP	5.83	
ST40-LP	9.73	
Rot.1 ST80	4.37	
Rot.2 ST80	6.02	
Rot.3 ST80	12.47	

Table 17 Swivel Fatigue Maintenance Frequency

Swivel Joint	Calculated n0 [Complete revolutions]	Allowable n0 [Complete revolutions]
Riser-LP	3,668	11,110
ST50-LP	4,275	
ST40-LP	3,463	
Rot.1 ST80	4,188	
Rot.2 ST80	3,475	
Rot.3 ST80	1,498	

6. CONCLUSION

In this paper, the relative motion analysis both frequency- and time-domain has been performed in order to assess the offloading operability of MLA system with side-by-side moored AG SSFLNG and SSLNGC in Offshore West Africa. Through the presented study, it can be concluded as follows:

- The side-by-side mooring analysis for SSFLNG and SSLNGC is carried out by using numerical simulation. For the loading arm operation during offloading operations, the operational envelop of loading arm is one of key factors in the operation. The operational envelop is function of relative motion between SSFLNG and SSLNGC.

- The maximum relative motions are also smaller than the design criteria (i.e. 2.0m) in the all heading waves because the probability of beam sea incidence occurrence is very low about 0.5% in Offshore West Africa from the heading analysis. In addition, the maximum relative motion responses are smaller than 1.0 m in time-domain analysis. This meaning that loading arm can be operated without any restriction in Offshore West Africa 1-yr RP.
- Small Scale FLNG & LNGC show more sensitive response to wave excitations compared to large LNGC under the same sea conditions. As a consequence, relative accelerations between the LNGC and FLNG are higher with small scale applications compared to large scale which induce loads into the MLA and the LNGC manifold in offloading mode.

However it can be observed that the relative motions are much lower with small scale compared to large scale. This is the large high frequency content of the small scale LNGC which drives the increase of relative accelerations between the large and small scale applications.
Structural integrity of MLA (Marine Loading Arms) and LNG carrier manifolds has been validated for small scale floating applications in Offshore West Africa with 20years operating life. For typical environments like in Gulf of Guinea, the induced loads in the MLA and LNGC manifold remain within allowable limits defined by the EN1474- 1 and SIGTTO/ OCIMF standards.
Thus, the feasibility of MLA under Offshore West Africa sea conditions is proven.

REFERENCES

X.C. Nguyen et al, 2016, "A study on small scale Associated Gas FLNG Utilizing Small Scale LNG Carriers to Near-By Onshore LNG Plant", Proc. 35th OMAE, Busan, Korea

EN1474-1, 2008, "Installation and equipment for liquefied natural gas - Design and testing of loading / unloading arms"

M.S. Kim and M.K. Ha et al, 2003, "Relative Motions between LNG-FPSO and Side-by-Side positioned LNG carrier in Waves", Proc. 13rd ISOPE Conference, Hawaii, USA.

M.K. Ha and M.S. Kim et al, 2004, "First- and Second-order Hydrodynamic Forces and Moments on Two Offshore Floating Structures in Waves", Proc. 14th ISOPE Conference, Toulon, France.

M.S. Kim, 2017, "Study on Relative Motion and reduction method for FLNG", Ph.D Thesis(written in Korean), Pusan National University

TechnipFMC Report, 2016, "Basic Engineering Study for Side-by-Side Loading Arm", LS_CNDR1306801, rev.1 September

Moh. Taufik Afianto, 2013, "Small Scale LNG, The Best Suited for Indonesia's Archipelagos", LNG 17

Barend Pek and Harry van der Velde, 2013, "A High Capacity Floating LNG Design", LNG 17

Kevin Ewans, Gorge Z.Forristall, Michel Olagnon, Marc Prevosto, and Sylvie Van Iseghem, 2004, "West Africa Swell Project (WASP) Final Report"

SESAM User's Manual - WADAM, 2010, DNV Software Report No. 94-7100, Rev. 9

ARIANE Technical Manual, 2011, BV Software V.7.0.2

Oil Companies International Marine Forum, OCIMF, 1997, "Mooring Equipment Guidelines, Second Edition."

ANSYS, 2015, " v.16 User's Manual"

NF ISO 76, 2006, "Calculation rules for rolled bearings - Static load ratings", September

SIGTTO/OCIMF, 1994, "Recommendations for manifolds for refrigerated liquefied natural gas carriers (LNG) - Second Edition"

LNG 화물창 내 슬로싱 충격하중의 이상치 해석

김상엽* · 김용환**
*서울대학교 조선해양공학과

Outlier Analysis of Sloshing Impact Pressure on LNG Cargo Tank

Sang-Yeob Kim*, Yonghwan Kim*

*Seoul National University, Seoul, Korea

KEY WORDS: Sloshinguoy 슬로싱, Impact pressure 충격하중, Statistical analysis 통계 해석, Model test 모형시험, Model similarity 모형 상사성

ABSTRACT: *The present paper presents the statistical analysis of sloshing-induced random impact pressure. In this paper, outlier analysis method, which is a method to improve convergence through statistical analysis on experimental values lacking convergence, was developed. Possible outliers are categorized as three types and treating methods of each types of outliers were presented. Developed outlier analysis was adopted to the model test results of cargo hold of the LNG carrier in operation. The long-term sloshing load results derived from the developed procedure are compared with the results which applied the conventional procedure for the same model, and the effectiveness of the proposed long-term sloshing load method is investigated. Based on the long-term model test data, we confirmed that the proposed method can provide more reliable results based on the same experimental results.*

1. 서 론

슬로싱(sloshing) 현상은 액화천연가스 운반선(LNGC)과 액화천연가스 화물창을 갖고 있는 LNG-FPSO, FSRU 등과 같은 해양구조물의 화물창 설계에 있어 주요한 핵심기술 중 하나이다. LNG 화물창 내에서의 슬로싱 현상은 물리적 현상의 복잡한 비선형성으로 인하여 해석적 또는 수치적인 접근 방법보다 실험을 이용한 충격하중 예측기법이 선호되어 왔다.

일찍이 Mathiesen (1976)과 Gran (1981)은 슬로싱 문제의 통계 해석에 선구적인 업적을 남겼다. Mathiesen (1976)은 불규칙 종동요 운동 모형시험을 수행하여 그 결과를 Weibull 분포함수에 적용한 통계해석을 수행하였다. Gran (1981)은 모형시험 결과를 Frechet 분포 함수에 적용시켜 통계해석을 수행하였다. Graczyk et al. (2006, 2008)은 선박 운동해석, 모형 시험, 결과 분석, 구조응답, 통계해석에 이르는 슬로싱 문제 분석의 체계적인 방법을 제시하였다.

앞선 연구들에 힘입어 현재 많은 국제 선급들은 슬로싱 설계하중 예측을 위한 자사 가이드 혹은 프로시저를 발표하였다. 국제 선급들의 프로시저는 모형실험을 통해 슬로싱 하중을 추정한다는 점에서는 공통점을 보이지만, 모형실험을 수행하는 방법과 실험데이터를 해석하는 방법, 해석된 데이터를 바탕으로 슬로싱 설계 하중을 추정하는 방법 등에서 차이를 보인다. 국제선급의 경우 슬로싱 하중 예측을 위해 충분히 수렴된 결과를 얻을 수 있도록 장시간 모형실험을 수행해야 한다고 언급하고 있지만 그 명확한 기준이 제시되어 있지 않으며 (LR 2009), 기존의 많은 연구들을 통해 각 선급에서 제시하고 있는 모형실험 수행의 최소 권장 시간은 수렴성이 상당히 떨어진다는 것이 알려져 있다 (Kuo et al., 2009; Fillon et al., 2011; Ahn et al.; 2013, Kim et al., 2014).

본 연구에서는 본 논문에는 수렴성이 부족한 실험값에 대하여 통계해석을 통해 수렴성을 개선할 수 있는 방법인 이상치 해석 (outlier analysis)법을 개발하였다. 슬로싱 모형실험 데이터에서 발생하는 이상치를 아래의 세 단계로 구분하여 각각의 이상치를 탐지 및 처리하는 방법을 제안하였다. 이상치 해석법의 검증을 위하여 138k LNG 화물창에 대한 슬로싱 모형실험을 수행하였으며, 이를 바탕으로 통계해석 시 이상치 처리 여부가 슬로싱 하중의 극한값 추정에 미치는 영향을 살펴보았다. 본 연구에서 제안하는 통계 해석법을 적용할 경우 이상치로 인해 발생하는 해석결과의 왜곡을 줄여, 동일한 모형실험 데이터를 바탕으로 보다 신뢰도 높은 슬로싱 하중을 예측할 수 있음을 확인하였다.

2. 슬로싱 충격 압력데이터의 통계해석

아래의 그래프에 슬로싱 충격압력데이터의 통계해석 절차를 흐름도로 나타내었다. 우선 모형실험을 통해 획득한 탱크 내벽에 발생하는 압력 시계열 중 유효한 충격으로 판단되는 임펄스를 우선적으로 추출하고, 충격의 크기, 충격지속시간 등의 지표를 추출하기 위해 삼각형의 형태로 모델링한다. 추출한 충

격 샘플을 압력 피크치의 크기(혹은 임펄스 면적)의 확률분포를 구하기 위하여 극치분포함수에 근사한다. 근사한 확률분포 모델을 바탕으로 특정 환경조건에서의 슬로싱 하중의 극값을 추정할 수 확률분포를 추정할 수 있다. 본 논문에서는 하중 추정 이전에 이상치 해석을 통해 결과에 왜곡을 주는 이상치들을 제거 혹은 수정하는 과정을 수행할 것을 제안하였다.

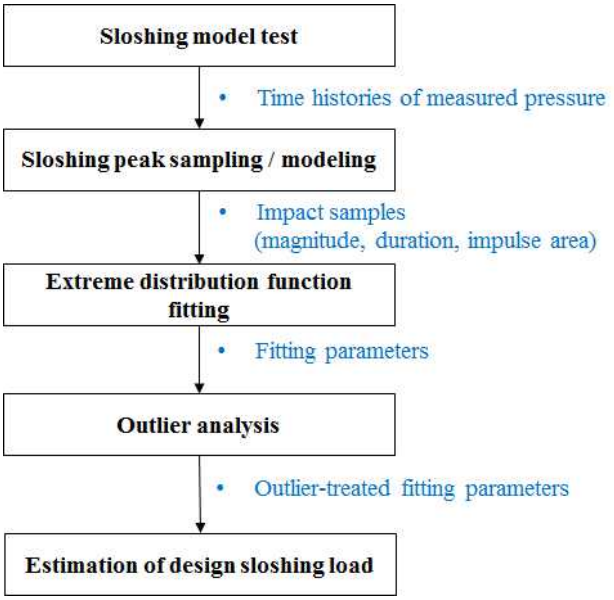


Fig. 1 Flowchart of statistical analysis of sloshing pressure data

2.1 충격압력신호의 추출 및 모델링

실험 결과를 분석하기 위해서 압력신호 데이터로부터 통계해석에 사용할 유효한 충격압력신호를 추출할 필요가 있다. 충격압력신호 추출에는 Peak Over Threshold 방법 (이하 POT 방법)을 사용한다. POT 방법은 압력신호 중 임계 압력값 (threshold pressure) 이상의 값이 계측된 신호를 우선적으로 선별하고 추출시간간격 (sampling time window) 내에서 가장 큰 압력신호를 최종적으로 추출하는 방법이다

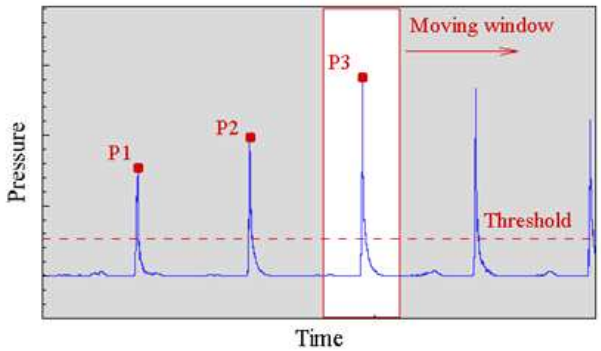


Fig. 2 POT method for single channel data

추출된 충격압력신호는 Fig. 3 9과 같이 삼각형의 형태로 단순화하여 모델링한다. 삼각형 형태의 형상 모델링에서 모델링 인자는 최대 충격압 (P),상승시간 (T_r),하강시간 (T_r),지속시간 ($T_{duration}$)등이 있다. 최대충격압은 충격압력신호 중 가장 큰 압력값으로 정의한다 (Kim et al. 2014).

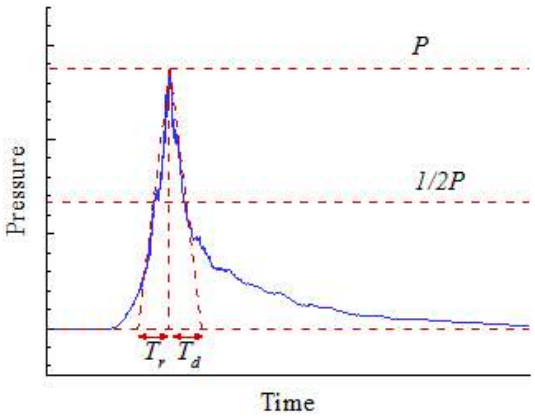


Fig. 2 Definition of rise time & decay time

2.2 극치 분포 함수 근사

슬로싱 3변수 Weibull 분포함수는 슬로싱 압력 극값 추정에 보편적으로 사용되는 극치분포 함수이다. Global peak의 최대 충격압의 누적확률분포를 Weibull 분포 함수의 누적확률분포에 근사한다. 3 변수 Weibull 분포함수의 누적분포함수 (Cumulative distribution function, CDF)는 다음과 같다.

$$F(x)=1-\exp\left\{-\left(\frac{x-\delta}{\beta}\right)^{\gamma}\right\} \quad (1)$$

변수 x의 범위는 $\delta \le x \le \infty$이다. δ는 위치모수 (location parameter), β는 척도모수 (scale parameter), γ는 형상모수 (shape parameter) 이다. 각 모수들을 구하기 위한 다양한 방법들이 존재한다 (모멘트법(method of moment), L모멘트법 (method of L-moment), 최대 우도 추정법 (maximum likelihood estimation)).

2.3 이상치 해석

이상치 (outlier)의 확인 및 분석은 실험 및 데이터 분석을 수행하는 연구에서 필수적으로 고려해야 하는 단계 중 하나이다. 이상치의 개념은 Czuber (1891)에 의해 처음 시작되었으며, Dixon, (1953) 과 Grubbs (1969)에 의해 체계적으로 발전되었다. 본 논문에서는 슬로싱 모형실험 데이터에서 발생하는 이상치를 아래의 세 단계로 구분하며 이상치를 처리하는 방법을 아래와 같이 구분하고자 한다.

Table 1 Categorization of potential outliers

Categorization	Detection & treatment
1. Error outlier	Source: error in measurement Detection: check measured data Treatment: supplementary test
2. Not-interested outlier	Source: small droplet on pressure sensor Detection: area prescreening method Treatment: delete from the sample
3. Fitting outlier	Source: lack of convergence of measured data Detection: outlier analysis based on residual Treatment: adjust the measurement in statistical manner

비관심 이상치 해석

비관심 이상치 (not-interested outlier)는 계측된 압력의 피크치는 크지만 짧은 상승시간으로 인해 유사한 크기의 피크치를 갖는 다른 충격신호에 비하여 작은 임펄스 면적을 갖는 관측치를 해석에서 제외하는 방법이다 (Kim et al., 2010). 전반적인 충격압력 신호와는 달리 상대적으로 아주 작은 임펄스 면적을 갖는 충격 압력신호는 압력센서에 작은 물방울이 충격을 가해서 발생하는 것으로 실험을 통해 파악하고자 하는 탱크 내 적재된 유체 전반의 자유표면운동에 의해 발생하는 충격과는 다른 특성의 관측치 이다 (Fig. 3).

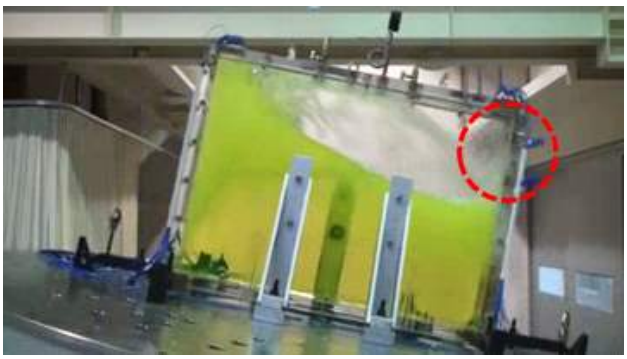


Fig. 3 Impact at the higher corner of side wall due to droplets, harmonic motion test using 2D tank.

본 연구에서는 상위 10% 이상의 충격압력신호에 대하여 임펄스 면적의 크기가 전체 관측치의 중앙값을 넘지 못할 시 비관심 이상치로 판단한다 (Fig. 4). 앞서 살펴본 물방울에 의한 압력신호가 나타나는 조건의 규칙운동 실험데이터에 대하여 비관심 이상치 분석을 적용한 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 물방울에 의해 발생하는 짧은 임펄스 면적을 갖는 큰 피크치의 충격 신호들이 비관심 이상치 분석을 적용할 경우 해석에서 제외된 것을 확인할 수 있다.

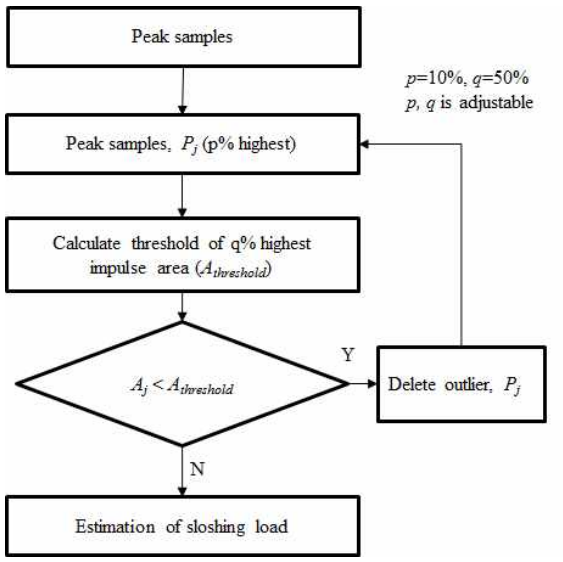


Fig. 4 Flowchart of 'non-interesting outlier' analysis method

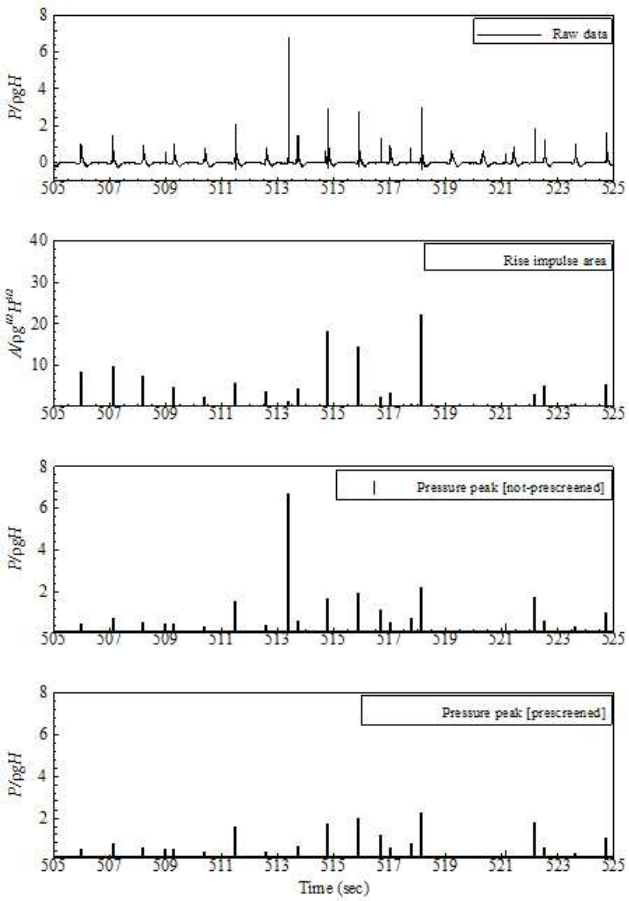


Fig. 5 Magnitude of pressure peak and rise impulse area of measured pressure data

함수근사 이상치 해석

본 논문에서는 실험결과의 수렴성 향상을 위한 함수근사 이

상치 탐지 및 해석 방법을 소개한다. 본 분석을 적용하기 위해서는 슬로싱 충격신호의 피크치들의 확률 분포가 3변수 특정 극치분포함수 (본 연구에서는 Weibull 분포함수로 정의한다)로 표현이 가능하다는 가정이 필요하다.

함수근사 이상치 (fitting outlier)는 관측된 표본의 누적확률 밀도함수를 극치분포함수로 근사하였을 때, 발생하는 잔차의 분포를 바탕으로 판단한다. 기본적으로 관측값에 이상치가 존재하지 않을 경우 잔차의 분포가 정규성을 가진다. 엄밀히 말해서 잔차가 독립적이며 정규분포를 따른다는 것은 선형 회귀분석의 표준 가정이지만, 잔차가 정확하게 정규 분포가 아니라 할지라도 표본의 크기가 충분히 크다면 중심 극한 정리는 정상성의 가정에 기초한 일반적인 추론이 여전히 정확할 것이라고 말한다 (Gasser, et al., 1986; Ryan et al., 1997).

잔차가 정규성을 갖는다는 전제하에 고전적인 이상치 분석 방법을 적용할 수 있다. 본 연구에서는 사분범위를 활용하여 하나 이상의 이상치 후보를 탐지하는 Tukey (1969)의 방법을 적용하였다. 사분범위를 활용하여 이상치를 탐지하는 방법은 아래와 같다 (Fig. 3 15). 1) 표본 데이터의 사분위수들을 계산한다. 2) 표본 데이터의 사분범위 (IQR)를 계산한다. 3) 제1사분위수에서 λ x IQR을 뺀 후 이보다 작은 관측값은 이상치로 판단된다. 4) 제3사분위수에서 λ x IQR을 더한 후 이보다 큰 숫자는 이상치로 판단한다. IQR에 곱해지는 λ는 가변의 상수이며 고전적인 사분위수 법을 따르면 1.5의 값을 갖는다. 향후 연구에서는 λ를 변화시켜가며 슬로싱 하중의 이상치 해석에 있어 상수의 변화가 미치는 영향을 살펴보았다.

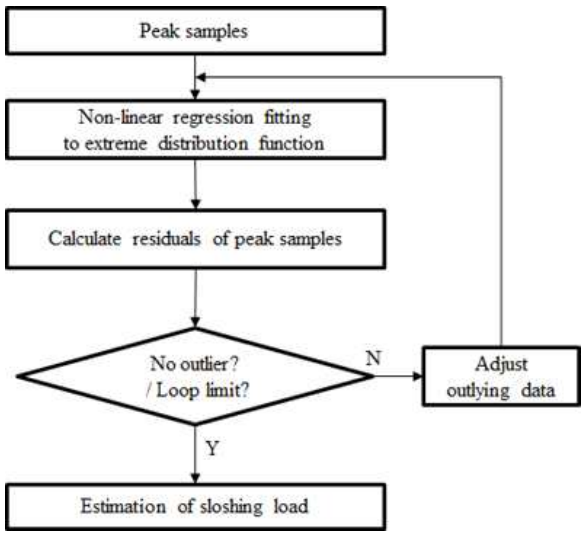


Fig. 3 Flowchart of 'fitting-outlier' analysis method

해당 방법을 수식으로 나타내면 다음과 같다. 앞선 극치분포함수의 근사에 사용한 식을 기준으로 하여 이상치를 판단하는 기준은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

Meausrement P_i is a outlier

$$\text{if} \quad r_i > Q_3 + \lambda IQR \text{ or } Q_1 - \lambda IQR \tag{2}$$

여기서 r_i는 관측값 P_i의 잔차, Q_1, Q_3는 각각 r_i표본들의 제1사분위수, 제3사분위수, IQR은 사분범위를 의미하며 Q_3에서 Q_1을 뺀 값이다.

이상치로 탐지된 값은 단순히 제거하거나 새 관측값으로 대체하는 방법이 아닌 통계적인 방법에 의거하여 수정하는 방법을 취하였다. 해당 내용을 정리하면 아래와 같은 수식으로 나타낼 수 있다.

Replace the value P_i to P_i^*

$$P_i^* = F^{-1}\left(Y_i^*\right) \tag{3}$$

여기서 P_i 는 이상치로 판단된 관측값, P_i^*는 수정하고자 하는 값을 의미하며, 해당값은 잔차가 사분범위 방법을 적용시 이상치로 판단되지 않는 범위 내에 들어오는 누적확률 값 Y_i^*를 갖도록 수정한다. 이를 수식으로 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{Y_i^* - Y_i}{Y_i^*} = Q_3 + \lambda IQR \quad \text{if } r_i > Q_3 + \lambda IQR \tag{4}$$

$$\frac{Y_i^* - Y_i}{Y_i^*} = Q_1 - \lambda IQR \quad \text{if } r_i > Q_1 - \lambda IQR$$

아래의 그래프는 앞서 설명한 함수근사 이상치 해석의 예를 나타낸 것이다. 검은색 심볼과 실선으로 나타낸 것은 각각 이상치 해석을 수행하지 않은 실험데이터와 Weibull 분포함수 근사값이다. 이상치 해석을 수행할 경우 분포함수 근사값과 실험값이 나타내는 차이의 지표인 잔차 r_i이 정규분포를 기준으로 비정상적으로 큰 값을 가질 경우 이상치로 판단하게 되며, 판단된 실험값은 r_i이 이상치로 판단되지 않는 수준으로 조정된다.

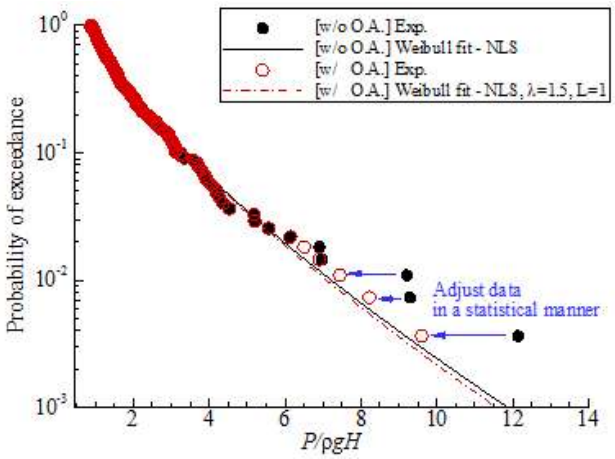
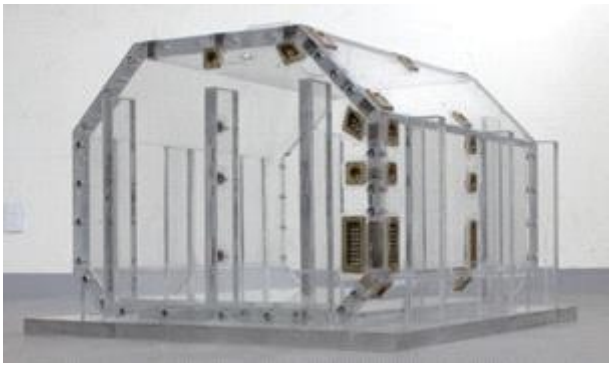


Fig. 6 Example of fitting outlier analysis

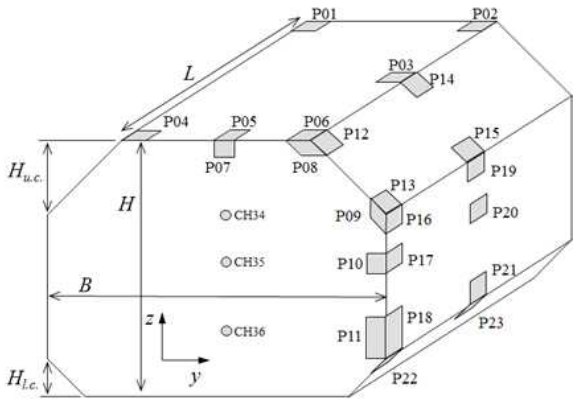
3. 모형실험 수행 및 이상치 해석법 효용성 검토

3.1. 실험 모델 및 실험 조건

모형 실험에서 이용한 탱크는 138K LNG 운반선의 제2번 화물탱크이다. 모형 탱크는 실선의 1/50 축소모형으로 제작되었고 제작된 탱크의 길이, 높이, 폭은 각각 868mm, 556mm, 760mm이다. 탱크는 35mm (bulkhead는 40mm) 두께의 아크릴로 제작하여 내부 유동을 관측할 수 있으면서도 유탄성 효과를 배제할 수 있도록 하였다. 제작된 모형탱크의 사진을 Fig. 7 그림에 나타내었다



(a) Manufactured tank model



(b) Location of cluster sensor panels

Fig. 7 Cargo tank of 138k LNGC, 1/50 scale model

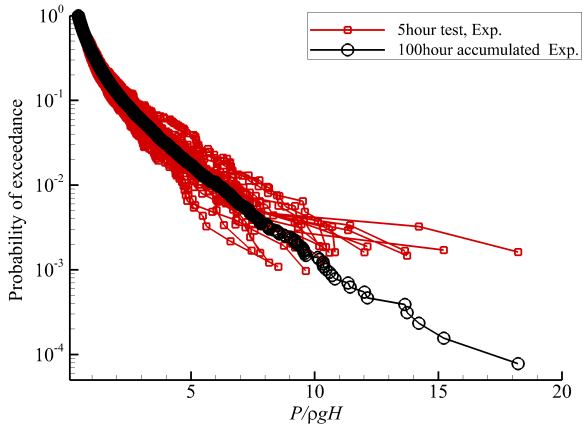
본 과제에서는 충분히 수렴된 불규칙운동 실험결과를 얻기 위하여 동일 환경 조건에 대하여 반복실험을 수행하였다. Table 4-9에 실험조건을 정리하였다. 모형실험은 1:50 축척비의 탱크에서 수행하였으며 적재조건은 0.95H를 고려하였다. 각 적재 조건 별로 하나의 해상상태를 고려하여 실선기준 5시간 실험을 20회 반복하여 한가지 조건에 대하여 총 100시간에 해당하는 실험 데이터를 획득하였다. 반복 실험 시, 매 실험마다 스펙트럼 이산화를 통한 불규칙 파 생성에서 고려하는 파 위상각을 랜덤으로 설정하였으므로 각 실험에 상용된 탱크의 운동 시계열은 동일하지 않다.

Table 1 Test condition of long-time simulation

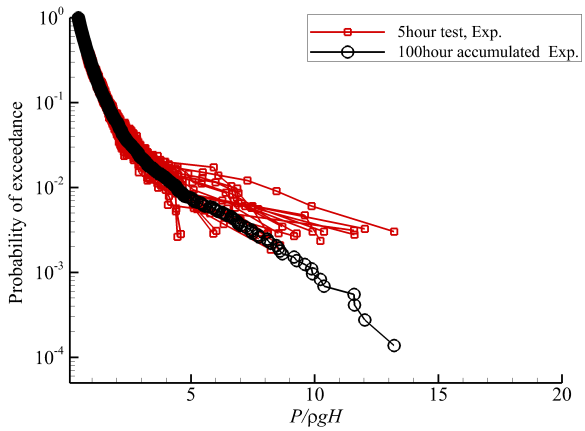
Filling	Heading	Sea condition	Test time
0.95H	150deg	Tz = 9.5s, Hs = 12.5m	5hrs x 20

3.2. 실험결과의 수렴성 검토

각 케이스마다 수행된 20회 반복실험에서 나타나는 슬로싱 충격압력의 초과확률 분포도를 Fig. 4-13~Fig. 4-14에 나타내었다. 실험값은 Weibull 분포함수를 사용하여 근사하였다. 각각의 5시간 실험을 통해 도출한 슬로싱 충격압의 확률분포는 상당한 편차를 보였다. 편차의 정도는 적재 깊이 및 충격위치에 따라 다르며, 큰 슬로싱이 나타나는 위치에서 더욱 큰 편차를 보였다. 대부분의 케이스에서 20회 반복실험의 최소값과 최대값을 비교하면 초과확률 10-4에 해당하는 압력값 기준 약 2배 이상 차이를 보였다. 또한 지수함수의 형태를 따르는 확률분포의 특성상 더욱 낮은 확률에서의 유의 압력값을 비교할수록 그 차이가 커졌다. 본 결과를 미루어 볼 때 기존의 각 선급과 실험기관에서 권장하고 있는 5시간의 실험결과를 통해 3시간에 해당하는 최대 슬로싱 하중을 추정하는 경우 그 결과에는 많은 불확실성이 있음을 알 수 있다.



(a) P06 tank roof



(b) P12 upper chamferl

Fig. 8 Exceedance probability of sampled sloshing peak for repeat test

3.3. 이상치 해석의 효용성 검토

실험시간 민감도 연구에서 수행하였던 장시간 실험데이터를 바탕으로 이상치 해석의 효용성을 살펴보았다. Fig. 9는 동일한 해상상태에서 수행한 20회의 반복실험결과를 초과확률 분포도로 나타낸 것이다. 그래프에서 검정색 심볼은 20회의 5시간 반복실험으로부터 얻은 100시간 실험데이터로부터의 슬로싱 충격 표본들을 취합한 것이며, 실선으로 나타낸 것은 이상치 분석을 수행하지 않은 5시간 개별 실험데이터의 Weibull 함수 근사값이며, 점선으로 나타낸 것은 이상치 분석수행한 5시간 단일 실험 데이터의 Weibull 분포함수 근사값이다.

원시 데이터를 그대로 사용하여 기존의 모멘트법을 적용한 근사 결과에 비하여 회귀분석을 적용하여 이상치 해석을 수행한 근사결과가 5시간 결과들간의 차이가 다소 감소한 것을 확인할 수 있다. 그러나 원시데이터를 그대로 사용한 경우보다 장시간 실험결과에 더욱 근접한 결과를 주는지에 대한 판단을 위해서는 추가적인 분석이 필요할 것으로 보인다.

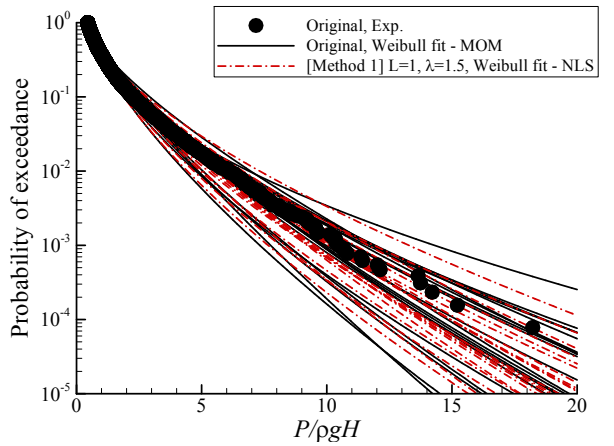


Fig. 9 Exceedance probability distribution of 20 times of repeat tests, filling=0.95H, P06

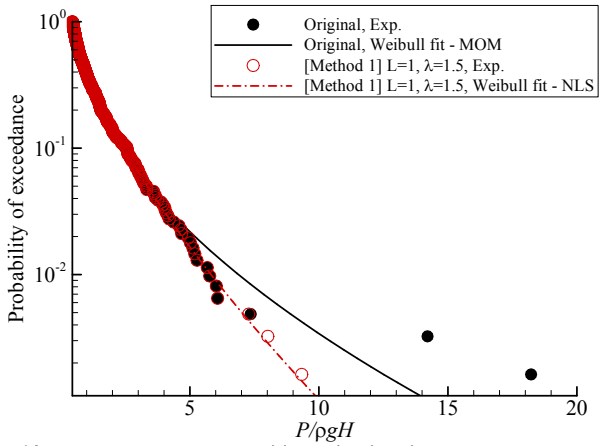


Fig. 10 Exceedance probability distribution of repeat test No.6, filling=0.95H, P06

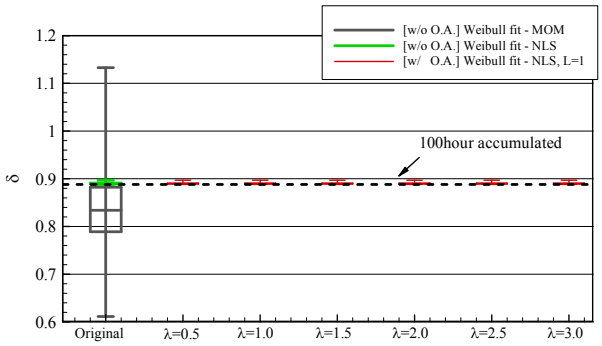
본 연구에서는 λ를 0.5~3.0까지 0.5단위로 변화시켜가며 해석결과를 살펴보았다. 고전적으로 관측치의 확률분포가 정규분포를 따르는 경우 λ는 1.5로 정의된다 (Tukey, 1969). λ가 클수록 이상치로 판별하는 기준이 관대해 진다고 볼 수 있다. Fig. 11는 20회 반복실험에서 각각의 Weibull 분포함수 근사를 통해 추정한 분포함수의 형상을 결정하는 세 가지 모수를 상자 그림 (box plot)으로 나타낸 것이다. 상자그림에서 가장 상단과 하단에 위치한 경계선은 각각 20회의 반복실험에서 나타나는 최대값과 최소값을 의미하며 상자의 상단면과 하단면은 각각 25분위수와 75분위수를 의미한다. 또한 박스 내에 위치한 경계선은 중앙값을 뜻한다

우선 위치모수의 비교시 이상치 분석을 수행하지 않은 원시데이터의 결과의 경우 20회 반복실험간 최대 약 2배의 차이를 보였다(Fig. 11(a)). 반면 이상치 해석을 수행할 경우 20회의 반복실험결과들이 거의 유사한 값을 보이는 것을 알 수 있다. 이는 이상치 해석의 한 단계인 비선형 회귀분석을 이용한 분포함수 근사법이 표본의 최소값인 임계 압력값에 상당히 근사한 추정값을 도출하기 때문이다. 또한 이상치 해석을 수행한 결과가 100시간 수렴값에 더욱 근접한 결과를 주는 것으로 보인다. λ의 변화에 따른 해석결과차이는 위치모수의 경우 거의 확인할 수 없었다.

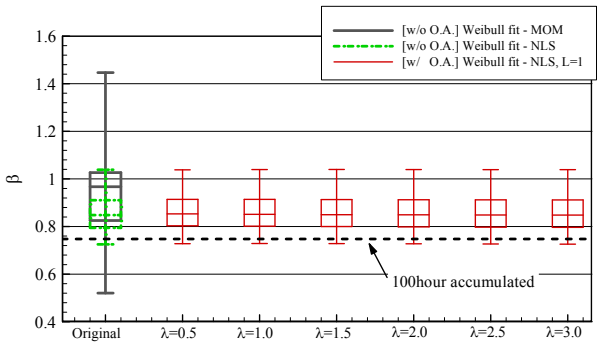
척도모수의 경우 이상치 분석을 수행하지 않은 원시 데이터에서 반복실험간 최대 약 2.5배의 차이를 보였으며 이상치 해석을 수행할 경우 이 차이를 약 1.5배 수준으로 감소시킬 수 있었다 (Fig. 11(b)). 척도모수 또한 λ의 변화에 따라 민감하게 달라지지 않는 것을 알 수 있다. 그래프에서 박스의 길이가 의미하는 제 1사분위수와 제 3사분위수 사이의 거리 또한 이상치 분석 수행을 통해 좁힐 수 있었으나 그 효과가 크지는 않았다. 또한 실험간 편차가 개선될 뿐만 아니라 개선된 결과가 100시간 수렴값에 더욱 근접하는 방향으로 이동하는 것을 확인할 수 있다.

형상모수 또한 이상치 분석을 수행함에 따라 수렴성이 개선되는 것을 Fig. 11(c)를 통해 확인할 수 있다. 이상치 분석을 수행하지 않은 원시 데이터에서는 반복실험간의 최대 약 1.6배의 편차를 보였으며 이상치 해석을 수행할 경우 이 차이를 약 1.2배 수준으로 감소시킬 수 있었다. 형상모수는 분포함수의 세 모수 중 장기하중예측에 가장 큰 영향을 끼치는 모수로써 (Lu, 2004) 형상모수의 개선은 이상치해석의 효용성에 있어 큰 의미가 있다. λ의 변화에 따른 결과의 차이를 살펴보면 상자그림에서 상자의 크기는 유사하지만 상자의 위치가 λ가 커질수록 100시간 수렴값에 더욱 근접한 결과를 주는 것으로 보인다.

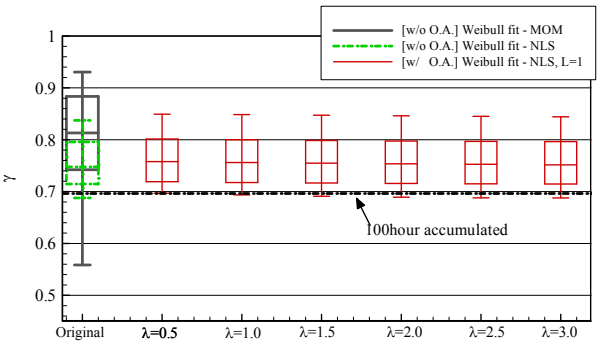
Fig. 12에 최대 루프 반복횟수에 따른 결과를 나타내었다. 본 연구에서는 최대 루프 반복횟수를 1~8회로 조정함에 따라 이상치 분석에서 나타나는 결과의 차이를 분석하였다. 아래의 그래프에서 확인 할 수 있듯이 1회의 이상치 해석을 통해 실험값이 조정되고 나면 추가적인 이상치 탐지, 및 데이터 조정은 결과에 큰 차이를 주지 못하는 것을 알 수 있다.



(a) Location parameter

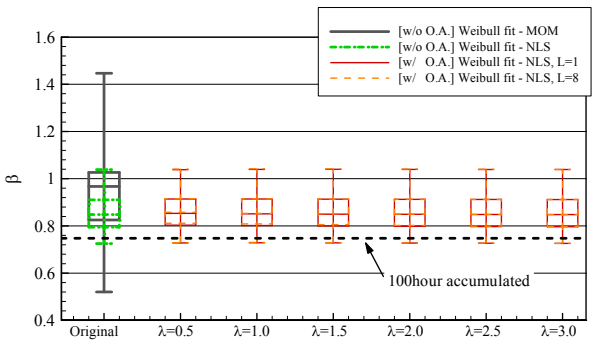


(b) Scale parameter

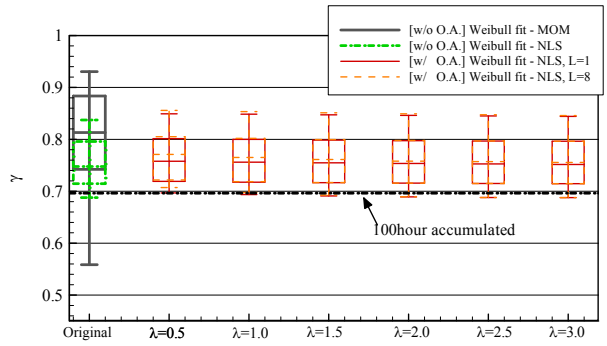


(c) Shape parameter

Fig. 11 Box-plot showing the distribution of fitting parameters according to application of outlier analysis, filling=0.95H, P06



(a) Scale parameter



(b) Shape parameter

Fig. 12 Box-plot showing the distribution of fitting parameters according to application of outlier analysis, filling=0.95H, P06

4. 결론

본 연구에서는 기존의 슬로싱 충격하중의 통계 해석법에 이상치 해석을 추가하는 절차를 제안하였다. 제안한 해석법을 LNG 운반선의 화물창에 대한 모형실험 결과에 적용하여 본 연구에서 이상치 해석법의 효용성을 검토하였다. 본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 모형실험에서 계측한 실험데이터는 실험시설, 실험조건 등 다양한 이유로 인하여 이상치를 포함할 가능성이 있다. 실험결과의 신뢰도를 높이기 위해서는 모형실험 데이터의 해석 시 이상치 분석을 수행할 필요가 있다.

(2) 압력의 피크치에 비하여 상대적으로 작은 임펄스 면적을 갖는 충격 관측치는 압력센서에 작은 물방울이 충격을 가해서 발생하는 것으로 실험을 통해 파악하고자 하는 탱크 내 적재된 유체 전반의 자유표면운동에 의해 발생하는 충격과는 다른 특성의 관측치이다. 압력의 피크 치에 기반한 하중 추정 절차에서는 통계 표본에서 제외하는 것이 바람직하다.

(3) 기존의 연구에서 가장 많이 사용되는 모멘트법을 사용한 함수근사방법은 소수의 이상치 유무에 따라 근사 결과가 민감하게 변화하며 실험결과로부터 외삽된 확률수준에서의 하중 예측을 필요로 하는 장기 예측에서 이러한 이상치는 해석결과에 큰 영향을 미친다.

(4) 슬로싱 하중의 확률분포모델 근사에 있어 비선형 회귀분석법을 수행할 경우 수렴성이 부족한 실험데이터에서 발생하는 이상치의 영향을 감소시킬 수 있다. 또한 본 연구에서 개발한 함수근사 이상치 해석을 수행할 경우 이상치로 인해 발생하는 해석결과의 왜곡을 줄여, 동일한 모형실험 데이터를 바탕으로 보다 신뢰도 높은 슬로싱 하중 예측이 가능하다.

후 기

본 연구의 모형실험은 ‘로이드 교육기금 연구와 연계한 선박 유탄성 및 그린쉽 산학협력 공동연구 세부 3과제-슬로싱 모형실험 및 하중 예측기법 고도화’의 연구결과 중 일부임을 밝히며, 또한 Lloyd’s Register Foundation Funded Research Center (LRFC) 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Ahn, Y., Kim, K.H., Kim, S.Y., Lee, S.W., Kim, Y. and Lee, J.H. (2013). “Experimental Study on the Effects of Pressure Sensors and Time Window in Violent Sloshing Pressure Measurement”, Proceeding of 23th International Offshore and Polar Engineering Conference, Anchorage, Alaska, USA.

Czuber, E. (1891). “Beobachtungsfehler”, Leipzig.

Dixon, W.J. (1953). “Processing Data for Outliers. Biometrics”, Vol 9, No 1, pp 74-89.

Fillon, B., Diebold, L., Henry, J., Derbanne, Q., Baudin, E. and Parmentier, G. (2011). “Statistical Post-Processing of Long-Duration Sloshing Test”, Proceeding of 21th International Offshore and Polar Engineering Conference, Maui, Hawai.

Gasser, T., Sroka, L. and Jennen-Steinmetz, C. (1986). “Residual Variance and Residual Pattern in Nonlinear Regression”, Biometrika, Vol 73, No 3, pp 625-633.

Graczyk, M., Moan, T. and Rognebakke O. (2006). “Probabilistic Analysis of Characteristic Pressure for LNG Tanks”, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol 128, pp 133-144.

Graczyk, M. and Moan, T. (2007). “A probabilistic assessment of design sloshing pressure time histories in LNG tanks”, Norwegian University of Science and Technology, Norway.

Gran, S. (1981). “Statistical distributions of local impact pressures in liquid sloshing”, Norwegian Maritime Research.

Grubbs, F.E. (1969). “Procedures for identifying outlying observations in samples”, Technometrics, Vol 11, pp 1-21.

Kuo, J.F., Campbell, R.B., Ding, Z., Hoie, S.M., Rinehart, A.J., SandstrÖm, R.E., Yung, T.W., Greer, M.N. and Danaczko, M.A. (2009). “LNG Tank Sloshing Assessment Methodology-The New Generation”, Proceeding of 19th International Offshore and Polar Engineering Conference, Osaka, Japan.

Kim Y., Kim S.Y. and Yoo, W.J. (2010). “Statistical Evaluation of Local Impact Pressures in Sloshing”, Proceeding of 20th International Offshore and Polar Engineering Conference, Beijing, China.

Kim, S.Y., Kim, Y. and Kim, K.H. (2014). “Statistical Analysis of Sloshing-Induced Random Impact Pressures”,Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, Vol 228, No 3, pp 235-248.

Lloyd’s Register. (2009). “Sloshing Assessment Guidance Document for Membrane Tank LNG Operations”, Guidance Note, London, UK.

Mathiesen, J. (1976). “Sloshing loads due to random pitching”, Norwegian Maritime Res, Vol 4, No 3, pp 2-13.

Ryan, T.P. (1997). “Modern Regression Methods”, Wiley, New York.

Tukey, J.W. (1977). “Exploratory Data Analysis”, Addison-Wesley Publishing Co.

파랑 중 FPSO의 측벽 청수 발생에 관한 포텐셜 유동해석

남보우* · 김경환* · 홍사영*
*선박해양플랜트연구소 해양플랜트연구부

Potential Flow Analysis on Sidewall Greenwater Occurrence around a FPSO in Waves

Bo-Woo Nam*, Kyoung-Hwan Kim*, Sa Young Hong*

*Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering (KRISO), Daejeon, Korea

KEY WORDS: Sidewall greenwater 측벽 청수, Potential flow analysis 포텐셜 유동 해석, Relative wave elevation 상대파고

ABSTRACT: *In this study, sidewall greenwater event around a FPSO is numerically investigated. Numerical methods in frequency and time domains are applied to predict the sidewall greenwater occurrence based on potential flow analysis. Frequency-domain method utilizes higher-order boundary element method using wave Green function. Time-domain method solves 1st order 2nd order boundary value problem by applying finite element method. Two FPSO models are considered. First, relative wave elevations were analyzed to detect the sidewall greenwater events. Focus is on the effect of location and wave heading on relative wave elevations. In addition, direct comparison of motion responses and relative wave elevation with experimental data were carried out.*

1. 서 론

측벽 청수(Sidewall Greenwater) 문제는 측벽에서 발달한 파가 갑판 높이를 초과하여 상당한 양의 물이 갑판위로 올라가는 현상을 일컫는다. 이 때 갑판위로 올라탄 물은 빠른 속도로 갑판 위를 전파해 나가기 때문에 갑판위의 여러 구조물에 충격하중을 유발할 수 있으며, 또는 갑판 위 승무원들에게 인명 피해를 야기할 수 있다. 특히 한 지역에 오랜기간 설치 운용되는 계류 FPSO의 경우 선수파 뿐만아니라 선수사파의 극한파에 노출될 수 있기 때문에, 이러한 측벽 청수 효과에 대한 면밀한 검토가 요구된다.

측벽 청수 문제에 대한 체계적인 연구는 Buchner(2002)에 의해서 수행되었다. 그는 선수사파 조건에서의 파고 13.5m에 해당하는 조건에서의 FPSO에 발생하는 측별 청수 문제에 대한 모형시험 연구를 수행하였다. 이 때 그는 측벽을 타고 전파하는 입사파가 크게 발달하면서 측벽 청수가 발생하는 현상에 대해 설명를 하였으며, 특히 중앙부와 선미부에서의 높은 상대파고에 의해서 측벽 청수가 발생함을 실험적으로 보여주었다. 또한 측벽 상대파고의 강비선형에 대해 보고하고, 이를 평가하기위한 수정된 Rayleigh 분포 함수를 제한하기도 하였다.

본 연구에서는 극한파 중 심해에 설치된 FPSO의 측벽 청수의 발생에 관한 포텐셜 유동해석 기반의 수치해석 연구를 수행하였다. 두 개의 서로 다른 형상의 FPSO 모델에 대해 주파수영역과 시간영역 수치해석을 진행하였다. 측벽의 상대파고 및 주변 파형을 기준으로 측벽 청수의 발생 특성에 대해 논의를 진행하였다.

2. 대상문제 및 해석 모델

2.1 대상문제

측벽 청수(Sidewall Greenwater)는 측벽에서 발달한 파가 갑판 높이를 초과하여 상당한 양의 물이 갑판위로 올라가서 전파되면서 발생하게 된다. 이러한 측벽 청수의 발생여부는 측벽 위치에서의 상대파고와 밀접한 관련을 갖는다. 상대파고는 선체 주위의 파고와 선체운동으로 인한 국소 수직 운동의 차로 정의된다.

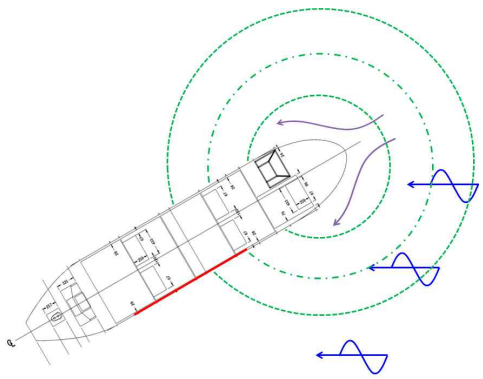
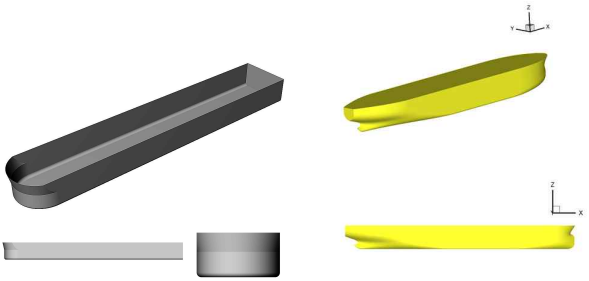


Fig. 1 Sidewall Greenwater

Fig. 1은 측벽 청수의 발생에 관한 도식도를 보여주고 있다. 측벽 청수는 기본적으로 선수사파 조건에서 파를 직접 맞이하는 측벽에서 파가 높게 발달하면서 발생하게 된다. 이 때 파의 발달은 선체의 종동요로부 야기되는 방사파와 선수부에서 회절되어 나오는 회절파가 입사파가 만나게 되면서 유기된다. 또한 선체의 수직운동, 즉 상하동요, 횡동요, 종동요도 상대운동을 야기시켜 측벽 청수 발생의 중요한 요소이다.

2.2 해석모델

본 연구에서는 수치해석 연구를 위하여 Fig. 2에서 보인 것과 같은 2가지 FPSO 모델을 선정하였다. FPSO A의 경우 길이 약 300 m의 직육면체의 형상을 가지며, 선수부만 원형 실린더 형상을 가진 모델이다. FPSO B의 경우 길이 약 300m의 선박형 FPSO이다.



(a) FPSO A (b) FPSO B

Fig. 2 FPSO model

3. 수치해석 방법

3.1 주파수영역 고차경계요소법

포텐셜 유동기반의 선형 경계치 문제는 파랑그린함수(Wave Green Function)을 이용한 고차경계요소법(Higher-order Boundary Element Method, HOBEM)을 적용하여 주파수영역에서 수치해를 구하였다. 본 연구에서 이용한 고차경계요소법에서는 속도 포텐셜과 물체 형상을 9절점 2차 사각 요소로 표현하고 있으며, 경계치문제에 대한 적분 방정식은 식 (5)와 같이 표현된다. 본 연구에서 사용한 기법은 여러 검증계산을 통해 그 효율성 및 정확도가 검증된 바 있다. (Choi et al., 2000)

$$\phi^{(1)}(\vec{r_0})[1+\nu\iint_{S_F} G(\vec{r},\vec{r_0})dS] + \iint_{S_B}[\phi^{(1)}(\vec{r})-\phi^{(1)}(\vec{r_0})]G(\vec{r},\vec{r_0})dS = \iint_{S_B}\phi_n^{(1)}(\vec{r})\,G(\vec{r},\vec{r_0})dS \quad (1)$$

3.2 시간영역 유한요소법

시간영역 유한요소법에서는 경계치 문제에 대한 약형(Weak formulation)을 구성하기 위하여 시험함수(Test function)을 도입하여 지배방정식을 부분적분(Integration by parts)하는 절차를 수행한다. 식 (6)은 본 경계치 문제에 대한 약형을 보여주고 있다.

$$\int_{\Omega}\nabla\phi\cdot\nabla\psi dV-\int_{\partial\Omega}\frac{\partial\phi}{\partial n}\psi dS=0 \quad (2)$$

유한요소법에서는 계산하려고 하는 유체영역을 유한 수의 요소로 이산화하며, 유체영역에 정의되는 속도포텐셜 또는 파고함수를 연속이고, 미분가능한 형상함수의 선형중첩으로 근사한다. 속도포텐셜과 파고함수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\phi(x,y,z,t)=\sum_i\phi_i(t)N_i(x,y,z) \quad (3)$$

$$\zeta(x,y,z,t)=\sum_k\zeta_k(t)M_k(x,y) \quad (4)$$

여기서 N_i는 전 유체영역에서 정의되는 3차원 형상함수이며, M_k는 자유표면 위에 정의되는 2차원 형상함수이다. 본 연구에서는 8절점의 육면체 요소와 4절점의 사각형 요소를 이용하였다. 최종적으로 경계치는 문제는 다음과 같은 이산화된 방정식으로 표현될 수 있다.

$$K_{ij}\phi_j=F_i \quad (5)$$

$$T_{ik}\dot{\zeta}_k=P_{ik}\phi_{n,k} \quad (6)$$

$$T_{ik}\dot{\phi}_k=-gP_{ik}\zeta_k \quad (7)$$

$$K_{ij}=\iiint_{\Omega}\nabla N_i\cdot\nabla N_j dV \quad (8)$$

$$F_i=\iint_{S_B}N_i\frac{\partial\phi}{\partial n}dS \quad (9)$$

$$T_{ik}=P_{ik}=\iint_{S_F}M_iM_kdS \quad (10)$$

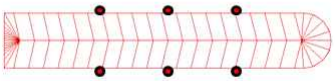
이 때 식 (6)과 (7)은 자유표면의 파고 및 속도 포텐셜에 대한 시적분을 나타내며, 본 연구에서는 4차 정도의 Adams Bashforth-Moultn 방법을 적용하여 수행되었다. 수치적으로 방사조건을 만족하기 위하여, 유체영역 외곽을 따라 감쇠영역(damping zone)을 도입하여 수치계산을 수행하였다.

4. 수치해석 결과

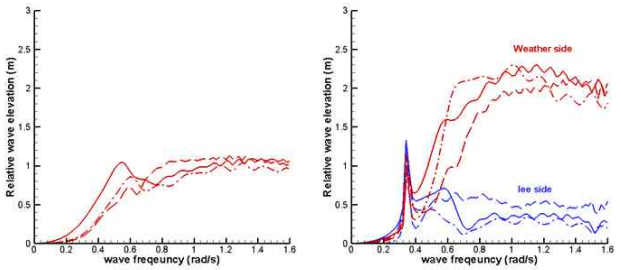
4.1 FPSO A

주파수영역 해석을 통하여 측면 청수 발생의 지표가 될 수 있는 상대파고의 기본적은 특성을 파악하고자 하였다. Fig. 3은 선수파 및 선수사파 조건에서의 상대파고를 6가지 계측위치에 따라 비교하여 도시하고 있다. 선수파조건에서는 위치에 관계없이 고주파수 조건에서 상대파고 전달함수가 1.0에 가까이 가는 것을 볼 수 있다. 반면 선수사파 조건에서 파를 맞는 좌현쪽 측벽에서 높은 상대파고가 형성되는 검을 확인할 수 있다. 고주파수에서 상대파고 전달함

수가 2.0가 되기 때문에 입사파고 대비 2배이상의 상대파고가 형성될 수 있음을 보여주고 있다.

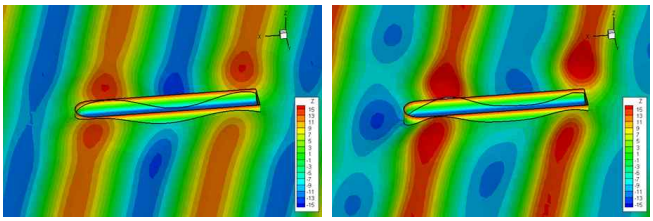


(a) Probe location



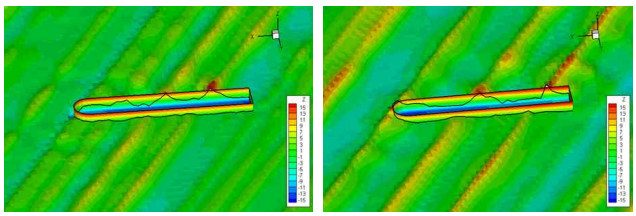
(b) Relative wave elevation

Fig. 3 Relative wave elevations of FPSO A (left : 180 deg., right: 210 deg.)

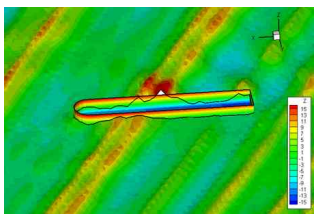


(a) 1st order (b) 1st + 2nd order

Fig. 4 Time-domain simulation results of FPSO A in regular waves (165 deg., T=12.0 s, H=27.0 m)



(a) 10 s (b) 23 s



(c) 29 s

Fig. 5 Time-domain simulation results of FPSO A in irregular waves (150 deg., Tp=12.0 s, Hs=13.5 m)

Fig. 4와 Fig. 5는 규칙파 및 불규칙파 조건에서의 시간영역 해석결과를 각각 제시하고 있다. Fig. 4에서는 대파고의 규칙파 조건에서의 계산결과를 선형 계산과 2차 정도의 계산을 비교하여 보여주고 있다. 2차 정도의 자유표면 조건을 고려하였을 때 파정의 크기가 좀더 높아져서, 측벽의 상대파고가 증가할 수 있음을 보여주고 있다. Fig. 5에서는 입사각 150도의 선수사파 조건에서의 시간영역 해석결과로부터 측벽 청수가 발생한 3가지 장면을 보여주고 있다. 주로 파를 맞이하는 FPSO의 중앙부와 선미쪽 위치에서 측벽 청수가 발생하는 모습을 확인할 수 있다. 이 경우에도 파정의 높이에 따라 측별 청수가 발생여부가 달라질 수 있기 때문에 2차 정도의 계산이 적용되었다.

4.2 FPSO B

FPSO B에 대해서도 먼저 주파수영역 해석을 통하여 상대파고 분포의 기본적인 특성을 먼저 파악하고자 하였다. Fig. 6과 Fig. 7 은 주파수영역 해석을 통한 두 가지 파향, 즉 선수파와 선수사파 조건에서의 상대파고 결과를 각각 제시하였다. 이 때 상대파고의 계측지점은 그림에 도시한 것처럼 3곳을 설정하였으며, 파고는 2m에서 최대 16m까지 변화를 주었다. 본 수치해석 결과로부터 선수파 조건에서는 FPSO 선수부 쪽으로 갈수록 상대파고가 크게 발생한 것을 확인할 수 있다. 이는 FPSO의 종동요에 의한 상대운동이 선수부쪽으로 갈수록 커지기 때문이다. 반면 선수사파 조건에서는 RW01과 RW02 위치에서도 큰 상대파고가 계산되었다. 이는 선수사파 조건에서 파를 맞이하는 측벽에서 높은 파가 발달하면서 발생한 결과로 판단된다.

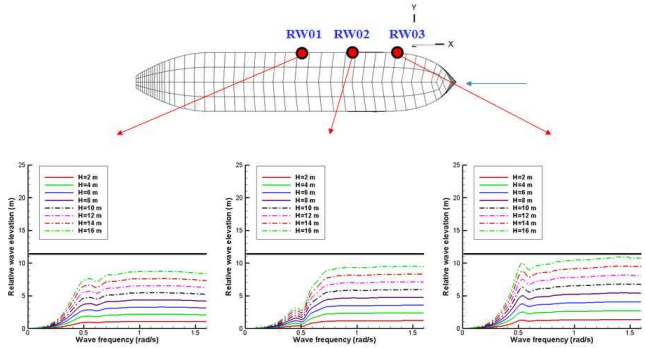


Fig. 6 Relative wave elevations of FPSO B in head sea

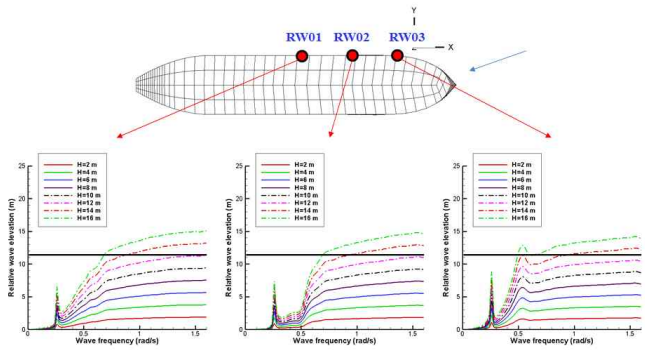


Fig. 7 Relative wave elevations of FPSO B in bow quartering sea (150 deg.)

Fig. 8은 선수사파 조건에서의 불규칙파 시간영역 해석 결과를 보여주고 있다. 좌측의 그림은 종동요하는 FPSO의 선수부가

파고의 입사파와 수직방향으로 부딪히며 큰 선수부 충격이 발생하는 장면이며, 중간 및 우측의 그림은 FPSO 측벽을 따라 진행하던 파가 높은 파정을 형성하면서 측벽 청수가 발생한 모습을 보여주고 있다.

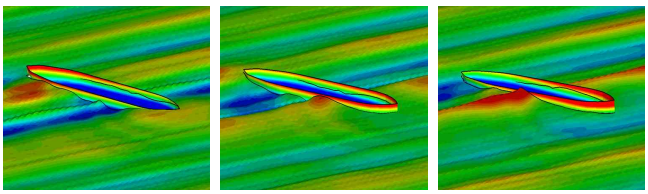


Fig. 8 Time-domain simulation results of FPSO B in irregular waves (150 deg., Hs=12.32 m, Tp=12.66 s)

Fig. 9와 Fig. 10은 시간영역 해석결과를 모형시험 결과와 직접 비교하여 보여주고 있다. Fig. 9는 FPSO의 수직운동시계열을 보여주고 있다. 전반적으로 모형시험과 계산은 경향이 잘 일치하고 있으며, 다만 부분적으로 상하동요가 작게 평가되거나 횡동요 또는 종동요가 다소 크게 평가된 것을 확인할 수 있다. Fig. 10은 상대파고시계열에 대해 선형계산과 2차 정도의 비선형 계산결과를 같이 도시하여 보여주고 있다. 두 계산결과 모두 모형시험 계측 데이터보다 낮은 상대파고를 평가해주고 있다. 이는 본 수치계산이 포텐셜 유동 기반의 선형 또는 2차 정도의 자유표면 조건을 고려하고 있기 때문에, 파의 비선형성이 충분히 고려되지 않은 것으로 사료된다. 다만 상대적으로 2차 정도까지 고려할 경우 일부구간에서 상대파고가 더 정도 높게 평가된 것을 확인할 수 있다.

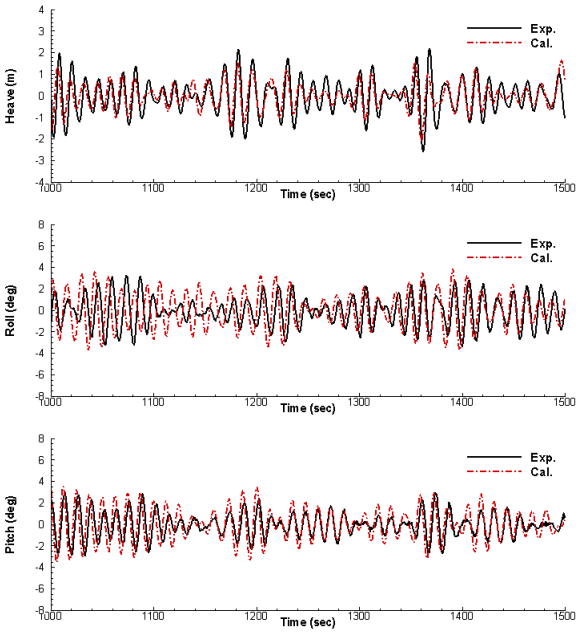
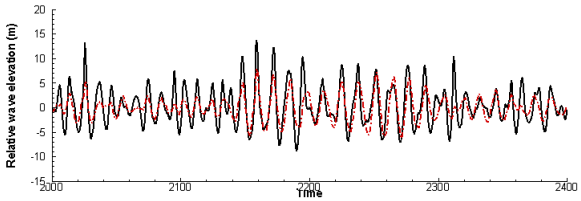
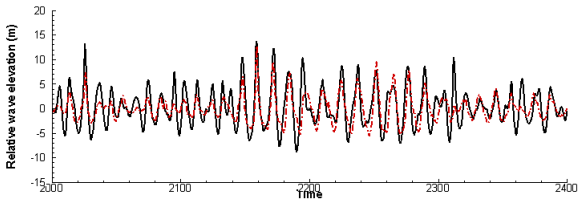


Fig. 9 Comparison of motion responses of FPSO B in irregular waves (150 deg., Hs=12.32 m, Tp=12.66 s)



(a) 1st order computation



(b) 1st & 2nd order computation

Fig. 10 Comparison of relative wave elevations of FPSO B in irregular waves (150 deg., Hs=12.32 m, Tp=12.66 s)

5. 결 론

본 논문에서는 극한파 중 FPSO의 측벽 청수 발생에 관한 포텐셜 유동 기반의 수치해석 연구를 진행하였다. 두 가지 다른 형상의 FPSO를 고려하여, 주파수영역 과 시간영역 수치해석 기법을 적용하였다. 상대파고를 기반하여 측벽 청수의 발생에 관한 논의를 진행하였으며, 일부 모형시험 결과와 비교하여 정확도를 검토하였다. 본 포텐셜 유동 해석을 통하여 측벽 청수 발생에 대한 기본 특성을 검토할 수 있었으나, 주변 파랑장의 강한 비선형 효과는 고려되지 못하여 상대파고가 낮게 평가된 결과를 확인하였다. 추후 자유표면의 강한 비선형 효과를 포함하는 해석기법에 대한 개발이 필요하며, 전산유체역학 기술을 직접 적용한 측벽 청수 하중에 대한 추가 연구를 진행할 예정이다.

후 기

본 연구는 삼성중공업(주)의 지원으로 수행된 “SHI-KRISO 해양공학수조 활용 해양설계엔지니어링 공동연구(PIS8680)”와 선박해양플랜트연구소 주요사업 “해양플랜트 구조안전성평가 체계구축을 위한 구조설계엔지니어링 기반기술 연구(PES9050)”의 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Choi, Y.R., Hong S.Y. and Choi, H.S. (2001). “An Analysis of Second-Order Wave Forces on Floating Bodies by Using a Higher-Order Boundary Element Method”, Ocean Engineering, Vol 13, No 5, pp 117-138.

Buchner, Bastiaan (2002). “Green Water on Ship-type Offshore Structures”, Ph.D Thesis, Technical University of Delft

추력기 상호작용을 고려한 DP 시뮬레이션 연구

서민국* · 남보우* · 한전식** · 이현호**
*선박해양플랜트연구소, **현대중공업

Study for DP simulation considering thruster interaction

Min-Guk Seo*, Bowoo Nam*, Jun-Sik Han** and Hyun-Ho Lee**
*Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, KRISO, Daejon, Korea
**Hyundai Heavy Industry Co. Ltd., Ulsan, Korea

KEY WORDS: DP simulation DP 시뮬레이션, Thruster interaction 추진기 상호작용, Model test 모형시험,

ABSTRACT: *Recently, demands of dynamic positioning (DP) system have been increased due to the offshore plant industry of deep sea area has gradually widen; therefore, it is needed to check the DP system with proper reliability. There are three different method to check the DP system; static analysis using DP capability analysis, time domain dynamic analysis and DP model test. These days, ship owner wants to confirm not only the station keeping ability but also recovery ability after accident. To check these abilities at design condition, time domain simulation program should be needed. To this end, time domain DP simulation program is developed by using 3DOF planar equation of motion and PID controller for thruster simulator. And developed program is validated by comparing with experimental data. Additionally, effect of thruster interaction is also checked.*

1. 서 론

최근 깊은 수심에서 이루어지는 작업이 활발하게 진행됨에 따라서 DP (Dynamic Positioning) 기능을 보유한 부유식 구조물에 대한 수요가 증가하고 있으며, LNG-FPSO와 같은 선박으로 인해서 셔틀탱커의 수요도 증가하는 추세이다. 이러한 선박 및 해양 구조물의 경우 기본 설계 단계에서 운용지역에서의 환경조건하에서 DP성능을 확인해 볼 필요가 있다. DP 성능에 대한 연구는 크게 정적 해석 (최진우 등, 2012)과 시간영역에서의 동적 해석 (Nam et al., 2013), 및 모형시험 (Kim et al., 2002, Kim et al., 2013)으로 구분할 수 있다. 각 DP 성능 평가 방법은 소요비용 및 시간 신뢰도 등에서 차이를 보이며, DP 성능 평가의 목적에 따라서 필요한 신뢰도를 충족시킬 수 있도록 적절한 방법을 선택하는 것이 중요하다.

최근 선주들로부터 시간영역 거동을 반영한 위치 유지 성능 평가에 대한 요구가 늘어나고 있으며, DP 시스템의 신뢰성을 향상시키기 위해 다양한 사고 조건에 대한 해석 (blackout & recovery 등)을 추가적으로 요구하는 추세이다. 이러한 추세를 반영하기 위해서는 시간영역에서의 동적해석을 수행할 수 있는 프로그램이 필요하며, 따라서 본 연구에서는 시간영역에서 동적해석을 수행할 수 있는 DP 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 본 연구는 DP 성능을 확인할 수 있는 프로그램의 개발 및 검증에 초점을 두고 있으며, 추가적으로 추력기 상호작용에 의한 DP 성능 변화를 확인하였다.

2. 배경 이론

2.1 운동방정식

본 연구에서는 DP 성능을 평가하기 위해서 Fig. 1과 같이 물체에 고정된 o-xyz 좌표계를 사용하였으며, 바람과 조류, 파도가 선수에서 입사하는 경우를 180도로 정의하였다.

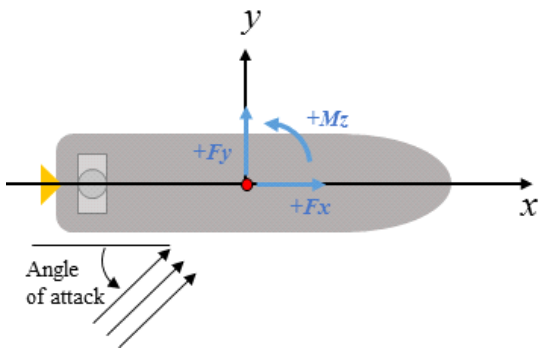


Fig. 1 Coordinate system

선박의 운동방정식은 식 (1)과 같으며, 저주파수 수평면 3자유도 운동방정식을 도입하였다. 여기서 m, I_{66}은 선박의 질량 및 z축 회전관성 모멘트를 의미하며, a_{11}, a_{22}, a_{66}은 각 성분의 부가질량을 나타낸다. 외력항으로는 환경하중인 풍력 (F^{wind}), 조류력

($F^{current}$), 파랑 표류력 (F^{wave})을 포함하였으며, 추력기에 의한 제어력 (F^{thrust}) 또한 외력항에 포함하였다. 조류력과 풍력은 풍하중 계수 및 조류하중 계수를 사용하여 정적하중 형태로 입력이 되며, 파랑 표류력은 Newman's approximation을 사용하여 동적하중 형태로 입력된다.

$$\begin{bmatrix} m+a_{11} & 0 & 0 \\ 0 & m+a_{22} & 0 \\ 0 & 0 & I_{66}+a_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & -(m+a_{22})\dot{x}_2 \\ 0 & 0 & (m+a_{11})\dot{x}_1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$= F^{wind} + F^{current} + F^{wave} + F^{thrust}$$

추력기에 의한 제어력의 경우 아래의 식과 같은 PID 제어기를 사용하고 있으며, 본 연구에서는 I 제어기를 제외한 PD 제어기를 사용하였다.

$$F^{thrust} = K_P e(t) + K_I \int_t^{t+T} e(\tau) d\tau + K_D \dot{e}(t) \quad (2)$$

2.2 추력 분배 알고리즘

DP 제어를 수행하는 대부분의 선박은 over-actuated 특성을 가지고 있으며, 추진기 배치에 의해 발생하는 힘과 선박에 작용하는 환경외력 사이에 하나 이상의 평형점이 존재하게 된다. 따라서 적절한 추력 분배를 위한 최적화 알고리즘이 필요하다 (Kim et al., 2013). 본 연구에서는 Lagrange Multiplier method를 활용한 Minimum Power Consumption 알고리즘을 사용하였으며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

- Static equilibrium (constraints)

$$\sum(thruster\ force) = F^{wind} + F^{current} + F^{wave} \quad (3)$$

- Optimization based on MPC

$$Cost\ function = \sum_i^{n_1} F_i^2 + \sum_j^{n_2} (\lambda_j \times constraint_j) \quad (4)$$

위의 방법은 다수의 추진기가 최소전력으로 환경외력에 대응하는 추력을 생성하는 방법으로 선박의 위치 유지 시 최소 전력이 소비된다는 측면에서 유리하다고 할 수 있다.

3. 수치 계산

3.1 프로그램 검증

본 연구에서 개발 된 프로그램을 검증하기 위해서 2001년에 수행된 셔틀탱커 DP 모형시험 결과를 사용하였으며 (Kim et al., 2002) 수치해석 결과와 비교하였다. 대상선형인 셔틀탱커의 주요제원은 Table 1과 같으며, 선수부에 tunnel thruster와 azimuth thruster가 각각 1개씩, 선미부에 tunnel thruster 및 main propeller가 설치되어 있다 (Fig.2, Table 2).

Table 1 Principle dimensions of test model

	Ballast condition	Full load condition
LBP [m]	219.08	219.08
B [m]	42.0	42.0
T [m]	8.6 (AP), 6.7 (FP)	14.5

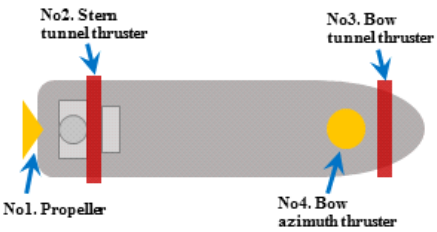


Fig. 2 Types and positions of thruster & propeller

Table 2 Principle dimensions of thruster

	Type	Distance from Midship	Capacity [kN]
Thruster 1	Propeller	-104.0	2500.0
Thruster 2	Stern tunnel	-91.14	284.5
Thruster 3	Bow tunnel	109.98	284.5
Thruster 4	Bow Azimuth	99.89	323.7

모형시험 및 수치 시뮬레이션에서의 해상상태는 sea state 6으로 아래와 같으며, 선박의 목표 선수각은 wave와 wind가 입사되는 방향과 유사한 방향인 40deg이다. 모형시험 및 시뮬레이션 시간은 실선 기준 3시간이다.

- Wave condition
  Hs = 4.5m. Tp = 8.91m, Wave angle = 225deg

- Wind condition
  Wind speed = 15.43m/s, Wind angle = 225deg

- Current condition
  Current speed = 0.6m/s, Current angle = 180deg

아래의 Fig. 3~8은 주어진 해상조건에서의 수치해석 결과를 모형시험과 비교한 그림이며, Fig. 3~5는 full load condition에서의 결과이며, Fig. 6~8은 ballast condition에서의 결과를 비교한 것이다. 전반적인 경향은 모형시험과 수치시뮬레이션 결과가 유사한 것을 알 수 있다. 각각의 그래프를 자세히 살펴보면, 먼저 Fig. 3. 6은 셔틀탱커의 궤적을 비교한 것이다. 그림에서 확인할 수 있듯이, 모형시험과 수치 시뮬레이션 결과가 거의 유사한 궤적을 보여주고 있지만, 모형시험에서 선박이 약간 더 많이 움직이는 것을 알 수 있다. Fig. 4, 7은 선박 중심점의 이동거리 및 선수각에 대한 통계값 (평균값, 표준편차 및 최대값)을 비교한 그래프이다.

그림에서 확인 할 수 있듯이, 선박이 평균적으로 full load condition에서는 약 7m, ballast condition에서는 12m 정도 밀려나지만, 최대값이 약 20m 인 것으로 보아 변화 폭이 상대적으로 큰 것을 알 수 있다. 선수각의 경우 40도 정도를 유지하고 있으며, 변화폭 또한 크지 않음을 알 수 있다. Fig. 5, 8은 추진기의 추력값에 대한 통계값을 나타내고 있다. 추진기의 추력에 대한 표준편차 및 최대값을 살펴보면 전체적으로 수치 시뮬레이션 값이 실험값에 비해서 작게 나타나고 있는 것을 알 수 있다. 이는 추진기의 추력 변화량이 수치해석에서는 모형시험 만큼 크게 나타나지 않는 다는 것을 의미하며, 모형시험에서 환경외력의 변화량이 더 크게 나타난 것으로 생각된다.

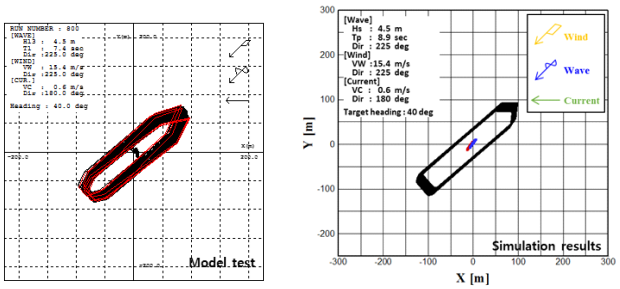


Fig. 3 Trajectories of shuttle tanker, full load condition (left: model test, right: simulation)

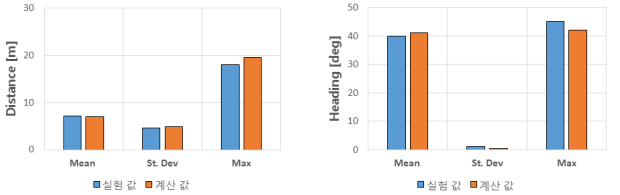
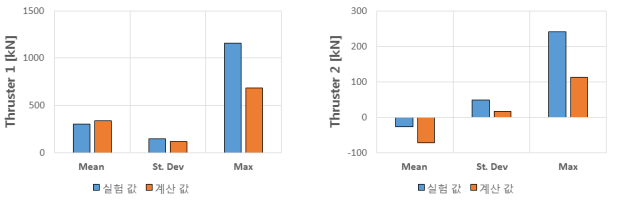
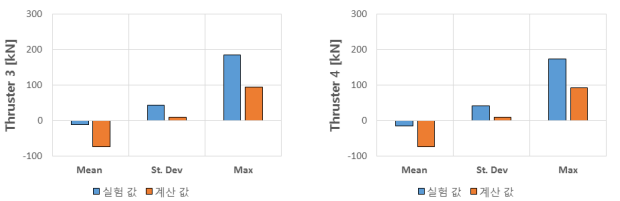


Fig. 4 Statistical values of mean position and heading, full load condition



(a) propeller (b) stern tunnel thruster



(c) bow tunnel thruster (d) bow azimuth thruster

Fig. 5 Statistical values of thruster force, full load condition

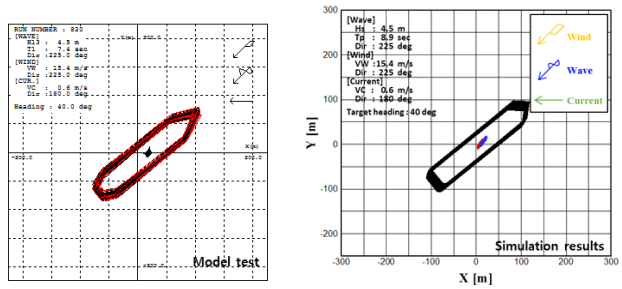


Fig. 6 Trajectories of shuttle tanker, ballast condition (left: model test, right: simulation)

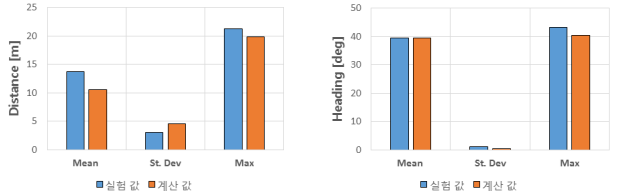
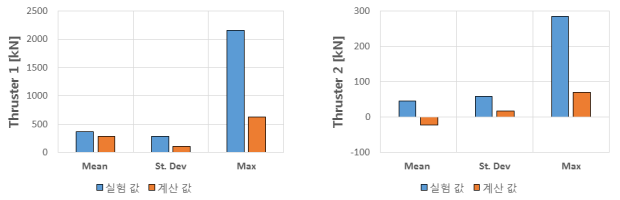
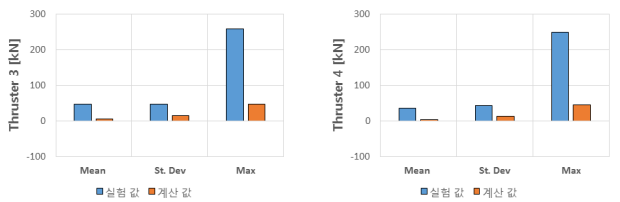


Fig. 7 Statistical values of mean position and heading, ballast condition



(a) propeller (b) stern tunnel thruster



(c) bow tunnel thruster (d) bow azimuth thruster

Fig. 8 Statistical values of thruster force, ballast condition

3.2 추진기 상호작용 확인

본 장에서는 추진기 상호작용에 의한 해석 결과의 차이를 살펴보고자 한다. 추진기 상호작용에 의한 효과를 반영하기 위해서 ABS 선급의 가이드노트 (ABS, 2013)에 나타난 방법을 적용하였으며, Table 3 및 Fig. 9와 같은 가상의 선박을 사용하였다. 추진기는 azimuth thruster가 선수부에 두 개, 선미부에 하나가 장착되어 있으며, 프로펠러가 선미부에 장착되어 있는 형태이다.

Table 3 Principle dimensions of test model

	Full load condition
LBP [m]	265.0
B [m]	48.0
T [m]	15.5

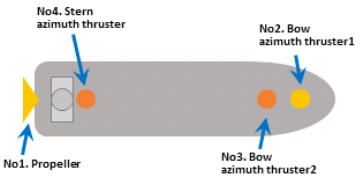


Fig. 9 Types and positions of thruster & propeller

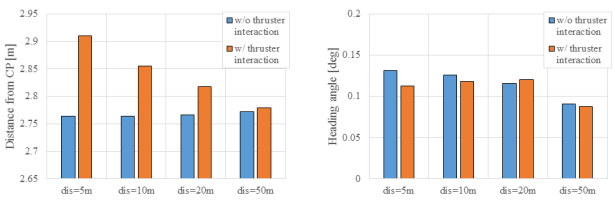
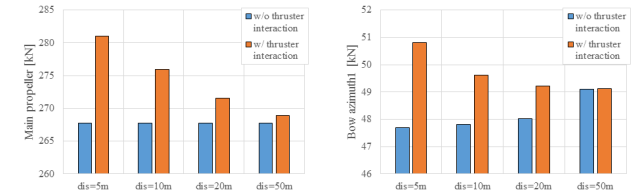
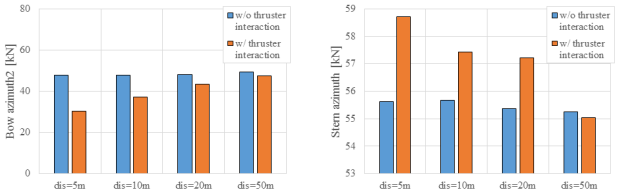


Fig. 10 Statistical values of mean position and heading



(a) propeller (b) bow azimuth thruster 1



(c) bow azimuth thruster 2 (d) stern azimuth thruster thruster

Fig. 10 Statistical values of thruster force

추진기 상호작용을 확인하기 위해서 선수부 뒤쪽에 있는 azimuth thruster의 위치를 변화시켜 가면서 (추진기 사이의 거리 5m, 10m, 20m, 50m) 수치 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 10은 선박 중심부의 이동 거리 및 선수각의 변화량을 나타내고 있으며, Fig. 11은 각 추진기의 추력 평균값을 나타내고 있다. 각각의 그림에서 파란색 막대그래프는 추진기 상호작용을 고려하지 않은 경우이며, 주황색 막대그래프는 추진기 상호작용을 고려한 경우이다. 그림에서 확인할 수 있듯이, 추진기 사이의 거리가 가까워질수록 추진기 상호작용의 효과가 증가하는 것을 알 수 있으며, 추진기 사이의 거리가 가장 가까운 경우에는 대략 10%정도의 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 추진기 상호작용에서는 forbidden zone이 중요한 역할을 하지만 본 연구에서는 고려하지 않은 상태이며, 추가적인 연구가 필요한 것으로 생각된다.

4. 결 론

본 연구에서는 DP 성능을 확인 할 수 있는 프로그램을 개발하였으며, 프로그램 검증을 위해서 기존의 실험결과와 비교하였다. 실험결과와의 비교를 통해서 개발된 프로그램이 선박의 거동 평가에서는 신뢰성 있는 결과를 줄 수 있음을 확인하였지만, 추진기의 추력 크기 변화에는 다소 차이가 있음을 확인하였다. 추가적으로 추진기 상호작용을 확인하기 위해서 ABS의 가이드노트에 언급된 내용을 반영하였으며, 추진기 상호작용이 현실적인 결과를 도출함을 확인하였다.

향후 환경외력의 계산 및 추진기 추력에 추가적인 분석을 통해서 정도 높은 해석 프로그램을 개발할 수 있을 것으로 생각되며, 추진기 상호작용 부분에서도 fobidden zone의 도입을 통해 현실적인 추진기 운용에 도움을 줄 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 현대중공업(주)의 수탁과제인 “현대 부유식 해양구조물 시간영역 위치유지 시뮬레이션 프로그램 개발” 에 의해 수행되었습니다. (PIS9000)

참 고 문 헌

최진우, 김세원, 류민철, 김용수 (2012). “Azimuth Thruster 설계변수에 따른 Dynamic Positioning Capability의 영향 분석”, 한국해양과학기술협의회 공동학술대회, 대구

American Bureau of Shipping (2013). “Guide for Dynamic Positioning System”, ABS Guide note.

Kim, H.J., Hong, S.Y., Yoo, W.J., and Hong, S.K. (2002). “Analysis on DP Performance of Shuttle Tanker with Various Analysis Methods”, Proc. of PACOMS

Kim, Y.S., Kim, Y.H., Sung, H.G., and Kim, J.W. (2013). “A Robust Dynamic Positioning Control Algorithm and Its Validation through Experiment and Numerical Simulation”, Proc. of th ISOPE, Rhodes, Greece.

Nam, B.W., Hong, S.Y., Kim, Y.S., and Kim, J.W. (2013). “Integrated Simulations of a Floating Crane Installation Vessel with DP systems in Waves”, Proc. of ISOPE, Alaska, USA.

J-lay 설치 시 Normal laying 단계에 대한 모형시험 연구

권용주*·남보우*·김남우*·박인보*·원영욱*·홍사영*·신철순**
*선박해양플랜트연구소
**현대중공업

Model Tests for Normal Laying Stage of J-lay Installation

Yong-Ju Kwon*, Bo-Woo Nam*, NamWoo Kim*, In Bo Park*, Young Uk Won*, Sa Young Hong*
Chul-Soon Shin**

*Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, KRISO, Daejeon, Korea
**Hyundai Heavy Industries, HHI, Ulsan, Korea

KEY WORDS: URF installation URF 설치, J-lay method J-lay 방법, Model tests 시험연구, Roller box 롤러박스, Pipeline tension 파이프라인 장력

ABSTRACT: *J-lay installations is one of typical methods in URF installations, due to few limitation of pipe size and water depth. The model tests for J-lay installations were performed in Ocean Engineering Basin in KRISO. The tests for safety of URF installation was carried out in regular waves. The evaluations were performed for the motion of installation vessel, tension of pipeline and roller boxes. The responses for motion of installation vessel were overall have an good agreement but roll motion excessively happened due to J-lay tower. The top tension of pipeline is larger than that of bottom because of the suspended length and dynamic responses. The tension of roller boxes is happened by the contact of pipeline. The tension for all roller boxes is satisfied the limiting criteria of reaction force.*

1. 서 론

해양구조물은 크게 부유체, 계류선, URF(Umbilicals, risers and flowlines)로 구성된다. 그 중 URF는 해저로부터의 원유 등을 생산하여 해양구조물로 옮기거나, 전기적인 신호를 전달하는데 사용된다. URF의 설치는 특수 설치선을 이용하여 수행되며, 일반적으로 S-lay, J-lay, Reeling 방법을 이용하여 설치된다. 설치수심 및 파이프라인의 직경, 스팅거 등의 규모에 따라 설치방법이 달라지며, 일반적으로 J-lay 방법은 설치파이프의 두께 및 직경의 제약이 거의 없이 깊은 해역에서 활용된다(조철희, 2001).

URF의 설치 해석을 통해 주어진 곡률에서 설치 장력을 예측하고, 파이프라인의 설계기준 안에 있는지 검토한다. 전통적으로 OFFPIPE를 이용하여 Stinger 등의 모델링을 수행하고, 파이프라인의 글로벌 설치해석을 수행한다(Yong Bai and Qiang Bai, 2005). URF 설치 해석은 OFFPIPE를 비롯하여 SIMA, OrcaFlex 등의 툴을 이용하여 해석 가능하며, Jihan Herdiyanti는 2,000m 수심에서의 S-lay와 J-lay에 대한 응답을 비교하였다(Jihan Herdiyanti, 2013). Senthil B와 R Panner Selvam 은 OrcaFlex를 이용하여 J-lay 파이프라인의 동적 해석을 수행하였으며, 정적해석과 동적해석 응답 비율을 평가하였다(Senthil B and R Panner Selvam, 2015).

J-lay 설치에 대한 수치해석연구는 진행되고 있으나, 실험연구는 많지 않다. X Zhang et al.은 S-lay 스팅거에 대한 모형실험 연구를 수행한 사례가 있으며, 스팅거 및 롤러를 사용하여 overband를 모사하였다. 육상에서 본 모형을 모사하여 롤러의 응답을 OFFPIPE의 결과와 비교하였다(X Zhang et al., 2015). M. J. Li et al.은 설계된 J-lay 시스템에 대한 모형시험적 연구를 수행하였으며, 제어시스템을 포함하여 hybrid 모형 실험을 수행하였다. 특히 설계된 플랫폼에 대한 크레인 바지의 6자유도 운동을 통해 J-lay 시스템의 운동성능을 검토하였다(M. J. Li et al., 2012).

본 연구에서는 J-lay 설치 단계 중 Normal Laying 단계에 대해 규칙파 중 운동 응답을 평가한다. Normal Laying 단계에서 설치선과 파이프라인의 동적 연성효과를 검토하고, 다양한 파랑조건에서 파이프라인의 동적응답을 평가한다. 파이프라인의 상부 및 하부장력과 더불어 J-lay 타워에 있는 Roller box에 따른 파이프라인의 응답 특성을 검토한다. 설치선의 운동과 더불어 파이프라인 및 Roller box의 장력을 수치해석과 비교 검토한다.

2. 실험모델 및 조건

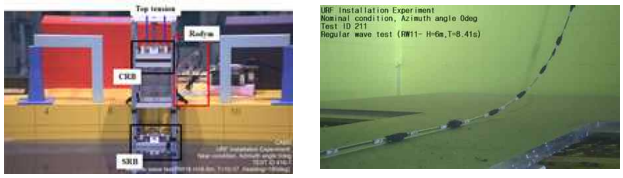
2.1 실험모델

본 연구에서 사용한 설치선은 J-lay 작업을 대상으로 하는 설치선으로, J-lay 타워에서 파이프라인의 용접이 이뤄진다. 모형 축척비는 해양공학수조의 파도생성 여부와 더불어 파이프라인의 직경 및 굽힘강성 등을 고려하여 결정하였다. Fig. 1은 설치선박의 실험모델과 설치선박의 우현에 위치한 J-lay 타워의 형상 그리고 TDP에서의 파이프라인의 모습을 보여준다. 파

이프라인은 J-lay 타워의 WSC(Working Station Clamp)에 고정되며, J-lay 타워에 위치한 Roller box를 지나 해저면으로 설치된다. 본 실험은 선박해양플랜트연구소의 해양공학수조에 있는 Pit를 이용하여 실험을 수행하였다. Table 1은 설치 선박의 제원을 나타낸다. 설치선은 길이 183.5m, 너비 45m, 흘수 9.99m 이며, 배수량은 대략 65,000톤이다. Fig. 2는 J-lay 타워의 전체 형상을 보여준다. 본 실험에서 J-lay 타워는 WSC 아래 부분을 모사하였다. WSC 아래로 두 개의 CRB(Center Roller Boxes)와 SRB(Stinger Roller Boxes)가 설치된다. 본 연구에서 파이프라인과 Roller box 사이의 gap 은 Fig. 2의 왼쪽과 같이 결정하였다. CRB에는 gap을 두지 않고, SRB는 아래로 갈수록 gap이 커지도록 선정하였다.



(a) Installation Vessel model



(b) J-lay tower (c) pipeline at TDP

Fig. 1 Experimental model for URF installation in J-lay method

Table 1 Main dimension of an experimental installation vessel

Item	Unit	Proto	Model(1/65)
Lbp	[m]	183.5	2.823
B	[m]	45.00	0.692
H	[m]	20.40	0.314
Operation Draft	[m]	9.99	0.154
Freeboard	[m]	10.41	0.160
Disp.	[ton]	abt. 65,000	abt. 0.24

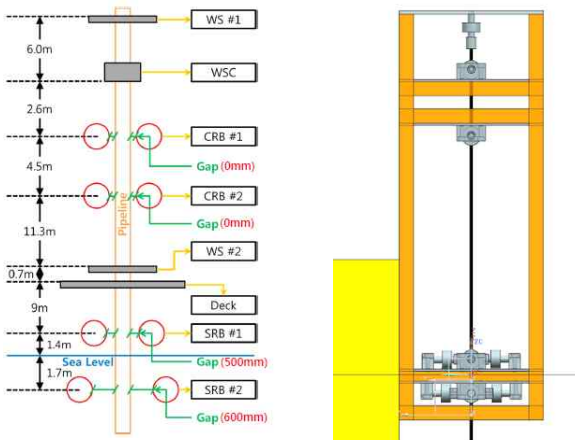


Fig. 2 Configuration of a J-lay tower

Table 2 J-lay tower and WSC(Working Station Clamp)

Item	Unit	Proto	Model(1/65)
J-lay tower			
Longitudianl Position from AP	[m]	71.00	1.092
Vertical Position from Base line	[m]	20.40	0.314
Transverse Position from Center Line	[m]	23 (Starboard)	0.354
WSC			
X from AP	[m]	71.4	1.098
Y from Centerline	[m]	25.85 (Starboard)	0.398
Z from Baseline	[m]	39.49	0.608

Table 3 Main dimension of the pipeline

Iten	Unit	Proto	1/65 of Proto	Error (%)
OD	[mm]	332.0	5.11	-2.11
ID	[mm]	254.0	3.91	30.33
W_{water}	[kg/m]	173.828	0.048	4.35
EA	[KN]	6.79E6	24.72	22.50
EI	[kN*m2]	72472	6.25E-05	3.03

Table 2는 J-lay 타워와 WSC의 위치를 나타낸다. J-lay 타워와 WSC는 선박의 우현(Starboard)에 설치된다. Table 3은 파이프라인의 제원을 나타낸다. 파이프라인은 외경 332mm, 내경 254mm의 파이프를 사용하였으며, 축강성과 굽힘강성은 각각 6.79E6 kN과 72472 KN.m2이다. 파이프라인의 상사에서 축강성과 굽힘강성을 모두 만족하는 것은 불가능하므로, 본 연구에서는 굽힘강성을 만족하는 파이프를 찾아 실험모델로 선정하였다. 파이프의 물속 무게는 파이프에 추를 달아 보완하였다.

2.2 파랑조건

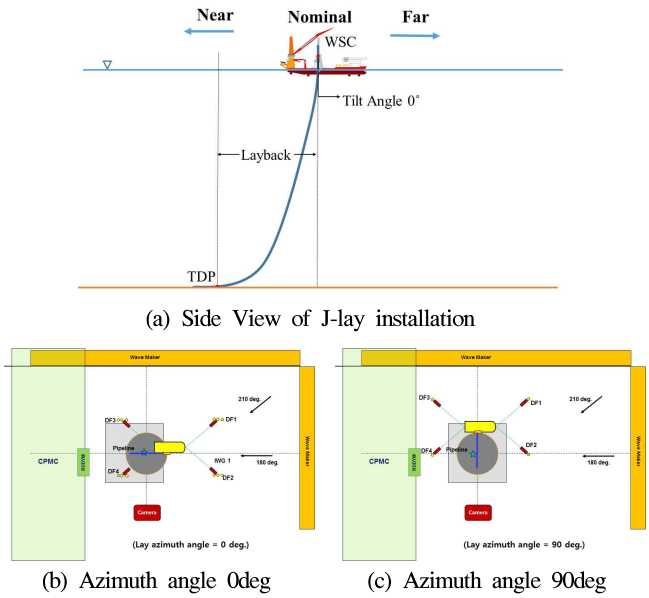
설치성능평가는 규칙파 해석으로 평가된다. 본 연구에서 역시 규칙파 해석을 기준으로 평가를 수행하였다. 본 실험은 선박해양플랜트연구소의 해양공학수조에서 수행되었으며, 파고 4.0m, 5.0m, 6.0m에 대해 다양한 주기를 검토하였다. 주기는 파고에 따라 결정되는 $\sqrt{13H_s} \le T_P \le \sqrt{30H_s}$ 를 기준으로 파고가 높은 파고 5.0m 및 6.0m와 유사한 주기를 갖도록 수정하여 선정하였다. 여기서 파향은 180도와 210도로 고려하여 파향효과를 검토하였다.

Table 4 Environmental conditions in experiment

λ	65		Proto	
WaveID	w [rad/s]	H [m]	T [s]	Direction
H4m-180	0.66~0.92	4	6.86~8.63	180
H5m-180	0.65~0.94	5	6.69~9.65	180
H6m-180	0.59~0.82	6	7.67~10.57	180
H4m-210	0.73, 0.81	4	7.75, 8.63	210
H5m-210	0.73, 0.82	5	7.67, 8.66	210
H6m-210	0.66, 0.75	6	8.41, 9.49	210

2.3 실험조건

본 설치연구에서 크게 설치선의 위치와 파이프라인의 Azimuth angle에 따라 파랑 중 응답을 평가하였다. 설치선의 위치를 Far, Nominal, Near로 고려하며, 이는 설치선의 위치 및 앵커 위치의 불확실성을 위해 고려된다. 파이프라인의 설치 각도인 Azimuth angle은 Fig. 3(b)와 Fig. 3(c)와 같이 0도와 90도로 고려한다. 설치선은 4점의 Soft mooring으로 계류되었으며, 각 설치선의 위치에서 파랑을 계측하였다.



(a) Side View of J-lay installation

(b) Azimuth angle 0deg (c) Azimuth angle 90deg

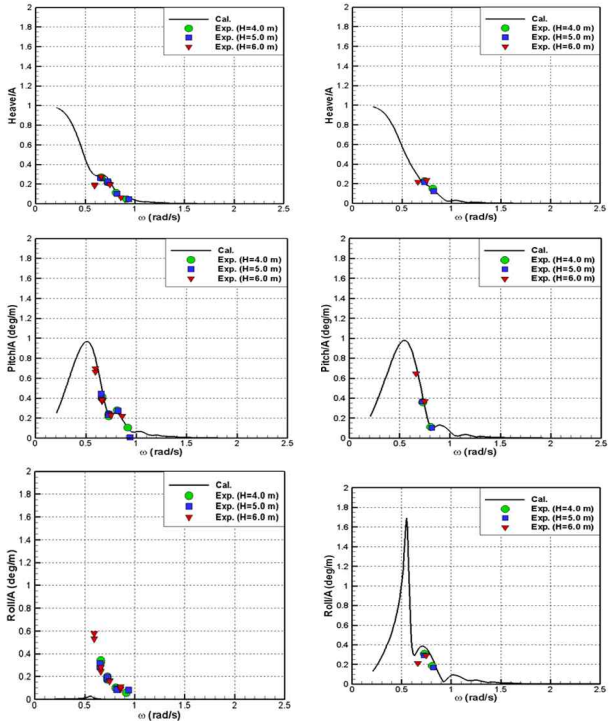
Fig. 3 Configuration of a j-lay installation

3. 모형시험 연구

3.1 선박 운동 비교

설치선의 규칙파 중의 응답을 검토한다. 모형시험 중 설치선의 응답은 고차경계요소법을 기반으로 하는 포텐셜 유동 해석 주파수영역해석 프로그램인 Adflow(KRISO 개발)의 결과와 비교되었다. Fig. 4는 파향에 따른 운동 RAO를 보여준다. 여기서 선박의 Vertical 운동 결과를 비교하였다. 검정석 실선은 계산결과이며, 심볼은 실험결과이다. 선수파에 대한 설치선에 대한 운동 응답은 Heave와 Pitch 운동이 일치하는 것을 볼 수 있다. 그러나 Roll 운동은 실험에서 다소 크게 평가되는 것을 볼 수 있다. 실험에서 Roll 운동이 기진된 것은 우현에 위치한 J-lay 타워의 영향으로 판단된다. 한쪽에 치우친 J-lay 타워가 실제 현상보다 Roll을 더 기진한 것으로 보여진다. 선수파 조건에서 기진된 Roll로 인해 J-lay 타워에 있는 Roller box의 응답이 커질 것으로 예상되며, 실제 응답에 비해 과도한 응답이 발생할 수 있다. 그리고 Roll이 기진됨으로 인해 파이프라인의 상부장력 역시 크게 나타날 수 있다. 실제 형상의 크기 및 무게로 인한 Roll 응답을 예측할 필요가 있다.

반면 210도 파향조건에서는 Heave, Pitch와 더불어 Roll 운동이 유사하게 발생하는 것을 볼 수 있다.



(a) Heading 180deg (b) Heading 210deg

Fig. 4 Motion RAO according to wave headings

3.2 파이프라인 및 Roller box 장력 시계열

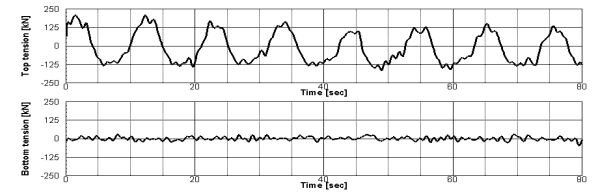
파이프라인의 상부 및 하부장력과 더불어 Roller box의 장력을 평가한다. Fig. 5는 파고 6m, 주기 10.57초에 대한 파이프라인의 상부 및 하부장력 및 CRB와 SRB의 장력 시계열을 보여준다. Fig. 5 (a)에서 상부장력이 하부장력에 비해 큰 동적응답이 발생한다. 이는 상부장력은 주로 파이프라인의 매달린 길이(suspended length)에 의해 변화하며, 이는 파랑 중 선박의 운동이 파이프라인의 장력을 변화시킨 것으로 볼 수 있다. Fig. 5(b)와 (C)에서 발생한 Roller box의 장력은 파이프라인의 접촉으로 인해 나타난다. SRB의 가장 아래에 위치한 SRB #2에서 응답이 가장 크게 발생한다. 파이프라인은 선박기준으로 선미방향으로 굽어지고, 이로 인해 뒤쪽에 위치한 Roller box에 주로 응답이 발생한다. 그리고 Gap이 가장 큰 SRB#2에서 접촉으로 인해 가장 큰 응답이 발생한다.

3.3 장력 통계값 비교

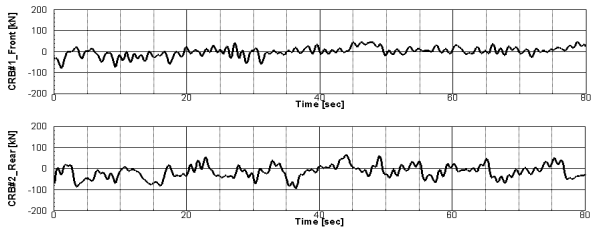
파이프라인 및 Roller box의 장력을 수치해석과 비교하였다. 총 4세트가 설치된 Roller box는 초기접촉에 의해 장력변화가 매우 민감하기 때문에, 통계치 그래프에서는 수치해석에서 구한 초기장력을 포함하였다. 파이프라인의 상부 및 하부장력은 실험에서 측정한 초기장력을 사용하였다.

파이프라인의 장력에서 상부장력이 하부장력에 비해 큰 응답이 발생하며, 이는 파랑 중의 동적응답과 더불어 파이프라인의 매달린길이에 의한 상부 초기장력이 하부에 비해 크기 때문이다. 앞서 시계열에서는 SRB가 CRB에 비해 응답이 크게 발생하였으나, 초기접촉에 의해 통계치에서 CRB의 응답이 커진다. 이

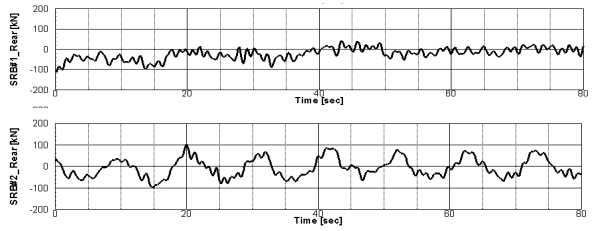
는 Gap이 없는 CRB에서 큰 초기장력이 발생하기 때문인 것으로 판단된다. 본 연구에서 고려한 Roller box의 reaction 기준은 50ton이며, 모든 위치의 Roller box가 이를 만족한다.



(a) Top & bottom tension of pipeline

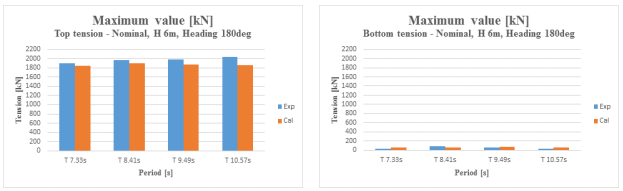


(b) CRB tension

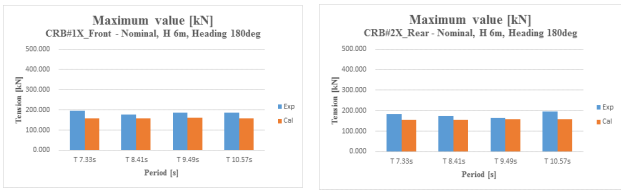


(C) SRB tension

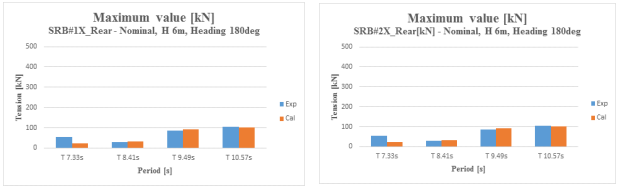
Fig. 5 Time series for tension of pipeline and roller box in headsea condition (H 6m, T 10.57s)



(a) Top tension (b) Bottom tension



(c) CRB



(d) SRB

Fig. 6 Maximum value for tension of pipeline and roller box in 6m of wave height

4. 결 론

본 연구에서는 J-lay 설치선으로 URF를 설치하는 작업에 대한 규칙파 중 모형시험 연구를 수행하였다. 본 시험에서 설치선의 운동, 파이프라인 및 Roller box의 장력을 평가하였으며, 본 시험연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 설치선의 운동은 주파수영역 해석결과와 비교되었으며, 선수파 조건에서 Roll이 수치보다 과도하게 발생하였다. 이는 설치선의 우현에 위치한 Roller box가 Roll을 기진한 것이며, 실제 설치선에서의 Roll 운동의 평가가 요구된다.

(2) 파이프라인의 상부장력은 파이프라인의 매달린 길이에 의해 지배되며, 정적초기장력 및 동적장력에서 모두 하부장력에 비해 큰 응답이 발생한다.

(3) Roller box의 장력은 파이프라인과의 접촉에 의해 발생하며, 동적응답은 gap이 가장 큰 SRB#2에서 가장 크게 발생한다. 그러나 초기접촉에 의한 초기장력이 더해진 최대값은 CRB에서 더 크다. 모든 Roller box에서 reaction 응답 기준인 50ton을 만족한다.

후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소에서 수행중인 산업통상자원부 산업원천기술개발사업 “심해자원 생산용 해양플랜트 시장진출을 위한 해저장비 및 URF 설치용 3,000m급 심해설치 공사기술개발” (PNS2830) 과제의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

B. Senthil and R Panner Selvam, 2015, “Dynamic Analysis of a J-lay Pipeline”, 8th International Conference on Asian and Pacific Coasts (APAC 2015), vol. 116, pp 730-737

Jihan Herdiyanti, 2013 “Comparisons Study of S-Lay and J-Lay Methods for Pipeline Installation in Ultra Deep Water”, Master Thesis, Universitetet I Stavanger

M. J. Li, M. Duan, F. Yu, H. Zhang, X. Ren and C. Li, 2012, "Model Test Investigation on a J-Lay System Designed for Deepwater Pipeline Installation in South China Sea", Applied Mechanics and Materials, Vols. 138-139, pp. 484-491

X. Zhang, Q. Yue and W. Zhang, 2015 “The Model Test of Deep Water S-Lay Stinger Using Dynamical Substructure Method”, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, vol. 137

Yong Bai and Qiang Bai, 2005, “Subsea Pipelines and Risers”

조철희, 2001, “해저관로개론”

아임계 영역에서 강제 진동하는 실린더 주위 유동 특성

정재환 · 남보우 · 정동호 · 최종수 · 박병원 · 권용주(선박해양플랜트연구소)

Flow characteristics of forced vibrating cylinder in the subcritical regime

Jae Hwan Jung, Bo Woo Nam, Dong Ho Jung, Jong Su Choi, Byeongwon Park, and Yong Ju Kwon(Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering)

This study aims at investigating the flow characteristics of the forced vibrating cylinder in the subcritical regime which covers the wide range of 103 < Re < 2×105. Interestingly, for the flow around the fixed cylinder, Strouhal number remains nearly constant with a value of 0.2, namely, the flow characteristics are rarely sensitive to the Reynolds number in the subcritical regime. Moreover, the detailed information of the flow physics has been systematically discussed for decades. Contrary to the fixed cylinder, there remains a question about whether the flow characteristics can be affected by the Reynolds numbers for the forced vibrating cylinder. To throw light on this question, two Reynolds numbers of 3900 and 140,000 were considered, and the large eddy simulation was employed to simulate the turbulent flow around the forced vibrating cylinders. The reason for the choice of the Reynolds numbers is that the relevant studies of the forced vibration cylinder at the high Reynolds numbers (O~105) are sparse in spite of its importance. Therefore, the present study will be able to provide a meaningful information in terms of the practical view of the vortex-induced vibration (VIV) and to improve our physical understating of VIV. For the studies of the forced vibration cylinder, Bishop and Hassan (Phil. Trans. Royal Soc., 1964, 277, 51-75) firstly discovered the abrupt change in the force acting on the cylinder and the phase jump between the lift and the cylinder displacement according to the frequency ratio, and Williamson and Roshko (J. Fluid Struct., 1988, 2, 355-381) identified the fundamental “lock in” mechanism by using the flow visualization with an establishment of the map of vortex synchronization patterns. In their researches, the mode change of phase and vortex pattern is one of the important phenomena for the forced vibrating cylinder. Therefore, the present study is mainly focused on elucidating these phenomena and corresponding hydrodynamic forces according to the Reynolds number and frequency ratio.

KEY WORDS: 와유기 진동 Vortex induced vibration, 강제 진동 실린더 Forced vibrating cylinder, 아임계 영역 Subcritical Regime

해저 점퍼 내 슬러그를 동반하는 다상유동에 대한 유체-구조 연성 해석 모델 연구

김지현* · 이장현* · 황세윤**
*인하대학교 조선해양공학과
**인하대학교 공과대학 산업과학기술연구소

CFD and Structural Analysis for Fluid-Structure Interaction of Subsea Jumper Transporting Multi-Phase Flow

Jihyeon Kim*, Jang-Hyun Lee*, Se-Yun Hwang**
*Depeartment Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea
**Research Institute of Industrial Science and Technology, Inha University, Korea

KEY WORDS: Fluid-structure interaction, slug-induced vibration, subsea jumper, CFD

ABSTRACT: *FIV(Flow-induced vibration) and SIV(Slug-induced vibration) are one of reasons for failure of subsea jumper mostly transporting multi-phase flow. Both FIV and SIV cause fluctuating hydrodynamic pressure acting on the pipe wall which leads to dynamic response of pipe having excessive stress and displacement from its original position. This paper consists of two main parts; Conducting one-way FSI between jumper and internal multi-phase flow with slugging, and conducting parametric study for varying geometrical and flow parameters to observe the tendency of flow pattern and corresponding dynamic pressure on the pipe wall. In order to conduct FSI, numerical analysis procedure is described in detail based on the variables to be considered at each step of setting the model. Assumption and method to input values are discussed.*

1. 서 론

해저 점퍼 배관은 해저 해양에서 유정 및 매니폴드 등의 해저 설비를 연결하며, 생산 시 발생하는 배관의 온도 또는 압력 변화 및 이로 인한 팽창과 수축의 영향을 최소화하기 위한 두 개의 루프 구조로 구성된다. 이러한 점퍼 배관은 유정유체의 특성상 원유와 가스로 이루어진 다상유동을 주로 운반한다. 특히 슬러그를 동반하는 다상유동은 점퍼 배관의 진동을 유발하는 문제적 변동 외력을 발생하여 피로파괴, 공진, 항복파괴 등에 의한 점퍼 배관 고장으로 이어진다. 전체 배관 고장의 21%는 공진 메커니즘에 의해 발생하므로 (Kvernvold et al., 1929), 주입부 특징에 따라 배관 내 슬러그 주파수를 확인할 필요가 있다(Tronconi, 1990). API RP 1111이나 Energy Institute Guidelines와 같은 규약에서는 모든 파이프라인 설비가 슬러깅에 의한 동하중을 고려할 것을 요구하나, 그 측정방법에 관한 구체적 설명이나 가이드라인이 없으며 시간과 비용 측면에서 실험적 증명에 한계가 있으므로 유체-구조 연성해석을 통한 점퍼 배관의 동하중 측정 및 피로해석을 하는 많은 연구가 진행되고 있다. 실제 Heerema Marine Contractor(HMC)는 SURF-project (Subsea Umbilicals Risers and Flowlines) 및 새 프로젝트의 점퍼 배관 설계를 위하여 슬러깅으로 인한 배관의 피로손상을 예측하였다.

배관류 유체-구조 연성해석 시 직경 대비 변위가 0.01~0.1배 이하일 경우의 감쇠효과는 무시할 수 있다고 보기 때문에 일반적으로 일 방향 해석을 수행하며 (Elyyan et al, 2014), 상용 소프트웨어 ANSYS나 OLGA 등을 사용한 슬러깅 유동해석이 선행된다. 특히 유동방정식 옵션과 사용자 정의함수 기능 등을 통해 복잡한 유동현상에 대한 근사해를 구하고 3차원 유동을 가시화할 수 있는 CFD가 선호되며, 이를 사용하여 Elyyan et al.(2014)은 특정 단일 용적 분율을 반복하는 슬러그 흐름을 생성하고 점퍼 배관과의 일 방향 및 양방향 유체-구조 연성해석 결과를 비교하였다. 유동에서 발생한 동수압은 압력하중으로서 배관에 대입하며, 이 때 배관구조는 보 또는 솔리드 요소로 정의할 수 있다. Pontaza and Menon(2011)는 슬러깅으로 인한 동하중을 계산한 후 점퍼 배관을 Timoshenko 보로 가정하여 구조해석을 하고 피로수명시간을 예측하였으며 Jia(2012)는 점퍼 및 라이저를 모두 솔리드 요소로 모델링하여 변위와 응력을 계산하였다. 정립된 해석 절차를 활용하여 점퍼 배관의 SIV에 대한 구조와 유체 각각의 영향을 이해하기 위해 특정 변수에 대한 매개변수적 연구도 진행되어왔으며, Jia (2013) 등은 유량, 슬러그 길이 및 주기 등의 경계조건을 바꾸어 SIV를 동반하는 점퍼 배관의 응답을 고찰하였다.

상기의 연구들은 상용 소프트웨어를 사용한 슬러깅 및 점퍼 배관의 구조해석 방법을 간략히 설명한 다음 해석에 사용된 가정을 밝히고 구조응답을 구하나, 각 모델링 단계에서의 옵션 또는 유동과 배관의 모든 물성치를 밝히거나 해당 값을 선택한 이유를 기술하는 연구는 드물다. 점퍼 배관의 구조응답 분석을 위해 유동과 구조에 대한 가정값과 대략적인 해석절차만을 참고하

기에는 한계가 있으므로, 방법론을 정립하고 그에 따라 문제를 정의한 다음 결과를 해석할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 반 M자형 점퍼 배관 및 내부 슬러깅 간 일방향 유체-구조 연성 해석절차를 수립하고, 각 단계에서 필요한 정보를 토대로 모델링하여 내부유동과 구조응답을 분석하고자 한다. 유동해석에서는 액체분율을 변수로 하는 이상적 슬러그 유동을 생성하여 곡관부에 발생한 압력하중을 계산하였다. 이를 배관 내벽에 대입하여 시간과 주파수 도메인에 대한 구조응답을 해석한 다음, 슬러그 주파수 및 모드 해석 결과와 비교하여 응답을 분석하였다. 각 필드의 계산은 기존의 점퍼 배관 내 슬러깅을 다룬 연구와 비교검증 하였다. 점퍼 배관의 구조와 내부 유체 간 상호작용에 관계된 변수에 대한 이해를 높이고 해석방법의 활용도를 확인하고자, 본 절차에 따라 최종적으로 기하학적 및 흐름적 매개변수 연구를 통해 이들이 배관 내벽의 압력하중에 미치는 영향을 분석한다.

2. 점퍼 배관 모델 및 유체-구조 연성해석기법

점퍼 배관의 유체-구조 연성해석 절차를 Fig. 1의 플로우차트에 개략적으로 나타내었다. 배관의 물성치 및 모드해석을 통해 확인한 높은 경직성을 바탕으로 본 연구에서는 일 방향 해석을 수행하며, 구조 도메인을 모델링한 후 유체와 구조 필드를 각각 할당하고 각 필드에 필요한 물성치와 경계조건을 입력한다.

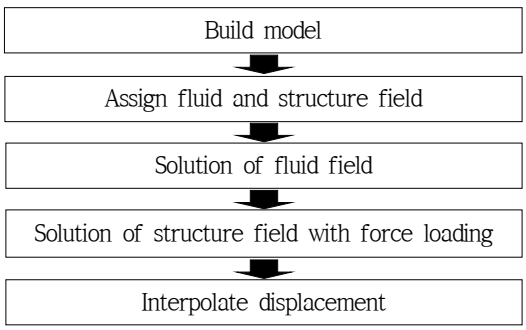


Fig. 1 Flow chart presenting one-way FSI Procedure

현존하는 점퍼 배관과 슬러깅 간 유체-구조 연성해석에서는 점퍼와 유동의 조건을 가정하여 모델링하는 경우가 많고, 일부 연구만이 실물 배관을 해석하나 여전히 치수나 물성 등의 값을 대부분 비공개 한다. 유동 정보는 직접적인 유가스 생산량과 관계가 있으며 배관구조는 유체와의 상호작용을 고려하여 결정, 즉 회사의 엔지니어링 기술이 결합된 기밀사항이기 때문이다.

본 연구에서 사용한 배관의 치수는 점퍼 배관의 SIV를 평가한 Shell사 Pontaza and Menon(2011)의 연구를 참고하였고, Chica et al.(2012)와 Elyyan et al.(2014)이 슬러그 발생시 점퍼 배관을 구성하는 두 루프의 대칭 지점에서 구조응답이 거의 일치함을 밝힌 바를 참고하여 Fig. 2과 같은 반 M자형 점퍼 배관으로 설정하였다. 외경은 150mm, 두께는 15mm, 입구와 출구를 포함하는 직관은 각각 1,000mm, 입구 후 수평 및 수직관은 각각 500mm와 2,000mm, 곡관의 굽힘 반경은 직경과 동일한 120mm이다.

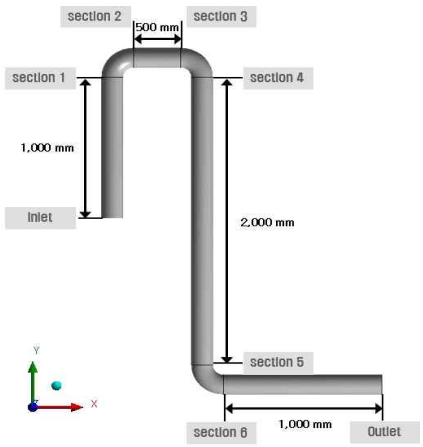


Fig. 2 Domain : Half of M-shape subsea jumper pipe

유체 필드에 유동의 물성치를 입력하여 슬러깅을 모사하고, 이 때 입력한 옵션은 Table 1에 요약하였다. 슬러그는 각 상이 특정 공탑속도일 때 발생하여 일정한 주파수와 용적분율을 가지므로, ANSYS Fluent의 사용자 정의함수 기능을 사용하여 시간에 대해 단일 상의 용적 분율 값에 변동을 주어 완전한 액체와 기체 슬러그가 번갈아 흐르는 이상적 슬러깅을 생성한다. 잘 섞이지 않는 둘 이상의 상을 구현하기에 적합한 VOF (Volume of fluid) 모델을 사용하여 유동을 계산하고, 다상유동 문제에서 높은 수렴성을 보이는 k-ω SST RANS turbulence model을 적용하여 유체의 흐름이 분리되는 현상 및 난류경계층의 역압력구배 등을 수반하는 난류유동을 계산한다. 상기 모델식은 주파수에 따라 짧은 시간동안 유동의 동수압과 용적률이 달라지는 슬러그의 특성을 감안하여 내재적 시간적분법으로 계산하며, 모사결과로 관내 흐름의 분포와 동수압을 얻는다.

Table 1 Summary of input option for fluid solver

Option	Description
Dynamics	Fluid dynamics
Solution result	Fluid regime, pressure acting on the pipe wall
Governing equation	Navier-Stokes equation
Multiphase model	VOF model
Turbulence model	k-ω SST RANS turbulence model
State option	Unsteady state
Boundary condition	Inlet : velocity, volume fraction Outlet : pressure outlet option
Time integration	Implicit method

유동분석 결과 매 시간단계마다 계산된 동수압은 구조필드 내 압력 하중으로 배관 내벽에 대입되고, 이 단계에서 일 방향 유

체-구조 연성해석의 두 필드가 연결된다. 구조해석의 모델링 옵션을 Table 2에 요약하였다. 배관 외벽에 미치는 하중으로는 해류, 열응력, 예상치 못한 기계적 충격 등이 있으나 심해에 설치되는 점퍼 배관의 특성상 해류의 영향은 무시하였고, 본 연구에서 기타 하중은 고려하지 않는다. 일 방향 해석에서 계산된 구조응답, 즉 배관의 변형은 유동해석에 반영되지 않으므로 점퍼 내부유동에 의한 감쇠는 고려되지 않는다. 일 방향 해석 가능여부 판단기준과 마찬가지로, 이는 본 연구의 구조해석 결과와 같이 직경 대비 변위가 약 0.01 이하, 즉 내부유동의 감쇠효과가 무시할 수 있을 만큼 작으며 배관의 경직성이 높은 경우에 가정할 수 있는 조건이다.

Table 2 Summary of input option for structure solver

Option	Description
Dynamics	Structure dynamics with undamped
Solution result	Stress and deformation at each location
Governing equation	Mü+Ku=F(t)
Boundary condition	Fixed support for both ends
Time integration	Implicit
Element	Solid
Solution option for FSI	Static(One-way)

3. 경계조건 및 해석 결과

3.1 유동해석

유체의 운동은 응용된 Navier-Stokes 방정식인 내재적 시간적 분법 VOF 모델로 계산한다. 이 식은 각 상의 연속 및 모멘텀 식으로 정의되는데, p번째 상과 q번째 상이 존재할 때 부피분율의 셀 값은 α, 각 상의 밀도는 ρ으로 나타낸다.

$$\frac{\alpha_q^{n+1}\rho_q^{n+1}-\alpha_q^n\rho_q^n}{\triangle t}V+\sum_f(\rho_q^{n+1}U_f^{n+1}\alpha_{q,f}^{n+1}) = \left[S_{\alpha_q}+\sum_{p=q}^{n}(\dot{m}_{pq}-\dot{m}_{qp})\right]V \quad (1)$$

여기서 n+1은 현재 시간단계, n은 이전 시간단계, U는 n+1에서 q번째 상의 표면값, V는 셀의 부피, $\dot{m}_{pq}$은 q에서 p상으로의 질량이동, S는 사용자 정의 항을 의미한다.

난류를 수반하는 유동의 계산 정확도와 격자 효율을 높이기 위하여 k-ω SST RANS 난류모델을 사용하였고, 운동에너지 k와 소산율 ω에 관한 다음의 식으로 정의된다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_k\frac{\partial k}{\partial x_j})+G_k-Y_K+S_k \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_k\frac{\partial \omega}{\partial x_j})+G_\omega-Y_\omega+S_\omega \quad (3)$$

여기서 G는 난류로 인한 운동에너지 생성, Γ는 유효확산, Y는 소산, S는 사용자 정의 항을 의미한다.

심해저 배관은 다상유동이 대략 5 ~ 10m/s일 때 슬러깅이 발생하는데, Taitel and Dukler(1976)가 고안한 물-공기 흐름상태 지도를 참고하여, 상기 유속범위 내의 동일한 공탑속도를 갖는 공기와 물이 수직관 내에서 슬러그를 형성하는 지점인 8m/s를 입구 속도로 설정한다. 식 (4)로 정의되는 액체의 용적분율 β가 0과 1 사이를 반복하게 하여 5Hz의 이상적 슬러그(Idealized slug) 유동을 구현하였다.

$$\beta=\frac{Q_l}{Q_g+Q_l} \quad (4)$$

여기서 Q_l과 Q_g는 각각 액체와 기체의 부피유량을 나타낸다. 각각 액체와 기체를 구성하는 물과 공기의 물성은 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Fluid properties of the water and the air

Property	Value	
	Water	Air
Density (kg/m³)	988.2	1.225
Viscosity (kg/m · s)	0.001003	1.7894×10^{-5}
MW (kg/kgmol)	18.0152	28.966

분석 결과, 물의 질량과 원심력에 의해 곡관 내 액체 슬러그가 외곡관부에 집중되었다. 또한 액체 슬러그 전면의 속도구배가 완만한 데 비해 기체 슬러그의 전면은 액체 슬러그의 후부를 점차 관통하고, 다음 곡관에서 이전 기체 슬러그와 연결되며 Jia(2012)의 분석결과와 같은 거동을 보였다.

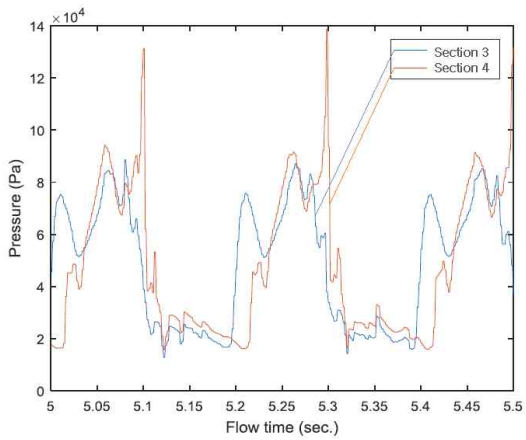
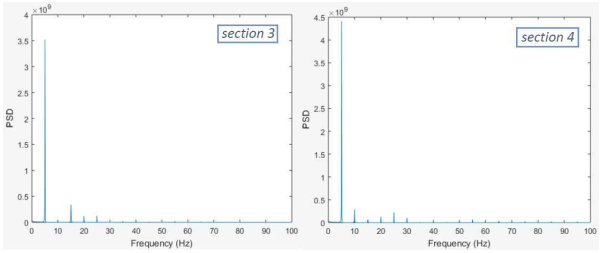


Fig. 3 Fluctuation at section 3 and section 4 in small time window



(a) FFT at section 3 (b) FFT at section 4

Fig. 4 Pressure fluctuation on time and frequency domain

다음으로 세 개의 곡관부 각각의 입구와 출구를 구성하는 6개의 단면에 대하여 유동으로 인해 내벽에 발생한 변동 압력을 10초간의 흐름시간에 대해 관찰하였다. 대표적으로 두 번째 곡관의 입구와 출구를 구성하는 Section 3과 Section 4의 변동 압력을 시간과 주파수 도메인에 플롯하여 Fig. 3과 4에 도시하였다. 곡관의 입구보다는 출구에서, 이전 곡관보다 다음 곡관에서 압력이 더 낮으므로 압력강하가 발생함을 확인하였다. FFT를 통하여 변동신호를 분석한 결과, Elyyan et al.(2014)의 결과와 같이 슬러그 주파수에 해당하는 $f_{slug} = 5\,Hz$가 가장 지배적임이 잘 드러났다.

3.2 배관의 동력학적 응답 분석

배관의 응력과 변위는 전체 운동량이 보존함으로서 비감쇠 구조 시스템을 표현하는 식 (5)를 통해 계산된다.

$$M\ddot{u} + Ku = F(t) \tag{5}$$

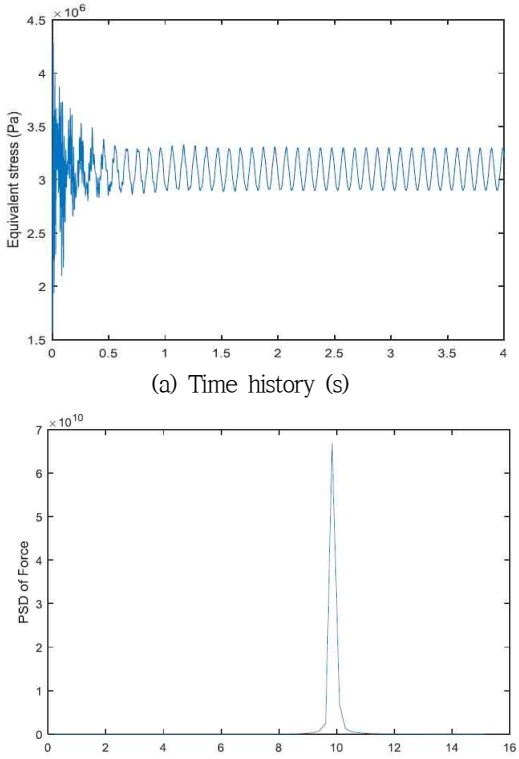
여기서 M과 K는 각각 질량과 강성 행렬을, $\ddot{u}$는 가속도, u는 변위 벡터, $F(t)$는 외력을 나타낸다. 점퍼 및 파이프라인에 주로 사용되어 본 연구에 적용된 API 5L X65 강관의 물성은 강성 행렬을 결정하며, 그 값을 Table 4에 나타내었다.

Table 4 Carbon steel X65 properties

Feature	Value
Density (kg/m^3)	7,861.12
Young's modulus (MPa)	2.06x10^5
Poisson Ratio	0.303
Yield strength (MPa)	448.2

본 연구의 도메인은 점퍼 배관의 절반이므로, 입구 단면은 모든 자유도를 제약하여 고정 지지대로 설정하고, 출구 단면 이후 점퍼의 절반이 이어진다는 가정을 통해 흐름에 평행인 방향으로 자유도를 제약한다. 구조 응답은 Elyyan et al.(2014)의 연구결과를 바탕으로 검증하였다.

먼저 배관 내벽에 발생하는 상당응력을 각각 시간과 주파수에 대해 Fig. 5와 같이 도시하였다. 본 구조해석에 앞서 수행한 모드해석으로 구한 첫 번째 모드의 주파수인 9.929Hz 와 매우 근접하였다.

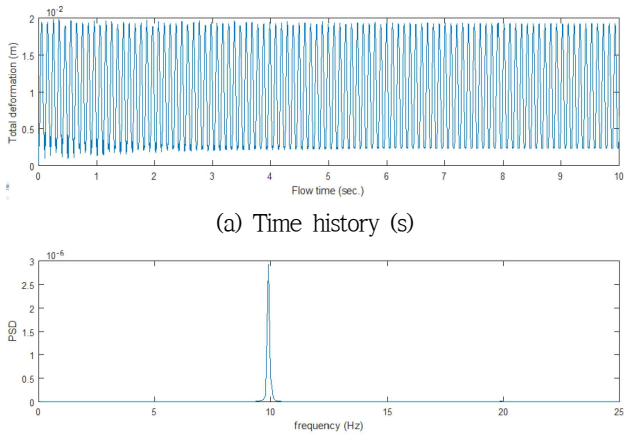


(a) Time history (s)

(b) FFT (Hz)

Fig. 5 Equivalent stress plot on time and frequency domain

각 단면에서의 변위 또한 Elyyan et al.(2014)의 결과와 같이 0초 부근에서 최대값을 보인 후 점차 그 변동 폭이 감소하여 정상상태에 이르며, FFT 결과 첫 번째 모드의 주파수와 근접한 지배적 주파수를 보였다. 그러나 Fig. 6에 도시된 바와 같이 전체 도메인의 변위에서 변동폭 감소는 명확히 나타나지 않았으며, 이는 흐름 시간을 증가시킨 후 전체 점퍼 배관에 대한 구조응답을 해석해 확인할 필요가 있다. 최대응력 4.5MPa로 발생한 전체 배관의 변위는 0.02m로, 수직관 길이에 대한 변위 비가 Elyyan et al.(2014)의 결과와 거의 일치하였다.



(a) Time history (s)

(b) FFT (Hz)

Fig. 6 Structural total displacement of the pipe

4. 기하학 및 흐름 매개변수에 대한 연구

점퍼 배관의 구조와 내부 유체 간 상호작용에 영향을 미치는 가장 중요한 변수는 크게 배관의 기하학적 특성과 유동 조건 두 가지로 구분된다. 실제 점퍼 배관은 그 입구와 출구의 높이 차 등을 고려하여 수직 또는 수평 구간이 경사지게 설계함을 감안하여, 유동이 하강하는 관의 경사를 기하학적 변수로 설정하고 기존 수직관과 이루는 각이 0° ~ 20° 로 점차 커질 때 배관 내벽의 압력하중을 분석하였다. Fig. 7은 세 번째 곡관, 즉 기울기 변수의 대상인 수직관 직후에 위치하여 그 영향을 받는 곡관에서의 압력을 시간에 대해 나타내었다.

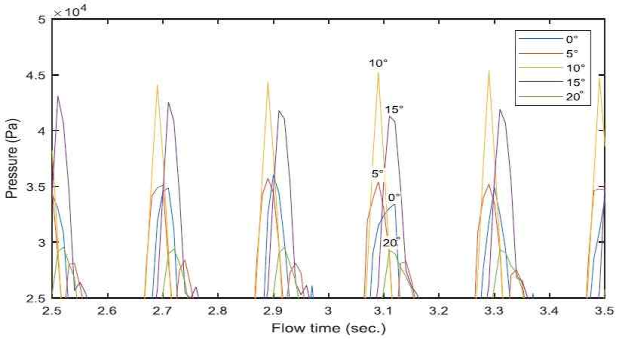


Fig. 7 Time history of average pressure at bend 3 for varying angle of inclination

배관 기울기의 영향을 거의 받지 않는 첫 번째와 두 번째 곡관에서는 모든 기울기에 걸쳐 그 압력 거동이 거의 일치하였다. 수직배관의 기울기가 급할 때 세 번째 곡관의 최대압력이 가장 클 것이란 예상과 달리 10° 에서 가장 컸으며, 그 값이 기울기 각도의 순서대로 플롯되지 않았다. 특정 조건에서는 압력변동이 더 심각하게 발생하는 기울기가 있음을 인지하여, 점퍼 배관 설계 시 구조분석이 선행되어야 함을 알 수 있다.

다음으로, 흐름에 대한 대표적 매개변수인 유동 속도를 변화하여 압력변동을 살펴보았다. 세 곡관에서 발생한 평균 압력 모두 관내 유동속도가 빠를수록 곡관에 미치는 압력이 큰 점(Jia, 2013)을 명확하게 나타내었다.

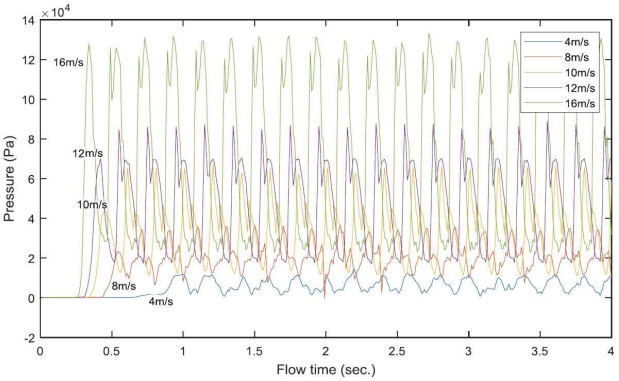


Fig. 6 Time history of average pressure at bend 3 for varying flow rate

5. 결 론

본 논문에서는 슬러깅을 동반하는 해저 점퍼 배관의 유체-연성 구조해석 절차를 정립하여 다상유동의 흐름분포와 함께 배관의 동력학적 거동을 조사하였으며, 해석 결과를 활용한 매개변수적 연구를 수행하여 배관의 흐름 및 기하학적 특성이 압력 하중에 미치는 영향을 조사하였다. 이로부터 다음의 결론을 얻을 수 있다.

(1) 배관 내벽에 작용하는 변동압력의 크기는 수직관의 기울기 각에 비례하지 않는다.

(2) 유동 속도가 빠를수록 배관 내벽 변동압력의 최대값이 더 크다.

(3) 다상유동의 분포가 배관 중심면에 대하여 비대칭이므로, 3D 시뮬레이션을 수행하는 것이 타당하다.

참 고 문 헌

Chica, L., Pascali, R., Jukes, P., Ozturk, B., Gamino, M. and Smith K. (2012) "Detailed FSI Analysis Methodology for Subsea Piping Components", 31th International Conference on Ocean, OMAE2012-83710, pp 7-10.

Elyyan, M.A., Perng, Y.Y. and Doan, M. (2014) "Fluid-Structure Interaction Modeling of a Subsea Jumper Pipe", International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering 33(2014), pp V002T08A59 - V002T08A059.

Jia, D. (2012). "Slug Flow Induced Vibration in a pipeline Span, a Jumper and a Riser Section", Offshore Technology Conference(2012) OTC99239, pp 17-18.

Jia, D. (2013). "Effect of Boundary Conditions, Flow Rate, Slug Length, and Slug Frequency on Slug Flow Induced Vibration in a Pipeline Span", Offshore Technology Conference(2013) OTC24051, pp 32-37.

Pontaza, J.P., Menon, R. G., Okeremi, A., Spritzer, J., Widjaja, S. (2013) "Flow-Induced Vibrations of High Gas Rate Well Jumpers: Tees vs Bends", 32th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, pp V007T08A082-V007T08A082.

수치해석을 이용한 파이프라인-라이저 내 Severe 슬러깅 완화 방법 적용 및 효과 분석

박규호* · 이장현* · 황세윤**
*인하대학교 조선해양공학과
**인하대학교 공과대학 산업과학기술연구소

Numerical Analysis for the Effect of Severe Slugging Mitigation Method in Pipeline-Riser System

Kyuho Park*, Jang-Hyun Lee*, Se-Yun Hwang**

*Department Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea
**Research Institute of industrial Science and Technology, Inha University, Korea

KEY WORDS: 슬러깅, Severe 슬러깅, 파이프라인-라이저, 상부 Choking 밸브, 가스 주입, OLGA, 유량(QLT), 압력(PT)

ABSTRACT: *One of the main subsea process issues has been identified as called severe slugging affecting the safety of production system and the significant production losses due to the fluctuation of pressure at riser base and flowrate into separator. Thus, this study focuses on developing the severe slugging model based on the field data which come from Egina-deepwater offshore in Gulf of Guinea by using the transient multiphase simulator OLGA and examining the effect of mitigation methods to alleviate severe slugging which mainly occurs in pipeline-riser configuration. A developed worst case model through various parametric studies is used for application of mitigation methods. Consequently, the applied mitigation strategies using the topside choking valve or gas injection to riser base show the effective elimination of severe slugging and some of them are considered that the efficient production can be secured.*

1. 서 론

심해 유가스 운송 배관의 안전성 확보를 위해서는 배관망 내의 유체 Flow assurance가 필요하다. 그 중에서도 슬러깅은 심해 유동라인에서 발생하는 불안정한 다상유동으로, 각 상의 표면속도(superficial velocity)차이에 의해 액체, 기체, 물상이 크게 변화하고 주기에 따라 큰 가스 버블(Taylor bubble)과 액체슬러그가 교대로 흐르는 유동영역이다. 심해 유가스를 생산할 때 파이프라인-라이저 내 슬러깅이 발생한다면 다양한 문제를 유발하므로 생산 운영 시 슬러깅 발생유무에 대한 연구 및 발생방지 대책은 중요하다.

Severe 슬러깅은 파이프라인-라이저 형상에 의해 낮은 주기로 반복 발생하는 슬러깅의 한 종류이다. 라이저 하부의 압력 및 separator로 들어가는 유량의 큰 변동이 발생하는 특징을 가지며, 이는 Separator 액체의 범람(Husveg, 2007), 프로세스의 설비부하(Hill, Wood, 1994), 파이프 내 부식 및 막힘 현상 가속(Kang, 1996) 등 생산시설의 불안전성을 유발하므로, Severe 슬러깅 발생 가능성 및 발생 환경을 예측할 필요가 있다.

Severe 슬러깅의 발생 환경 파악을 위한 실험실 규모의 연구가 실행되어 왔다(Boe, 1981, Post, 1985, Taitel et al., 1980, Schmdit, 1980, 등). Schmdit et al.(1980)는 라이저 길이와 같거나 몇 배 긴 슬러그가 생성되는 severe 슬러깅이 낮은 가스 및 액체 유량 그리고 라이저로 연결되는 유동라인이 음의 기울기를 가질 때 발생한다는 결과를 얻었다. 실험결과와 상당히 일치하는 수학적 예측 모델을 개발하였고, 상부 choking 밸브 사용을 통한 severe 슬러깅의 효과적 제거를 검증하였다.

파이프라인에서 실제 운영 조건에 따른 다상 유동의 온도와 압력을 평가하기 위해서는 CFD 등의 수치해석 기법을 이용한 대용량 계산이 필요하며, 설계 및 적용에는 많은 비용이 소모된다. 이러한 이유로 실험 및 실제 프로젝트에서 확보된 필드 데이터를 기반으로 다상유동 해석을 반영한 경험식 기반의 해석 코드가 사용되고 있다. TACITE 및 OLGA 코드가 대표적인 예이다. Schlumberger社의 OLGA (Bendiksen et al., 1987, 1991) 는 물 입자의 부가 운동량 방정식을 가진 이종 유체(Two-Fluid) 모델이다. TOTAL(社)의 TACITE (Pauchon et al., 1994)도 유사한 모델이다. 실제 설계 활용의 목적으로는 경험식 기반의 코드가 적절하다고 할 수 있다.

본 논문은 실제 필드 데이터를 기반으로 OLGA를 사용하여 Severe 슬러깅 예측 모델을 구성하고, 슬러깅에 영향을 미치는 인자를 파악하기 위한 기초 연구의 결과이다. 가장 큰 변동 문제를 발생시키는 모델을 찾고, 완화 방법으로서의 Topside choking 밸브와 라이저 하부 가스 주입 적용에 대한 효과 및 생산효율성 분석 결과를 제시하고자 한다.

2. 파이프라인-라이저 시스템

2.1 기하학적 형상

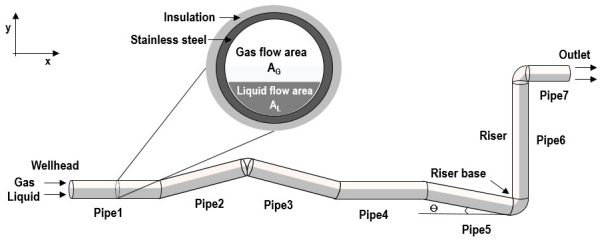


Fig. 1 Configuration of pipeline-riser system and cross section view of pipe

필드 생산조건에 대한 Severe 슬러깅 모델을 위해 Gulf of Guinea의 Egina-deepwater 필드를 참조하였다. 이는 유정부터 플랫폼까지 파이프라인 수평거리 4200m, 라이저 수심 1100m~1700m, API23-27의 유동특성을 가진다(Onuoha, 2016). 본 논문에 사용된 모델의 파이프라인-라이저 기하학적 수치는 Table 1과 같고, Fig.1을 통해 간단한 형상을 나타내었다.

Table 1 Pipeline-riser pipe coordinates

Pipe	x [m]	y [m]
Wellhead	0	-1,550
Pipe1 (pipeline)	1,000	-1,550
Pipe2 (pipeline)	1,400	-1,500
Pipe3 (pipeline)	1,800	-1,550
Pipe4 (pipeline)	3,400	-1,550
Pipe5 (riser base)	4,300	-1,570
Pipe6 (riser top)	4,300	30
Pipe7 (topside outlet)	4,400	30

2.2 재료물성

API 5L Steel 파이프의 물성은 바깥지름 273mm, 두께 14.3mm, 거칠기 0.028mm로 주어진다. 구체적인 파이프의 재료 특성은 Table 2와 같다.

Table 2 Pipe properties

Material	Thickness [mm]	Capacity [J/kgK]	Conductivity [W/mK]	Density [kg/m3]
Stainless Steel	14.3	0.588	5.508	0.536
Insulation	15	0.682	6.450	0.608

3. 수치 해석 모델

3.1 지배방정식

파이프라인-라이저의 유체모델 수치해석을 위해 상용 프로그램인 OLGA를 이용하였다. OLGA는 이종 유체(Two phase fluid) 모델로 파이프라인 1차원 단면에 대한 가스, 오일과 물, 그리고 오일과 물 입자를 위한 개별적인 연속 방정식들을 해석한다. 유체의 가스, 액체부피, 액체입자에 대한 3개의 질량보존식과, 연속한 액체 및 액체 입자와 가스의 혼합에 대한 두 개의 운동방정식 그리고, 같은 온도에서 존재하는 두 상에 대한 혼합 에너지방정식을 사용한다. 이러한 모든 방정식들은 유한 체적법과 반 내재적 적분법을 사용하여 계산된다.

본 연구는 유체 사이의 상 이동이 없는 압력감하와 운동량 계산을 위해 'No slip'을 가정하였고, 가스, 액체필름, 액체방울의 부피비와 각상의 밀도 및 속도로 관계되는 질량보존식으로 모델링을 수치해석 한다. 1차원 파이프라인 모델의 질량보존식은 아래와 같이 정의 할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_G\rho_G)=-\frac{1}{A}\frac{\partial}{\partial z}(Af_G\rho_G v_G+\psi_G+G_G) \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_L\rho_L)=-\frac{1}{A}\frac{\partial}{\partial z}(Af_L\rho_L v_L)+\psi_G\frac{f_L}{f_L+f_D}-\psi_e+\psi_d+G_L \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_D\rho_D)=-\frac{1}{A}\frac{\partial}{\partial z}(Af_D\rho_L v_D)+\psi_G\frac{f_D}{f_L+f_D}+\psi_e-\psi_d+G_D \quad (3)$$

여기서, f_G, f_L, f_D 는 가스, 액체필름, 액체방울 부피비, ψ_G 상 질량 교환율, ψ_e 상 기포율, ψ_d 상 퇴적율, ρ 밀도, v 속도, A 파이프 단면적, G 특정상 공급율, 그리고 첨자 G,L,i,D 는 가스, 액체필름, 접촉면, 액체방울을 나타낸다.

3.2 유체상태모델

가스-액체 분율 변화와 이상(Two-phase) 상평형도(Phase envelope)가 고려되는 OLGA 수치해석을 위해 유체의 압력, 부피, 온도 등의 물성 정보가 필요하다. 본 논문에서는 상용 프로그램인 Multiflash를 사용하여 .tab 파일로 유체물성 정보를 입력하였다. Egina-deepwater 필드의 탄화수소 조성값을 SRK penenloux 상태방정식을 사용하여 1.00bar, 15°C의 조건에서 유체 물성을 추출하였다. Fig. 2는 추출된 상평형도를 보여준다.

상평형도는 352°C, 222bar의 빨간색 임계점(Critical point)을 나타내며, 임계점을 기준으로 왼쪽 위는 기포곡선, 오른쪽 아래는 이슬곡선이다. 두 곡선의 안쪽은 가스와 액체가 공존하는 영역을 나타내며, 반대로 바깥쪽은 가스 혹은 액체상 하나만이 존재하게 된다. 이러한 상평형도의 위치와 모양은 유체조성에 의해 결정된다.

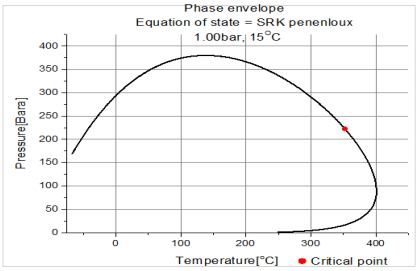


Fig. 2 Phase envelope extracted by Multiflash

3.3 경계조건

필드에 근접한 초기조건 설정을 위해 일반적인 유정의 경계조건을 가정하였고, 유량은 약 10,000bopd(barrels of oil per day) 기준 16.35kg/s로 설정하였다. 유정의 입구 압력 및 온도 조건은 각각 179.7bara, 62°C이며, Separator로 들어가는 출구 조건은 28.3bara, 29°C이다. Nemoto, Balino(2012)는 실험을 통해 단열조건이 Severe 슬러깅 발생에 영향을 미치지 않음을 확인하였고, 본 연구에서도 단열 조건을 설정하여 온도에 대한 Severe 슬러깅 영향을 제외하였다.

4. 수치 해석 결과

기존 실험들을 통해 밝혀진 Severe 슬러깅 특징에 근거하여, 수치해석 결과를 분석하였다. 이를 위해 라이저 하부의 압력(Pressure, PT) 및 액체분율(Liquid volume fraction, HOL)변동과 Separator로 들어가는 출구유량(flowrate, QLT)변동 결과를 그래프로 도시하였다. 가장 큰 라이저 하부 압력 및 출구유량 변동이 발생하는 Severe 슬러깅 모델에 Topside choking밸브와 라이저 하부 가스 주입의 완화방법을 적용하였다. 각각의 수치해석 결과 중 라이저 하부 압력 및 출구유량 변동 그래프를 확인하고, 평균체적생산량의 변화를 비교함으로서 완화방법의 효과와 생산효율성을 비교 검토하였다.

4.1 매개변수적 수치해석 결과

가장 큰 변동이 발생하는 슬러깅의 생산조건을 확인하기 위해 정상상태의 유량, 내경, 유동라인 기울에 대한 매개변수적 수치해석이 수행되었다. 5시간에 대한 정상상태 수치해석 결과, 유량 조건은 10kg/s, 초기 내경 조건 24.44cm, 유동라인 음의 기울기에서 Severe 슬러깅 라이저 하부 압력변동 특징과 가장 큰 출구체적유량 변동이 나타났다. 본 논문은 유량인자에 대한 매개변수 결과만을 보여주며, 입구유량 10kg/s에서 발생하는 라이저 하부의 Severe 슬러깅 압력 변동 특징을 Fig.3에 나타냈다.

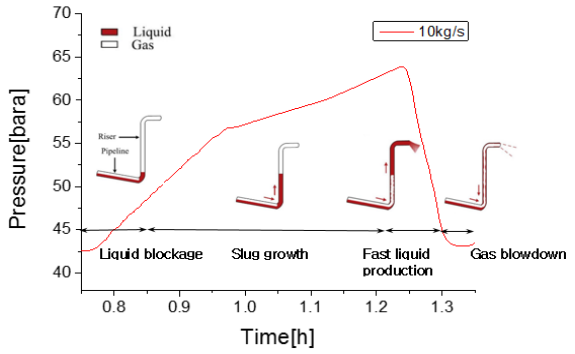


Fig. 3 The pressure characteristic of severe slugging at riser base

실제 유가스정의 후반부에는 압력과 유량이 감소하여 유동의 중력우세가 발생하고, 수직한 라이저 하부로부터 액체가 축적되면서 Severe 슬러깅이 발생한다(Bøe, 1981). Severe 슬러깅 발생 시 라이저 하부는 상당한 압력 변동을 겪는데, 이는 액체 슬러그가 라이저 하부를 막고 성장하면서 발생하는 액체 수두압의 증가 때문이다. 성장 한 액체 슬러그는 파이프라인의 기체압력이 증가하면서 일시에 Separator로 분출되고, 이는 구조 및 생산 안정성 문제를 발생시킨다. 따라서, 입구유량의 매개변수적 수치해석을 통해 라이저 하부의 압력 및 출구유량 변동을 확인하면 Severe 슬러깅 발생여부를 예측 할 수 있다.

Fig.4는 유가스정의 높은 유량 조건에서 라이저 하부의 압력이 안정적인 유동흐름임을 보이고, 유속이 감소한 Fig.5에서 불안정한 압력 변동이 발생함을 확인 할 수 있다. 계속하여 감소한 유량은 Fig.6에서 Severe 슬러깅의 압력거동 형태를 발생시킨다. Table.3은 각 입구유량에서의 최대 출구유량을 나타내는데, 10kg/s의 입구유량에서 89.13kg/s의 가장 큰 출구유량 변동이 확인되었다. 따라서, 10kg/s의 입구유량을 완화방법 적용을 위한 가장 큰 변동 생산조건으로 사용하였다.

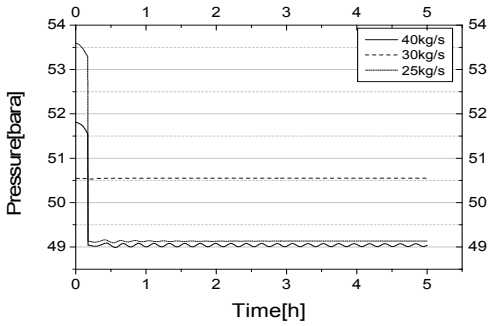


Fig. 4 Stable behavior of pressure at the riser base

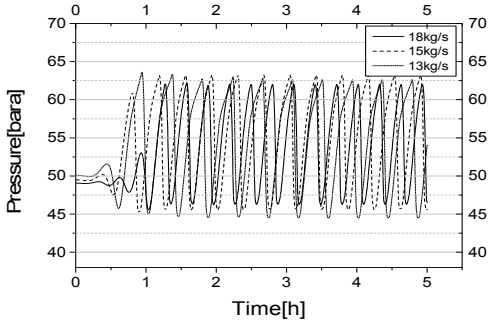


Fig. 5 Unstable Oscillation behaviour of pressure at the riser base

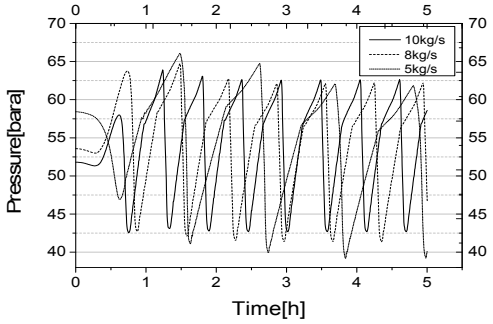


Fig. 6 Severe slugging behaviour of pressure at the riser base

Table. 3 Maximum outlet flowrate at the given initial flowrate

	Inlet flowrate [kg/s]					
	20	16.35	13	10	8	5
Max. outlet flowrate [kg/s]	14.05	59.86	71.98	89.13	74.38	81.81

4.2 비정상상태 시뮬레이션

시간에 따른 비정상상태 시뮬레이션 수행을 위해 OLGA의 Slug tracking 설정을 추가하고, 가장 큰 변동이 발생한 정상상태 Severe 슬러깅 모델(5시간)을 10시간 동안의 비정상상태 수행의 초기 데이터로 사용하였다. 비정상상태 프로파일 그래프인 Fig.7은 거리에 따른 파이프라인-라이저의 유동 압력(Pressure, PT), 액체분율(Liquid volume fraction, HOL) 및 유동영역분류(ID)를 나타낸다. ID는 유동영역을 분류하는 약어로 ID=1, 2, 3, 4는 각각 Stratified, Annular, Slug, Bubble 유동을 의미한다.

매개변수적 수치해석 결과와 일관되게 파이프라인의 경사부분과 라이저 하부에서 유동영역 ID=3에 해당하는 슬러깅이 발생함을 확인 할 수 있다. 라이저 하부 압력(PT)과 액체분율(HOL)의 변동을 Fig.8에 시간에 따라 도시하였고, 비정상상태의 Severe 슬러깅 압력 변동 특징이 발생하는 것을 확인하였다. 또한, 라이저 하부의 주기적인 액체 막힘은 액체분율(HOL)이 1에 근접하여 변동하는 형태로 나타난다.

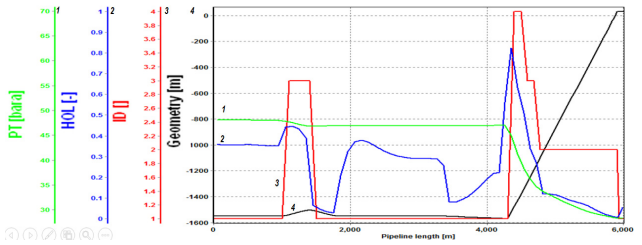


Fig. 7 Profile plot of transient simulation along pipeline-riser in OLGA

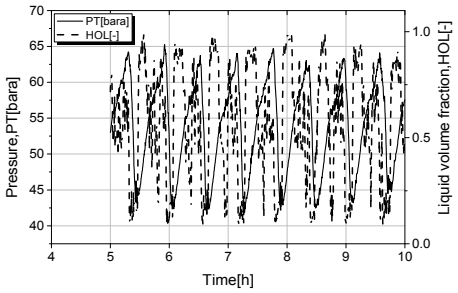


Fig. 8 Trend plot of transient simulation on pressure(PT) and liquid volume fraction(HOL) at the riser base

4.3 완화방법 적용 수치해석결과

먼저, 출구 전단 수평 파이프라인 중앙에 Topside choking 밸브를 추가하고, Fig.9과 같이 매 3시간마다 자동 밸브 열림 비율(1~0.01)이 감소하도록 설정하였다. 수치해석 결과를 라이저 하부 압력(PT) 및 출구유량(QLT)의 변동 감쇠에 대해 Fig.10에 나타내었고, Severe 슬러깅의 효과적인 완화거동이 나타났다. 유동안전성은 밸브 열림 비율 0.033에서 확인되었으며, Fig.11 압력분기 그래프를 통해 정확히 확인할 수 있다.

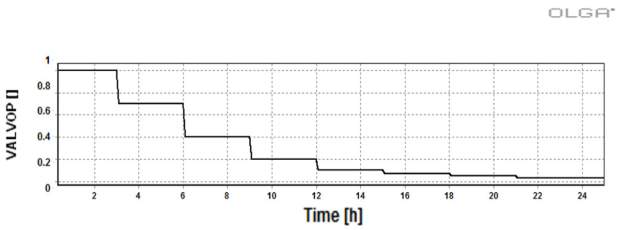


Fig. 9 Trend plot of relative valve opening(VALVOP) in OLGA

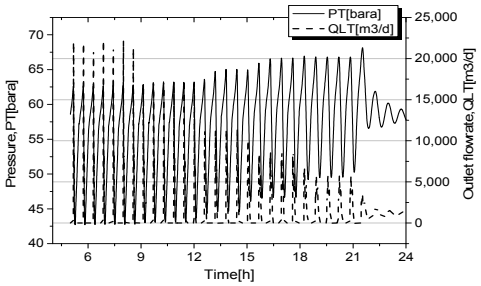


Fig. 10 Mitigation behaviour of pressure(PT) at riser base and outlet flowrate(QLT) by relative valve opening

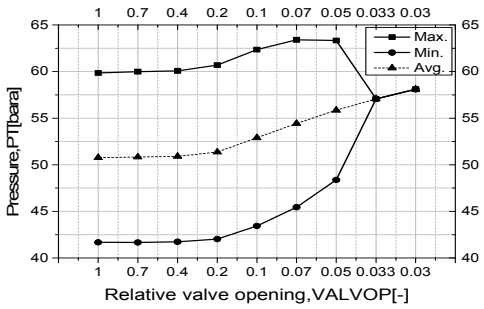


Fig. 11 Topside choking bifurcation graph

또 다른 완화 방법인 가스 주입 설정을 위해 라이저 하부의 질량 유량 소스데이터를 추가하고 주입 조건을 '*Gasfraceq=1*'로 설정하였다. Fig.12은 출구유량의 큰 변동폭이 3kg/s 인공가스 주입 후 감쇠하였고, 7.5kg/s의 인공가스 주입 후 안정된 유동흐름이 나타남을 보여준다. 그러나 인공가스를 사용하는 완화 방법은 가스 생산에 대한 상당한 운영비용이 발생한다는 부작용을 가진다.

따라서 인공가스의 주입비용 감소와 생산성 유지 분석을 위해 Topside choking 밸브와 라이저 하부 가스 주입을 동시에

적용하는 혼합 방법의 수치해석을 수행하였다. Fig.13는 1~2kg/s의 가스 주입에도 12시간의 Topside choking 밸브 효과와 함께 출구유량의 큰 변동 폭이 완화될 수 있으며, 결국 완전히 제거되는 결과를 나타낸다.

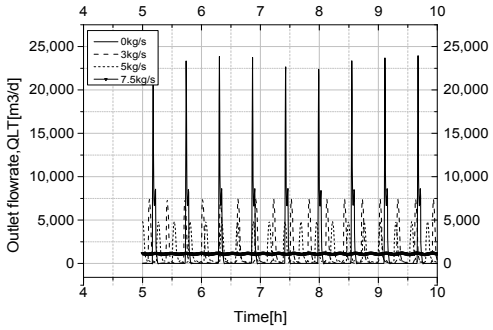


Fig. 12 Mitigation behaviour of outlet flowrate(QLT) by gas lift

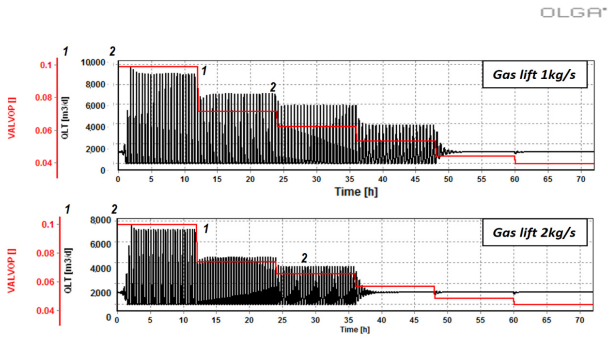


Fig. 13 Mitigation behaviour of outlet flowrate(QLT) by a combination method using both strategies in OLGA

4.3 생산 효율성 분석

Severe 슬러깅 완화방법의 효율적인 운영은 슬러깅 제거 뿐 아니라 지속적인 생산량 확보 및 운영비용 절감이 반드시 병행되어야 한다. 이를 위해 각각의 완화방법 적용 시 발생하는 평균체적생산량을 **Fig.14**에서 비교하였다. **Topside choking** 밸브 사용 시 배압으로 인한 생산량 감소가 나타나며, 가스주입의 경우 생산량이 증가하였다. 또한, 비싼 인공가스 비용을 줄이기 위해 사용된 혼합 방법은 생산량이 증가하면서도 적은 인공 가스만 사용되어 운영비용을 감소시킬 수 있다.

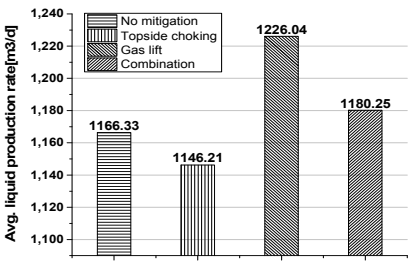


Fig. 14 Comparison of average liquid production rate

5. 결 론

본 논문에서는 OLGA를 활용하여 실제 필드 데이터를 사용한 파이프라인-라이저의 Severe 슬러깅 수치해석 모델을 만들고, 매개변수적 연구를 통해 가장 큰 변동 문제를 발생시키는 생산조건을 설정하였다. 해당 모델에 Severe 슬러깅 완화 방법을 적용하였고, 이로부터 다음의 결론을 얻을 수 있다.

(1) 유량 감소, 내경 증가, 라이저로 연결되는 파이프라인 음의 기울기에서 중력 우세에 따른 Severe 슬러깅이 발생한다.

(2) Severe 슬러깅 발생 시 라이저 하부의 압력과 출구 유량에 큰 변동이 발생하며, 특정한 형태의 변동 그래프를 나타낸다.

(3) 각각의 완화 방법은 효과적인 Severe 슬러깅 제거가 가능하지만, 생산량 감소와 인공가스 생산 비용이 발생한다.

(4) 혼합 방법의 경우 소량의 가스 주입으로도 효과적인 Severe 슬러깅 제거와 효율적인 생산량 확보가 가능하다.

(5) 본 논문의 수치해석 결과는 유가스 생산 시설에 운영 가이드라인을 제시하고 슬러깅 영향인자 정보를 기본설계 단계에 반영하여 활용 할 수 있다.

참 고 문 헌

Bendiksen K., Brandt I., Jacobsen K.A. and Pauchon C. (1987) Dynamic simulation of multiphase transportation systems. Multiphase Technology and Consequences for Field Development Forum, Stavanger, Norway.

Bendiksen K., Malnes D., Moe R. and Nuland S. (1991) The dynamic two-fluid model OLGA: Theory and application. SPE Production Engineering, 6, pp 171-180.

Bøe, A. (1981). "Severe slugging characterisitcs - Part1: Flow regime for severe slugging; Part;2 Point model simulation study presented at Selected Topics in Two-Phase Flow", Trondheim, Norway.

Hill, T.J. and Wood, D.G. (1994). "Slug flow: Occurrence, consequences, and prediction", University of Tulsa Centennial Petroleum Engineering Symposium. Society of Petroleum Engineers.

Husveg, T., Rambeau, O., Drengstig, T. and Bilstad, T. (2007). "Performance of a deoiling hydrocyclone during variable flow rates", Minerals Engineering, 20(4), pp 368-379.

Onuoha, Mac Darlington Uche, Duan, Menglan, Wang, Yi. (2016). "Dynamic Response and Stress Impact Analysis of Production Riser under Severe Slug Flow", The 26th International Ocean and Polar Engineering Conference.

Schmidt, Z., Brill, J.P. and Beggs, H.D. (1980). "Experimental study of severe slugging in a two-phase-flow pipeline-riser pipe system", Society of Petroleum Engineers Journal, 20(05), pp 407-414.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

재 료

선형 및 비선형 손상 누적 모델을 이용한 비보강 원판의 펀칭 파단 시뮬레이션

박성주* · 이강수** · 박병재** · 정준모*
*인하대학교
**선바해양플랜트연구소

Punching Fracture simulations of Circular Unstiffened Steel Plates using Various Damage Evolution Functions

Sung-Ju Park*, Kangsu Lee**, Byoungjae Park** and Joonmo Choung**

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea
**Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Deajon, Korea

KEY WORDS: Average stress traixiality 평균 응력 삼축비, Average normalized Lode angle 평균 정규 로드각, Damage evolution 손상 발전, Loading path 하중 경로, Fracture strain 파단 변형률, Non-proportional loading 비비례 하중,

ABSTRACT: Accidental loads such as ship to ship collisions, ship groundlings against seabed rocks, ship-to-ice ramming interactions can cause structural damage. Structural steel of ships or offshore plants has been considered as ductile material. Recent research on ductile fracture emphasizes the effect of loading path and stress state. Stress triaxiality and Lode angle is widely known in fracture parameter to predict failure strain of ductile steel. Damage model, which is represented by accumulation of equivalent plastic strain with a function of fracture parameters, was used to predict failure considering complex loading path in engineering fields.
In previous study (Choung et al., 2011; 2012; 2014a; 2014b; 2015a; 2015b; 2016a), tests for round notch, flat notch, pure shear, shear-tension, compression specimens were carried out to develop three-dimensional fracture surface covering various stress state such as tension, pure-shear, shear-tension, compression for fracture parameters, it was verified by test for asymmetric flat and punch specimens. This fracture strain model only depended on final value of fracture parameters at the time of fracture initiation, but variability of stress state was not considered. In this study, damage accumulation law on ductile material is being carried out to know ductile fracture and ductile behavior of arctic high tensile steel(EH36). Loading path for all test were reviewed, tests were classified into two categories. Tests for compression and pure shear specimens were verified as proportional loading condition which keep constant of two fracture parameters. Variability of fracture parameters for other experiments were different between initial value and final value at fracture, it defined non-proportional loading condition. Boundary condition of fracture strain model was determined by test result for round notch, flat notch, pure shear and compression specimens. Material constants associated with the damage evolution were calibrated from all experiment. Choung(2009) conducted the punching fracture tests with 3 thicknesses of the punch specimens and 3 radii of indenters to understand the damage events in real structure. In this study, numerical simulation for punch tests were performed using Abaqus user-subroutine to implement the damage evolution model, and verified the validity of the proposed fracture models in reference (Park et al., 2017). Fracture models based on the various damage accumulation functions and final value assumption were compared with experimental ones. The validation tests did not show non-proportionality, both damage evolution model well predicted the failure initiation in real structure tests.

후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “해양플랜트의 사고한계상태기반 구조손상도평가 핵심기술 개발”의 지원(PES9110)을 받아 수행되었습니다. 또한 산업통상자원부 해양플랜트특성화대학의 지원과 해양수산부 재원 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구입니다(해양에너지 융복합 인력양성).

해양플랜트 기자재 내식 성능 향상을 위한 알루미늄 표면제어기술의 기계적 물성변화 연구

성기영*·정정열*·오재원*·서영균*·박상현*

*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

Study on the change of mechanical properties of aluminum surface control technology to improve corrosion resistance of offshore plant equipment

Ki-Young Sung*, Jung-Yeul Jung*, Jae-Won Oh* , Young-Kyun Seo* and Sang-hyun Park*

Koerea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, KRISO, Daejeon, Korea

KEY WORDS: 표면개질(surface modification), 스프레이 코팅(spray coating), 기계적 물성변화(change in mechanical properties)

ABSTRACT:

This paper deals with the development of coating technology for application to marine equipment by studying corrosion resistance of metal materials used in offshore plants. Metal materials used in marine environments are rapidly corroded due to contact with seawater. In this study, the aluminum alloy A6061-T6 was used and the surface modification of the material surface and the coating material prepared by the chemical mixture were applied to the surface to confirm the change in mechanical properties.

1. 서 론

해양플랜트는 해양자원의 발굴, 시추, 생산 등 자원개발 설비 특성상 안전과 환경 등에 대한 높은 수준의 기술 및 신뢰성이 요구되고 있다. 해양플랜트는 안정적인 해양자원을 생산하는데 최종 목적이 있기 때문에 검증된 기술과 품질이 최우선이 되어야 한다. 하지만, 오일메이저 등 수요자 중심의 시장으로 발주처가 FEED단계에서 모든 사양 및 기자재 등을 결정함으로써 우리나라는 기자재 선정 권한을 가진 FEED에서 배제되는 경우가 많고 그로인해 해양기자재 국산화율은 약 20% 미만에서 벗어나지 못하고 있는 현실이다. 침체된 시장의 부활을 위해서는 국내 기술력 향상을 위한 기반이 마련되어야 한다.

해양환경은 육상과 달리 같은 장비라 할지라도 해수에 의해 발생되는 변수가 많아 장비의 수명이 단축되거나 고장이 발생될 확률이 높다. 또한 금속재료의 표면은 염분에 의해 부식의 속도가 빨리 진행되어 소재 표면의 개질, 도장, 코팅 등의 기술 개발을 필요로 한다. 기술 발달에 따라 다양한 신소재가 개발되고 사용되고 있지만, 해양플랜트 시장에 적용되기 위해서는 엄격한 검증 절차를 거쳐야 하며, 기계적 성질, 내식성, 환경, 가격 등 다양한 요구조건을 만족해야 한다. 주로 철, 스테인리스, 알루미늄 등이 해양플랜트에서 가장 많이 사용되고 있는 금속재료이다.

선박해양플랜트연구소(KRISO)는 해양플랜트에 사용되고 있는 기자재의 내식 성능향상을 위한 개선방안을 모색하기 위해 알루미늄(AL) 소재를 활용한 표면제어기술을 연구하고 있다. 본 연구에서는 Al-Mg-Si계 알루미늄(A6061-T6) 합금을 사용하였다. 알루미늄 합금은 내 부식성과 열전도성이 좋고, 비강도가 높고 밀도가 낮은 경량금속이다. 이 때문에 해양플랜트 분야에서는 주로 선박의 사다리, master, 해상컨테이너의 구조재 등으로 많이 사용되며, 열전도성이 우수하여 심해장비의 절연 및 열 방출을 위해 내압용기(housing)로 사용된다. 보통 내식성과 내구성 향상을 위해 알루미늄 표면을 전기·화학적인 방법으로 양극산화(Anodizing)하여 사용한다. 양극산화 기술은 규칙적인 배열의 나노미터 크기의 미세기공을 형성할 수 있는 장점이 있다(한가람 등, 2010). 하지만 피막이 형성되기까지 수세-탈지-에칭-중화-전해-칼라-씰링-탕세의 복잡한 과정과 금속염의 양, 관리농도, 전기의 양, 세기 등의 조건을 만족해야 하는 불안정한 요소가 있다. 표면처리 후 두께 공차가 거의 없기 때문에 기계부품이나 정밀도를 요구하는 장비에 많이 사용되고 있지만 일반 산업현장과 해양플랜트에서는 작업성과 유지보수의 편리성이 떨어지는 단점이 있다.

선박이나 해양플랜트에 사용되는 기자재에 적용시키기 위해서는 가격이 저렴하고 작업이 편리하고 환경에 무해한 제품 개발을 필요로 한다.

본 연구의 목적은 해양플랜트에 사용되고 있는 알루미늄 소재의 내식성능 향상을 위해 재료의 표면을 각각 표면개질(dipping), 코팅(spray-coating), 도장(painting) 처리한 후 재료의 기계적 물성변화를 분석하여 산업 현장에 적용시킬 수 있는 코팅기술을 개발하는데 의의가 있다.

2. 시편 제작

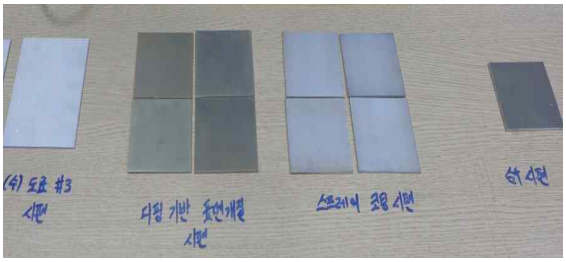


Fig.1 types of specimen

Table 1 Usage and Size of Specimen

순서	시험명	시편 크기(L×W×H)mm
1	열전도 측정	12.7 × 12.7 × 2.0
2	비커스 경도측정	50 × 50 × 10
3	박막두께 측정	50 × 50 × 2.0
4	염수분무 시험	60 × 80 × 2.0

실험에 사용된 시편은 알루미늄 6061-T6재질을 사용하였다. 알루미늄 합금은 알루미늄과 마그네슘, 실리콘이 주요 합금성분으로 가볍고 내식성이 높은 특징을 가지고 있다. Fig. 1과 같이 동일한 소재로 시편을 제작하여 4가지 조건으로 표면의 변화를 주었다. Table1은 기계적 물성변화를 측정하기 위해 각 장치에서 요구하는 사양으로 시편을 제작하였다.

(1) 순수시편: 표면처리가 되지 않은 순수 소재
(2) 디핑기반 표면개질 시편: 증류수를 이용한 표면을 개질시킨 소재
(3) 스프레이 코팅 시편: 접착제, 경화제, SiO_2를 분사시킨 소재
(4) 도장시편: 해양플랜트에서 사용 중인 도료를 분사시킨 소재

3. 시편의 표면처리 방법

3.1 표면개질기법

표면개질이란 재료 자체의 특성만으로 원하는 성능과 기능을 발휘할 수 없을 때 소재 표면에 열에너지, 응력 등을 부가하여 새로운 표면층을 생성시키는 방법으로 금속의 방청, 외관미화, 내마모성, 전기절연 등의 목적을 달성시키고자 하는 일련의 조작을 말한다(이승준 등, 2015). 본 실험에 사용된 시편은 다음과 같은 표면처리 방법으로 수행하였다.

■ 디핑(dipping)시편의 표면처리 과정
1. 시편을 아세톤에 5분, 에탄올에 5분 동안 담가 세척한다.
2. 증류수를 80~90℃가 되도록 가열한다.
3. 증류수의 온도가 90℃가 되었을 때 시편을 담근다.
4. 시편은 증류수의 중간쯤에 넣고 고정시킨다.
5. 약 30분간 담근 후 꺼낸다.
6. HCL용액에 담가 세척한다(표면개질완료).

■코팅(spray-coating)시편의 표면처리 과정
1. 시편을 세척한다.
2. 시편에 스프레이 접착제를 분사 후 10분 건조시킨다.
3. 시편에 스프레이 경화제를 분사 후 10분 건조시킨다.
4. 코팅제(SiO_2+솔벤트)를 분사 후 10분 건조시킨다.

4. 기계적 물성시험

표면처리 된 알루미늄 시편을 다음의 장비를 사용하여 기계적 물성 변화를 측정하였다.

4.1 열전도도 측정

열전도측정 결과 Table2와 같이 디핑기반 표면개질 및 스프레이 코팅 시편의 경우 순수시편에 비해 조금 낮은 열전도를 나타내었다. 디핑기반 표면개질 시편의 경우 순수시편보다 8 W/(m·K)로 약 5.4% 낮았고, 스프레이 코팅 시편은 7 W/(m·K)로 약 4.7%가 낮았다. 표면처리 된 시편들이 약 5%정도 낮은 열전도율을 나타내었지만, 시험장비의 오차(4%)를 고려한다면 크게 낮아지지는 않았다. 순수시편의 결과 그래프를 예시로 Fig. 2에 나타내었다.

◈ 열전도 측정방법: 밀도 × 비열 × 열 확산율
- 밀도측정: ASTM D792에 준하여 비중 측정 후 밀도환산
- 비열측정: 섬광법을 이용한 비열 측정
- 열확산계수: ASTM E1461에 의한 열확산도 측정

Table 2 Test results of Thermal conductivity

시편 종류	Density (g/㎤)	Specific heat (J/g·k)	Thermal diffusivity (㎟/s)	시험 결과 (W/m·K)
순수시편	2.682	0.840	66.183	148
디핑시편	2.655	0.816	63.650	140
코팅시편	2.625	0.879	60.835	141

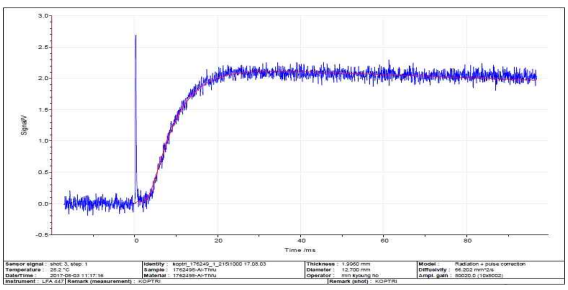


Fig.2 Measurement graph of Thermal conductivity

4.2 비커스 경도측정

비커스 경도는 꼭지각 136°인 피라미드형 다이아몬드를 사용하며, 하중을 임의로 변화시킬 수 있다. 단단한 재료나 연한 재료의 측정이 가능하며, 알루미늄 소재의 경우는 압입부의 흔적이 적으므로 Fig. 3과 같이 표면을 연마처리 해야 보다 정확한 측정을 할 수 있으며, Fig.4는 경도 측정 후 압입자국의 모습을 나타낸다. 좌측부터 순수시편(1), 디핑시편(2), 코팅시편(3)이며, 코팅시편이나 시중에 사용 중인 도료를 분사한 시편의 경우 도막의 두께로 인해 압입깊이가 더욱 얇아져 측정이 불가능하였다.

비커스 경도 측정결과를 Table 3에 나타내었다. A6061-T6 알루미늄 소재의 경우 기준 경도값이 107(Hv)이며, 실험에 사용된 TH-710장비의 오차 범위가 ±7%임을 고려했을 때 순수시편의 경우는 104.8(Hv), 디핑시편의 경우 104.1(Hv)로 기준경도와 비슷한 결과 값이 나왔다.

◆ 비커스 경도 공식: Hv=1.854P/d^2(kg/㎟)

P= 하중의 크기(kg)

d= 홈 정사각형 대각선의 길이(mm)

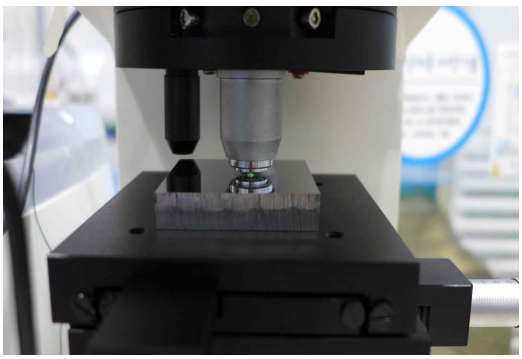


Fig.3 Vickers hardness(TH-710)

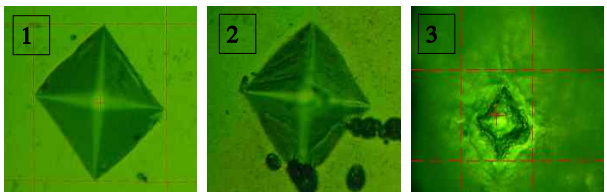


Fig.4 After Vickers hardness measurement

Table 3 Test results of Vickers hardness

시편 종류	hardness (Hv)	D1 (mm)	D2 (mm)	Force (g)
기준경도	107			
순수시편	104.80	59.477	59.477	200
디핑시편	104.01	59.951	59.477	200
코팅시편	측정 불가			

4.3 박막두께 측정



Fig.5 Measurement of thin film Thickness(SR-100)

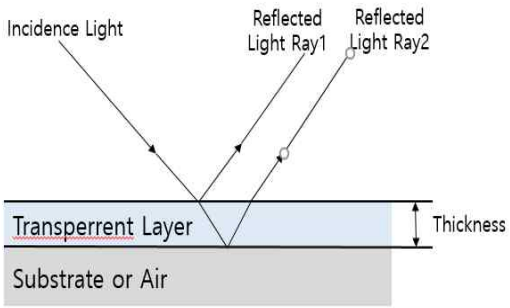


Fig.6 Principle of thin film thickness measurement

코팅시편과 디핑시편의 피막두께를 측정하기 위해 Fig.5와 같이 박막두께 측정기를 사용하여 측정하였다. 본 장치는 Fig.6과 같이 입사광과 반사광의 간섭에 의한 파장별 상태 및 보강을 측정하여 두께를 구해내는 장치이며, 기본적으로 복소굴절율(n, k) 값을 알고 있을 때 두께 계산이 가능하다. 본 장치의 기본 (n, k)값은 프로그램에서 레퍼런스로 제공하고 있기 때문에 시편의 표면처리에 사용된 솔루션만 정확히 알고 있으면 된다. 본 실험에 사용된 솔루션은 순수시편(AL), 코팅시편(SiO_2), 디핑시편(Al_2O_3)이 적용되었다.

측정결과 순수시편을 기준으로 디핑시편은 약 40nm, 코팅시편은 약 96nm로 측정되었다.

4.4 염수분무시험

실험을 위해 제작된 4가지 조건의 시편에 대한 내식성을 확인하기 위해 염수분무시험을 수행하였다. 염수분무시험은 KS D 9502 기준에 의거하여 최소 72시간 가동 후 육안검사, 레이팅넘버 비교를 비교하였다.

레이팅 넘버의 판정은 50 × 100mm의 창을 가진 마스크를 이용하여 시료 유효면의 결함 치수 및 수를 표준도와 비교하여 시편의 가장 가까운 표준도의 번호로 판정한다. 레이팅 넘버 10의 경우는 육안으로 식별할 수 없는 부식상태로 무결함으로 판정하고, 레이팅 넘버 0의 경우는 50%이상의 부식면적을 표하는 수로 부식 결함의 최대값으로 나타낸다. 실험에 사용된 염수용액은

Sodium Chloride을 사용하였고, pH농도는 6.5, 챔버 온도는 34.6~35℃의 온도를 유지하였다. 실험을 통해 얻은 결과를 Table 4에 나타내었다. SiO_2를 사용한 코팅시편의 경우 산업현장에서 사용 중인 도장시편과 동일한 레이팅 넘버 9.5로 판정되었고, 연구 중인 코팅제와 시중품인 도장제를 혼합하여 분사한 시편의 경우 부식 면적률 0.02%, 레이팅 넘버 9.8로 내식성이 우수함을 확인 할 수 있었다.

Table 4 Test results of salt-spray test

시편 종류	부식 면적률(%)	Rating No.
순수시편	10	3
디핑시편	0.25	8
코팅시편	0.05	9.5
도장시편	0.05	9.5
(도장+코팅)시편	0.02	9.8

4. 결 론

본 논문에서는 해양플랜트 기자재 내식 성능향상을 위한 알루미늄 표면제어기술의 기계적 물성변화 연구에 대해 설명하였다. 해양환경에서 사용되는 기자재는 부식에 의해 기능이 저하되거나 수명이 짧아지는 현상이 발생한다. 산업현장에서는 소재의 표면보호를 위해 도장(페인트)을 주로 사용하지만, 건조 과정까지의 공정이 복잡하고 많은 비용이 발생된다. 본 연구에서는 알루미늄 소재를 다양한 방법으로 표면을 개질(디핑, 코팅, 도장)하여 비교실험을 수행하였다.

1. 도장 시편의 경우는 이미 산업현장에서 검증된 제품을 사용하였기 때문에 비교하기에 좋은 대상이었다.
2. 코팅시편(SiO_2를 솔루션으로 사용한 코팅스프레이기법)은 접착제와 경화제를 추가 적용함으로써 기존 선행연구에서 취약점으로 지적되었던 코팅 부분의 접착력 저하 및 크랙 발생을 방지할 수 있는 레시피를 확보할 수 있었다. 코팅 기법은 다른 산화기법에 비해 분사에 의해 코팅이 되기 때문에 코팅이 손상된 경우 스프레이 분사를 통해 쉽게 복원할 수 있는 장점이 있다.
3. 디핑시편은 가열된 증류수 속에 담궈 표면층을 개질시키는 기법으로 처리과정에 소요되는 시간과 작업의 편리성에서 현실성이 떨어지고 물리적으로 안정되지 못하는 단점이 있다.

본 연구를 통해 해양플랜트 기자재의 내식성능 향상을 위한 기초 데이터를 확보할 수 있었으며, 추후 연구를 진행하여 산업체와 협업하여 현장에 적용시킬 수 있는 국산화 기술을 확보하고자 한다.

후 기

본 연구는 해양수산부의 지원으로 수행된 “해양플랜트 내식/방오 성능향상을 위한 금속산화물 기반 표면제어기술 개발” 과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다(PES8950).

참 고 문 헌

한가람, 윤태욱, 강민기, 남궁현민 & 김창교. (2010). “알루미늄 박막을 이용하여 양극산화법으로 제작한 규칙적으로 정렬된 미세기공” 한국전기전자재료학회, Vol 11, pp 207-207.

Lee, S.J., Han, M.S., & Kim, S.J. (2015). “Improvement of Anti-Corrosion Characteristics for Light Metal in Surface Modification with Sulfuric Acid Solution Condition ” Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol 39, No 3, pp 223-229.

Kim, K.H., Kang, T., & Sohn, H.J. (1990). “Magnetic Properties of Electrodeposited Iron and Cobalt on Porous Aluminum Oxide ” Journal of the Korean Institute of surface Engineering, Vol 23, No 3, pp 150-159.

양지훈, 정재인, 장승현 & 박혜선. (2011). “고밀도 알루미늄 박막 코팅과 특성 분석 ” 한국진공학회, pp 45-45.

60계열 및 70계열 양극산화 알루미늄의 부식성능 비교

서영균*·성기영*·오재원*·박상현*·정지훈**·이상민**·정정열*,†
*선박해양플랜트연구소 해양플랜트산업기술센터
**중앙대학교 기계공학부

Comparison of Corrosion Resistance for 6000 and 7000 series Anodized Aluminum

Youngkyun Seo*, Kiyoung Sung*, Jaewon Oh*, Sanghyun Park*, Jihoon Chung**, Sangmin Lee** and Jung-Yeul Jung*,†
*Technology center for offshore plant industries, KRISO, Daejon, Korea
**School of Mechanical Engineering, Chung-Ang University, Seoul, Korea

KEY WORDS: Anodizing 양극산화, Oil-impregnation 오일도포, Corrosion resistance 부식저항성능

ABSTRACT: *본 연구에서는 60계열과 70계열 원통형 알루미늄의 내식성능을 증가시키기 위해 양극산화를 수행한 알루미늄에 오일을 도포하였고, 접촉각을 통하여 부식성능을 평가하였다. 원통형 해저 장비에 사용되는 알루미늄을 대상으로 하기 위해 원통형 시편을 제작하고, 양극산화를 수행하였다. 해저(심해, 고압)환경에 노출되었을 때의 성능을 평가하기 위해 고압시험을 수행하였다. 60 계열 및 70 계열의 부식성능을 비교하기 위해 Goniometric 방법을 이용하여 접촉각을 측정하였다. 양극산화를 수행한 후 알루미늄의 접촉각은 4 도(60 계열) 그리고 7 도(70 계열)였다. 낮은 접촉각은 양극산화로 인해 표면이 거칠어져서 나타난 것으로 판단된다. 양극산화를 수행한 알루미늄에 오일을 도포하였더니, 접촉각이 모두 약 47 도로 증가하였다. 표면을 완전히 도포한 오일로 인해 접촉각이 증가한 것으로 판단되었다. 고압시험을 수행하였더니 접촉각이 모두 약 47 도에서 98 도로 증가하였다. 고압시험 후 표면을 덮고있던 오일은 제거되었지만, 접촉각이 증가한 것으로 미루어보아 나노 기공에 있던 오일은 제거되지 못한 것으로 판단된다. 만약, 나노 기공의 오일이 제거되었다면 양극산화 알루미늄과 같이 매우 낮은 접촉각을 나타내어야 한다. 본 결과로부터 양극산화 알루미늄에 오일을 도포하여 내식성능을 강화시킬 수 있음을 수 있었다. 그리고 강도가 강하지만 부식에 약하다고 판단되는 70 계열의 알루미늄도 양극산화와 오일도포를 통해 내식성능 향상을 할 수 있음을 알 수 있었다.*
†: 교신저자 (Corresponding Author)

1. 서 론

해저 장비의 재료로 알루미늄이 많이 사용된다. 알루미늄이 많이 사용되는 이유는 상대적으로 낮은 비용, 우수한 열전도성, 높은 강도, 낮은 밀도, 제작의 용이성 등 다양한 이유가 있지만, 가장 큰 이유는 우수한 열전도성이다. 해저 전기 및 전자 장비들은 작동되며 열을 발생시키는데, 축적된 열은 장비의 고장을 유발시킴으로 반드시 제거되어야 한다. 열전도성이 뛰어난 알루미늄을 이용하면 열을 잘 배출시킬 수 있으므로 해저 전기 및 전자 장비의 재료로 알루미늄이 많이 사용된다.

알루미늄 합금은 조성성분에 따라 다양한 합금이 존재한다. 그 중 60계열과 70계열의 알루미늄 합금이 산업에서 많이 이용되고 있다. 60계열의 주성분은 Al-Mg-Si이고, 70계열의 주성분은 Al-Zn-Mg, Cu이다. 70계열은 가장 뛰어난 기계적 강도를 가지고 있지만, 부식에 취약하다는 단점을 가지고 있다. 60계열은 부식에 상대적으로 강하지만, 상대적으로 약한 기계적 강도를 가지고 있다. 70계열의 Al 7075의 허용강도(Yield Strength)는 약 570 MPa 정도이고, 60계열의 Al 6061의 허용강도는 약 276 MPa 정도이다. 부식은 장비의 성능 저하 및 사고를 유발시킬 수 있는 요인으로 반드시 예방되어야 한다. 70계열이 우수한 기계적 강도를 가지고 있지만, 부식에 취약하다는 단점으로 인해 60계열의 알루미늄이 많이 사용된다. (60계열도 70계열에 비교하여 상대적으로 부식에 강한 것이지, 부식이 발생하지 않는 것은 아니다.)

알루미늄 부식을 예방하기 위해 음극화보호 (Cathodic Protection), 전기도금 (Electroplating), Conversion Coating, Polymer Coating 및 양극산화 (Anodizing) 등 다양한 방법들이 제안되었다. 여러 방법론들 중 양극산화는 우수한 방법으로 평가되고 있다. 양극산화는 금속표면에 다양하고 규칙적인 나노구조를 제작하는 표면처리 기술 중 하나이다. 본 기술을 이용하면 부식반응을 억제할 수 있으며, 다양한 색을 입힐 수 있다. 또한, 나노와이어나 나노튜브의 Template으로도 이용된다.

양극산화로 제작된 나노구조의 특성을 이해하고 적합한 나노구조의 제작을 위해 많은 연구가 진행되었다. 2-step-anodization으로 알려진 정렬도가 높은 다공성 알루미나를 제작할 수 있는 기술이 발표되었다. 이 기술은 1차 양극산화 후 생성된 알루미나를 제거하고, 같은 조건에서 2차 양극산화를 수행하여 균일한 알루미나를 제작하는 기술이다 (Masuda, H. 등, 1995). 나노구조의 생성에 영향을 미치는 다양한 변수와 완벽한 육각형의 나노구조를 생성시킬 수 있는

최적의 조건이 연구되었다. 연구결과 15°C의 0.3M Oxalic Acid Solution에서 40V 전압으로 양극산화가 수행되었을 때 잘 정렬된 육각형이 나타난다는 결론을 얻었다 (Hwang, S.K. 등, 2002). 양극산화 기술을 이용한 금속산화물 나노구조 제조 및 응용 동향도 기술되었다 (최진섭 등, 2008). 빠르게 양극산화를 수행하는 방법도 연구되었고 (Sulka, G.D. 등, 2010), 상대적으로 크기가 큰 기공(> 100nm)의 나노구조와 젖음성(Wettability)의 상관관계를 찾기 위한 연구도 수행되었다. Surface Porosity가 약 60%일 때, 가장 적은 젖음성(= 높은 접촉각)을 나타낸다는 결과를 얻었다 (Buijnsters, J.G. 등, 2013). 부식방지와 자기치유(Self-healing) 성능을 향상시키기 위해 나노구조에 오일을 도포하는 연구가 수행되었고, 나노구조에 오일을 완전하게 주입시킬 수 있는 Solvent Exchange 방법이 제안되었다 (Lee, J. 등, 2017). 방오성능을 향상시키기 위해 전통적인 2차 나노구조와는 차이가 있는 3차 나노구조를 제안되었다 (Hizal, F. 등, 2017).

알루미늄 양극산화에 대하여 많은 연구들이 수행되었지만, 대부분의 연구는 순수한 알루미늄을 대상으로 하였다. 상업적으로 많이 사용되고 있는 60계열과 70계열에 대한 연구는 부족하였다. 또한, 대부분은 연구들은 평판 알루미늄을 대상으로 수행하였고, 해저장비의 Housing으로 많이 이용되는 원통형 알루미늄에 대한 연구는 부족하였다. 그래서 본 연구에서는60계열과 70계열 원통형 알루미늄의 부식 성능을 증가시키기 위해 양극산화 및 오일도포를 수행하였고, 접촉각을 통하여 부식 성능을 평가하였다.

2. 실험

2.1 양극산화

양극산화를 통한 나노구조는 다음과 같은 과정으로 형성된다. 양극산화를 수행할 알루미늄에 양극(+), 상대금속에 음극(-)을 연결하고 전원을 공급하면 알루미늄 이온이 용액으로 용출된다. 그리고 용액에 있던 산소 이온(O_2-)및 수산화 이온(OH-)이 알루미늄 이온과 결합하여 알루미나(Al_2O_3)를 형성한다. 생성된 알루미나는 산성의 용액에 의해 부분적으로 용해가 되는데, 얇은 쪽으로 전기장이 집중된다. 전기장이 집중된 부분은 용해가 연속적으로 일어나 기공으로 성장한다.

양극산화를 통한 나노구조는 전압, 전해액, 온도, 시간, 금속의 순도 및 결정성, 전처리(전기화학 연마)등 다양한 요소들에 영향을 받는다. 양극산화의 전압은 기공과 기공사이의 거리를 결정하는 요소로 알려져 있으며, 전해액은 기공의 크기를 결정하는 요소로 알려져 있다. 또한, 양극산화 시간은 기공의 깊이에 영향을 미치는 요소로 알려져 있다.

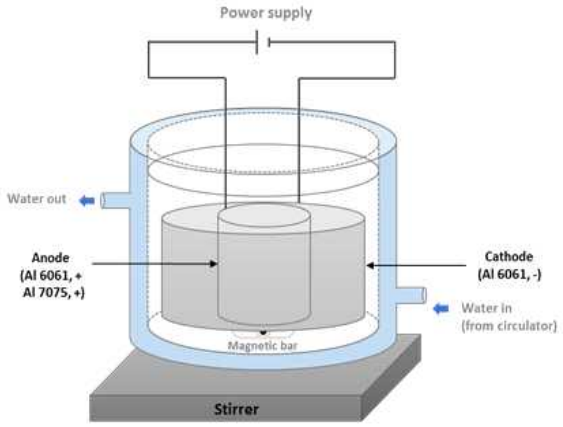


Fig. 1 Anodizing device for cylindrical shape

Fig. 1은 원통형 알루미늄의 양극산화를 위한 장비이다. 양극산화를 수행하기 전 60계열과 70계열 알루미늄을 에탄올(Ethanol)과 이소프로필알코올(Isopropyl alcohol)을 이용하여 세정하고 초음파세척기를 이용하여 세척한다. 60계열 알루미늄의 양극산화를 위해 양극(+)에 Al 6061을 연결하였고, 70계열을 위해서는 Al 7075를 연결하였다. 그리고 상대전극(-)에는 계열에 상관없이 Al 6061을 연결하였다. 본 실험에서 40V 전원이 공급되었으며, 물 순환장치를 이용하여 온도를 25°C로 유지하였다. 그리고 Magnetic Bar를 이용하여 용매가 실험 동안에 잘 혼합되도록 하였다. 양극산화를 위해 사용된 용매는 0.3M Oxalic Acid이고, 일정한 깊이의 기공 형성을 위해 양극산화는 3시간 동안 진행되었다.

2.2 오일도포

Fig. 2는 양극산화 알루미늄에 오일을 도포한 사진이다. 준비된 시편은 Al 6061 두 개와 Al 7075 두 개이다. 시편의 지름은 약 80 mm이고, 길이는 약 150 mm이다. 도포된 오일은 Oil형 윤활유 NP-7이다.



Fig. 2 Oil impregnated anodized aluminum (Left: Al 6061, Right: Al 7075)

2.3 고압시험 (High pressure test)

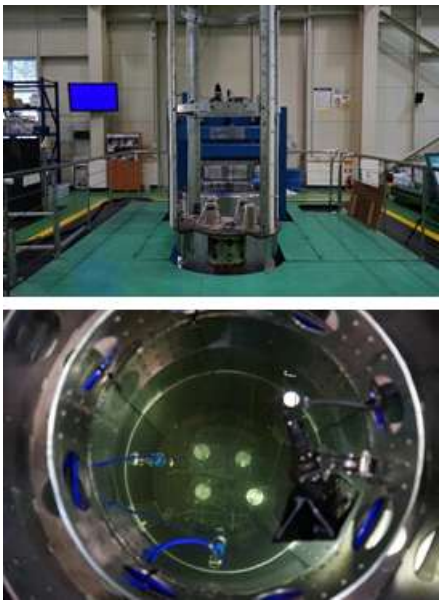


Fig. 3 Device for high pressure test

본 연구에서는 오일을 도포한 양극산화 알루미늄이 실제의 해저(고압) 환경에 노출되었을 때의 특성을 관찰하기 위해 고압시험을 수행하였다. 고압 시험은 Fig. 3와 같이 선박해양플랜트연구소가 보유한 수중내압시험 장치를 이용하였다. 본 수중내압시험 장치는 MIL-STD(미국 군표준), KR(한국선급), GL(독일선급), ABS(미국선급) 규격을 준수하였다. 고압시험을 위해 시편을 내압시험장치에 넣고, 600 bar까지 가압하였다. 그리고 약 1,800s 동안 600 bar를 유지하였다.

2.4 접촉각 (Contact Angle) 측정

본 연구에서는 오일을 도포한 양극산화 알루미늄의 부식성능을 검증하기 위해 접촉각 (Contact Angle)을 측정하였다. 접촉각은 고체의 표면 위에 놓인 액체가 열역학적으로 평형을 이룰 때의 각도이다. 그림4와 같이 고체의 표면 자유 에너지(Surface Free Energy)와 액체의 표면 장력 (Surface Tension) 그리고 경계면 장력(Interfacial Tension)이 평형을 이룰 때의 고체의 표면에서 액체가 형성하는 각이 접촉각이다. 접촉각은 고체표면에서의 젖음성(Wettability)을 통해 부식성능 평가에 이용된다. 낮은 접촉각은 높은 젖음성을 나타내므로 부식에 약하고, 높은 접촉각은 낮은 젖음성을 나타내므로 부식에 강하다.

접촉각을 측정하는 데는 크게 Wilhelmy 방법과 Goniometric 방법이 있다. Wilhelmy 방법은 일정부분 액체에 담겨있는 고체를 액체 밖으로 당길 때 발생하는 힘의 크기를 측정하는 방법이다. Goniometric 방법은 고체에 놓여진 액체의 각을 직접 측정하는 방법이다. 본 연구에서는 직접 측정하는 Goniometric 방법을 선택하였다.

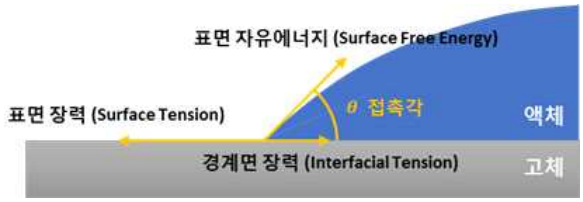


Fig. 4 Contact angle on surface

3. 결과

Fig. 5는 양극산화를 수행한 Al 6061과 Al 7075의 접촉각을 나타낸다. 그림과 같이 양극산화를 수행한 알루미늄들은 낮은 접촉각을 나타내었다. Al 6061의 경우 접촉각이 약 4도였고, Al 7075의 경우 약 7도였다. 양극산화로 인해 거칠어진 표면은 물과 접촉하는 면적을 넓혀 물과 더 친화력을 가지도록 만들었다. 낮은 접촉각은 친수성(Hydrophilicity)으로 부식에 취약함으로, 양극산화를 수행한 알루미늄은 부식에 취약함을 알 수 있었다. 본 연구 결과는 양극산화로 생성된 기공들로 인해 부식이 악화될 수 있다는 기존의 주장들과 일치한다.

Fig. 6은 오일을 도포한 양극산화 알루미늄의 접촉각이다. 오일을 도포한 Al 6061과 Al 7075 모두 약 47도의 접촉각을 나타내었다. 양극산화 알루미늄보다 높은 접촉각을 나타내었다. 오일을 평판에 도포하였을 때 평판의 접촉각은 약 47도였다. 이 결과로부터 오일이 표면에 완전히 도포되었음을 알 수 있었다.

Fig. 7은 고압시험을 수행한 오일도포 양극산화 알루미늄의 접촉각을 나타낸다. 접촉각은 약 89도로 고압시험 전(오일을 도포한 양극산화 알루미늄)보다 크게 증가하였다. 고압시험 후 표면에서는 오일이 관찰되지 않았지만, 나노 기공에는 오일이 여전히 남아 있는 것으로 판단된다. 고압시험 후 표면에서 오일이 완전히 제거되었다면, 양극산화만을 수행한 알루미늄과 유사한 접촉각을 나타냈을 것이다. 고압시험 후 나노구조와 기공에 채워진 오일로 인해 높은 접촉각을 나타낸 것으로 판단된다. 접촉각이 높다는 것은 소수성(Hydrophobic)을 의미하므로, 양극산화를 수행한 알루미늄에 오일을 도포함으로써 부식성을 강화시킬 수 있음을 알 수 있었다. 그리고 60계열과 70계열이 비슷한 결과를 나타냄으로써 70계열의 알루미늄도 양극산화와 오일도포를 통해 내식성을 강화시킬 수 있음을 알 수 있었다.

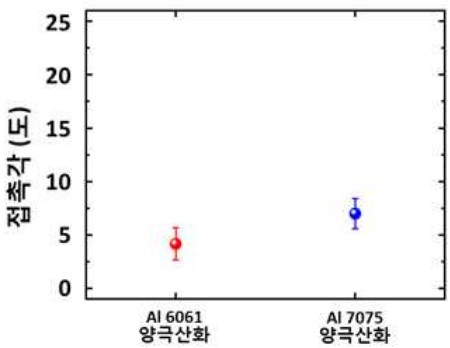


Fig. 5 Contact angle of anodized aluminum

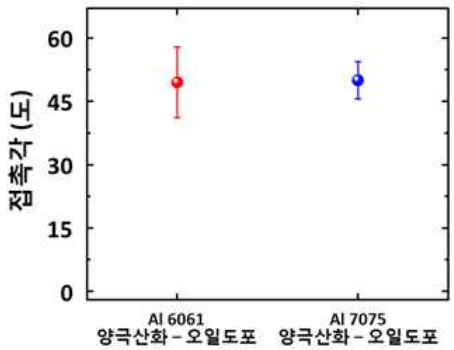


Fig. 6 Contact angle of oil-impregnated anodized aluminum

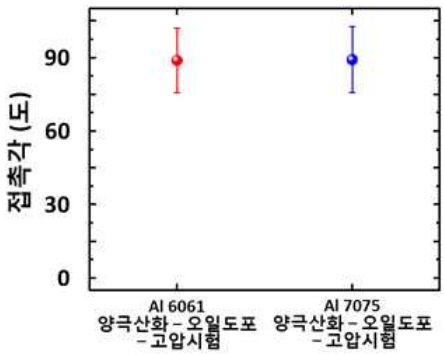


Fig. 7 Contact angle of oil-impregnated anodized aluminum after high pressure test

4. 결 론

본 연구에서는 오일이 도포된 60계열 및 70계열 양극산화 알루미늄의 부식성능을 비교하였다. 평판이 아닌 원통형 알루미늄을 평가하기 위해 원통형에 적합한 양극산화 시험장치를 제작하였다. 양극산화 수행 후 오일형 윤활유를 시편에 도포하였다. 그리고 해저(고압)에서의 성능을 평가하기 위해 고압시험을 수행하였다. 부식성능 비교를 위해 Goniometric 방법을 이용하여 접촉각을 측정하였다. 양극산화를 수행한 알루미늄의 경우 낮은 접촉각을 나타내었다. 양극산화 후 높아진 거칠기로 인해 내식성이 약화된 것으로 판단된다. 양극산화 알루미늄에 오일을 도포한 후, 접촉각은 약 47도로 증가하였다. 오일을 도포한 알루미늄의 접촉각이 증가한 이유는 도포된 오일이 기공을 채우고 표면을 완전히 덮었기 때문으로 판단된다. 고압시험을 수행한 후 접촉각을 측정하였더니, 60계열 및 70계열 모두 접촉각이 47도에서 89도로 증가하였다. 고압시험 후 표면을 덮었던 오일은 완전히 제거되었지만, 나노 기공에는 여전히 오일이 남아 있는 것으로 판단된다. 기공의 오일도 제거되었다면, 양극산화 후 알루미늄처럼 낮은 접촉각을 나타낼 것이다. 본 결과로부터 70계열의 알루미늄도 양극산화와 오일도포를 통하여 내식성능을 향상시킬 수 있음을 알 수 있었다.

후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 해양기자재 내식/방오 성능향상을 위한 금속산화물 기반 표면제어기술 개발에 의해 수행되었습니다(PES8950).

참 고 문 헌

최진섭, 이재광, 임재훈, & 김성중. (2008). “양극산화 기술을 이용한 금속산화물 나노구조 제조 및 응용 동향” Journal of the Korean Industrial and Engineering Chemistry, 제19권, 제3호, pp 249-258.

Buijnsters, J.G., Zhong, R., Tsyntsaru, N., & Celis, J.P. (2013). “Surface wettability of macroporous anodized aluminum oxide” ACS applied materials & interfaces, Vol 5, No 8, pp 3224-3233.

Hizal, F., Rungraeng, N., Lee, J., Jun, S., Busscher, H.J., Van der Mei, H.C., & Choi, C.H. (2017). Nanoengineered Superhydrophobic Surfaces of Aluminum with Extremely Low Bacterial Adhesivity. ACS Applied Materials & Interfaces, Vol 9, No 13, pp 12118-12129.

Hwang, S.K., Jeong, S.H., Hwang, H.Y., Lee, O.J., & Lee, K.H. (2002). “Fabrication of highly ordered pore array in anodic aluminum oxide” Korean Journal of Chemical Engineering, Vol 19, No 3, pp 467-473.

Lee, J., Shin, S., Jiang, Y., Jeong, C., Stone, H.A., & Choi, C.H. (2017). “Oil Impregnated Nanoporous Oxide Layer for Corrosion Protection with Self Healing” Advanced Functional Materials, Vol 27, No 15.

Masuda, H., & Fukuda, K. (1995). “Ordered metal nanohole arrays made by a two-step replication of honeycomb structures of anodic alumina”, science, Vol 268, No 5216, pp 1466.

Sulka, G.D., Brzózka, A., Zaraska, L., & Jaskuła, M. (2010). “Through-hole membranes of nanoporous alumina formed by anodizing in oxalic acid and their applications in fabrication of nanowire arrays” Electrochimica Acta, Vo 55, No 14, pp 4368-4376.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

구 조

저속 충격쇄빙 시 빙하중 신호에 따른 선속 변화 연구

안세진* · 안우성* · 이탁기**
*국립 경상대학교 대학원, 해양시스템공학과
**국립 경상대학교 조선해양공학과, 해양산업연구소

A study on the change of ship speed according to ice load signal during slow ramming

Se-Jin Ahn*, Woo-Seong An* and Tak-Kee Lee**
*Department of Ocean System Eng., Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyoung, Korea
**Department of Naval Archi. & Ocean Eng., Gyeongsang National University, Institute of Marine Industry, Tongyoung, Korea

KEY WORDS: Ramming 충격쇄빙, Ice load signal 빙하중 신호, Time-history 시간이력, Relationship between peak signal and ship speed 피크 신호와 선속의 관계

ABSTRACT: *최근 우리나라 쇄빙연구선인 아라온호를 이용한 국내 및 해외 연구자들의 연구 활동이 활발하다. 아라온호는 매년 정기적으로 남극과 북극해역에서 연구 활동을 수행하고 있다. 쇄빙모드는 빙해역 및 빙상조건에 따라 결정되며, 충격쇄빙과 연속쇄빙으로 구분된다. 쇄빙선이 두꺼운 해빙이나 빙맥을 만날 경우, 충격쇄빙을 수행하게 되는데, 이때 선속은 연속쇄빙을 수행할 때의 선속보다 느린 것이 일반적이다.*
본 연구에서는 아라온호의 2012년 남극 연구항해에서 계측된 변형률 게이지 신호 중 두꺼운 해빙에 갇히게 되어 반복 충격쇄빙할 당시의 빙하중 신호를 분석하였다. 이때, 빙하중 신호의 시간이력을 충격쇄빙을 수행할 당시의 선속변화와 함께 정리하고 연속쇄빙에 대한 것과 비교분석하였다.

1. 서 론

극지방에 매장되어있는 많은 양의 원유 및 천연가스 등 각종 천연자원과 해저자원을 이용할 경우 상업적으로 많은 이윤을 남길 수 있다는 점으로 인해 최근 전 세계에서 남극과 북극에 대한 관심이 증가하고 있다. 개발에 대한 관심이 증가하며 남극과 북극에 대한 연구 활동 역시 증가하고 있는 추세이다. 국내 최초 쇄빙연구선인 아라온호는 매년 정기적으로 남극과 북극을 운항하기 때문에 아라온호를 이용한 국내외 연구자들의 과학조사 활동이 매우 활발하다.

빙해역을 운항할 때는 해빙과의 충돌이나 접촉으로 인해 빙하중이 발생한다. 이러한 하중을 받은 구조부재의 응답 특성을 파악하기 위해서는 먼저 충격하중이 구조부재에 가해지는 동안의 하중-시간관계 곡선을 규명하는 것이 중요하다(Paik 등, 1999). 또한, 이러한 빙하중의 크기는 일반해역 운항 중 선박이 받게 되는 파랑하중이나 슬래밍과 같은 파랑 충격하중보다 크질 수 있다(Kim, 2014). 이로 인해 빙하중은 빙해역을 운항하는 선박설계 시 중요하게 다뤄지는 고려사항 중 하나이다.

빙하중은 쇄빙선박 및 해양구조물 등이 해빙과의 충돌이나 접촉으로 인해 받는 힘이므로, 해빙의 강도나 밀집도 등 해빙환경조건과 선속 등 운항조건에 의해 달라지고, 비록 같은 크기의 해빙이어도 빙하중의 크기는 다르게 나타날 수 있다(Lee 등, 2014). 이와 같은 이유로 해빙의 재료강도특성을 조사하는 연구활동이나 실선쇄빙성능시험이 활발히 수행되고 있다.

아라온호는 2012년 연구 활동 및 물자수송을 위해 남극 아문젠해에서 항해하였다(Fig. 1 참조). 실선쇄빙을 수행하는 동안 빙하중 계측을 위해 선수선측부 외판 내측에 21개의 로제트 게이지를 부착하였다 (Choi 등, 2015).

본 논문에서는 남극 아문젠해에서 운항하던 도중 두꺼운 해빙에 갇히게 되어 반복 충격쇄빙을 수행하며 계측한 변형률 게이지 신호를 시간이력으로 나타낸 것을 바탕으로 빙하중과 선속의 변화를 정리하였다. 이러한 자료들에 근거하여 빙하중과 선속의 변화에 대한 관계를 분류하였으며, 이 결과를 이전 2010년 북극해에서 연속쇄빙을 통해 계측된 변형률 게이지 신호와 비교, 분석하였다.

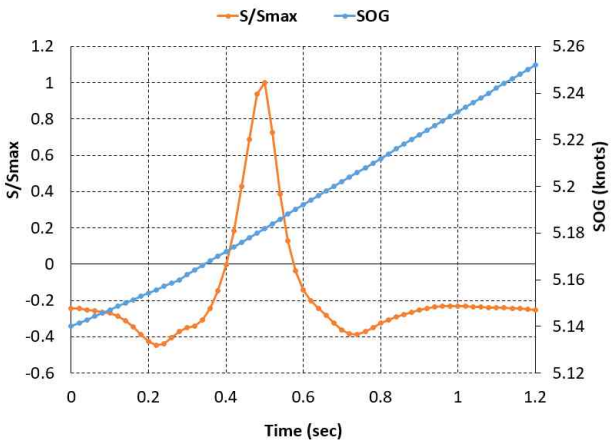


Fig. 1 Antarctic transit route of the ARAON

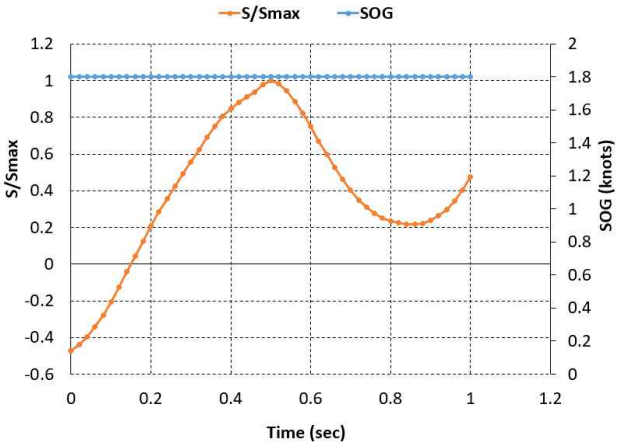
2. 충격쇄빙 시 빙하중과 선속 변화 경향 분류

본 논문에서는 2012년 2월 28일 남극 아문젠해에서 충격쇄빙을 수행하며 12,000초 동안 변형률 게이지로부터 계측된 데이터를 Hooke의 법칙을 적용하여 응력으로 변환하였다. 선수 쇄빙에 의해 부서진 얼음이 선측 외판을 타고 흐른다고 가정하였기 때문에, 변형률 게이지로부터 계측된 데이터들 중 선수미 방향의 값만을 변환하였다. 분석데이터 중 20MPa 이상인 피크응력이 총 347회가 기록되었다. 피크응력 347회를 각각 시간이력을 통해 나타낸 후 피크응력, 상승시간, 1/2 감쇄시간, 충격 지속시간을 계산하였으며, 이전 논문(Kwon 등, 2014)에서 언급한 기준을 적용하여 5가지 신호유형으로 분류하였다(Ahn 등, 2017).

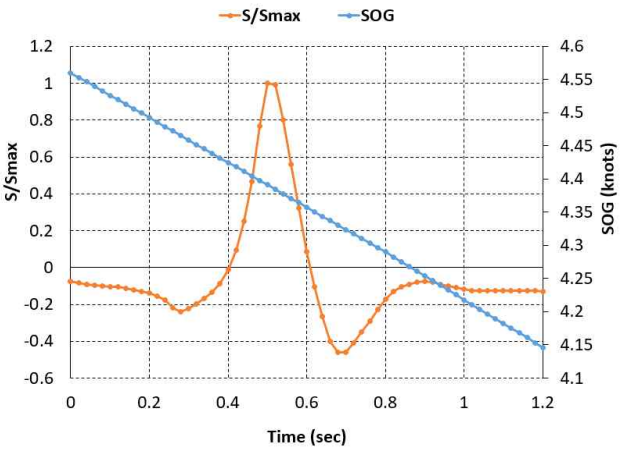
GPS 기록 데이터로부터 1초 간격으로 저장된 선속자료를 입수하였으며, 빙하중 신호의 시간이력과 일치시키기 위해 빙하중 신호의 시간이력과 동일한 시각에서 선속을 기입한다. 이후, 선속 사이의 값을 일정한 변화율로 시간이력으로 나타냈다. 선속의 변화 유형을 파악하기 위해 빙하중 신호의 시간이력과 동일한 방법으로 선속 그래프를 나타낸 후 유형별로 분류하였다. 각 유형별로 피크응력, 충격 지속시간, 선속의 최댓값, 최솟값 그리고 평균으로 정리하여 각각 Table 1에 정리하였다. 피크응력의 최댓값은 159.6MPa, 평균 충격 지속시간은 1.173sec, 평균 선속은 2.11knots였다. 유형별 분류기준은 다음과 같으며 Fig. 2의 파란점선이 선속이다. (a) Type *I*은 초기선속보다 최종선속이 더 빠른 경우이다. (b) Type *II*는 최종선속이 초기선속과 동일하게 유지되는 경우이다. (c) Type *III*은 초기선속이 최종선속보다 더 빠른 경우이다. (d) Type *IV*는 그 외 모든 유형이다.



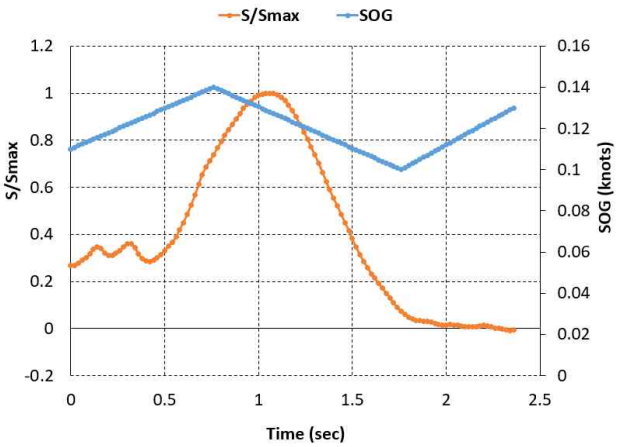
(a) Type I : Increase profile



(b) Type II : Maintenance profile



(c) Type III : Decrease profile



(d) Type IV : All other profiles

Fig. 2 Four typical profiles of the ice load and ship speed

Table 1 Summary on peak data in ramming

SOG Type	No. of Peak over 20MPa		S_{max} [MPa]	T_d [sec]	SOG [knots]
I	101	Max.	96.0	4.952	6.70
		Min.	20.1	0.128	0.02
		Avg.	34.9	0.741	2.38
II	1	Max.	48.1	0.686	1.80
		Min.	48.1	0.686	1.80
		Avg.	48.1	0.686	1.80
III	221	Max.	159.6	9.952	6.42
		Min.	20.1	0.135	0.07
		Avg.	37.5	0.772	2.16
IV	24	Max.	111.3	14.077	1.81
		Min.	20.2	1.233	0.03
		Avg.	40.0	6.700	0.53
Total	347	Max.	159.6	14.077	6.70
		Min.	20.1	0.128	0.02
		Avg.	37.0	1.173	2.11

Table 1을 보면 Type *I*이 101개로 분류되었다. 또한, Type *II*가 가장 적은 1회, Type *III*가 모든 Type 중 가장 많은 221회, Type *IV*가 24회로 분류되었다. 가장 많은 경우를 차지하는 Type *III*에서 선속은 해빙과의 충돌이 발생한 이후 선속이 감소되는 경향을 띄고 있다는 것을 알 수 있는데, 이는 빙해역 운항 선박에서 빙과의 충돌/접촉을 고려할 때 매우 일반적인 메커니즘이다(Choi, 2015). 하지만, 초기 선속보다 충돌 후 선속이 증가하는 경우(Type *I*)도 상당히 많았는데, 이는 충격쇄빙을 수행하기 위하여 엔진출력을 인위적으로 일정 수준으로 유지하거나 때로는 증가시킨 때문으로 추정된다.

3. 충격쇄빙 시 선속에 따른 빙하중과 충격지속시간

2012년 2월 28일 충격쇄빙을 시행하며 아라온호의 선수선측부에서 변형률 게이지를 통해 계측한 데이터들 중 20MPa 이상인 최대 피크응력 347회를 대상으로 분석하였다.

Fig. 3은 선속변화 경향에 따른 4가지 유형별로 분류된 아라온호의 선속 계측 데이터를 이용하여 선속과 피크응력 사이의 관계를 보여주는 그래프이다. 여기서 선속은 빙하중이 피크인 지점에서의 선속을 취하였다. 이 그래프에 의하면, 충격쇄빙 시 50MPa 보다 낮은 피크응력에서는 계측된 선속 영역 전체에 걸쳐 Type *I*과 *III*가 섞여 있다. 이를 보아, 낮은 피크응력이 발생하였을 때 피크응력과 선속 변화 경향은 특별한 관계가 없는 것으로 분석된다. 또한, 피크응력이 60MPa 이상일 때는 모든 Type이 선속 4knots 이하일 때만 발생하였으며, 피크응력이 110MPa 이상일 때는 Type *III*만 발생하고 있다. 이는 일반적인 해빙에 비해 비교적 두꺼운 빙판을 저속으로 쇄빙한 당시 운항 상황에 따른 것이라 생각된다. Type *I*과 *III*은 선속에 거의 상관없이 전 영역에서 발생하는 것으로 보아 해빙의 재료강도특성에 보다 많은 영향을 받는 것으로 보인다. 즉, 동일한 선속에서 빙하중이 발생하더라고 빙이 단단하면 선속이 감소할 것이며, 빙이 쉽게 깨지면 선속은 유지되거나 증가할 수 있을 것이다.

Fig. 4는 선속과 충격 지속시간의 관계를 보여주는 그래프이다. 그래프를 분석해 보면, Type *I*, *II* 그리고 *III*은 대부분 충격 지속시간 1초 이하일 때 기록되었다. 하지만 Type *II*는 모든 경우가 충격 지속시간이 1초 이상일 때 기록되었으며, 10초 이상일 때는 Type *II*만 나타났다. 이를 보아, 쇄빙을 수행하기 어려울 경우 엔진출력을 유지하거나 증가시키는 작업을 2회 이상 시행하였을 것으로 생각되며, 이러한 과정을 통하여 선수부에서 해빙을 밀어내며 끊임없이 접촉하기 때문에 이전 논문(Kwon 등, 2014)에서 언급한 Type *V*의 빙하중 신호 유형이 나타나며 충격지속시간 또한 길게 나타난 것으로 추정된다.

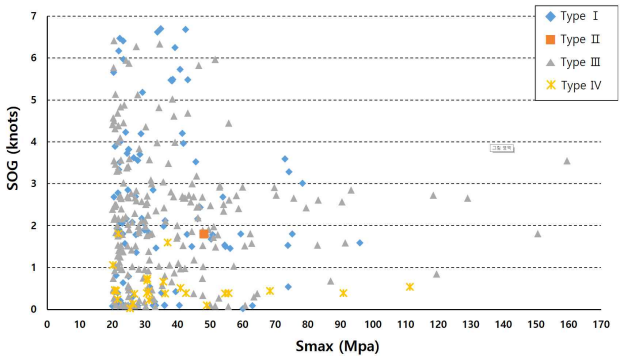


Fig. 3 Relationship between ship speed and peak stresses

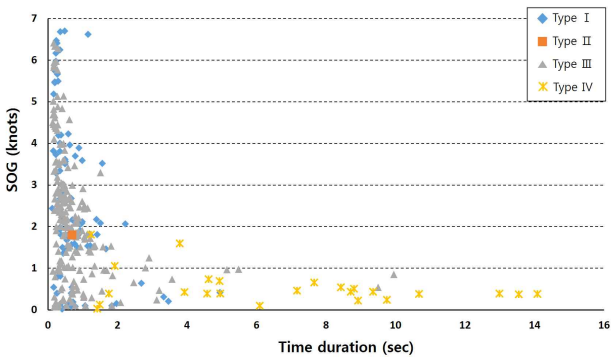


Fig. 4 Relationship between ship speed and time duration

4. 충격쇄빙과 연속쇄빙의 선속 변화 경향 비교

본 논문에서 연구한 2012년 2월 28일 남극 아문젠해 충격쇄빙 데이터와 비교를 위해 2010년 북극해에서 계측한 데이터들 중 7월 31일 데이터를 이용하였다(Lee 등, 2014). 20MPa 이상인 최대 피크응력 총 26회의 데이터의 선속유형을 파악하기 위해 충격쇄빙과 동일한 방식으로 분류하고 Table 2와 같이 정리하였다. 피크응력의 최댓값은 80.1MPa, 평균 충격 지속시간은

0.213sec, 평균 선속은 8.27knots였다. 충격쇄빙에서는 평균 선속이 2.11knots인 것에 반해 연속쇄빙을 수행할 때의 평균 선속은 8.27knot로 약 4배 더 빠르다. 충격쇄빙과는 달리 Type *I*, *II*가 비슷하게 나타나고 있으며, 충격쇄빙에서 전체 약 0.3% 발생한 Type *II*가 연속쇄빙에서는 전체 약 23.1%로 나타나고 있다. 충격쇄빙과 연속쇄빙의 가장 큰 차이는 Type *IV*의 존재유무이다. 충격쇄빙에서는 전체 약 7%에 해당하는 경우가 있었지만, 연속쇄빙에서는 전혀 발견되지 않았다. 이와 같은 결과로 보아, 연속쇄빙을 수행할 시 선속은 초기 변화와 동일하게 지속되는 경향을 보이고 있다. 또한, 충격쇄빙과는 달리 쇄빙을 위해 해빙과 지속적으로 접촉하고 있지 않아 평균 선속 8.27knots의 빠른 선속으로 쇄빙작업을 수행해 나가기 때문에 충격 지속시간은 0.5초 이하 영역에 분포하고 있었다.

Table 2 Summary on peak data in continuous icebreaking

SOG Type	No. of Peak over 20MPa		S_{max} [MPa]	T_d [sec]	SOG [knots]
I	10	Max.	61.0	0.407	9.92
		Min.	20.1	0.034	5.76
		Avg.	36.6	0.181	7.89
II	6	Max.	60.8	0.271	9.19
		Min.	26.2	0.170	7.45
		Avg.	34.5	0.225	8.58
III	10	Max.	80.1	0.509	10.34
		Min.	20.7	0.097	6.65
		Avg.	43.9	0.239	8.46
IV	0	Max.	-	-	-
		Min.	-	-	-
		Avg.	-	-	-
Total	26	Max.	80.1	0.509	10.34
		Min.	20.1	0.034	5.76
		Avg.	38.9	0.213	8.27

5. 결 론

본 논문에서는 2012년 쇄빙연구선 아라온호를 이용하여 남극 아문젠해에서 충격쇄빙을 수행하며 계측된 데이터를 바탕으로 빙하중과 충격지속시간을 선속 변화 경향 관점에서 분석하였다. 충격쇄빙이 수행될 당시의 선속을 GPS 데이터로부터 구하였으며, 쇄빙을 진행하는 동안 빙하중 발생 시 선속의 변화 경향을 4가지 유형으로 분류하였으며, 빙하중과 선속 변화와의 관계에 대한 분석을 시도하였다. 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 선속변화 경향에 따라 분류한 결과 선속이 감소하는 경향인 Type *III*이 가장 많이 계측되었고, 전체 약 63.7%를 차지했다. 그 외 선속이 상승하는 경향인 Type *I*이 약 29.1%, 선속이 유지되는 Type *II* 약 0.3%를 차지했으며, 그 외 모든 유형인 Type *IV*는 약 6.9%가 나타났다.

(2) 충격쇄빙에서 피크응력이 60MPa 이상일 때는 모든 Type의 선속이 4knots 이하였으며, Type *IV*는 선속이 2knots 이하에서만 계측되었다. 또한, Type *IV*는 대부분 피크응력이 100MPa 이하일 때 나타났지만 예외적으로 110MPa일 때 나타난 경우가 있었는데, 이는 비교적 두꺼운 빙판을 저속으로 엔진출력을 조정하며 쇄빙했기 때문으로 추정된다. Type *I*은 피크응력이 100MPa 이하일 때만 나타나는 경향을 보였다. 또한, 가장 많이 계측된 Type *III*는 피크응력이 110MPa 이상일 때 나타났다. Type *I*과 *III*은 해빙의 재료강도특성에 따라 분류되는 것으로 추정되기 때문에 선속에 상관없이 계측되는 것으로 분석된다.

(3) 충격쇄빙에서 Type *I*, *II* 그리고 *III*은 대부분 충격 지속시간이 1초 이하일 때 계측되는 경향을 보였다. 하지만 Type *IV*는 충격 지속시간이 1초 이상일 때만 계측되었으며, 10초 이상일 때는 Type *IV*만 나타나는 경향을 보였다. 이는, 해빙을 선수부에서 끊임없이 밀어내기 때문에 충격 지속시간이 길게 나타났으며, 엔진출력을 조정하면서 쇄빙하기 때문에 선속변화가 2회 이상 나타난 것으로 추정된다.

(4) 선속 변화 경향을 충격쇄빙과 연속쇄빙 시 데이터로 비교한 결과, 연속쇄빙 시에는 Type *I*과 *III*이 전체 약 38.5%, Type *II*가 약 23.1% 차지하였으며, Type *IV*는 계측되지 않았다. 연속쇄빙은 충격쇄빙과 다르게 Type *II*가 다수 계측되었으며, 이는 쇄빙을 수행하기 위해 엔진출력의 인위적인 조정으로 인한 선속변화 없이 초기 선속변화와 동일하게 지속되는 경향인 것으로 분석된다. 또한, 충격쇄빙과 달리 연속쇄빙은 평균 선속 8.27knots의 빠른 선속으로 쇄빙작업을 수행한다는 특성으로 인해 충격 지속시간이 0.5초를 이하 영역에 대부분 분포하고 있는 것으로 분석된다.

후 기

본 연구는 한국연구재단의 BK21 플러스 프로그램의 후원으로 수행된 연구결과이며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Choi, K., (2015). *Ice Loads on Icebreaking Vessels*, Munundang.

Ahn, S.J., An, W.S., Lee, T.K., Choi, K. (2017). An analysis on Strain Gauge Signal Measured from Repetitive Ramming in Heavy Ice Condition, The Twenty-seventeen (2015) Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions, Busan, Korea.

Choi, K., Cheon, E.J., Kim, H.Y., Nam, J.H. and Lee, T.K. (2015). "Comparison of Peak Ice Pressures on the IBRV ARAON during the Planned and the Unusual Ice Transits", The Twenty-third (2015) Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions, Trondheim, Norway.

Kim, H.Y. (2014). Analysis of Strain Gauge Data and Estimation of Ice Load on the IBRV ARAON in the Antarctic Sea, Master's Thesis, Korea Maritime & Ocean University, Department of Ocean Engineering.

Kwon, Y.H., Jeon, Y.J., Rim, C.W., Lee, T.K. (2014). Characteristics Analysis of Local Ice Load Signals in Ice-covered Waters, The 28th Asian-Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures (TEAM 2014), Istanbul, Turkey.

Lee, T.K., Kim, T.W., Rim, C.W., Kim, H.S. (2014). A Study on Analysis of Ice Load Measured during the Voyage in the Arctic Sea, J. of the Society of Naval Architects of Korea, Vol 51, No 2, pp 107-113.

Paik, J.K., Chung, J.Y. and Paik, Y.M. (1999). A Study on the Collapse Strength Characteristics of Ship Bottom Plating Subject to Slamming Induced Impact Lateral Pressure Loads, J. of the Society of Naval Architects of Korea, Vol 36, No 2, pp 77-93

아라온호의 빙하중 계측을 위한 횡 프레임의 전단 게이지 부착 위치 선정 연구

안우성*·김선엽**·이탁기***
*국립 경상대학교 대학원, 해양시스템공학과
**국립 경상대학교 융합과학기술대학원, 해양공학과
***국립 경상대학교 조선해양공학과, 해양산업연구소

A Study on the Attachment Location of the Shear Gauge on Transverse Frame for Measurement the Ice Load of ARAON

Woo-Seong An*, Seon-Yeob Kim* and Tak-Kee Lee**
*Department of Ocean System Eng., Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyoung, Korea
**Department of Ocean Eng., Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyoung, Korea
***Department of Naval Archi. & Ocean Eng., Gyeongsang National University, Institute of Marine Industry, Tongyoung, Korea

KEY WORDS: Shear stress 전단응력, Strain gauge 변형률 게이지, Sensor arrangement 센서 배열, Ice load 빙하중, FE analysis 유한요소해석

ABSTRACT: *극지방에서의 자원개발과 연구 등 관련된 활동이 상당히 증가하고 있다. 이에 따라 극지방을 운항할 수 있는 선박의 수가 증가하고 있다. 빙하중은 극지방을 운항하는 선박에 작용하는 주된 하중이며, 국부 구조설계측면에서 중요시된다. 선박에 작용하는 빙하중을 계측하기 위해서 빙충격이 예상되는 선체구조에 변형률 게이지를 부착하여 계측된 변형률로부터 빙하중을 계측하는 연구가 진행되어 왔다. 이때, 변형률 게이지는 선측 외판 또는 횡 프레임에 부착하게 된다. 이 중에서 횡 프레임의 전단응력을 이용한 빙하중 계측은 선박의 빙충격이 예상되는 프레임 영역 외부 양단에 게이지를 부착하고, 계측된 전단응력의 차이를 통하여 빙하중을 계측할 수 있다. 이때, 횡 프레임을 포함한 선수구조에 해빙과의 충돌이 발생할 경우에 전단응력의 분포가 상당히 복잡할 것으로 예상된다. 그러므로 적절한 위치에 게이지를 부착하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 유한요소해석을 이용하여 아라온호의 복잡한 선수구조에 작용하는 전단응력분포를 파악하고 빙하중을 계측하기 위한 적절한 전단변형률 게이지의 부착위치를 제안하고자 한다.*

1. 서 론

극지방의 얼음이 덮고 있는 면적이 감소하면서, 이 지역에서의 자원개발과 연구, 그리고 상업적 활동이 증가하고 있다. 그리고 위와 같은 목적을 가지고 빙해역을 통과하는 선박의 수 또한 증가하고 있다. 빙해역을 통과하는 선박은 해빙과의 충돌로 인하여 빙하중을 받게 된다. 빙하중은 전체 빙하중(global ice load)와 국부 빙하중(local ice load)로 구분된다. 선체 구조설계의 관점에서 전체 빙하중보다는 국부 빙하중이 더 중요시되며, 해빙과의 충돌로 인한 선체의 손상을 최소화하기 위해서 국부 빙하중 계측에 대한 연구가 지속적으로 진행되고 있다.

국부 빙하중의 계측은 일반적으로 빙과의 충돌이 예상되는 선체구조에 변형률 게이지를 부착하여 계측된 변형률로부터 빙하중을 계산하는 방법이 적용된다. 계측된 변형률을 빙하중으로 변환하는 과정은 이전의 연구를 통해 검증된 바 있다. Lee 등(2013)은 한국의 연구쇄빙선인 아라온호의 2010년 8월 북극의 실제 빙해역에서 쇄빙운항을 하는 동안 실선계측을 실시하여 빙하중을 계산하기 위한 변형률을 계측한 바 있다. 이때, 아라온호에 작용하는 빙하중을 계측하기 위해서 선수구조 내부에 변형률 게이지를 부착하였다.

Min 등(2016)은 2015년도 북극해와 척치해, 그리고 동시베리아해에서 실시한 아라온호의 연구항해에서 선수부 선측 외판에 가해지는 빙하중을 계측한 바 있다. 일반적으로는 선측 외판 내부에 변형률 게이지를 부착하지만, 당시 실선계측에서는 선측 외판과 함께 횡 프레임에도 변형률 게이지를 부착하였으며, 횡 프레임에 전달되는 전단력으로 빙하중을 계측하는 연구를 진행하였다.

Jo 등(2017)은 DSME에서 건조한 대형극지상선을 대상으로 빙하중 모니터링 시스템을 위한 계측 센서의 수와 배열을 고려하였다. 또한 유한요소해석(FE Analysis)을 이용하여 복잡한 선수구조에 전달되는 응력분포를 살펴, 복잡한 선수구조에 적합한 센서의 위치를 제안하였다. 그리고 2축 게이지를 이용하여 종과 횡 프레임에서 계측되는 전단응력으로 빙하중을 산정하는 과정을 검증하였다.

본 연구에서는 아라온호의 선수구조에 작용하는 전단응력으로 빙하중을 계측하기 위한 변형률 게이지의 부착위치와 배열에 초점을 맞추었다. 유한요소해석을 이용하여 횡 프레임에 작용하는 전단응력의 분포를 파악하고, 빙하중을 계측하기에 적절한 변형률 게이지의 부착 위치에 대해 고찰해보고자 한다.

해양 라이저 체결의 수학적 표현 방법에 따른 동적 거동 변화 분석

오재원* · 민천홍* · 정동호** · 조수길*
*선박해양플랜트연구소 해양플랜트산업기술센터
**선박해양플랜트연구소 해양플랜트연구부

Dynamic analysis by numerical models of offshore riser connection

Jaewon Oh*, Cheonhong Min*, Dongho Jung**, and Sugil Cho*
*Technology Center for Offshore Plant Industries, KRISO, Daejon, Korea
*Offshore plant research division, KRISO, Daejon, Korea

KEY WORDS: Offshore riser connection 해양 라이저 체결, Numerical model 수치 모델, Dynamic analysis 동적 거동 분석, Computer-aided Engineering 컴퓨팅 기반 공학 기술

ABSTRACT: *This paper concerns about dynamic analysis by numerical models of offshore riser connection. The offshore riser has been connected by various connection type such as bolt, welding and joint. These connection types are very important elements for the installation shape design of riser because it can have a significant impact on the installation and operation of the riser. However, the influence cannot be analyzed using experiment. Therefore, virtual simulation is an unique method for verification of the influence. In this study, we had developed the riser simulation model using the commercial dynamic simulation software DAFUL, and the connection type had been applied using numerical methods in riser simulation model. Finally, we had analyzed the dynamic behavior and eigenvalue by the connection influence through simulation of the riser model and connection model.*

1. 서 론

해양 라이저는 해양에서 생산되는 오일과 가스를 선상의 처리 시설까지 이송시키는 장비로써 짧게는 수 미터에서 길게는 수천 미터까지의 광범위한 길이를 갖는 세장체 구조물이다. 이러한 라이저 중 심해의 자원을 이송하기 위해 사용되는 1,000m 이상의 라이저를 초심해역 라이저라 한다. 초심해역 라이저는 세장비가 높은 구조물로써 설계도 중요하지만 이를 설치, 운용하기 위한 기술의 연구도 매우 중요하다. 그 이유는 초심해역 라이저가 설치되는 해역의 환경 조건에 따라 lazy, wave, steep wave 등 다양한 형태로 설치되고 이를 안정적으로 유지하기 위해 부력재를 이용하여 운용되기 때문이다.

초심해역 라이저를 설치하기 위한 형상의 결정과 검토를 위해서는 실험이 어려움으로 시뮬레이션 기반의 공학 기술들을 사용하게 된다. 지금까지 초심해역 라이저의 시뮬레이션을 위해 Fig. 1과 같이 라이저의 수학적 모델링 기술, 해양환경을 고려한 라이저의 거동 분석 기술 등 여러 가지 연구들이 수행되었다. 그러나 이러한 라이저는 여러 모듈이 다양한 방법으로 연결되어 설치되는 모듈화 장비이므로 라이저 체결의 영향력에 대한 고려가 필요하다. 기존의 연구들에서는 전체 설치 형상을 고려한 시뮬레이션을 수행하였을 뿐, 체결에 대한 영향은 고려하고 있지 않으므로 설치, 운용을 위한 시뮬레이션 시 체결에 의한 오차로 인해 최적화 된 결과를 도출하기가 쉽지 않다.

본 연구에서는 이러한 라이저 체결의 영향도를 분석하기 위해 라이저 체결 방식을 수학적으로 표현하여 다물체 동역학 해석 모델에 적용하였으며, 이를 통해 체결 방법에 따른 체결력과 영향도, 라이저 전체의 거동을 분석하였다.

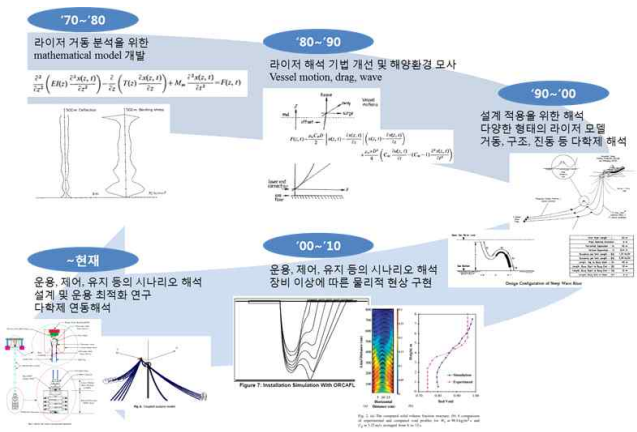


Fig. 1 Research trend of CAE technology of marine riser

2. 해양 라이저 체결 수치 모델

라이저 체결의 수학적 모델은 라이저 시뮬레이션 모델에서 광범위하게 사용되는 uniform beam riser 모델과 각각의 체결부위의 자유도를 구속시키는 fixed constraint equation을 사용한 beam riser, 그리고 강성을 이용하여 체결력을 모사하는 bushing force beam riser이다. Fixed constraint equation을 이용한 riser는 체결부위의 자유도를 구속하는 개념으로 무한 강성을 인가한 beam model과 동일하다. Bushing force는 체결되는 부분의 상대 변위와 속도를 강성의 크기에 의해 제약하는 요소로 실제 체결 시 사용되는 볼트, 용접, 조인트 등의 강성을 역으로 도출하여 활용할 수 있어, 실제와 유사하게 모사할 수 있으나, 모델링 시간이 좀 더 오래 걸린다는 단점이 있다.

해양 라이저 체결 영향도 분석을 위해 사용된 라이저는 심해저 광물자원을 채광하기 위해 설계된 심해저 양광라이저가 사용되었으며, 그 제원은 Table 1과 같다. 각 제원 중 구조물의 해양환경 변수인 drag coefficient와 added mass coefficient는 API RP 16Q1(API, 2001)을 참조하여 라이저의 형상에 따른 값들을 산정하여 활용하였다.

Table 1 Properties of deep-seabed lifting riser

Parameters	Unit	Values
Outer diameter	[mm]	219.1
Innter diameter	[mm]	202.7
Weight of riser	[kg/m]	42.65
Weight of sea-water	[kg/m]	33.06
Weight of flange	[kg/ea]	70
Young's module	[Gpa]	200
Poisson's ratio	[-]	0.3
Drag coefficient	[-]	1.2
Added mass coefficient	[-]	1.0

3. 해석 모델 및 결과

라이저 해석 모델은 상용 다물체 동역학 해석 소프트웨어인 DAFUL을 이용하여 개발하였으며, 개발된 라이저 모델은 오일러-티모센코 빔 기반 라이저 구조물에 체결 모델 및 해양환경 모델이 인가되었다. 체결 영향도 평가를 위한 해석 시나리오는 Table 2와 같고 해류, 선박의 거동 등에 의한 dynamic analysis, 구조 고유 분석을 위한 eigenvalue analysis를 수행하였다.

Table 2 Simulation scenario

	CASE	Uniform (A type)	Fixed (B type)	Bushing (C type)
1	Current 0m/s	A-1	B-1	C-1
2	Current 0.5m/s	A-2	B-2	C-2
3	Current 1.0m/s	A-3	B-3	C-3
4	Vessel motion (T 1.0sec, A 0.5m)	A-4	B-4	C-4
5	Vessel motion (T 1.0sec, A 1.0m)	A-5	B-5	C-5
6	Vessel motion (T 1.0sec, A 2.0m)	A-6	B-6	C-6
7	Vessel motion (T 2.0sec, A 1.0m)	A-7	B-7	C-7
8	Vessel motion (T 5.0sec, A 1.0m)	A-8	B-8	C-8
9	Vessel motion (T 10.0sec, A 1.0m)	A-9	B-9	C-9
10	Current 1.0m/s T 10.0sec, A 2.0m	A-10	B-10	C-10
11	Eigenvalue	A-11	B-11	C-11

Dynamic analysis에서는 해류의 속도와 파도의 주기, 높이에 따른 선박의 거동 영향을 라이저에 인가하여 체결의 수학적 모델 방법에 따른 영향도와 체결 모델에 따라 eigenvalue가 어떻게 변화하는지 분석하였다. Dynamic analysis 결과는 Fig. 2와 같이 체결 모델에 따라 약간의 오차가 발생은 하지만 거의 유사함을 확인하였다. 그러나 CASE 4,5,6에서는 상대적 오차가 크게 발생하였는데 이는 공진 영역에서의 dynamic 거동이 발생하였기 때문임을 eigenvalue analysis를 통해 확인할 수 있었다.

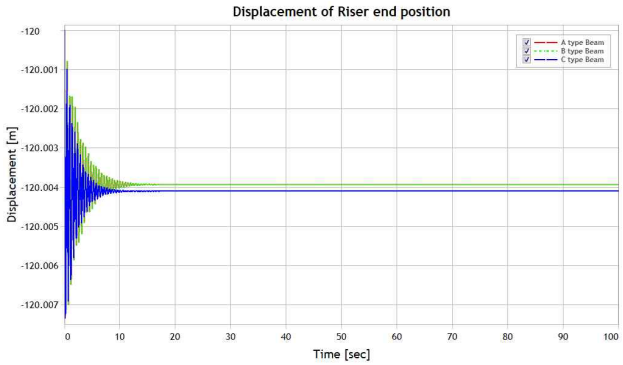


Fig. 2 Displacement of riser end position in CASE 1

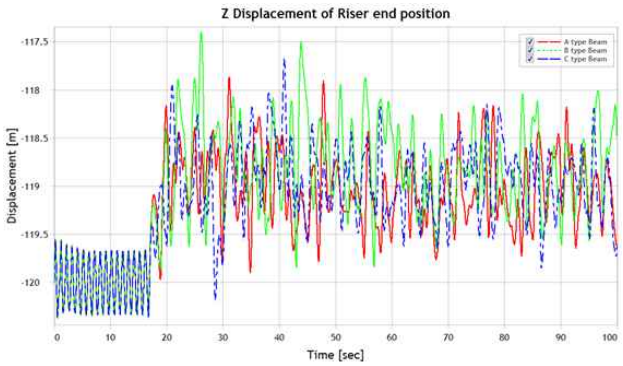


Fig. 3 Z Displacement of riser end position in CASE 4

4. 결 론

본 연구를 통해 해상 라이저의 수치 시뮬레이션 시 라이저 체결의 수학적 표현방법에 따른 영향도를 분석하였다. 라이저 체결은 실제로 볼트, 용접 등 다양한 방법으로 이루어지며, 이를 모사하기 위한 수학적 모델을 개발할 수 있으나, 연구 결과 체결 모델에 따라 크게 변화하지 않음을 확인할 수 있었다. 하지만, eigenvalue와 같은 구조물의 고유 특성에는 체결에 따른 강성의 변화로 인해 특성 변화가 발생함을 확인하였고, 이는 초심해역 라이저의 설치, 운용 시뮬레이션 시 dynamic 거동 평가 시에는 어떠한 수학 모델을 사용해도 되지만 VIV와 같은 frequency domain의 특성에서는 다른 응답을 보일 수 있음을 보여준다. 라이저의 길이가 100m, 1000m 점점 길어져도 유사한 양상을 보임을 확인하였다.

후 기

본 연구는 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소의 지원으로 수행된 “초심해역용 라이저 설계엔지니어링 핵심기술 개발(PES8920)”의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다..

참 고 문 헌

API, “API-RP-16Q Recommended Practice for Design, Selection, Operation and Maintenance of Marine Drilling Riser Systems”, American Petroleum Institute, USA, 2001.

Spread-Moored FPSO의 Steel Catenary Riser의 설계를 위한 민감도 해석

주영석* · 이영길**
*대우조선해양(주)
**인하대학교

Sensitivity Analysis on Design of Steel Catenary Riser for Spread-Moored FPSO

Young-Seok Joo* and Young Gill Lee**
*Daewoo Shipbuilding and Marine Engineering Co. Ltd., Seoul, Korea
**Inha University

KEY WORDS: Steel catenary riser(SCR), Strength analysis, Fatigue analysis, Sensitivity analysis

ABSTRACT: *It is generally acknowledged that the Steel Catenary Riser(SCR) is the most cost-effective riser type for deep-water offshore fields among various such risers, including SCR, flexible riser and hybrid riser. However, in West Africa, the type of SCR may not be suitable with FPSO systems because the large vertical motion of the floater brings about a considerable riser dynamic response. In this paper, SCR system is designed to FPSO in West African field where the use of hybrid riser has been more preferred. The proposed SCR configuration fulfills the design criteria of the API, such as the strength check and fatigue life. Moreover, sensitivity analysis is also carried out to improve the certainty in the SCR design of a deep-water FPSO. The parameters affecting the strength and fatigue performance of SCR are considered.*

1. Introduction

해양 유정 개발의 수심이 증가하면서, Riser 설계는 이로 인한 높은 설계 압력과 극심한 해상 환경에 의한 해양 구조물의 운동 응답 및 보수적인 설계 기준 조건을 만족해야 하는 어려움에 직면하고 있다. 오일 메이져들은 경제적인 이득을 극대화하기 위해 Riser 중 제작 및 설계가 용이한 SCR(Steel Catenary Riser)를 심해 프로젝트에 적용하기 위해 많은 노력을 하고 있다. SCR의 단점을 극복하고, 대체 형상으로 주목 받는 것은 Flexible Riser와 Free standing hybrid riser가 있으며, 이들은 SCR에 비해 초기 투자 비용이 높고, OPEX가 높다는 단점이 있다. Flexible riser는 SCR에 비해 동적 특성이 뛰어나다는 장점이 있지만, 내경, 설계 압력 및 온도의 제약이 있으며, 진입 장벽이 높다는 단점이 있다. 또한, 단위 길이당 무게가 매우 높아 수심 1500m 이상에서는 적용하기 어렵다. Free standing hybrid riser는 SCR과 Flexible riser의 장점을 결합한 형상으로써, 현재 아프리카 해역에 많이 적용되고 있다. 이는 대수심에 적용이 가능하고, 해양 구조물의 응답이 TDP(Touch Down Point)에 전달되지 않는 장점이 있으나, 구조가 복잡하고 CAPEX와 OPEX가 매우 높다는 단점이 있다.

Riser 설계에 있어 가장 면밀하게 검토 되어야 할 부분은 해양 구조물과 Riser가 연결되는 Hang-off 지점과 해저 지반과 Riser가 만나는 TDP이다. 이 두 부분은 해상 환경 하에서 해양 구조물의 운동 응답이 직접적으로 영향을 미치는 부분이기 때문에, 강도 체크와 피로 수명에 대한 검증이 필수적으로 이루어져야 하고, 이를 만족시키지 못하면 설계 변경이나 형상 변경이 필연적으로 이루어져야 한다.

이를 극복하기 위해, SCR의 Hang-off 지점에서 해양 구조물의 운동 응답에 의한 영향을 감소시키기 위한 많은 장비들이 개발되고 있고, TDP에서의 운동 응답을 줄이기 위해서 SCR의 일부 구간에 부력재를 설치하여 하중을 흡수하도록 하는 방법이 사용되고 있다.

아프리카 해역과 같이, 해상 환경이 일정한 방향성을 갖는 곳의 프로젝트에 투입되는 FPSO의 경우에는 터렛을 이용한 일점 계류 방식 보다는 Spread-Moored 방식을 적용하게 된다. 최근 이 해역에서 진행되는 프로젝트는 심해 프로젝트가 많기 때문에, 비용적인 면에서 경제적인 SCR 보다는 CAPEX와 OPEX가 높지만 대수심에 적합한 Free standing hybrid riser가 적용되고 있다.

본 연구에서는 아프리카 해역에 설치된 FPSO에 적용 가능한 Simple Catenary Riser에 대한 설계와 불확실성이 높은 인자들에 대하여 민감도 해석을 수행했다. 이를 통하여 Simple Catenary Riser가 모든 설계 요건을 만족함을 확인하였으며, 기존 Hybrid Riser를 대체할 수 있게 됨으로써 CAPEX를 획기적으로 낮출 수 있을 것으로 여겨진다.

2. Design Data

2.1 Riser Data

본 연구에서 적용된 SCR의 주요 재원은 Table 1과 같다.

2.2 Vessel Data

SCR이 설치된 FPSO에는 Spread-Moored 시스템이 적용되었으며, SCR 설계에 사용된 FPSO의 RAO는 Fully loaded 및 Ballast loaded 조건에서 계산되었으며, SCR은 MSL 기준 5m 위에 설치되고, 선수로부터 40% 위치한다고 가정했다. FPSO의 주요 재원은 Table 2와 같다.

2.2 Environmental Data

SCR은 수심 1400m를 대상으로 설계 되었고, 해수의 밀도는 1025kg/m^{3}이며, Wave와 Current 정보는 아래 Table 3과 Table 4와 같다. Current 분포는 해저 바닥으로부터 선형적으로 변화한다고 가정하였다.

Table 1 SCR Line Pipe Properties

Parameter	Unit	Value
Outer Diameter	mm	273.05
Internal Diameter	mm	228.6
Wall Thickness	mm	22.23
Material	-	API 5L X65
Yield Stress	Mpa	448
Corrosion Allowance	mm	3.0

Table 2 FPSO Details

Parameter	Unit	Value	
		Ballasted	Full
Length	m	350	
Breadth	m	70	
Depth	m	30	
Draft	m	13	25
Displacement	ton	220,000	430,000
Longitudinal COG from stern, LCG	m	165	160
Vertical COG from keel, VCG	m	25	20

Table 3 Extreme Wave Data

	Parameter	1year	10years	100years
Main swell	Hs(m)	3.0	3.5	4.5
	Tp(s)	14.0	14.5	15.0
2nd swell	Hs(m)	1.5	2.0	2.5
	Tp(s)	12.5	12.2	11.8
Wind sea	Hs(m)	1.2	1.5	2.0
	Tp(s)	7.5	8.0	8.5

Table 4 Extreme Surface Data

Water depth	1year	10years	100years
0m	1.4	1.7	2.0
800m	0.2	0.24	0.28
1450m	0.24	0.28	0.33

3. Design Criteria

3.1 Wall Thickness Sizing

SCR에 사용되는 강관의 두께는 Operating 및 Hydrtest 조건에서 내압에 의한 파열(Burst)이 발생하지 않고, Operating 및 Installation 조건에서 굽힘, 장력, 외압에 의한 붕괴(Collapse)가 발생하지 않아야 한다. 이를 만족하는 강관의 두께를 계산하기 위해 API-RP-2RD와 API-RP-1111이 적용되었다.

3.2 Fatigue Life

SCR의 피로 수명은 30년은 만족해야 하며, 아래의 식 (1)을 통해서 정의되는 피로 곡선에 의해서 평가 된다.

$$N = a \times \left\{ S \times \left(\frac{t}{t_{ref}} \right)^{e} \times SCF \right\}^{-k} \quad \text{for } t > t_{ref}$$
$$N = a \times (S \times SCF)^{-k} \quad \text{for } t < t_{ref} \qquad (1)$$

S 응력 집중효과를 고려한 응력 범위(MPa)
N 응력 범위에 대한 허용 발생 횟수
a,k S-N 곡선을 정의하는 변수
tref 기준 두께
e 두께 지수
SCF 응력 집중 요소

본 연구에서는 DNV E class를 기준으로 하였으며, 용접의 불완전성으로 야기되는 응력 집중 문제를 고려하기 위해 SCF는 1.2로 적용했다. 또한 안전계수는 API-RP-2RD에서 권장하는 10을 적용한다.

4. Analysis Methodology

본 연구에서 수행된 SCR의 강도 해석은 운용 기간 동안 발생할 수 있는 다양한 하중 조건에 대해서 SCR의 극한 반응을 평가하기 위해서 수행된다. 하중 조건의 조합은 API-RP-2RD를 기준으로 정해지고 아래 Table 5과 같다.

본 연구에서 피로 수명을 평가하기 위해서, 아프리카 해역의 Long-term 해상 조건의 Main swell scatter diagram을 적용하여 피로해석을 수행하였다. Secondary swell과 Wind sea에 대한 Scatter diagram은 본 연구에 고려되었지만, 논문에서는 생략하였다.

Table 5 Strength Analysis Load Case Matrix

Load category	Wave & Current	Internal fluid	Mooring status	FPSO offset
Installation (Temporary)	1year	Empty[1]	Intact[3]	Near[5] Far[6] Transverse[7]
Hydrotest	1year	Seawater	Intact	Near Far Transverse
Operating	10years	Oil[2]	Intact	Near Far Transverse
Extreme	10years	Oil	Damaged[4]	Near Far Transverse
	100years	Oil	Intact	Near Far Transverse
Survival	100years	Oil	Damaged	Near Far Transverse

1. Riser 내부가 비어 있는 조건
2. Riser 내부에 Oil이 채워져 있는 조건
3. Mooring Line이 손상되지 않은 조건
4. Mooring Line 중 한 라인이 손상된 조건
5. FPSO가 Riser의 TDP 방향으로 이동한 조건
6. FPSO가 Riser의 TDP 반대 방향으로 이동한 조건
7. FPSO가 Riser TDP의 수직 방향으로 이동한 조건

5. Results

5.1 Wall Thickness Sizing Results

본 연구를 위해 설계된 SCR은 API에서 제시하는 기준을 만족하기 위해서, 외경 10.75inch인 강관을 사용하였고, 이는 주어진 환경 조건 및 하중 조건을 만족하는 두께는 22.23mm (0.875inch)가 제안되었고, SCR의 내경은 228.6mm (9inch)로 정해졌다.

5.2 Strength Analysis Results

본 연구를 위해 제안된 SCR과 형상에 대해서 96개의 해석 조건에 대해서 강도 해석을 수행하였다. 이는 앞서 언급한 하중 조건에 대해서 SCR의 동적 거동을 평가하고, 장력, 굽힘 모멘트, Flex-joint 회전을 포함하는 Interface 하중을 평가하게 되며, 모든 하중 조건에 대해서 API의 허용 조건 내의 값을 가지는 것을 볼 수 있다. 또한, 모든 하중 조건에 대해서 압축력이 발생하지 않았으므로, 압축력에 의해 좌굴이 발생할 확률은 없는 것으로 나타났다.

5.3 Fatigue Analysis Results

FPSO의 운동 응답의 영향에 따른 41개의 하중 조건에 대해서 Wave 피로 해석이 수행되었다. 설계된 SCR은 안전계수 10을 적용하여, 최소 수명이 Hang-off에서 1155년, TDP에서 143년으로 설계 수명인 30년을 충분히 만족했다.

5.4 Sensitivity Analysis Results

Strength Analysis에 대한 민감도 해석은 기본 조건에 대하여 Table 6에서와 같이 여러 가지 인자에 대하여 수행하였다. Drag Coefficient에 대한 결과는 TDP에서의 Min. tension에 크게 영향을 주었으며, 기본 조건에 비하여 약 36% 이상 증가하였다. Seabed Stiffness 및 Tapered Stress joint의 길이 변화는 큰 영향이 없는 것으로 나타났으며, Flex joint Stiffness는 Flex joint Angle을 약 7% 증가시키는 결과를 나타냈다. 가장 큰 영향은 Insulation을 하지 않은 경우에 나타났으나, 실제로 기본 설계를 진행할 경우에는 이미 Insulation의 두께가 정해지는 것이 일반적이다. Wave Fatigue Analysis에 대한 민감도 해석은 기본 조건에 대하여 Table 7에서와 같이 여러 가지 인자에 대하여 수행되었다. Drag Coefficient에 대한 결과는 수명을 약 6% 이상 증가시키는 결과를 보였으며, 가장 큰 영향은 FPSO의 Draft로써 Full load상태로 계속 운전하게 되는 경우에는 TDP에서 약 70%이상 수명을 단축시키는 것으로 나타났다. 또한, Seabed Stiffness를 Rigid로 가정하게 되면 TDP에서의 수명이 약 40% 단축되고, Insulation이 없는 경우에도 약 30% 이상 수명이 단축되는 것으로 나타 났다.

Table 6 Strength sensitivity analysis load case matrix

Sensitivity parameter	Drag coefficient [-]	Seabed stiffness [kN/m/m]	Flex-joint stiffness [kN.m]	Insulation thickness [mm]	Taper stress joint length [m]
Base case	Bare: 1.0, Straked: 2.0	1070	17.8 @ 0.1° 201.9 @ 3°	63.5	7.62 (25 ft)
Drag coefficient sensitivity	Bare: 0.7 Straked: 1.4 (Lower Bound)	Base case	Base case	Base case	Base case
Seabed stiffness sensitivity	Base case	Rigid seabed	Base case	Base case	Base case
Flex-joint stiffness sensitivity	Base case	Base case	70% (Reduced stiffness)	Base case	Base case
Insulation coating thickness sensitivity	Base case	Base case	Base case	0.0 (No insulation)	Base case
Taper stress joint length sensitivity	Base case	Base case	Base case	Base case	3.048 (10 ft) (Reduced length)

Table 7 Fatigue sensitivity analysis load case matrix

Sensitivity parameter	Drag coefficient	Insulation coating thickness [mm]	Taper stress joint length [m]	Internal corrosion [mm]	FPSO draft	Seabed stiffness [kN/m/m]
Base case	Straked: 1.4	63.5 nmm	7.62 m	0	Ballasted	1070
Drag coefficient sensitivity	Straked: 2.0	Base case	Base case	Base case	Base case	Base case
Insulation coating thickness sensitivity	Base case	0.0 (No insulation)	Base case	Base case	Base case	Base case
Taper stress joint length sensitivity	Base case	Base case	3.048 m (10 ft) (Reduced length)	Base case	Base case	Base case
Internal corrosion sensitivity	Base case	Base case	Base case	3 mm	Base Case	Base Case
FPSO draft sensitivity	Base case	Base case	Base case	Base case	Fully loaded	Base Case
Seabed stiffness sensitivity	Base case	Base case	Base case	Base case	Base case	Rigid seabed

6. Conclusion

일반적인 아프리카 해역에서 Spread-Moored 시스템의 FPSO에 적용 가능한 Steel Catenary Riser(SCR)에 대한 기본 설계를 수행하였다. 기본 설계는 Wall thickness sizing, Strength analysis를 통한 강도 검사와 Fatigue analysis를 수행하였다. 기본 설계 결과, 제안된 SCR은 주어진 환경 조건에서 강도와 피로 수명을 모두 만족하였으며, 설계된 SCR은 일반적인 아프리카 해역에서 운용되는 FPSO에 적용 가능하다는 것을 확인하였다.

또한, 주어지는 여러 가지 인자들의 불확실성에 대한 민감도 해석을 수행하였다. 이를 통하여, 강도 해석에서는 Drag Coefficient가, 피로 해석 결과에는 FPSO의 Draft가 가장 큰 영향을 미침을 알 수 있었다. 이에 따라서 SCR의 기본설계 품질 향상을 위해서는 설계 초기에 정확한 Drag Coefficient값을 확보하는 것이 중요하며, 피로 손상을 최소화 하기 위해서는 FPSO의 Draft를 Ballast조건으로 유지하는 것이 중요함을 알 수 있다.

참 고 문 헌

강대훈, 유광규, 주영석, 이광민, 류민철 (2013). “Study on Riser Concept Selection for Turret Moored FPSO", 2013년 한국해양과학기술협의회 공동학술대회, 제주 ICC, 23-25 May 2013.

유광규, 주영석 (2017). “Sensitivity Study on SCR Design for Spread-Moored FPSO in West Africa", 한국해양공학회지, 제31권, 제2호, 2017.

API (2006). "Recommended Practice 2RD, 2006. Design of Risers for Floating Production Systems (FPSs) and Tension-Leg Platforms (TLPs)"

Yong Bai (2005). "Subsea Pipelines and Risers", Elesevier.

심해용 두꺼운 내압용기의 극한하중 분석

이재환* · 박병재** · 최혁진**
*충남대학교 선박해양공학과
**한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

The analysis of ultimate load for thick pressure cylinder used for deep sea

Jae-Hwan Lee*, Byoungjae Park**, Hyuek-Jin Choi**

*Chungnam National Univ., Naval Architecture and Ocean Engineering
**Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, KRISO, Daejon, Korea

KEY WORDS: Thick pressure cylinder 두꺼운 내압용기, Ultimate load 극한하중, Ovality 난형도, Imperfection 불완전성 external pressure vessel 외압용기,

ABSTRACT: *Number of Studies on buckling of thin cylindrical pressure vessel with a large ratio of diameter-thickness such as submarine pressure hull, have been carried out in the naval and ocean engineering field. On the other hands, limited number of studies had been carried out in the field of offshore plants where the usage frequency is low for pressure cylinder in deep sea, while the thick pressure cylinder is being studied mainly in the field of nuclear energy. Especially, many previous researches provide different equations for ultimate load capacity estimation, so it is not easy to select the appropriate equations for the designing. Thus, it is important to understand the derivation process of such equations to find the most proper ones. The objective of this study is to analyse the derivation of equations and to extract/obtain the ultimate loads for thick cylindrical pressure vessel through investigating and analyzing the equations in both domestically and internationally published papers.*

1. 서 론

해양플랜트산업에서 사용되는 내압기기는 강파이프와 pressure vessel이 있다. 산업 특성상 고가, 소량, 기술집약적인 제품이 많고 관련 제품이 석유가스 산업이 발달한 지역을 기반으로 하기 때문에 국내의 내압설계에 관한 기본적인 연구내용과 체계가 부족한 실정이다.

각종 파이프에 관한 국외의 규정들(ASEM, API등)이 정립되어 있으나 두꺼운 내압용기로 보기 어려우며 ASME의 내압용기 설계규정도 지상의 압력용기에 관한 내용이 주를 이룬다. 한편, 외압을 크게 받는 압력용기와 관련된 연구는 실린더 직경/두께 비가 큰 얇은 실린더 연구가 많으나 두꺼운 압력용기에 관한 연구는 국내외적으로 적은편이다. 기 발표된 국내연구에서는 2000m급 압력용기를 대상으로 일반적인 압력용기 설계식과 ASEM Section VIII Division 1 규정을 기초로 하여 초기설계 후 구조해석을 수행하였으며 내압용기 시료를 제작하여 내압시험과의 결과를 비교하는 연구가 수행되었다.(Lee, 2001) 한편, 원자력 용기에는 큰 외압에 두꺼운 실린더가 사용되어 이에 관한 연구가 진행되었으며 소성파단압력을 이론적으로 소개하였고 국내 연구에도 이를 적용하였다.(Yoo, 2010) 본 연구에서는 국내외에 발표된 두꺼운 실린더형 압력용기의 이론식과 연구내용을 조사하고 예로 설정된 실린더에 대하여 극한압력을 계산하였다.

2. 두꺼운 내압용기 (실린더) 선형설계 식

내압용기 설계는 선형이론에 의해 결정되나 외압이 증가하며 실린더가 좌굴과 붕괴현상을 보이므로, 실린더가 어느 정도의 외압에 견딜 수 있는지를 예측할 필요가 있다. 참고문헌마다 용어나 표현이 일치하지 않으므로 문헌에 있는 용어를 사용하되 본 논문에서는 혼돈이 없게 명확히 하였다.

두꺼운 내압용기 설계와 관련하여 ASME BPVC (Boiler and Pressure Vessel Code) VIII 코드와 원자력기기에 대한 III코드가 있으며 코드에 포함된 내/외압을 받는 경우 발생하는 Lame 응력과 변형률 식은 다음과 같으며 이를 기초로 선형설계가 수행되고 있다.

$$\sigma_r = -P_i \frac{r_o^2}{r_o^2 - r_i^2}\frac{r_o^2 - r_i^2}{r^2} - P_o \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}\frac{r_o^2 - r_i^2}{r^2} \quad (1a)$$

$$\sigma_\theta = -P_i \frac{r_o^2}{r_o^2 - r_i^2}\frac{r_o^2 + r_i^2}{r^2} + P_o \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}\frac{r_o^2 + r_i^2}{r^2} \quad (1b)$$

$$\sigma_z = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (1c)$$

3. 두꺼운 실린더 압력용기의 이론식 분석

Harvey(1991)는 얇은 실린더 용기의 two-lobe 형태에서 보의 좌굴 식을 적용하고 이를 원형 링의 좌굴 식을 유도하는 과정으로 시작하여 길이가 긴 파이프(tube)의 좌굴하중과 좌굴응력 식을 도출하였고 두꺼운 실린더의 좌굴하중식도 제시하였다.

심해저용 두꺼운 실린더나 파이프는 응력이 최대가 될 때 항복이 내부 표면에서 발생하여 외부 표면으로 확장되고 벽 전체가 소성으로 변하게 된다. 증가되는 외압은 안쪽으로 균등하게 붕괴되기 시작하여 ovalization (난형도)과 flattening이 비원형의 초기 imperfection이 되고, 두께의 변화와 물질특성변화가 벽의 굽힘을 가속화 한다. 벽과 두께비가 작은 (두꺼운) 실린더나 항복강도가 큰 재료일수록 ovaization에 저항력이 크다.

우선, 외압 P에 대해 이러한 소성상태가 먼저 충분히 발생하여야 항복에 이은 좌굴모드가 발생하게 되고 이 때 벽 두께에 걸쳐서 평균 응력은 다음 식들이 된다.

$$\sigma_\theta = \sigma_2 = -\frac{Pr}{t} \tag{2a}$$

$$\sigma_r = -\frac{P}{2} \tag{2b}$$

$$\sigma_z = \sigma_1 = -\frac{Pr^2}{r^2 - r_i^2} \tag{2c}$$

여기서, 하첨자 1, 2는 축응력 σ_z과 원주응력 σ_θ 의 주응력을 의미한다.

외압이 커지며 이 effective 응력들이 항복강도에 도달하게 되면 완전한 벽의 항복이 발생한다. 이 때 적용되는 Tresca와 von Mises 항복 식은 식 (3a)와 식(3b)와 같다.

$$-\sigma_{Y.P.} = \sigma_2 - \sigma_r \tag{3a}$$

$$2\sigma_{Y.P.}^2 = (\sigma_r - \sigma_2)^2 + (\sigma_r - \sigma_1)^2 + (\sigma_2 - \sigma_1)^2 \tag{3b}$$

Harvey는 제시한 식의 검증을 위하여 강철 재료 (AISI-1018 carbon steel)의 두꺼운 실린더의 붕괴실험 논문 (F.A Simonen, 1982) 결과를 인용하였다. 실험에 의해 측정된 항복(소성상태) 시와 그 이후의 붕괴외부 압력은 상기 항복 식에서의 항복압력 값들보다 작다. 즉 두꺼운 실린더의 외압실험과 이론해석과 비교한 논문의 내용은 매우 중요한 결과를 알려주고 있다.

끝단에 보강재가 있는 파이프에서 직경에 비해 길이가 짧은 경우에는 끝단 지지에 의해 two-lobe 보다 모드수가 높아져 선형좌굴이 발생 전까지의 최소임계압력이 식 (4)처럼 커질 수 있다.

$$P_c = \frac{Eh}{r(1-\mu^2)}\left[\frac{1-\mu^2}{(n^2-1)\left(1+\frac{n^2l^2}{\pi^2r^2}\right)} + \frac{h^2}{12r^2}\left(n^2 - 1 + \frac{2n^2-1-\mu}{1+\frac{n^2l^2}{\pi^2r^2}}\right)\right] \tag{4}$$

Bickell(1967)은 소성 붕괴에 관한 내용에서 통상 사용하는 Tresca와 von Mises 항복조건을 사용하였는데 실린더의 경우 hoop, radial, axial 응력이 바로 주응력이 된다. 두꺼운 실린더의 경우 반경방향 응력을 무시할 수 없고 경화가 고려되지 않는 isotropic, 이상적 소성재료의 경우 파단압력은 식 (5)와 같이 제시되었다. Y과 U는 항복응력값과 최대인장강도이다. r_0, t_0는 초기 평균 반경 값과 두께 값이다.

$$P_{\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} Y \log_e \frac{2r_0 + t_0}{2r_0 - t_0} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{Y.P.} \ln \frac{2r_o + t}{2r_o - t} \tag{5}$$

하지만 길이와 원주방향으로 용접된 실린더의 경우에 압력은 일부 경험식이 포함된 식 (6a)와 온전히 경험에 의한 식 (6b)가 비교적 정확한 값을 산출한다.

$$P = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{U.T.S}{1+\varepsilon_u} \log_e \frac{r_o}{r_i} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{U}{1+\varepsilon_u} \log_e \frac{r_o}{r_i} \tag{6a}$$

$$P = \frac{2Y}{\sqrt{3}}\left(2 - \frac{Y}{U}\right) \log_e \frac{r_o}{r_i} \tag{6b}$$

또한 Bickell은 양끝이 열려있고 반경방향 외압을 받는 실린더의 임계좌굴하중을 위하여 von Mises기반으로 수정된 식 (7)을 제시하였으며 본 식에서 양 끝에 덮개나 링 같은 추가적인 제한조건이 있는 경우의 영향은 끝단에서 $\sqrt{(Dt/2)}$ 까지만 영향이 있어 무시할 수 있다.

$$P_c = \frac{1}{3}\left[n^2 - 1 + \frac{2n^2-1-\nu}{n^2\left(\frac{2L}{\pi D}\right)^2 - 1}\right]\frac{2E}{(1-\nu^2)}\left(\frac{t}{D}\right)^3 + \frac{2E\frac{t}{D}}{(n^2-1)\left[n^2\left(\frac{2L}{\pi D}\right)^2 + 1\right]^2} \tag{7}$$

양끝이 막힌 원형실린더의 경우의 임계좌굴하중은 로브수가 사용된 8(a)식과 단순화된 8(b)식으로 제안되었다.

$$P_c = \left\{\frac{1}{3}\left[n^2 + \left(\frac{\pi D}{2L}\right)^2\right]\frac{2E}{(1-\nu^2)}\left(\frac{t}{D}\right)^3 + \frac{2E\frac{t}{D}}{\left[n^2\left(\frac{2L}{\pi D}\right)^2 + 1\right]^2}\right\} \times \frac{1}{n^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\pi D}{2L}\right)^2} \tag{8a}$$

$$P_c = \frac{2.42E}{(1-\nu^2)^{3/4}} \frac{\left(\frac{t}{D}\right)^{5/2}}{\frac{L}{D} - 0.45\left(\frac{t}{D}\right)^{1/2}} \tag{8b}$$

본 연구의 대상인 짧고 두꺼운 실린더에 관한 극한하중 예측은 Corradi(2005)이 제시한 식이 가장 적합한 것으로 보인다. 두꺼운 실린더의 경우 붕괴 (collapse)는 재료의 항복에 의해 시작되고 구조의 imperfection 이 있는 경우에는 붕괴하중 값이 저감된다. 일반적인 얇은 실린더의 경우 선형 임계하중은 과장되고 붕괴하중은 작게 예측된다.

선형 응력해석과 탄성한계 (elastic limit)의 관계는 위의 Lame 식 (1a)~(1c)에 의한 응력 값들이 von Mises 식에 대입되어 재료의 최종인장강도 값 내에 있으면 된다. 여기서 (1a) 와 (1b)는 평면응력상태이고 (1c)는 끝단이나 덮개에 작용하는 압력하중이거나 혹은 별도의 축 하중이 도입되었을 때의 하중 F개념을 도입하면 $n=\frac{F}{\pi(r_o-r_i)}$이 된다. 앞의 von Mises식 (3b)가 적용되어,

$$\sigma_e=\frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_r-\sigma_\theta)^2+(\sigma_\theta-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_r)^2}\le\sigma_0 \tag{9}$$

여기서 σ_o는 최대인장강도를 나타낸다.

이제 Plastic collapse 한계 값을 계산하기 위하여 외부하중에 의한 일과 붕괴과정의 소성적으로 발산하는 일을 같게 함으로써 붕괴하중 값을 계산하게 된다.

내부 압력이 없는 경우, 최대응력이 발생하는 내부 표면에 radial 응력은 0이 되고 hoop 응력과 축 응력만 존재한다. 이 응력상태를 식 (9)에 대입하게 되면 선형한계압력식이 도출된다. 탄성한계(Elastic limit)는 ①외압이 압축력, ②hydrostatic pressure에서 압축력이 없고 순수하게 외압, ③hydrostatic pressure인 3가지 경우에서, 붕괴하중 값은 다음 식들로 결정된다.

$$P_o=0,\qquad n=n_0=\pm\sigma_0 \tag{10a}$$

$$P_e\simeq\sigma_0\frac{t}{r_o}\left(1-\frac{1}{2}\frac{t}{r_o}\right) \tag{10b}$$

$$P_H\simeq\frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_0\frac{t}{r_o}\left(1-\frac{1}{2}\frac{t}{r_o}\right),\quad n=\frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_o \tag{10c}$$

한편 붕괴(collapse)의 경우 외압이 압축력, hydrostatic pressure, hydrostatic pressure에서 압축력이 없고 순수하게 외압인 3가지 경우의 붕괴하중 값은 다음 식들로 결정된다. (11a)에서 n은 축방향 붕괴압축력이 σ_o와 같고,

$$P_o=0,\qquad n=n_0=\pm\sigma_0 \tag{11a}$$

$$q_0\simeq\sigma_0\frac{t}{r_o}\left(1+k\frac{t}{r_o}\right),\quad n=0 \tag{11b}$$

이 식은 $4\le D_o/t\le 20$ 범위에서 k = 0.247 이 잘 맞는다.

$$q_0\simeq\sigma_0\frac{t}{r_o}\left(1+\frac{1}{4}\frac{t}{r_o}\right),\quad n=0 \tag{11c}$$

$$P_H=\frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_0\ln\frac{r_i}{r_o} \tag{11d}$$

$$n=n_H=-\frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_0\frac{r_o^2}{r_o^2-r_i^2}\lg\frac{r_o}{r_i}=-\frac{r_o^2}{r_o^2-r_i^2}P_H \tag{11d}$$

또한, Corradi(2009)는 두꺼운 원자력 압력용기에 대한 발표에서 얇은 실린더는 선형좌굴에, 두꺼운 실린더는 소성붕괴에 의하나 중간 범위에서는 좌굴과 소성이 상호작용을 하여 명확히 추정할 수 없다고 하고, 다음 식들을 발표하였다.

외압 q를 받고 길어서 끝단의 영향을 받지 않는 원형 실린더는 선형좌굴하중 식 (14a)과 소성임계압력 식 (14b)중 작은 값이 임계압력이 된다. 식 (14a)은 (Timoshenko, 1961)에 의하고 식 (14b)는 D/t>6에 대해 적합하며 (Corradi, 2005)의 식과 같다. 식 (14a)는 8<D/t<15 에 무난하다.

Elastic buckling pressure $P_E=2\frac{E}{1-\nu^2}\frac{1}{\frac{D}{t}\left(\frac{D}{t}-1\right)^2}$ (14a)

Plastic limit pressure $P_p=2\sigma_0\frac{t}{D}\left(1+\frac{1}{2}\frac{t}{D}\right)$ (14b)

한편 두꺼운 실린더의 경우, hoop 응력 식 (15)는 의미가 있는데 최대(peak)응력이 hoop 응력 값을 넘어가기도 하지만, 식안의 압력 P를 나타내는 값이다. 한편 이론적 한계 값인 식 (14a, b)은 식 (15)을 적용해 다음과 (16a, 16b) 같이 변경되기도 한다.

$$\sigma_\theta=\frac{1}{2}P_o\frac{D}{t} \tag{15}$$

$$P_E=\frac{E}{1-\nu^2}\frac{1}{\left(\frac{D}{t}-1\right)^2} \tag{16a}$$

$$P_0=\sigma_0\left(1+\frac{1}{2}\frac{t}{D}\right) \tag{16b}$$

Cooradi(2013)에서 얇은 실린더가 되면 (14a, b)식은 다음과 같이 선형좌굴하중 식 (17a)과 소성임계압력 식 (17b)으로 된다.

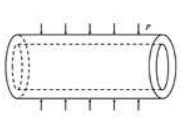
Elastic buckling pressure $P_E=2\frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{t}{D}\right)^3$ (17a)

Plastic limit pressure $P_0=2\sigma_0\frac{t}{D}$ (17b)

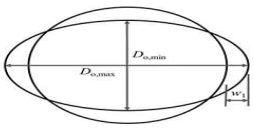
Yoo(2010)의 경우에도 두꺼운 실린더의 붕괴압력식을 Cooradi의 식 (11b) 같이 사용하였다. 얇은 실린더의 경우, 원형 단면이 유지되지 않거나 용기 중간에 불연속 형상이 있으면 (Imperfection), 위에서 구한 항복/파단압력보다 매우 작은 압력에서도 항복이 되고 파단될 수 있다. 두꺼운 실린더의 경우에도 난형도와 Imperfection의 영향이 고려될 수 있다. 실린더에서의 난형도 (noncircularity or ovality)는 원형의 완벽함을 측정하는 치수이고 식, 편심도는 벽 두께의 불균일성을 의미하며 각 식은 다음과 같다 (Yoo). 적정 두께로 두꺼운 실린더 해당되는 비율이 6.8, 10인 실린더 적용 예가 있다

$$W=\frac{D_{\max}-D_{\min}}{D}\times100=2\frac{D_{\max}-D_{\min}}{D_{\max}+D_{\min}}\times100 \tag{18a}$$

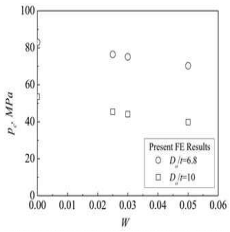
$$e=\frac{t_{\max}-t_{\min}}{t} \tag{18b}$$



(a) Cylinder



(b) Cross section of cylinder with ovality



(c) Effcet of ovality on the collapse pressures of a cylinder

Fig. 1 Effect of ovality on the collapse pressures of a cylinder **(Yoo)**

Bickell이 제시한 난형도가 고려된 제법 두꺼운 실린더의 좌굴 하중식은 식 (19a),(19b)와 같다.

$$P_c' = \frac{2K\frac{t}{D}}{1+\frac{1.5u(1-0.2D/L)}{100\frac{t}{D}}} \quad (\text{with } \frac{D}{L}<5) \tag{19a}$$

$$= \frac{2Y\frac{t}{D}}{1+\frac{1.5u(1-0.2D/L)}{100\frac{t}{D}}} = \frac{2Kt}{D} (\text{with } \frac{D}{L}>5) \tag{19b}$$

여기서, K는 항복응력 값이며 u는 out-of-roundness 값이다.

4. 결 론

본 논문에서는 두꺼운 실린더에 관한 비선형(탄소성) 좌굴/극한 하중에 관한 국내외 주요저서, 학술논문, 시험 등을 분석하여 설계를 위한 극한하중 산출 식들의 이론 전개과정을 분석하였다. 짧고 두꺼운 실린더에 관한 극한하중 예측은 (Corradi 2005)의 식이 가장 적절하게 예측하고 있다고 판단되며 두꺼운 실린더에서도 난형도와 불균일성에 대한 고려가 필요하다. 추후, 본 연구를 바탕으로 실제 실린더에 대한 극한파단압력을 계산하고 비선형좌굴해석을 수행하여 다양한 식들에 대한 적용 조건과 범위에 대한 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 한국연구재단의 “2017년도 이공학개인기초연구”의 지원으로 수행되었으며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

ABS (American Bureau of Shipping) 2010. Rules for Building and Classing, Underwater Vehicles, Systems and Hyperbaric Facilities

API (American Petroleum Institute) 2014. Consideration of External Pressure in the Design and Pressure Rating of Subsea Equipment, Technical Report 17TR12 First Edition

ASME BPVC (Boiler and Pressure Vessel Code) 2010, Section VIII, Division 1; RULES FOR CONSTRUCTION OF PRESSURE VESSELS

Hyeuk-Jin Choi, Jae-Hwan Lee, Jin-Min Kim, Seung-Guk Lee, Kothilngam Maring, (2016) The Design, Structural Analysis and High Pressure Chamber Test of aThick Pressure Cylinder for 2000 m Water Depth, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 53(2), pp.144-153

Leone Corradi, Antonio Cammi, Lelio Luzzi (2011), “Collapse Behavior of Moderately Thick Tubes Pressurized from Outside.” Nuclear Power - Control, Reliability and Human FactA5ors, Chapter 14, pp.257-274.

Leone Corradi, Lelio Luzzi, Fulvio Trudi (2005), “Collapse of Thick Cylinders Under Radial Pressure and Axial Load.” Journal of Applied Mechanics, 72, pp.564-569.

Leone Corradi, valentino Di Marcell, Lelio Luzzi, Fulvio Trudi (2009), “A numerical assessment of the load bearing capacity of externally pressurized moderately thick tubes.“ International Journal of Pressure vessels and Piping, 86, pp.525-532.

M. B. BICKELL, C. RUIZ (1967), “Pressure Vessel Design and Analysis.” Springer Customer Service Center Gmbh.

John F. Harvey, P.E. (1991), “THEORY AND DESIGN OF PRESSURE VESSELS Second Edition.” VAN NOSTRAND REINHOLD.

Yeon-Sik Yoo, Nam-Su Huh, Suhn Choi, Tae-Wan Kim, Jong-In Kim (2010), “COLLAPSE PRESSURE ESTIMATES AND THE APPLICATION OF A PARTIAL SAFETY FACTOR TO CYLINDERS SUBJECTED TO EXTERNAL PRESSURE.“ NUCLEAR ENGINEERING AND TECHNOLOGY, 42(4), pp.450-459.

코드체크 기반 해양플랜트용 수동형 방화 구조의 강도 평가

최보엽*·손창련*·손준식*·송창용**·정준모***·허태욱****
*중소조선연구원
**목포대학교 조선해양공학과
***인하대학교 조선해양공학과
****(주)경성정기

Code Check based Strength Assessment of Passive Fire Protection Structure for Offshore Plant

Bo-Youp Choi*, Chang-Ryeon Son*, Joon—Sik Son*, Chang-Yong Song**, Joonmo Choung***, Taeuk Heo****
*Research Institute of Medium & Small Shipbuilding, Jeonnam, Korea
**Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Mokpo National University, Jeonnam, Korea
***Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea
****Kyung Sung Precision Machinery Co. Ltd, Busan, Korea

KEY WORDS: Passive Fire Protection(PFP) 수동형 방화 구조, Service Life 설계수명, Eurocode 3 유로코드 3, Code Check 코드체크

ABSTRACT: 해양플랜트 구조의 안전한 설계를 위해서 해양플랜트 설치해역의 다양한 해양환경 뿐만 아니라 화재 및 폭발과 같은 극한 상황에 대한 검토가 필요하다. 특히 화재 및 폭발의 위험상태에서 해양플랜트 작업인원의 안전한 대피를 위해서 해양플랜트 상에 탈출 전용 시설이 요구되며, 이러한 시설의 형태 중에 하나로 수동형 방화 구조물(Passive Fire Protection, PFP)이 널리 사용되어지고 있다. 수동형 방화 구조물의 합리적인 구조설계를 구현하기 위해서는 해양설계코드의 규정에 적합하도록 설치해역의 해양환경하중과 더불어 화재 및 폭발 하중을 고려한 구조강도 평가가 필요하다. 본 연구에서는 북해 지역에 설치가 가능한 해양플랜트용 수동형 방화 구조물의 구조설계를 검증하기 위한 해양구조설계 코드 기반 강도평가를 수행하였다. 25년의 설계 수명을 가지는 해양플랜트용 수동형 방화 구조물의 주요 부재에 대해 안전성을 확보할 수 있도록 북해의 해양환경하중, 폭발하중, 지진하중 등을 조합하여 극한한계상태(Ultimate Limit State, ULS), 사고한계상태(Accidental Limit State, ALS), 사용한계상태(Service Limit State, SLS) 등과 같은 다양한 하중조건들을 산출하였다. 수동형 방화 구조물의 3차원 유한요소해석 모델을 생성하고, 산출된 하중조건을 적용하여 유한요소해석을 이용한 구조응력 및 변형의 결과를 도출하였다. 구조해석결과를 NORSOK, Eurocode 3 등의 코드체크(Code check)가 가능한 전용 프로그램에 연동하여 수동형 방화 구조물의 모든 구조부재에 대해 강도평가를 수행하고 구조설계의 건전성을 평가하였다.

1. 서 론

해양플랜트는 구조의 안전한 설계를 위해서 해양플랜트 설치해역의 다양한 해양환경 뿐만 아니라 화재 및 폭발과 같은 극한 상황에 대한 평가와 검토가 필요하다. 특히 화재나 폭발과 같은 사고는 환경적과 물리적으로 대규모 피해를 유발할 뿐만 아니라 많은 인명피해를 줄 수 있다. 대표적인 사고 사례로 1988년 Piper Alpha Fixed Platform(원유 생산 플랫폼)에서 발생한 화재 폭발사고로 167명의 인명피해 뿐만 아니라 대규모 환경 피해를 일으킨 사고이다. 이러한 위험상태에서 해양플랜트 작업인원의 안전한 대피를 위해서 해양플랜트는 탈출전용시설이 요구되며, 이러한 시설의 형태 중에 하나로 수동형 방화 구조물(Passive Fire Protection, PFP)이 널리 사용되고 있다. PFP의 합리적인 구조설계를 구현하기 위해서는 해양설계코드의 규정에 적합하도록 설치해역의 해양환경하중과 더불어 화재 및 폭발하중을 고려한 구조강도 평가가 필요하다.

김정환 외(2014)은 화재사고시 PFP 효과를 고려한 구조응답 해석 기법을 CFD(Computational Fluid Dynamics) 해석코드인 KFX프로그램을 이용하여 화재 전산유체역학 해석으로 수행하였으며, 해석결과를 LS-DYNA프로그램으로 연동하여 열전달 해석과 구조응답해석을 수행하였다. 또한, 박세용 외(2015)은 3000m 심해저에 설치 가능한 SIL3급 클러스터형 매니폴드의 프레임 구조설계 평가를 위해 API, DNV 등에서 제공하는 사업 표준의 검토를 통하여 하중성분을 결정하여 해석을 수행하였으며, 해석결과를 코드체크프로그램과 연동하여 기본 구조설계 과정의 타당성을 입증하였다. 본 연구에서는 북해 지역에 설치가 가능한 해양플랜트용 PFP의 구조설계를 검증하기 위한 해양구조설계코드 기반 강도평가를 수행하였다. 25년의 설계 수명을 가지는 해양플랜트용 PFP의 주요 부재에 대해 안전성을 확보할 수 있도록 북해의 해양환경하중, 폭발하중, 지진하중 등을 조합하여 극한한계상태(Ultimate Limit State, ULS), 사고한계상태(Accidental Limit State, ALS), 사용한계상태(Service Limit State, SLS)등과 같은 다양한 하중조건들을 산출하였다. PFP의 3차원

유한요소해석 모델을 생성하고, 산출된 하중조건을 적용하여 유한요소해석을 이용한 구조응력 및 변형의 결과를 도출하였으며, 결과를 Eurocode 3, NORSOK 등의 코드체크가 가능한 전용프로그램을 연동하여 PFP의 모든 부재에 대해 강도평가를 수행하고 구조설계의 건전성을 평가하였다.

2. 설계하중

2.1 설계 하중 조건

해양플랜트용 PFP는 약 25년의 설계 수명을 가지고 있으며, DNV RP C205(DNV, 2010)과 Eurocode 3(NS-EN-1993-1-1, 2005)의 규정에 의한 북해의 해양환경하중, 폭발하중, 지진하중, 풍하중 등 다양한 하중조건들의 고려가 필요하다. Table 1에 설계하중으로 고려되야 할 사항들을 정리하였다.

Table 1 Load case description

Load Case	Load Description
DEAD	Dead Load PFP Modular Structural member only
USTR	Blast / Fire Wall
	Plate for Escape Way
	Seal Plate for frame
Live Load	
LLTN	Live Load on PF Modular of 4.0 kN/m2
LLWK	Live Load on PF Modular of Roof 4.0 kN/m2
Snow Load	
SNOW	Snow Load at the PFP Modular Roof of 0.5kN/m2
	Wind Load
WPY	Wind Load in +Y Direction
WNY	Wind Load in -Y Direction
Blast Load	
BEXP	Blast Load on PFP Modular Exposed Area
BLOC	Blast Load on PFP Local Panel Area
Seismic Load	
SE-X	Seismic Load in X Direction (0.146g)
SE-Y	Seismic Load in Y Direction (0.249g)
SE-Z	Seismic Load in Z Direction (0.531g)
Transportation	
TR-X	Transportation Load in X Direction (0.09g)
TR-Y	Transportation Load in Y Direction (0.49g)
TR-Z	Transportation Load in Z Direction (0.39g)

2.1 설계 하중 조합

PFP가 받는 다양한 하중 상태를 조합하여 극한한계상태, 사고한계상태, 사용한계상태등과 같은 다양한 하중조합을 NORSOK N-004(NORSOK STANDARD, 2007)과 DNV OS C010(DNV, 2011) 등에 의해 산출하였으며, 규정에 명시된 조건에 맞게 총 31개의 하중 조합을 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Load combination (ULS, SLS, ALS)

Case	ULS-A		ULS-B	
	101	102	111	112
DEAD	1.3	1.3	1.0	1.0
USTR	1.3	1.3	1.0	1.0
LLTN	1.0	1.0	1.0	1.0
LLWK	-	-	-	-
SNOW	1.0	1.0	1.0	1.0
WPY	0.7	-	1.3	-
WNY	-	0.7	-	1.3

Case	ULS-A		ALS(Environmental)	
	201	202	301	302
DEAD	1.0	1.0	1.0	1.0
USTR	1.0	1.0	1.0	1.0
LLTN	1.0	1.0	1.0	1.0
LLWK	-	-	-	-
SNOW	1.0	1.0	1.0	1.0
WPY	1.0	-	2.4268	-
WNY	-	1.0	-	2.4268

3. PFP 구조해석 모델

PFP의 모든 부재들의 물성치는 SS316(MatWeb, 2016)으로 물성정보는 Table 3에 나타내었으며, 유한요소모델은 Hyper Works(Altair, 2015)을 이용하여 Fig. 1 에 나타낸 바와 같이 프레임 부재는 1D Beam 요소를 이용하였으며, 판 부재들은 2D Shell 요소를 이용하여 총 141,042개의 요소로 3차원 유한요소모델을 생성하였다. 구속조건은 PFP가 해양플랜트에 연결되는 부분인 하부 8개의 절점과 후면 8개의 절점에서 6자유도 구속을 하였다.

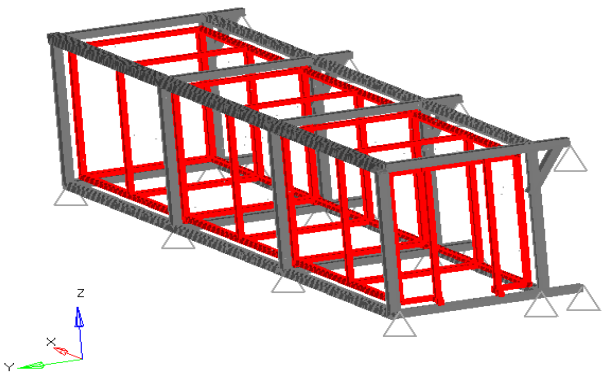


Fig. 1 Passive fire protection model

Table 3 Material (SS316)

Material name	SS316
Elasic modulus	210000 MPa
Poisson's ratio	0.3
Density	7.85×10^{-9} N-s2/mm4
Yield strength	240 MPa

Fig. 2에는 대표적으로 ULS-A의 설계하중 조합을 적용하여 수행된 구조해석 결과 중 전체프레임의 응력분포 결과를 나타내었다.

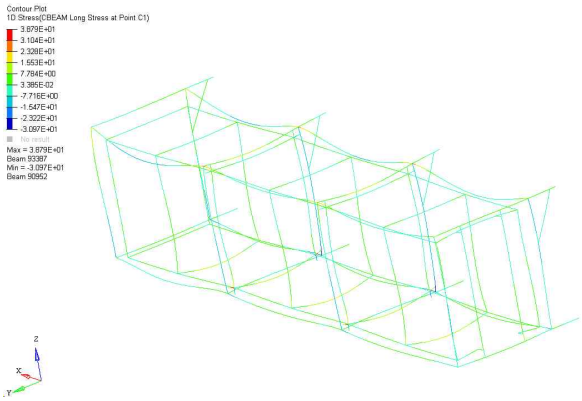


Fig. 2 Structure analysis result (1D stress)

4. 구조해석 및 코드체크 수행결과

유니티 성분은 조인트 연결조건 및 좌굴특성을 고려하여 부재에서 발생된 응력을 항복응력으로 나눈 값이 상용 유한요소 해석 프로그램은 부재의 유니티 성분을 도출하기가 어렵기 때문에 코드체크전용 프로그램을 사용해야 한다. 본 논문에서는 Eurocode 3에 기반한 강구조의 유니티 검토를 위하여 구조해석 결과를 코드체크 전용프로그램에 연동하여 수행하였으며, 코드체크를 위해 연동된 PFP 모델의 형상은 Fig. 3와 같이 나타냈다.

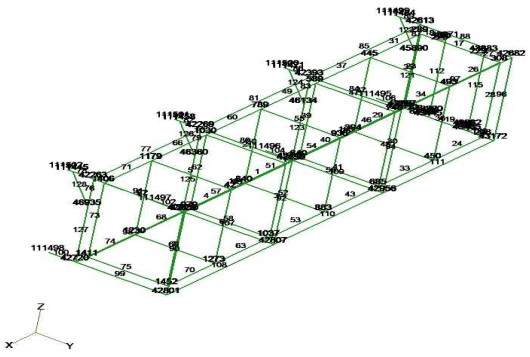


Fig. 3 Passive fire protection node & member number plot

Table 4는 각 하중조건 별 코드체크 수행결과의 최대 유니티 성분을 나타내었으며, Fig. 4는 모든 하중조건에서 대표적으로 각 부재 별 유니티 성분이 0.3이상인 부재를 나타내었다.

Table 4 Code check analysis results

Section	Member	Load Case	Max. Unity Check
ULS-A			
Box 100x100x6	3	101	0.15
Box 150x150x8	94	101	0.18
ULS-B			
Box 100x100x6	33	112	0.22
Box 150x150x8	76	112	0.19
ALS(Environmental)			
Box 100x100x6	48	301	0.17
Box 150x150x8	108	302	0.27

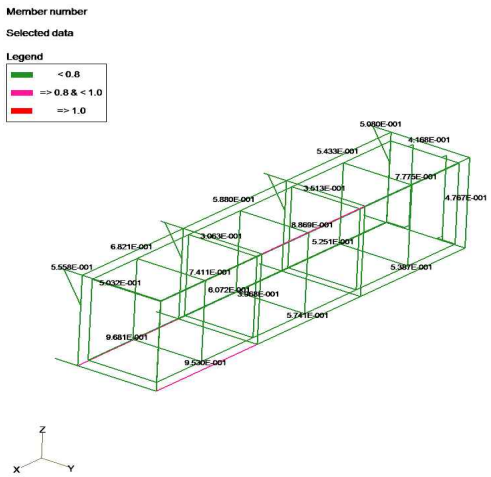


Fig. 4 Code check analysis results plot (UC > 0.3)

코드체크 수행결과 PFP의 모든 부재에서 유니티 성분이 1을 넘지 않았기 때문에 구조적으로 안전하다고 판단이 된다.

5. 결론

본 연구에서는 북해에서 운용되어지는 해양플랜트의 탈출전용시설인 PFP의 구조안전설계를 검증하기 위해 유한요소법을 기반으로 구조물의 프레임에 대해 구조해석 및 코드체크를 적용하여 검증하였다. 해석수행은 Eurocde 3, NORSOK, DNV등 다양한 규정검토를 통하여 설계하중을 산출하였으며, 극한한계상태, 사고한계상태, 사용한계상태 등으로 총 31가지의 설계하중 조합을 산출 하여 3차원 유한요소해석 모델에 적용시켜 구조해석을 수행하였다. 해석결과를 통해 코드체크 전용프로그램을 연동하여 유니티 성분을 검토하였으며, 검토결과 PFP의 모든 프레임

부재에서 유니티 성분이 1을 넘지 않았기 때문에 구조적으로 안전하다고 판단되었다. 추후 Corrugated Blast Wall에 대해 폭발 충격응답 해석을 수행할 것이며, 열 전달해석을 통해 FTP상에 명시된 조건을 기준으로 방열 안전성을 검증할 예정이다.

후 기

본 연구는 해양수산부의 출연금으로 수행한 해양안전 및 해양교통시설 기술개발산업(그린십 금속 의장부품 대체 난연, 내압 및 고강도 복합소재 개발 FD 1703)와 산업통상자원부의 산학융합지구 조성사업 및 조선해양산업퇴직인력 활용전문 인력양성사업의 연구결과입니다.

참 고 문 헌

김정환, 이동훈, 하연철, 김봉주, 서정관, 백점기 (2014). "해양플랜트 구조물의 화재 사고 시 PFP 효과를 고려한 비선형 구조응답 해석 기법에 대한 연" 한국해양공학회지 제28권, 제4호, pp 294-305.

박세용, 정준모 (2015). "심해저 원유 생산용 매니폴드 프레임 구조 기본 설계" 한국해양공학회지 제 29권, 제3호, pp207-216.

Altair (2015). HyperMesh User Manual. Altair, USA.

Det Norske Veritas DNV (2010). Recommend Practice DNV-RP-C205. DNV, Norway

Det Norske Veritas DNV (2011). Recommend Practice DNV-OS-C010. DNV, Norway

Eurocode 3 (2005). Design of Steel Structures, NS-EN 1993-1-1:2005

MatWeb, (2016). [Online] Available at: <http://www .matweb.com/search/

MSC (2010). "Adoption of the International Code for Application of Fire Test Procedures", RESOLUTION MSC.307(88)

MSC software (2010). MSC.NASTRAN User's Manual. MSC software, California.

NORSOK (2004). Design of Steel Structures Rev 2 NORSOK N-004, October

NORSOK (2010). Structureal Design Edition 7 NORSOK N-001, June

NORSOK (2007). Actions and Action Effects Edition 2 NORSOK N-003, September

해양설치작업 잭업바지용 리프팅 시스템의 구조 안전성 평가

박우창*·송창용*·박종환*·박윤용*·양정욱*·최보엽**·김문용***
*목포대학교 조선해양공학과
**중소조선연구원
***(주)명일정공

Structure Safety Assessment of Lifting System for Offshore Installation Jack-up Barge

Woo-Chang Park*, Chang-Yong Song*, Jonghwan Park*, Yoon-Yong Park*, Jeong-Wook Yang*, Bo-Youp Choi**, Mun Yong Kim****
*Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Mokpo, National University, Jeonnam, Korea
**Research Institute of Medium & Small Shipbuilding, Jeonnam, Korea
****Myung-Il Co. Ltd, Jeonbuk, Korea

KEY WORDS: Jack-up barge 잭업 바지, Lifting system 리프팅 시스템, Multi-ball holding clamp 다중 볼 홀딩 클램프, Structure safety assessment 구조 안전성 평가

ABSTRACT: 해양플랜트, 해양설비, 해양 신재생에너지 장치 등의 설치 및 유지보수 작업에 투입되는 대표적인 해양구조물 중에 하나인 잭업바지(Jack-up barge)는 선체 모서리에 장착되는 레그(Leg) 혹은 스퍼드(Spud)를 해저면에 착저시키고 기계적인 파지력을 이용하여 작업 안전성을 확보한다. 해양설치작업 잭업바지의 리프팅 시스템(Lifting system)은 스퍼드를 해양환경 상태에서 작동시키고 해저면에 착지 및 파지력을 유지시켜 주는 핵심 장비이다. 해양설치작업 잭업바지에 적용되는 대표적인 리프팅 시스템의 형태는 유압식 핀(Hydraulic pin) 형식과 랙-피니언(Rack-pinion) 형식으로 알려져 있다. 최근 리프팅 시스템의 파지력을 향상시키기 위한 새로운 형식의 구조설계가 고안되고 있으며, 새로운 형태의 리프팅 시스템에 대한 합리적인 구조설계를 구현하기 위해서는 해양설치작업 잭업바지에 관한 선급규정에서 요구하는 설계하중과 기계적인 작동하중을 고려한 구조강도 평가가 필요하다. 본 연구에서는 holding capacity 900톤급 해양설치작업 잭업바지용 리프팅 시스템의 파지력을 향상시키기 위한 신개념 다중 볼 홀딩 클램프(Multi-ball holding clamp) 형식 리프팅 시스템의 구조설계를 검증하기 위한 선급규정 기반 강도평가를 수행하였다. 새로운 형식의 리프팅 시스템의 구조 안전성을 확보할 수 있도록 선급에서 규정하는 이동식 해양구조물 갑판승강장치에 대한 하중조건과 작동 실린더의 기계적 하중들을 조합하여 하중조건을 산출하였다. 리프팅 시스템의 3차원 유한요소해석 모델을 생성하고, 산출된 하중조건을 적용하여 유한요소해석을 이용한 구조응력 및 변형의 결과를 도출하여 선급규정에서 제시된 허용응력을 기준으로 구조 안전성을 평가하였다. 900톤급 해양설치작업 잭업바지의 작업 안전성 확보와 관련하여 리프팅 시스템의 스퍼드 홀딩 실린더의 유효 출력 산정을 위해 파지력 수치 시뮬레이션을 수행하였다.

1. 서 론

잭업바지는 선체에 장착되는 레그 혹은 스퍼드를 해저면에 착저시키고 기계적인 파지력을 통해 작업 안정성을 확보하여 해양플랜트, 해양설비, 해양 신재생에너지 장치 등의 설치 및 유지보수 작업에 투입되는 대표적인 해양구조물 중에 하나이다. 잭업바지의 리프팅 시스템은 스퍼드를 해양환경 상태에서 작동 시켜 해저면에 착지 및 파지력을 유지시켜 주는 핵심 장비이며 잭업바지에 적용되는 리프팅 시스템으로는 유압식 핀 형식과 랙-피니언 형식이 대표적이나 최근 리프팅 시스템의 파지력을 향상시키고 기존 리프팅 시스템의 단점을 개선하기 위한 새로운 형식의 구조설계가 고안되고 있다. 새로운 형태의 리프팅 시스템에 대한 합리적인 구조설계를 구현하기 위하여 해양설치작업 잭업바지에 관하여 선급규정에서 요구하는 설계하중과 기계적인 작동하중을 고려한 구조강도 평가가 필요하다. 해양 설치 및 유지보수 작업에 투입되는 해양구조물에 관한 연구로써, 초기설계 단계에서 경제성과 구조 신뢰성을 동시에 확보할 수 있는 해상풍력발전기 자켓 지지구조물의 최적설계 및 신뢰성 해석 프로세스를 구축하고 최적설계 결과에 대하여 신뢰성 해석을 수행하고 구조신뢰성을 평가하였다 (이지현 등, 2014). 이동식 해양구조물 기술을 적용한 잭업 형식의 해상용 풍력발전 하부구조물을 설계하고 Code, FEM 기반의 설계평가 및 수조실증시험을 통해 구조물의 안전성을 확인하였다 (전정도 등, 2012). 잭업 바지선과 관련된 연구로써, 3MW급 해상풍력발전기의 안전한 운반을 위해 고안한 가이드 프레임의 적용에 관한 연구로 76m급 바지선의 정적 복원성 및 운동성능 평가를 통해 안정성을 평가하였다 (석준, 2017). 잭업바지에 설치되는 장비에 관한 연구로써 스퍼드캔 설계 프로세

스에 따라 서남해 연약지반 조건에 최적화된 스퍼드캔의 형상 및 크기를 도출하고, 설계된 스퍼드캔의 안정성 평가를 위한 복합하중 작용 시의 항복면을 제시하였다 (유진권, 2016). 해상풍력 발전기 설치선으로 사용되는 Jack-up leg의 각 형상 변화에 따른 Leg의 최대 변위와 최대 굽힘 응력의 변화를 비교하고 환경외력과 이에 따른 최적의 운동응답특성을 가지는 Leg 형상을 선정 및 운동방정식을 시간영역에서 해석하여 운동응답을 구하였다 (김지석, 2014). 기존 연구사례를 살펴보면 잭업바지의 안전성 평가 및 Leg와 Spud Can 등 잭업바지에 설치되는 장비에 대한 연구가 다수 수행되고 있으나 잭업바지의 핵심 장비인 리프팅 시스템에 대한 안전성 평가에 대한 연구는 부진한 실정이다. 이에 따라 본 연구에서는 Holding Capacity 900톤급 신개념 다중 볼 홀딩클램프 형식 리프팅 시스템의 구조설계를 검증하기 위한 선급규정 기반 강도평가를 수행하였다. 볼 홀딩클램프 형식 리프팅 시스템의 구조안전성을 확보할 수 있도록 선급에서 규정하는 이동식 해양구조물 갑판승강장치에 대한 하중조건과 작동 실린더의 기계적 하중들을 조합하여 하중조건을 산출하였다. 리프팅 시스템의 3차원 유한요소해석 모델을 생성하고, 산출된 하중조건을 적용하여 유한요소해석을 이용한 구조응력 및 변형의 결과를 도출하여 선급규정에서 제시된 허용응력을 기준으로 구조 안전성을 평가하였다.

2. 설계하중

2.1 바람하중

이동식 해양구조물 규칙 이동식 해양구조물 규칙 적용지침 (한국선급, 2017)에 따르면 항로 및 가동해역이 제한되지 않는 구조물은 규정하는 가동상태에서는 36 m/sec, 극한하중 상태에서는 51.5 m/sec 이상이여야 하며 풍압 P는 다음의 관계식으로 표현된다.

$$P = 0.5 C_h C_s p V^2 \times 10^{-3} \quad (kN/m^2) \tag{1}$$

여기서 V는 설계풍속, p는 공기의 밀도, C_h는 고도계수, C_s는 형상계수를 각각 나타낸다.

2.2 파랑하중

파랑하중은 IACS UR S27 규정(IACS,2010)에 따라 계산되며 이때 압력 P는 다음의 관계식으로 표현된다.

$$P = 0.5 \rho V^2 C_d C_s C_p \tag{2}$$

여기서 ρ는 해수의 밀도, V는 Gray Water의 속도, C_d는 형상계수, C_s는 Slamming 계수, C_p는 Protection 계수를 나타낸다.

2.3 Pre-load

Pre-load는 4개의 Leg중 대각선 방향 한 쌍의 Leg에 자중이 걸리며 jacking down이 되는 상태로 계산되어지며 본 연구에서는 실적선을 바탕으로 pre-load를 산정하였다.(ABS, 2016)

3. 볼 홀딩 클램프 형식 리프팅 시스템 수치시뮬레이션

3.1 볼 홀딩 클램프 형식 리프팅 시스템 유한요소 모델

본 연구에서 사용된 수치해석 모델은 4면체 솔리드 요소를 이용하여 Fig. 1에 수치해석 모델 형상을 나타내었다. Fig. 1에 나타낸 바와 같이 각 파트의 형상을 정밀하게 모사하기 위해 세밀한 유한요소를 고려하였고, 수치해석에 사용된 유한요소와 절점의 개수는 각각 4,437,173와 983,615이다. 모델의 재질은 Ball의 경우 SUJ2, KOMA의 경우 SM45C, 이외의 파트는 모두 SM490으로 구성되어진다. 구조해석은 범용 유한요소해석 프로그램인 Abaqus 솔버를 사용하였으며 Table 1과 같이 총 10개의 Load Case를 조합하고 해석을 수행하였다.

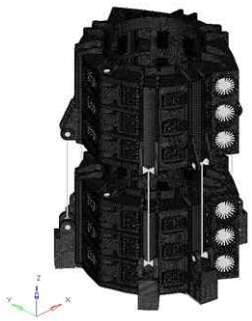


Fig. 1 Finite Element Model for ball type holding clamp system

Table 1 Load Cases

Load Case	Loading conditions for structure analysis [period of recurrence of 50 years]
LC-1	Normal raising of hull - static loadings
LC-2	Normal holding of hull - static loadings
LC-3	Normal lowering of hull - static loadings
LC-4	Pre-load raising - static loadings
LC-5	Pre-load holding - combined loadings
LC-6	Pre-load lowering - static loadings
LC-7	Normal raising of legs - static loadings
LC-8	Normal holding of legs - static loadings
LC-9	Normal lowering of legs - static loadings
LC-10	Severe storm holding - combined loadings

3.2 수치해석 결과

볼 홀딩 클램프 형식 시스템의 load case 1번에 대한 수치해석 변형 결과는 Fig. 2에 나타낸 바와 right clamp에서 0.132mm의 미세한 변형이 일어났으며 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 Ball에서 212.832MPa의 응력 분포가 나타났다.

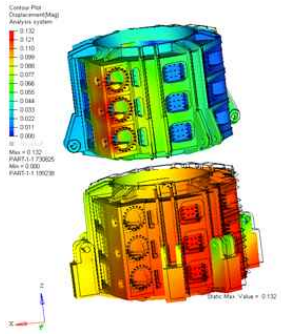


Fig. 2 Defromation contour results of ball type holding clamp system

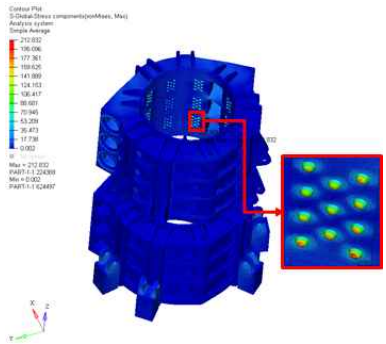


Fig. 3 von-Mises equivalent stress contour results of ball type holding clamp system

선급 규정에서는 static loading의 경우 재료 항복응력의 70%, combined loading의 경우 재료 항복응력의 90%를 기준으로 구조의 안전성을 평가하도록 명기되어 있다. 이에 따라 볼 홀딩 클램프 형식 시스템을 재질별로 분류하고 전체 load case에 대한 결과를 아래의 Table 2 ~ Table 11에 표기하였다.

Table 2 Deformation and Stress Result of LC-1

Load Case		LC-1 (static loadings)		
		Normal raising of hull		
Part	Material	Allowable limit [$0.7\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	212.83	0.125
KOMA	SM45C	240.1	82.92	0.130
Rest	SM490	220.5	70.10	0.132

Table 3 Deformation and Stress Result of LC-2

Load Case		LC-2 (static loadings)		
		Normal holding of hull		
Part	Material	Allowable limit [$0.7\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	384.83	0.037
KOMA	SM45C	240.1	148.45	0.060
Rest	SM490	220.5	125.23	0.218

Table 4 Deformation and Stress Result of LC-3

Load Case		LC-3 (static loadings)		
		Normal lowering of hull		
Part	Material	Allowable limit [$0.7\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	260.51	0.395
KOMA	SM45C	240.1	118.67	0.411
Rest	SM490	220.5	69.36	0.430

Table 5 Deformation and Stress Result of LC-4

Load Case		LC-4 (static loadings)		
		Pre-load raising		
Part	Material	Allowable limit [$0.7\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	309.66	0.583
KOMA	SM45C	240.1	153.00	0.614
Rest	SM490	220.5	76.72	0.654

Table 6 Deformation and Stress Result of LC-5

Load Case		LC-5 (combined loadings)		
		Pre-load holding		
Part	Material	Allowable limit [$0.9\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	630.61	0.060
KOMA	SM45C	240.1	231.57	0.083
Rest	SM490	220.5	227.44	0.408

Table 7 Deformation and Stress Result of LC-6

Load Case		LC-6 (static loadings)		
		Pre-load lowering		
Part	Material	Allowable limit [$0.7\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	361.92	0.927
KOMA	SM45C	240.1	189.14	0.967
Rest	SM490	220.5	110.81	1.030

Table 8 Deformation and Stress Result of LC-7

Load Case		LC-7 (static loadings)		
		Normal raising of leg		
Part	Material	Allowable limit [$0.7\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	222.54	0.122
KOMA	SM45C	240.1	91.66	0.122
Rest	SM490	220.5	70.22	0.135

Table 9 Deformation and Stress Result of LC-8

Load Case		LC-8 (static loadings)		
		Normal holding of leg		
Part	Material	Allowable limit [$0.7\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	222.51	0.181
KOMA	SM45C	240.1	91.67	0.181
Rest	SM490	220.5	70.22	0.181

Table 10 Deformation and Stress Result of LC-9

Load Case		LC-9 (static loadings)		
		Normal lowering of leg		
Part	Material	Allowable limit [$0.7\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	222.49	0.227
KOMA	SM45C	240.1	91.71	0.227
Rest	SM490	220.5	70.24	0.227

Table 11 Deformation and Stress Result of LC-10

Load Case		LC-10 (combined loadings)		
		severe storm holding		
Part	Material	Allowable limit [$0.9\times Y_s$ MPa]	Max. stress [MPa]	Max. Deform [mm]
Ball	SUJ2	959	279.41	0.025
KOMA	SM45C	240.1	123.38	0.068
Rest	SM490	220.5	67.69	0.226

Table 2에서 Table 11까지의 결과를 살펴보면 모든 Load Case에서 규정에 명기된 허용응력 기준을 만족하는 것으로 파악되었다.

4. 결 론

본 연구에서는 잭업바지에 장착되어 스퍼드를 해양환경 상태에서 작동 시키고 해저면에 착지 및 파지력을 유지시켜주는 핵심 장비인 볼 홀딩 클램프 형식 시스템의 구조 안전성을 평가하기 위해 선급 규정을 토대로 유한요소법을 기반하여 수치시뮬레이션을 수행하였다. 본 연구에서는 선급, IACS UR S27 규정과 실적선을 토대로 풍하중, 파랑하중, Pre-load를 산정하여 수치해석시뮬레이션을 수행하였다. 허용응력으로는 선급에서 규정한바와 같이 Static loading의 경우 재료 항복응력의 70%를, Combined loading의 경우 재료 항복응력의 90%를 허용응력으로 산정하였고 수치해석 시뮬레이션 결과로부터 볼 홀딩 클램프 시스템의 각 구성 재질에 대하여 von-Mises 등가응력이 허용응력 기준치를 만족 하여 구조적으로 안전한 것으로 파악되었다.

후 기

본 연구는 본 연구는 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원의 산학융합지구조성사업과 지역특화산업육성사업으로 수행된 연구결과입니다.

참 고 문 헌

김지석, 박민수, 구원철 (2014). “다양한 형상의 Jack-up Leg에 대한 해양 동역학적 수치해석“, 한국해양공학회지, 제28권, 제5호, pp 371-37.

석준, 백영수, 박종천, 김성용, 차태형, 양영준 (2017). “바지선을 이용한 해상풍력발전기 운반에 따른 안정성 평가“, 대한조선학회 논문집, 제54권, 제3호, pp 196-203.

유진권, 박두희 (2016). “ 복합하중을 고려한 국내 서남해 지반에서의 Spudcan 설계“, 한국지반환경공학회 논문집, 제17권, 제10호, pp 13-22.

이지현, 김수영, 김명현, 신성철, 이연승 (2014). “해상풍력발전기 자켓 지지구조물의 최적설계 및 신뢰성해석“, 한국해양공학회지, 제28권, 제3호, pp 218-226.

전정도, 전언찬 (2012). “5MW급 해상풍력 Sub-structure Jack-up Platform 최적화 설계“, 한국기계가공학회지, 제11권, 제6호, pp 115-122.

한국선급 (2017). “이동식 해양구조물 규칙 이동식 해양구조물 규칙 적용지침“, 한국선급

Abaqus (2017). “SIMULIA User Assistance 2017“, Dassault systems.

ABS(2016), “Marine Operation Manual for 90m Self-Elevating unit.“, ABS, Shanghai.

IACS (2010), “Strength Requirements for Fore Deck Fittings and Equipment“, IACS UR S27.

Pyramid Type Three-roll Bending Machine의 곡률 가공 정보 도출

홍규택*·이장현*
*인하대학교 조선해양공학과

Analysis of Plate Curvature by Pyramid Type Three-roll Bending Machine

KyuTack Hong*, Jang Hyun Lee*

*Depeartment Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Three-roll bending machine, Beam theory, Finite element analysis

ABSTRACT: *This study objective is determining vertical displacement of the center roller of pyramid type three-roll bending machine to produce the desired curvature plate. The model is a plate with rectangular cross-section on a three-roll bending machine. The analytical analysis for the relationship between center roller displacement and residual curvature of plate is carried out by considering geometry of process based on beam theory. Consequently, the analytical result is verified by finite element analysis using the information of center roller displacement which calculated from analytical analysis.*

1. 서 론

배의 선체 및 해양구조물을 이루는 곡률이 있는 외판의 곡가공 생산을 위해 많은 기계들이 사용된다. 일반적으로 pyramid type three-roll bending machine을 이용한 일차 곡가공이 이루어지고 있으며 Fig. 1에 pyramid type three-roll bending machine을 이용한 일차 곡가공 과정을 나타냈다. 대상 기계는 3개의 롤러(roller)로 이루어져 있으며 중앙 롤러(center roller)만이 수직 방향으로 움직이고 나머지 두 개의 양쪽의 롤러는 고정되어 가공 대상의 외판을 지지한다. 곡가공 과정에 대하여, 우선 가공 대상의 판이 중앙 롤러와 두 개의 양쪽의 고정된 롤러들 사이로 삽입된다. 그 다음 중앙 롤러에 수직 방향의 변위를 주어 판에 굽힘을 가한다. 마지막으로 롤러를 회전시켜 연속적으로 판에 굽힘을 가하여 가공한다.

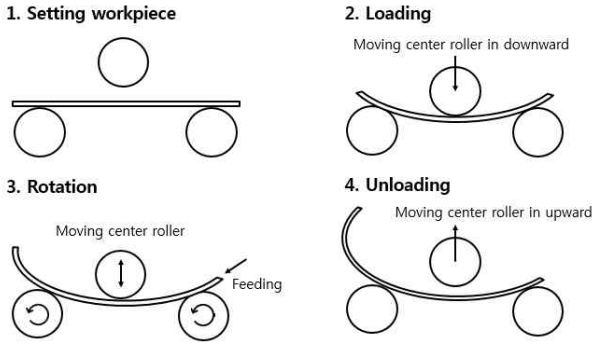


Fig. 1 Configuration of roll bending Procedure

일반적으로 위의 언급된 모든 곡가공 과정은 숙련된 기술자의 경험에 의하여 이루어진다. 효율적인 그리고 자동화된 일차 곡가공 과정을 수행하기 위해서는 모든 과정에서의 롤러들의 위치 정보가 필요하다. 때문에 이러한 일차 곡가공 과정에 대한 많은 연구들이 수행되었다. Hansen & Jannerup[1]은 빔 이론을 이용하여 곡가공 과정에서 Three-roll bending machine과 판의 기하학적 관계를 해석하였다. 또한 가공 대상의 판의 잔여 곡률(residual curvature)을 계산하여 실험 결과와 비교하여 좋은 결과를 얻었다. Hardt[2]은 Three point bending에서 연속적인 bump 가공 과정을 빔 이론을 이용하여 해석하였다. Kim[3]은 pyramid type three-roll bending machine에 의한 원하는 곡률의 판의 가공을 위한 해석과 곡가공 과정에서 나타나는 판의 응력과 변형률의 분포를 해석하였다.

본 연구는 pyramid type three-roll bending machine을 이용한 곡가공 과정에 대하여 효율적이고 자동적인 일차 곡가공 생산을 위해 가공 과정에 필요한 곡률 가공 정보를 도출하는 방법을 제시하였다. 빔 이론을 이용하여 일차 곡가공 과정에서 나타나는 가공 대상의 외판과 pyramid type three-roll bending machine의 기하학적 관계를 모델링하여 해석하였으며 해석을 통해 원하는 곡률의 외판 생산을 위한 중앙 롤러의 수직방향 변위 정보를 도출하였다. 도출된 정보로부터 유한요소 해석을 수행하여 도출된 결과의 타당성을 검토하였다.

2. 일차 곡가공의 기하학적 관계 해석

일차 곡가공 과정 중에서 계속해서 변화하는 pyramid type three-roll bending machine과 외판의 기하학적 관계를 빔 이론을 토대로 반복 계산 과정을 통해 해석을 수행하였다.

2.1 역학적 관계식

Fig. 1에서와 같이 일차 곡가공의 과정은 three point bending으로 모델링할 수 있다. three point bending 과정에서 외판이 겪는 작은 변형은 빔 이론을 사용하여 해석할 수 있으며 외판에 작용하는 굽힘 모멘트(bending moment)의 분포는 Fig. 2와 같이 가정할 수 있다. s는 외판의 호의 길이로 s_0는 왼쪽 롤러와 외판의 접촉점, s_1은 중앙 롤러와 외판의 접촉점, 그리고 s_2는 오른쪽 롤러와 외판의 접촉점이다. $M_p(s)$는 외판의 호의 길이에 따른 굽힘 모멘트로 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_p(s)=\begin{cases} M_p(s_1)\dfrac{s-s_0}{s_1-s_0} & \text{for } s_0 \le s \le s_1 \\ M_p(s_1)\dfrac{s_2-s}{s_2-s_1} & \text{for } s_1 \le s \le s_2 \end{cases} \quad (1)$$

빔 이론의 모멘트와 곡률의 관계식[4]을 이용하여 위치 s에서 단면적의 모멘트 분포는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$M(s)=2b\int_0^{t/2}\sigma\eta d\eta=\frac{2b}{\kappa^2(s)}\int_0^{\epsilon_{\max}}\sigma(\epsilon)\epsilon d\epsilon \quad (2)$$

여기에서 b는 외판의 폭, t는 외판의 두께, σ는 외판의 응력, η는 단면적 중심에서 수직방향 거리, $\kappa(s)$는 위치 s에서 곡률 값, 그리고 $\epsilon_{\max}=(t/2)\kappa(s)$을 의미한다.

Fig. 3는 같은 위치의 단면적에서 전형적인 모멘트와 곡률의 관계[4]를 나타낸다. M_p는 소성 모멘트(plastic moment), κ_p는 소성 모멘트에서의 곡률, M_y는 항복 모멘트(yield moment), κ_y는 항복 모멘트에서의 곡률, 그리고 κ_r은 단면적 중심에서의 잔여 곡률(residual curvature)이다. Fig. 1의 곡가공 과정에서 외판에 작용하는 모멘트에 의한 곡률 변화를 화살표를 이용하여 나타냈다. 탄소성(elastic-plastic) 거동에서 나타나는 잔여 곡률을 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

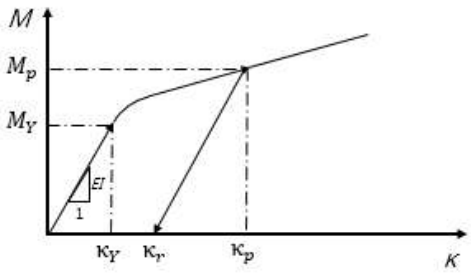


Fig. 3 Moment-Curvature curve for elastic-plastic beam

$$\kappa_r(s)=\kappa_p(s)-\frac{M_p(s)}{EI} \quad (3)$$

E는 탄성계수, 그리고 I는 2차 면적모멘트이다.

2.2 기하학적 변수

일차 곡가공 과정에서 나타나는 pyramid type three-roll bending machine과 외판의 기하학적 관계[1]를 Fig. 4에 나타냈다. Fig. 1에서 정의된 s_0, s_1, 그리고 s_2가 Fig. 4에서 또한 정의되었다. θ_0는 s_0에서 외판과 x방향이 이루는 각도, θ_1과 θ_2 역시 s_1과 s_2에서 외판과 x방향이 이루는 각도, x_0,x_1, 그리고 x_2는 각각 s_0, s_1, 그리고 s_2의 x방향 좌표 값, y_0,y_1, 그리고 y_2는 각각 s_0, s_1, 그리고 s_2의 y방향 좌표 값, r은 롤러의 반지름, 그리고 a는 중앙 롤러와 왼쪽 롤러, 그리고 오른쪽 롤러 사이의 거리이다. pyramid type three-roll bending machine과 외판 사이의 기하학적 관계에서 나타나는 변수를 식 (4)에 나타냈다.

$$\theta_1=\theta_0+\int_{s_0}^{s_1}\kappa_p(s)ds \quad (4\text{-a})$$

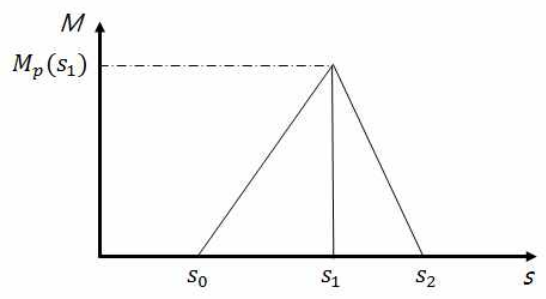


Fig. 2 Distribution of bending moment in three roll bending

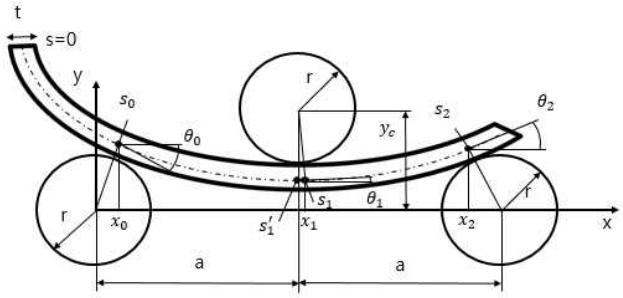


Fig. 4 Geometric relationship between rollers and workpiece

$$x_1 = x_0 + \int_{s_0}^{s_1} \cos\left(\theta_0 + \int_{s_0}^{s_1} \kappa_p(s)ds\right)ds \quad (4\text{-b})$$

$$y_1 = y_0 + \int_{s_0}^{s_1} \sin\left(\theta_0 + \int_{s_0}^{s_1} \kappa_p(s)ds\right)ds \quad (4\text{-c})$$

$$\theta_2 = \theta_1 + \int_{s_1}^{s_2} \kappa_p(s)ds \quad (4\text{-d})$$

$$x_2 = x_1 + \int_{s_1}^{s_2} \cos\left(\theta_1 + \int_{s1}^{s_2} \kappa_p(s)ds\right)ds \quad (4\text{-e})$$

$$y_2 = y_1 + \int_{s_1}^{s_2} \sin\left(\theta_1 + \int_{s_1}^{s_2} \kappa_p(s)ds\right)ds \quad (4\text{-f})$$

$$a = rsin\theta_0 + (x_1 - x_0) + rsin\theta_0 \quad (4\text{-g})$$

$$a = rsin\theta_1 + (x_2 - x_1) + rsin\theta_2 \quad (4\text{-h})$$

$$y_2 = rsin\theta_2 \quad (4\text{-i})$$

2.3 중앙 롤러의 위치 계산 과정

pyramid type three-roll bending machine을 이용하여 원하는 곡률의 외판 곡가공을 위한 (Hansen N. E.)[1]의 중앙 롤러의 위치 계산 과정을 Fig. 5에 나타냈다. Fig. 5 의 반복 계산 과정을 통해 외판의 원하는 위치에서 목표로 하는 잔여 곡률에 대한 중앙 롤러의 위치를 계산할 수 있다. 연속적인 굽힘 과정을 위치에 따른 단계로 나누어 계산을 수행하였다.

2.4 곡률 가공 정보 도출 결과

Fig. 5의 계산 과정을 통해 일정한 곡률을 갖는 외판의 곡률 가공을 위한 중앙 롤러의 정보를 도출하였다. 계산에 사용된 계수들의 정보는 Table 1에 나타냈다.

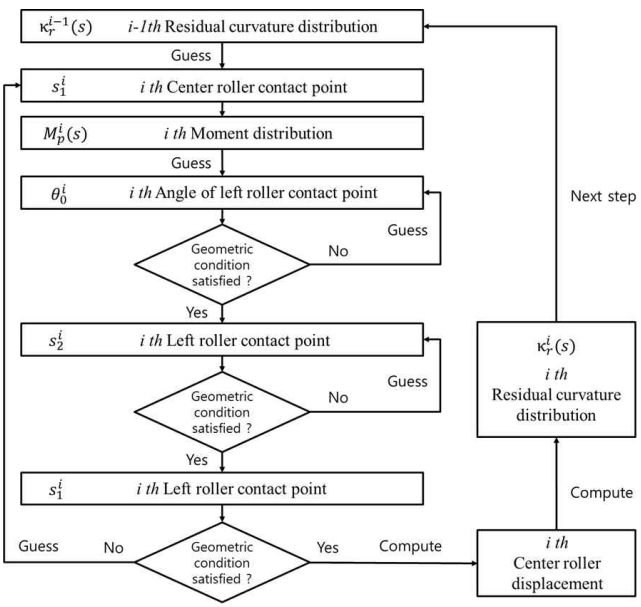


Fig. 5 Flow chart for calculation of center roller position

Table 1 The parameters for calculation

Plate length, L	1 m
Plate width, B	1 m
Plate thickness, t	0.015 m
Radius of rollers, r	0.05 m
Distance between side roller and center roller, a	0.12 m
Young's modulus, E	71 GPa
Yield stress, σ_y	280 MPa
Tangent modulus E_t	500 MPa

외판의 위치에 따른 목표하는 곡률 값을 Fig. 6에 나타냈다. 외판의 모든 위치에서 3.8의 일정한 곡률을 갖도록 목표하였다. Fig. 6의 위치에 따라 목표하는 곡률의 외판을 가공하기 위한 중앙 롤러의 위치 정보를 Fig. 5의 반복 계산 과정을 통해 구하였으며 Fig. 7에 나타냈다.

3. 유한요소 해석을 이용한 검증 결과

목표하는 곡률의 가공을 위한 중앙 롤러의 위치 정보 도출 결과를 검증하기 위해 유한요소 해석을 수행하였다.

ANSYS를 이용하여 Plane strain 해석을 수행하였다. Fig. 5의 계산 과정을 통해 구한 중앙 롤러의 위치 정보를 해석에 적용하

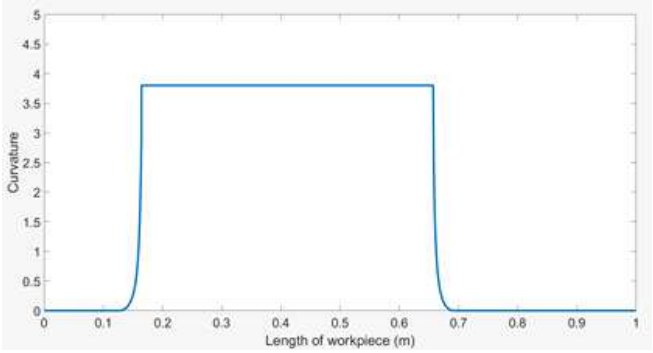


Fig. 6 Target curvature distribution of workpiece

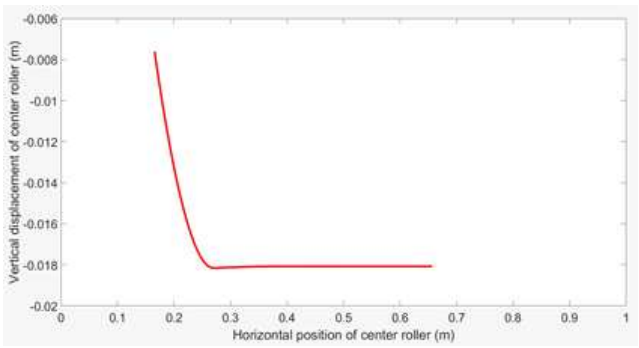


Fig. 7 Vertical displacement of center roller

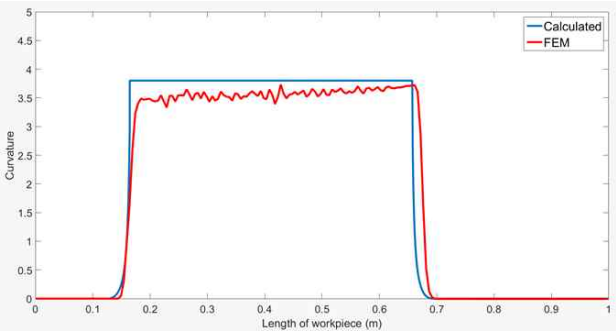


Fig. 8 Comparison between FEM result and Analytic result

였고 최종적으로 구해진 외판의 변형으로부터 외판의 호의 길이에 따른 곡률 값을 계산하여 Fig. 6에 나타난 위치에 따른 일정한 목표 곡률과 비교하여 Fig. 8에 그 결과를 나타냈다. 유한요소 해석을 이용한 검증 결과 빔 이론을 이용한 반복 계산 과정을 통해 도출된 중앙 롤러의 위치 정보가 타당함을 Fig. 8의 비교 결과로부터 확인할 수 있었다.

5. 결 론

본 논문에서는 빔 이론을 이용하여 일차 곡가공 과정에서 나타나는 pyramid type three-roll bending machine와 외판의 기하학적 관계를 해석하여 목표하는 곡률의 외판을 가공하기 위한 중앙 롤러의 위치 정보를 도출하였다. 도출된 정보를 검증하기 위해 유한요소 해석 방법을 사용하였으며 도출된 정보를 기반으로 해석을 수행한 결과가 목표하는 곡률에 맞게 결과가 나타남을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 해양플랜트특성화대학사업 및 산업통상자원부 KIAT 지원의 조선해양산업 퇴직인력 활용 전문인력양성사업 지원을 받아 수행되었습니다.

참 고 문 헌

Hansen, N.E., and Jannerup, O. (1979). “Modelling of Elastic-Plastic Bending of Beams Using a Roller Bending Machine”, ASME J. Eng. Industry, 101, pp 304-310.

Hardt, D.E., Wright, A., and Constantine, E. (1990). "A Design-Oriented Model of Plate Forming for Shipbuilding", Journal of Ship Production, Vol. 6, No, 4, pp. 212-216.0

Kim, Y.I., Shin, J.G., and Lee, J.H. (1996). " Analysis of plate bending by pyramid type three-roll bending machine", Trans. of the Soc. of Naval Archi. of Korea, 33(4), pp. 1-9.

Craig Jr, R.R. (2011). Mechnics of Materials, 3th ed.,John Wiley&Sons, United States of America.

열변형을 고려한 공차분석 사례 연구

양진혁 · 현충민 · 이정태 · 이명수
삼성중공업 중앙연구소

A Case Study of Tolerance Analysis Considering Thermal Deformation

Jinhyuk Yang, ChungMin Hyun JungTae Lee and MyungSu Yi

Central Research Institute, Samsung Heavy Industry Co. Ltd, Geoje-si, Korea

KEY WORDS: Tolerance analysis 공차분석, Monte Carlo simulation 몬테카를로 시뮬레이션, Thermal deformation 열 변형

ABSTRACT: *Manufacturing of ship and offshore structures, welding is the primary joining method. Because welding distortion is inevitable, weld deformation in the preceding is cumulative in the subsequent process and requires a large modification work. Accumulated weld deformation affects the dimensional quality of the structure and can cause mis-matches in the process of connecting or assembling other structures. FEA is useful for estimating the cause because it obtains the result value only for the representative parameter, but there are limitations in preparing the countermeasure.*
In this paper, we studied the dimensional quality problems caused by welding deformation with tolerance analysis.

1. 서 론

오늘날의 조선 및 해양구조물 제작 방법은 소형 구조물을 먼저 제작한 후, 이를 모아서 대형 구조물을 완성하는 형태이다. 따라서, 선행 공정에서의 완성품은 후행 작업이 가능토록 치수 품질이 관리되어야 하므로 교정 작업이 병행되기도 한다. 만약 교정 작업이 생략된 경우 선행 작업에서 누적된 치수 불량에 대해 후행 작업에서 더 큰 교정 비용으로 감당해야만 최종 제품을 고객에게 인도 가능하다.

철구조물 제작은 대부분 용접으로 이뤄지며 필연적으로 용접 변형을 수반한다. 이러한 용접 변형은 용접 조건, 작업 순서, 구조물의 기하학적 특징 등의 다양한 변수로 인해 복잡한 구조물에선 변형 예측이 쉽지 않다. 뿐만 아니라, 선행 작업의 용접 변형 결과는 후행 작업의 초기 조건에 반영되므로 최종 제품의 치수불량에 대해 원인을 파악하는 것은 제작 공정 전체 단계에 대해 분석이 필요한 작업이다.

이러한 원인 파악 목적으로 용접 변형의 주요 인자에 대해 대푯값만 선택하여 수행하는 FEM이 주로 활용되나 변형에 영향을 미치는 다양한 인자 간의 민감도를 고려할 수 없기 때문에 변수 변경을 통한 반복 해석을 통한 경향성 분석이 병행되지 않는다면 변형 억제를 위한 대책 마련에는 한계가 있다.

열변형을 고려한 공차 분석과 관련된 연구로는 공차해석을 위한 용접변형 모델을 제안하고(최우영 등, 2013), 용접 변형량을 DB화하여 분석에 활용한다(임현준 등, 2005). 조립을 고려한 연구로는 휴대전화기의 형상 품질 개선을 위해 단위 부품의 공차를 조절한 설계사례가 있다(이래우 등, 2012). 본 연구에서는 구조물 간의 조립 시 용접변형을 결합한 사례를 소개하고자 한다.

2. 개 요

철구조물은 용접으로 제작되므로 제작 방법에 따라 변형량이 다르게 나타난다. 그러므로 설계과정에서 제작 방법을 결정하면서 치수 품질을 예상할 수 있다. 즉, 야드에서 제작되는 'A'구조물과 'B'구조물을 조립(또는 설치)할 때 일반적으로 고려되는 허용공차 관계는 다음과 같다.

$$T_{total} \geq T_A + T_B \tag{1}$$

즉, 'A', 'B'구조물이 각각의 제작공정에서 허용 공차를 만족하면 후행 공정에선 수정 비용 발생이 최소화된 상태로 작업 가능토록 공차할당을 수행하게 된다.

하지만, 'A'구조물은 yard에서 제작하고 'B'구조물은 사외에서 제작되는 발주품인 경우, 제작 기간 및 설치 시점을 감안할 때 통상적으로 설계 초기 단계에 발주가 진행되므로 두 구조물 간의 조립 조건이 고려된 공차설계의 정밀도가 낮으므로 아래의 조건만 확인된 상황에서 공정 진행된다고 볼 수 있다.

$$T_{total} \geq T_A \tag{2}$$

$$T_{total} \geq T_B \tag{3}$$

'A', 'B'구조물의 치수 품질 수준이 예측이 어렵기 때문에 아래와 같은 경우로 인해 수정비용이 추가되기도 한다.

$$T_{total} \leq T_A + T_B \tag{4}$$

'A'구조물은 yard의 제작 품질 수준이고, 'B'구조물은 제작처에서 fabrication tolerance가 제공되므로 이를 기반으로 분석가능하다.

3. 열 변형

이전 단락에서는 공차 누적이라는 관점에서 서술하였다면, 이번에는 'A'구조물과 'B'구조물의 조립을 위해 필요 공정인 용접 변형(필요 시, 교정작업 포함) 관점에서 살펴보기로 한다.

'A'구조물과 'B'구조물에는 각각의 DRF(Datum Reference Frame)이 존재한다. 만약 조립될 용접부 기준으로 'A'구조물과 'B'구조물의 DRF를 설정하면 일치하게 된다.

용접이 수행되면, 용접변형에 의한 DRF 간에 병진 및 회전 이동이 발생하므로 불일치하게 된다. 즉 설치에 의한 용접 변형을 고려하려면 DRF의 이동에 대해 올바른 정의가 되어야 함을 알 수 있다.

4. 해석 SW를 이용한 사례연구

yard에서 제작되는 Hull을 'A'구조물, 사외 발주품을 'B1', 'B2'구조물이라고 할 때, 아래 그림과 같다.

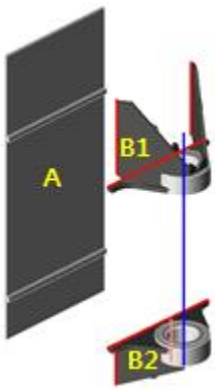


Fig. 1 Shape of Structures

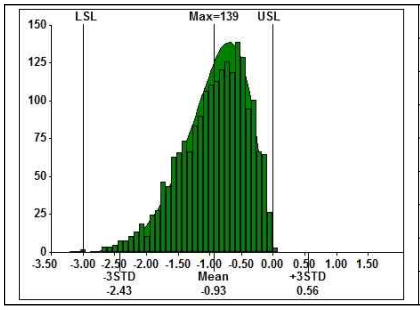
설치 완료 시, 허용공차는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$T_{total} \geq T_A + T_{(B1+B2)} + T_{set} + T_{weld} \quad (5)$$

T_A는 'A'구조물의 제작 공차, T_{B1+B2}는 'B1+B2'구조물의 제작 공차, T_{set}은 설치 작업 세팅 공차, T_{weld}용접변형이다.

다양한 공차 간의 민감도 분석을 통한 유의미한 인자를 파악하기 위해 3DCS에 제공하는 Monte carlo simulation 기능 기반인 분석방법을 활용하였다.

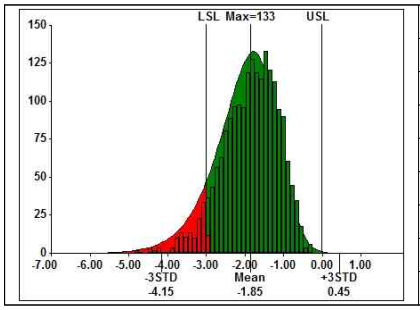
T_{B1+B2} 경우, 제작처에서 제공되는 fabrication tolerance가 제공되지만 FAT(Factory Acceptance Test)시점에 가조립 수행 후, 합겹된 경우에 한해 입고되는 조건을 반영한 결과 아래와 같다.



Runs	2000
Nominal	0.00
Mean	-0.93
6STD	2.99
Min.	-2.98
Max.	-0.03
L-OUT%	0.00
H-OUT%	0.00
Tot-OUT%	0.00

Fig. 2 Tolerance analysis for B1&B2 structure

T_A, T_{set} 및 T_{weld}를 고려하면 아래와 같은 결과를 얻게 되며, 7.4%확률로 설치 실패가 예상된다.



Runs	2000
Nominal	0.00
Mean	-1.85
6STD	4.59
Min.	-6.91
Max.	-0.22
L-OUT%	7.40
H-OUT%	0.00
Tot-OUT%	7.40

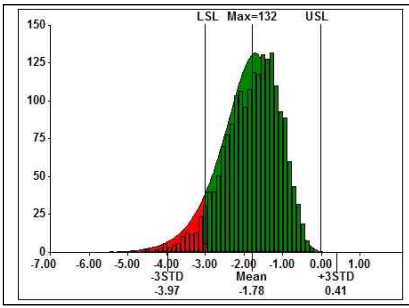
Fig. 3 Tolerance analysis after installation (Case1)

설치에 영향을 주요인자 별 민감도는 다음과 같이 평가된다.

Table 1 Analysis result of tolerance sensitivity

Tolerance	Percentage ranking [%]
T_{B2}	38.19
T_A, (at 'B2')	35.38
T_A, (at 'B1')	13.92
T_{B1}	11.43
T_{set}	1.08

이 때, T_{weld}가 민감도 평가에서 나타나지 않는 이유는 'A'구조물과 'B1+B2'구조물 사이에서 조립조건으로 반영되면서 두 구조물 사이의 gap이 '0'이 되도록 한다. 따라서 민감도 평가에는 반영되지 않지만, 'B1+B2'구조물의 DRF의 회전 및 평행이동 역할을 하기 때문에 용접변형 인자를 변경하면, 아래 그림과 같이 T_{total}이 변경되므로, 공차 분석에 영향인자 임을 알 수 있다.



Runs	2000
Nominal	0.00
Mean	-1.78
6STD	4.38
Min.	-6.56
Max.	-0.21
L-OUT%	5.50
H-OUT%	0.00
Tot-OUT%	5.50

Fig. 4 Tolerance analysis after installation (changing weld value)

5. 결 론

조선 및 해양구조물의 제작 및 설치에서 있어서 제품의 허용 공차를 만족시키기 위해 선행 및 후행 공정에서 엄격한 치수관리가 실시된다. 용접변형에 의해 허용 공차를 벗어나는 경우, 수정을 통한 교정 작업이 이뤄지고 있다. 최종제품의 허용 공차를 알고 있으므로 각각의 중간제 제품에 대해 공차할당을 통해 치수관리를 수행하고 있다.

본 연구에서는 각각의 중간제 제품이 용접을 통해 조립 또는 설치될 때의 공차분석 사례를 살펴보았다. 구조물 간의 조립 시, 용접변형에 의한 공차는 DRF이 이동을 유발함으로서 관리하고 하는 허용 공차에 영향을 미치고 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

최우영, 정현 (2013). “용접 변형을 고려한 변형 조립체의 공차 해석 모델링”, 2013 한국CAD/CAM학회 학술발표회 논문집, pp 483-488.

임현준, 이동열, 이재열, 권기억, 신종계(2005). “용접 변형을 고려한 효율적 공차해석 개법 개발”, 대한기계학회논문집, A권, 제29권, 제10호, pp 1377-1383.

이래우, 정하승, 지해성, 임현준(2012). “슬라이드형 휴대전화기 측면 갭의 품질개선을 위한 부품 공차설계”, 한국CAD/CAM학회 논문집, 제17권, 제6호, pp 398-408.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

설계-건조

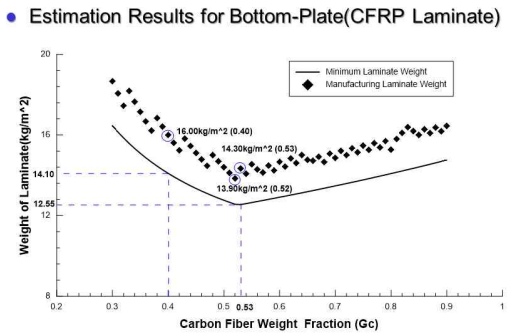
복합소재 적층판 경량화 알고리즘을 이용한 CFRP(탄소섬유강화플라스틱) 고속선 최적설계

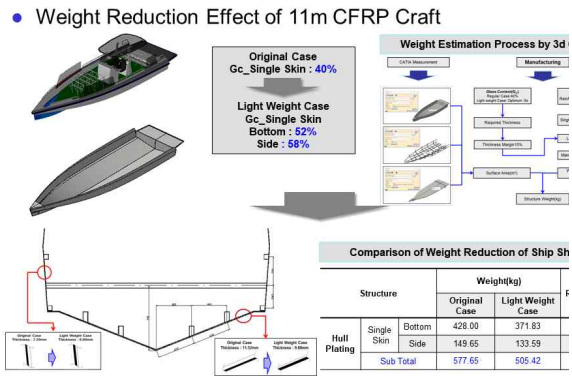
한지강 · 정숙현(목포해양대학교 대학원) · 이동건 · 오대균(목포해양대학교 조선해양공학과)

최근 친환경, 고효율 선박개발 트렌드에 따라 선체 중량의 경량화가 매우 중요한 요소로 부각되고 있으며, 이에 따라 연안여객선, 레저선박 등의 소형선박도 알루미늄, CFRP 등의 경량화 소재를 채택하고 있다. 특히 CFRP의 경우 고부가가치 소재 이미지와 뛰어난 물성 특성 때문에 고급 요트와 군경 용 특수목적 선박에 적용되는 사례가 늘고 있다.

복합소재 선체구조 적층판 경량화 알고리즘은 복합소재 구조의 종류 및 유리섬유의 종류 등에 따라 복합소재 적층판의 단위면적 당 무게를 최소화 하는 적정 강화섬유 비율(GC: Glass Content)을 결정해주는 알고리즘이다. 이는 소형선박의 구조설계와 안정성을 다루고 있는 ISO 12215와 RINA(이탈리아선급협회)의 Pleasure Yacht Rule에 기반하고 있다.

본 연구에서는 앞서 개발된 11m 길이의 CFRP 고속 경비정(SURC: Small Unit River-line Craft)에 이 경량화 알고리즘을 적용함으로써, CFRP의 비강도 특성을 극대화하고자 하였다.





연구결과 단일 적층판(Single-skin) 구조 선저판의 경우 기존 16.00kg/m^{2}에서 13.90kg/m^{2}으로, 선측판의 경우 기존 9.97kg/m^{2}에서 8.90kg/m^{2}으로 경량 최적화할 수 있었으며 이때의 탄소섬유 최적 함침율(Gc)은 각각 선저판 52%와 선측판 58%로 도출되었다. 3D CAD 모델을 활용하여 선체 중량을 추정한 결과, 본 연구에서 제안한 경량화 최적설계 결과를 적용할 경우 설계원안 대비 약 12.5%의 선체 경량화가 가능한 것으로 확인할 수 있었다.

경량화 설계결과에 따라 중앙단면 설계를 재실시 하였으며 종강도 평가를 재수행한 결과 선급규정에 문제가 없음을 확인하였다. 선체 종강도 평가에 있어서 허용응력에 대한 굽힘응력 비율은 6.5%에서 4.9%로 소폭 감소한 결과를 보였으며, 이는 경량화 최적설계에 의한 구조치수 감소로 굽힘응력이 소폭 증가한 반면, 탄소섬유의 함침율 증가로 적층판의 허용응력이 증가하였기 때문으로 추정할 수 있었다.

향후에는 강화재로 사용된 탄소섬유의 함침율 변화에 따른 CFRP 적층판의 재료시험을 통하여, 경량화 설계결과에 대한 추가 신뢰성을 확보하기 연구를 수행할 예정이다.

※ 본 연구는 교육부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업(NRF-2017R1D1A3B03032051)과 2017년도 산업통상자원부의 재원으로 한국산업기술평가원(KEIT)의 지원(No. 10053831)을 받아 수행한 연구결과임을 밝히며, 지원에 감사드립니다.

DMWorks 기반 횡동요를 고려한 무인반잠수정의 시뮬레이션 모델링

정미진*· 김용호*· 이광국*· 김동헌**
*경남대학교 조선해양시스템공학과
**경남대학교 전기공학과

DMWorks based simulation modeling of an unmanned semi-submersible with consideration of rolling

Mi-Jin Jeong*, Yong-Ho Kim*, Kwang-Kook Lee* and Dong-Heon Kim**

*Department of Naval Architecture & Ocean System Engineering, Kyungnam University, Changwon 51767, Korea
**Department of Electrical Engineering, Kyungnam University, Changwon 51767, Korea

KEY WORDS: Unmanned Semi-Submersible Vessel 무인반잠수정, Modeling&Simulation 모델링&시뮬레이션, Rolling 횡동요, Sea state 5.0 해상상태 5.0, Autonomous navigation 자율운항

ABSTRACT: Since an unmanned semi-submersible is mainly used for the purpose of carrying out dangerous missions in the sea, it is possible to work in a region where it is difficult to access due to safety reasons. In this study, USV hull design was determined using Myring hull profile, and reinforcement work was performed by designing and implementing inner stiffener member for 3D printing. In order to simulate a sea state 5.0 or more at sea, which is difficult to implement in practice, a regular and irregular wave equation was implemented in Matlab / Simulink. We performed modeling of semi - submersible simulation based on DMWorks considering the rolling motion in wave.

1. 서 론

해상기상기구(World Meteorological Organization :WMO)의 해상상태 분류코드에서 해상상태 5.0은 해상에서 평균파도 높이가 2.5m~4.0m일 때 이며, 해상상태가 5.0이상일 경우 해상조업이 중단된다.

Table 1 WMO Marine classification code

Sea State Code	Wave height	Characteristics
0	0	Calm (glassy)
1	0 to 0.1	Calm (rippled)
2	0.1 to 0.5	Smooth (wavelets)
3	0.5 to 1.25	Slight
4	1.25 to 2.5	Moderate
5	2.5 to 4	Rough
6	4 to 6	Very rough
7	6 to 9	High
8	9 to 14	Very high

풍랑특보는 해상에서 풍속 14m/s이상이 3시간 이상 지속되거나 유의파고가 3m이상이 예상될 때 발표된다. 남해 및 동해 먼 바다 기준 2011년~2015년 월별 풍랑 특보일수는 108일로 1년 기 30%가 해상상태 5.0으로 승선안전운항에 한계가 있어 무인 해상 모니터링 및 보안/감시 임무 필요성이 증가되고 있다.

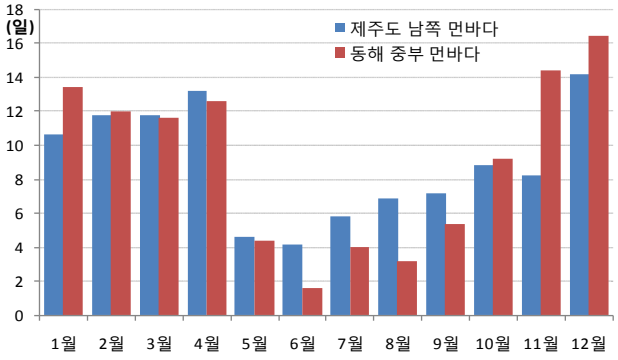


Fig. 1 2011 ~ 2015 Monthly storm weather days

Fig.2와 같이 무인선은 유인선으로 수행하는 임무 중 안전 측면에서 접근하기 어려운 천해역, 오염해역에서 주로 이용되며, 해양감시, 해양조사와 같은 장시간작업에는 운용경비와 승무원들이 피로누적을 최소화할 수 있다. 또한 기뢰탐색 및 제거, 적진 침투 첩보, 황천중의 작업등과 같이 위험한 임무를 수행하는 용도로 주로 사용되며, 무인선은 주로 군사용 목적으로 많이 사용되고 있으나 최근 공공목적으로의 수요가 늘어나고 있으며 민수용으로는 아직 수요가 적은 편으로 주로 과학적 용도로 활용되고 있다.[1]

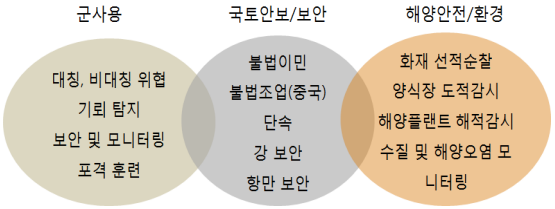


Fig. 2 Usage area of unmanned ship[1]

바다에서 운용 가능한 무인 이동체(Unmanned Vehicles)로서는 무인비행기와 무인선이 있으며, 무인선은 무인비행기에 비해 잠행능력이 뛰어나며 무인선은 무인수상선, 무인반잠수정, 무인잠수정으로 분류 할 수 있다. 무인잠수정은 무인수상선에 비해 선체안정화측면에서 뛰어나지만 무인수상선에 비해 이동속도가 느리며, 무인수상선은 통신장치와 외부카메라가 수면위에 있어 통신환경이 띄어나다. 따라서 무인수상선과 무인반잠수정의 단점을 보완하기 위한 무인반잠수정 형태는 거친 해양환경에서 임무를 수행 할 수 있는 최적화된 플랫폼이라고 할 수 있다.[1]

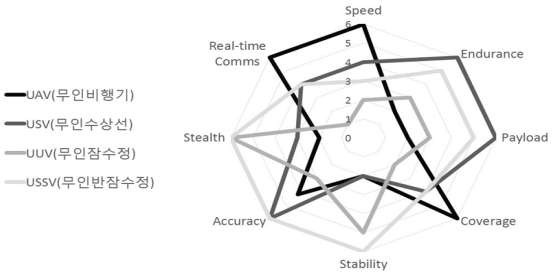


Fig. 3 Comparison of characteristics between unmanned semi-submersible and other unmanned vehicles

본 연구에서는 해상상태 5.0 이상의 거친 해양환경에서 운용가능 하도록 무인반잠수정의 자율운항 구현을 위한 플랫폼을 설계 및 구현하고자 한다. 따라서 무인 반잠수정의 선형설계와 Matlab/simulink로 구현된 해양환경이 DMworks상에서 3차원으로 가시화가 가능하도록 환경을 구축하여 가상환경 속에서 무인반잠수정의 동적 거동 검증하는 것을 목표로 한다.

2. 무인반잠수정 선형설계

2.1 Myring Hull 기반의 무인반잠수정 기본설계

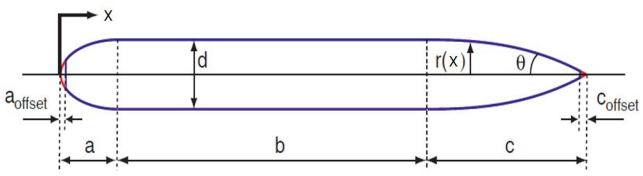


Fig. 4 Myring hull profile

본 연구에서 고안한 반잠수정은 유체의 저항을 최소화하기 위하여 실린더 형태로 선정하였고, 실린더형태의 유선형인 Myring 선형을 도입하여 비교해보고 선형을 설계하였다. Fig.4에 나타난 Myring 선형식에 대해 다음 식으로 각각 결정된다.[2][5]

선수부 :

$$r(x) = \frac{1}{2}d\left[1-\left(\frac{x-a}{a}\right)^2\right]^{\frac{1}{n}} \quad (1)$$

중앙부 :

$$r(x) = d \quad (2)$$

선미부 :

$$r(x) = \frac{1}{2}d - \left[\frac{3d}{2c^2} - \frac{\tan\theta}{c}\right](x-a-b)^2 + \left[\frac{d}{c^3} - \frac{\tan\theta}{c^2}\right](x-a-b)^3 \quad (3)$$

Table 2 Hull parameters

구분	단위(mm)
a	300
b	380
c	320
d	300
aoffset	3
coffset	30
lf	970
l	1000
n	2

비교 결과 선수 평균오차율이 약 3.08% 최종적으로 총길이 1000mm, 폭 350mm, 높이 300mm 로 결정하였다.

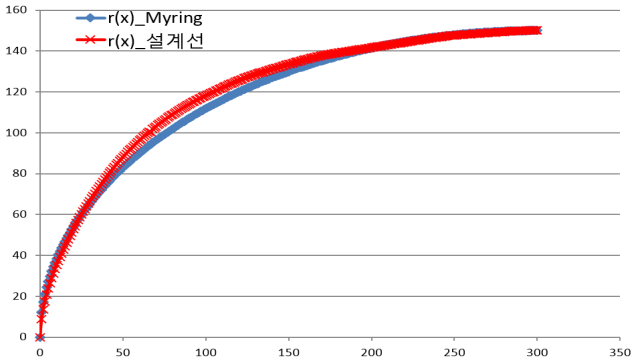


Fig. 5 Myring calculation and design ship stem comparison

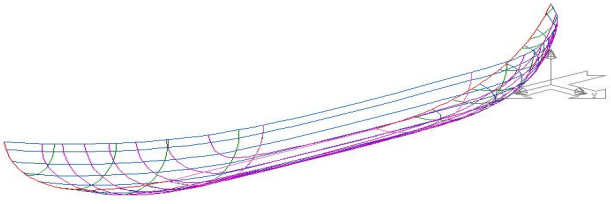


Fig. 6 Linear design using Aveva Marine (AM)

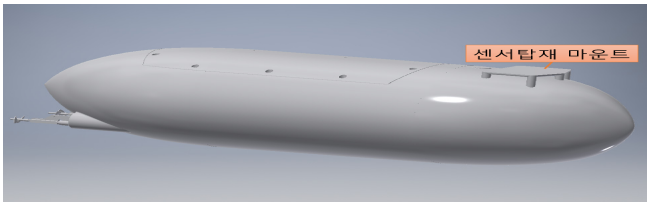
무인반잠수정의 프로토타입을 제작하기 위하여 수중무인 잠수정과 무인반잠수정, 무인수상정의 주요제원과 선형들을 참고하여 AVEVA Marine으로 선형설계하고 Hydrostatic계산을 통해 주요제원을 결정하였다.[7]

Table 3 Main characteristics of unmanned submersible and hydrostatic calculation result

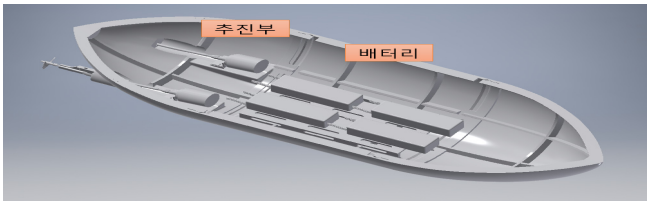
Division	Unit(mm)
LOA	1000
B	350
D	300
Draft	150
Displacement Volume	29454281.98
LCB	514.182
VCB	89.153
Block Coefficient, Cb	0.6545
Midsection Coefficient	0.7835
Prismatic Coefficient, Cp	0.8354
Water Plane Area	262949.156
LCF	502.952
Water Plane Coefficient	0.8765
KMT	147.883

2.3 무인 반잠수정의 3D 모델링 및 3D 프린팅

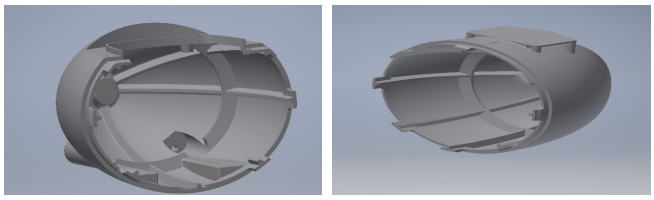
설계한 반잠수정의 선형의 내/외부를 프로토타입의 3D프린팅 제작을 위해 3D모델링을 수행 하였다. Fig.8과 같이 외부에는 GPS 수신기탑재를 위한 연결로와 카메라 및 장애물 인식센서 탑재를 위한 마운트를 장착하고 내부에는 진수/인양시 가해지는 집중하중에 대한 구조적 안정성 확보를 위해 프레임의 환형 늑골과 길이방향으로 늑골을 설계하였다. 3D프린터의 출력사양에 맞추기 위해 선체를 길이방향으로 3등분하는 것이 불가피하여 Fig.9 와 같이 블록 접합부를 설계하였다.



(a) Exterior model



(b) Interior model



(c) Stern (d) Stem

Fig. 7 3D model of unmanned semi-submersible

3. DMworks 기반 무인반잠수정의 시뮬레이션

거친 해양환경에서 중앙서버와 통신이 가능하고 운용이 용이한 무인반잠수정의 횡동요를 고려한 시뮬레이션 위하여 파 스펙트럼을 이용해 파랑을 모사하고 Matlab/Simulink로 구현하였다.[4]

Table 4 Wave Definition[4]

구분	파랑 정의
규칙파랑	$\zeta(x,y,t) = \zeta\sin[(\omega t+\epsilon-kx\cos(\chi)-ky\sin(\chi)]$ $where$ $\omega=\frac{2\pi}{T}(rad/s)$: $Wave\ frequency$ $k=\frac{w^2}{g}=\frac{2\pi}{\lambda}(rad/m)$: $Wave\ number$ $\lambda=\frac{g}{2\pi}T^2(m)$: $Wave\ length$ $c=\sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}}=\frac{\lambda}{T}(m/\sec)$: $Phase\ velocity$ $h>\frac{\lambda}{2}(H: water\ depth(m))$ $\epsilon(rad/s)$: $Phase\ of\ wave$ $\chi(rad)$: $Direction\ of\ wave$
불규칙파랑	$\zeta(x,y,t) =$ $\sum_{i=1}^{n}\zeta(i)\sin(\omega(i)t+\epsilon(i)-k(i)((x\cos(\chi(i)+y\sin(\chi(i))$ $(n: The\ number\ of\ the\ harmonic\ wave\ components)$

Table 4를 바탕으로 Fig.10 과 같이 wave block모델을 생성하였다.[4]

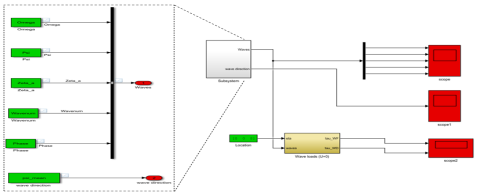


Fig. 8 Matlab/Simulink Wave block model[4]

해상상태 5.0이상의 해양환경에서 실해역 테스트나 모형선 실험의 어려움이 있기 때문에 이를 가상으로 구현하기 위하여 Fig.9와 같이 DMworks(Digital Manufacturing Works)기반으로 무인반잠수정의 Wave parameter를 고려한 횡동요 시뮬레이션 플랫폼 프로토타입 환경을 구축했다.

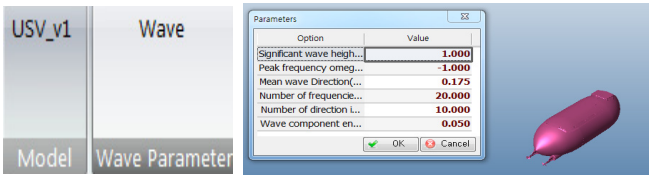


Fig. 9 DMworks Wave Parameter Control implementation Concept

상기 시뮬레이션 플랫폼을 실시간 환경에서 테스트를 위해서는 National Instrument Veristand, LabView Real-Time, Phar Lap ETS와 DMWorks를 연동하고, 거친 환경에서 운용 가능한 무인 반잠수정의 자율운항 시뮬레이션 아키텍처를 Fig.12와 같이 제안한다.

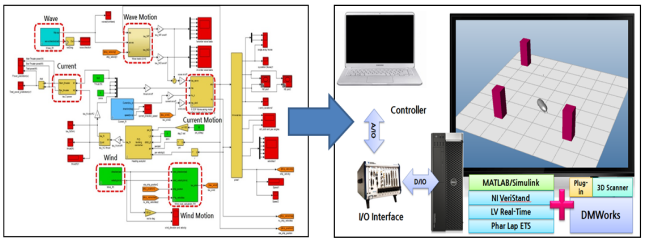


Fig. 10 Real-time simulation architecture of unmanned semi-submersible based on DMWorks

4. 결 론

본 연구에서는 Myring Hull 프로파일을 이용하여 USV의 선형을 결정하고, 3D프린팅을 위해 내부재를 설계 및 구현하여 보강작업을 수행하였다. 실제로 구현이 어려운 해상상태 5.0 이상의 해양환경을 가상환경으로 시뮬레이션하기 위해 규칙/불규칙 파랑식을 Matlab/Simulink으로 구현하였다. 파랑에 가장 취약한 횡동요를 고려한 DMWorks 기반 반잠수정 시뮬레이션 모델링을 수행 하였다.

향후 Hardware-In-the-Loop 기반의 실시간 테스트를 수행하고, 정복원력 안정화를 위해 운동 보상기(Motion Compensator,MC)를 설계 및 탑재하여 횡동요를 최소화하도록 결과를 도출할 계획이다.

후 기

본 연구는 2017년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임을 밝히며(NRF-2017R1A2V4011329), 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

김종현, 김선영 (2015). " 무인선 기술 개발 동향 및 산업현황", 한국산업기술평가관리원, pp 83~95

이필엽, 전봉환, 심형원, 이판묵 (2008). "실해역 임무를 위한 자율무인잠수정 ISiMI100의 설계와 구현",한국해양과학기술협의회 공동학술대회, pp 2295~2299

이경목, 박진영, 이판묵, 전봉환, 김기훈, 이종무, 김방현, 백혁, 심형원, 김주일, 권순태, 이필엽, 정훈상 (2012). "6,000m급 자율무인잠수정 이심이6000 AUV의 설계", 한국해양과학기술협의회 공동학술대회, pp 1719~1722

신성철 (2015). "PMS HILS를 위한 파랑, 바람, 해류, 해양환경 시뮬레이션 모델링",대한조선학회, 제 52권 4호, pp 11~17

Chao Chuzhe, Hong Geok Soon, Eng You Hong, Mandar Chitre (2011). "Modular modeling of autonomous underwater vehicle", Waikoloa, HI, USA

ITTC(1978) Performance, Propulsion 1978 ITTC Performance Prediction Method

한국해양과학기술원, 해양관측분야 무인화 시스템 개발 및 활용 http://kiost.ac.kr/cop/bbs/BBSMSTR_000000000331/selectBoardArticle.do;jsessionid=DD469DEA9533700CD46FD25051A9CD6D?nttId=16277&pageIndex=3&searchCnd=&searchWrd=

태양 복사열에 의한 블록의 수직도 변형 연구

이동훈* · 유진선* · 현충민*
*삼성중공업(주) 중앙연구소

A Study on Vertical Thermal Distortion of Ship Block by Solar Radiation

Dong-Hoon Lee*, Jin-Sun Yoo* and Chung-Min Hyun*

*Central Research Institute, Samsung Heavy Industry Co. Ltd., Geoje ,Korea

KEY WORDS: Ship-block 선체블록, Solar radiation 태양복사, FE analysis 유한요소해석, Cloudiness 운도, Convection coefficient 대류계수, Arrangement direction 배치방향, Vertical deformation 수직도 변형

ABSTRACT: *The Ship-blocks are mostly outdoors due to space constraints, where the blocks are exposed to the solar radiation during daytime. The temperature difference caused by the deviation of the area exposed to the sun can cause the temporary thermal distortion of the block, and deformation greatly occurs in the environment in which the exposure time to the solar radiation is increased, especially in the summer season. Therefore, the measuring work would be often done at dawn or evening even with having a very accurate device. In order to solve this problem, an FE analysis method has been proposed in the previous research. For accurate prediction, the time when measuring, the arrangement direction of the block and the meteorological data are used. In this study, the range of the deformation according to the variation of cloudiness is set. Also suggested convection coefficient was examined. Solar radiation simulations for arrangement direction and seasons were performed to predict the vertical deformation of the block. The reliability of the analytical method is verified by a comparison between measured data of a ship-block and the result by FE analysis method.*

1. 서 론

최근 발주되는 선박은 점점 대형화 되어가는 추세이며, 건조 기술 분야에서도 주어진 여건에서 더욱 효율적인 방법으로 선박을 건조하려는 노력은 꾸준히 진행되어왔는데, 대형 조선소들이 선보인 블록 공법 또한 이러한 노력의 일환으로 만들어진 기술이다. 블록 공법에 의해 만들어지는 블록은 공간의 제약으로 인해 주로 옥외에서 건조되는데, 이 때 블록은 낮 시간 동안 태양에 노출된다. 노출되는 영역의 편차에 따라 발생되는 온도차는 블록의 일시적 뒤틀림을 유발할 수 있으며, 특히 하절기와 같이 복사열에 노출되는 시간이 많아지는 환경에서 변형이 크게 발생한다.

복사열에 의한 변형은 블록의 접합과정에서 정도 품질의 문제를 발생시킬 수 있으며, 수정 작업에 의한 추가 시수 발생 및 건조 시간 지연을 일으킬 수 있다. 조업 현장에서는 이런 문제점을 꾸준히 제기해왔으며, 선체 블록의 계측 시점과 탑재 시점(혹은 검사 시점)의 복사 조건 불일치에 따른 계측 사상의 어려움을 호소하였다. 이러한 필요성을 바탕으로 온도 보정 및 수정 작업을 최소화할 수 있는 복사열 변형 해석 방법에 대한 연구가 수행되었다 (하윤석 등, 2016). 복사열 해석 기법은 기상 데이터로부터 시간대별 FE 블록 모델의 각 요소가 받는 열량을 계산하고, 풍향/풍속 조건에 의한 대류 조건을 적용하여 블록 변형을 시간대별로 나타내도록 하였다.

본 연구에서는 복사열 변형 해석법에서 제시한 대류 계수를 검토하고 구름양(운도)의 변화에 따른 복사열 변형의 범위를 정립하고자 한다. 또한 계절과 배치 방향에 따른 복사열 시뮬레이션 해석을 수행하여 태양열에 의한 블록 수직도 변형을 예측하고, 건조 작업의 효율을 극대화하는 작업 시간대를 도출하고자 한다. 특정 블록의 계측 결과와 수행한 해석 결과의 비교를 통해 개발된 해석법의 신뢰성을 검증하고자 한다.

2. 복사열 변형 이론

2.1 태양 복사 에너지

FE 모델의 i번째 요소가 받는 단위면적 당 태양 복사 에너지 (G_i)는 아래와 같다 (Badescu, 2008).

$$G_i = \epsilon\left\{G_b(1 - CN^D) + G_d + G_r\right\} \quad (1)$$

여기서 G_b는 직달 복사 에너지, G_d는 산란에 의한 복사 에너지이며, G_r은 반사에 의한 복사에너지를 나타낸다. ε은 선체표면 도장의 방사율/흡수율(선체 도료에서 약 0.9)이며, 직달 복사는 구름의 영향(N, 운도)을 고려하여 적용된다. 이 영향은 지역별로 약간씩 달라지는데, 국내 주요 도시들은 운도 계수 C, D값이 계측된 기상 데이터로부터 회귀방정식을 통해 산정되어 있다.(유

호천 등, 2008) 또한 본 연구에서는 야드의 콘크리트 바닥을 고려하여 반사에 의한 에너지(G_r)는 무시하였다.

직달 복사 에너지는 FE 요소의 법선과 태양이 이루는 각 Θ와 직달 청명도 τ_b에 대한 식으로 다음과 같이 계산된다.

$$G_b = G_{on}\tau_b \cos\theta \tag{2}$$

G_{on}은 대기권 밖에서의 태양 복사 에너지로 타원 형태로 도는 지구 공전 궤도를 감안하여 태양상수(1,353W/m^2)와 통산일(n)을 이용하여 식 (3)과 같이 계산된다 (Rai, 1980). 직달 청명도는 식 (4)와 같이 태양의 천정각 Θ_z의 함수로 나타내며, 태양의 대기통과가 길어질수록 출력이 줄어드는 양상이 고려되어 있다. 태양의 천정각은 식 (5)와 같이 계산되며, δ는 일적위(회전축에 대한 지구 기울기와 공전 때문에 발생하는 경사각), ω는 태양시(정오를 기준으로 각도로 표현된 시간), ϕ은 해당 위치의 위도를 각각 나타낸다.

$$G_{on} = 1353\left\{1 + 0.033\cos\left(\frac{360n}{365}\right)\right\} \tag{3}$$

$$\tau_b = 0.7^{(\cos\theta_z)^{-0.678}} \tag{4}$$

$$\cos\theta_z = \cos\phi\cos\delta\cos\omega + \sin\phi\sin\delta \tag{5}$$

산란 복사 에너지는 태양 광선의 일부가 대기권의 입자 또는 구름에 의해 산란되어 물체에 도달하는 복사 에너지로 식 (6)과 같이 정의된다 (조덕기 등, 2008). τ_d는 산란 복사 계수이며 식 (7)의 경험식으로 직달의 투과율과 음의 비례관계에 있다 (Liu and Jordan, 1960).

$$G_d = G_{on}\tau_d \cos\theta_z \tag{6}$$

$$\tau_d = 0.271 - 0.294\tau_b \tag{7}$$

2.2 대류 계수

옥외에서 건조 중인 블록은 태양 복사 에너지를 받는 동시에 자연대류와 강제대류에 의한 냉각이 진행된다. 자연대류는 종보강재 간격(L)의 4배를 특성길이로 간주하고, 프레임/거더 간격 및 블록 높이가 특성길이와 유사하다고 가정하여 가열된 정육면체의 대류계수 계산식으로부터 식 (8)과 같이 계산한다 (Holman, 2010).

$$h_{free} = 1.052\left(\frac{T_i - T_{sur}}{4L}\right)^{0.25} \tag{8}$$

여기서 T_i는 요소의 시간대별 온도이며, T_{sur}은 시간대별 주변온도로 기상청 사이트로부터 정보획득이 가능하다.

강재 대류의 경우 보강재가 주로 붙지 않는 면이 주로 외부를 향한다는 가정 도입 시 특성길이(LS)는 보강재 간격과 동일하다. 전 영역을 난류로 가정(하윤석 등, 2016)할 때의 대류계수는 공기의 열전도계수(k), 프란틀 넘버(Pr), 풍속(u_∞), 동점성계수(ν)로부터 식 (9)와 같이 도출한다 (Bergman, et al., 2011).

$$h_{forced} = 0.037k(\mathrm{Pr})^{\frac{1}{3}}\left(\frac{u_\infty}{\nu}\right)^{0.8}\frac{1}{LS^{0.2}} \tag{9}$$

3. 해석방법론 검토

3.1 대류 계수의 검토

식 (9)는 해당 시간대에 풍향을 고려할 때 선체 블록과 접촉하는 유체 전 영역을 난류로 가정하여 사용되었다. 일반적으로 레이놀즈 넘버(Re)가 500,000 이하일 때는 층류, 그 이상일 때는 난류로 판단하는데, 일상적인 대기 환경에서 Re는 임계값 이하이며 층류 영역으로 생각할 수 있다. 이때의 강제 대류 계수는 식 (10)과 같다.

$$h_{forced} = 0.332k(\mathrm{Pr})^{\frac{1}{3}}\left(\frac{u_\infty}{\nu}\right)^{\frac{1}{2}}\frac{1}{LS^{0.5}} \tag{10}$$

특정일의 기상 데이터로부터 식 (9)와 식 (10)을 계산하여 Fig.1에서 비교하였다. 난류의 대류계수는 층류의 대류계수와 2배 이상 차이가 났지만 복사열 해석을 통한 변형량의 차이는 크지 않았다. 이는 모델의 전 요소 면에서 적용되는 자연대류에 비해 강제대류는 풍향에 따라 모델 외부 요소 중 일부만 적용되어 전체 모델의 변형에 미치는 영향이 제한적이기 때문이다.

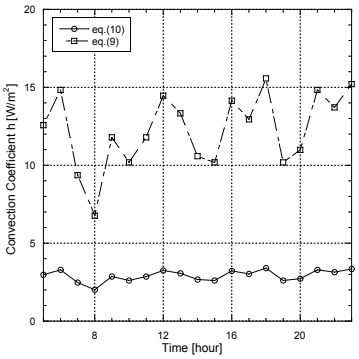


Fig. 1 The difference between eq.(9) and eq.(10) with time

3.2 운도의 영향

운도는 구름이 하늘을 가린 정도를 나타내는 지표로 구름이 없이 청명한 날은 0, 완전히 구름으로 덮여 있으면 1의 값을 가진다. 식 (1)에서 FE 모델의 요소가 받는 일사량을 구할 때 직달 에너지에 운도 계수에 관한 식을 곱하여 구름의 영향을 고려한다. 특정일에 대하여 구름이 없을 때와 가득할 때, 그리고 중간값을 가질 때의 일사량을 Fig.2에 각각 나타내었다. N이 중간값(0.5)일 때의 태양 복사 에너지는 청명할 때 일사량의

약 90%이며, 구름이 가득 끼었을 때는 맑은 날씨의 약 23% 정도의 값을 가진다.

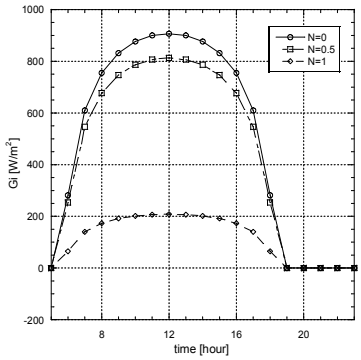


Fig. 2 Comparison of G_i with time according to cloudiness N

운도의 변화에 따라 계산된 G_i값을 적용하여 해석을 수행하였다. 해석에는 Fig.3에 나타낸 간단한 블록 모델을 사용하였으며, 블록의 수직도 변형이 최대가 되는 시간대에서 운도에 따른 변형량의 차이를 Fig.4에서 비교하였다. 변형량은 G_i값과 유사한 경향을 보였으며 흐린 날의 복사열 변형은 맑은 날과 비교 시 약 24% 정도 발생하는 것을 알 수 있다.

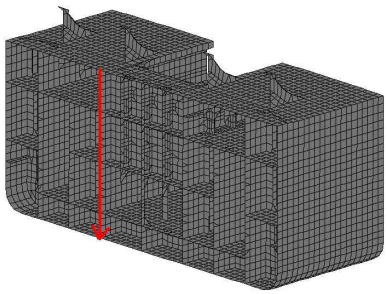


Fig. 3 Test FE model for comparison cloudiness N

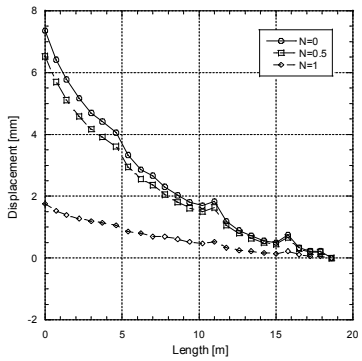


Fig. 4 Vertical deformation of the block according to cloudiness

3.3 해석 모델의 검증

제안된 해석 방법에 의한 블록의 변형량 정도를 실제 측정 데이터와 비교하였다. 계측일의 기상 데이터를 바탕으로 복사열 변형 해석을 수행하였고, 주간과 야간의 변형량 편차를 도출하였다. 블록의 선수, 선미 측의 폭과 전장 길이를 계측 데이터와 비교한 결과 대부분 2mm 이내의 변형량 편차를 보였다. 다만 선수쪽 전폭의 경우 2mm보다 큰 변형량 편차를 보였는데, 이는 해석에서 고려하지 못한 블록 주위 구조물의 그늘 등에 의한 영향으로 사료된다. 전폭을 제외한 나머지의 결과는 매우 우수한 일치를 보여주며 복사열 해석 모델의 신뢰성을 입증한다.

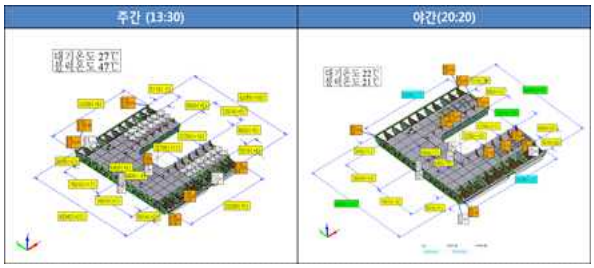
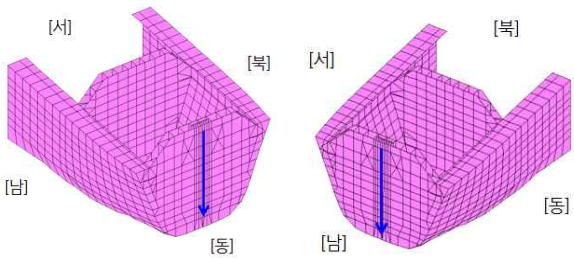


Fig. 5 An example of measuring block-accuracy

4. 복사열에 의한 블록의 수직도 변화

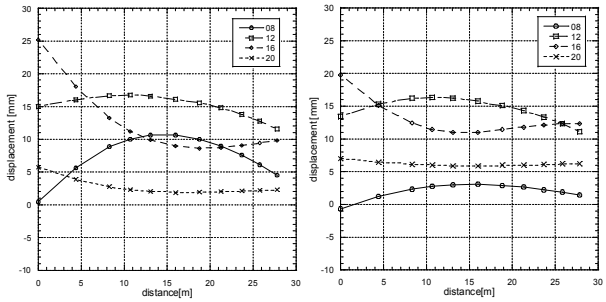
블록의 배치 방향 및 계절에 따른 수직도 변형을 파악하기 위해 Fig. 6에 나타난 모델을 이용하여 복사열 해석을 수행하였다. 블록은 각각 동-서/남-북 방향으로 배치하였으며, 계절의 영향에 대한 검토를 위해 하지와 동지 근처의 맑은 날을 기준, 총 4가지 경우에 대한 해석을 진행하였다. Fig. 6의 모델에서 화살표로 나타낸 영역에서의 수직도를 검토하였다.



(a) East-West direction (b) South-North direction

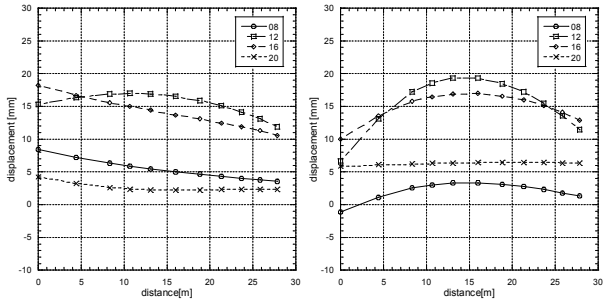
Fig. 6 FE model for vertical deformation

Fig.7에 블록의 동-서 배치 방향에 대하여, Fig.8에는 남-북 배치 방향에 대하여 블록의 시간별 수직도 편차를 각각 나타내었다. 동-서 방향 배치 시 관심 영역은 정오를 제외한 나머지 시간대에 복사열을 받는다. 이 경우는 태양에 오래 노출되는 여름에 변형이 크게 발생하며 특히 오후 시간대에 최대 변형이 발생한다. 남-북 배치의 경우 정오 근처 시간대에 정면으로 복사열을 받는데 태양 고도의 변화로 인해 여름철보다 오히려 겨울철에 더 큰 변형이 발생하였으며 정오 시간대에 최대 변형이 발생하였다.



(a) Summer (b) Winter

Fig. 7 Vertical deformation of block in East-West direction



(a) Summer (b) Winter

Fig. 8 Vertical deformation of block in South-North direction

5. 결 론

본 논문에서는 기존의 연구에서 개발된 복사열 변형 해석 모델에 대한 이론적 배경을 검토하고, 해석 모델을 검증하였으며 해석법을 이용하여 블록의 수직도 변형을 조사하였다. 이 과정에서

(1) 기존의 해석법의 대류 계수를 검토하였다.

(2) 운도(구름의 양)의 영향에 대하여 분석하였다. 운도가 커지면 복사 에너지가 감소하며 여기에 비례하여 변형량도 감소하는 것을 확인하였다.

(3) 실제 계측 데이터와 비교를 통해 해석법을 검증하였고, 계측값과 큰 차이가 없음을 확인하였다.

(4) 해석 모델을 이용하여 조선소에서 건조하는 블록의 수직도 변형을 블록 배치 방향 별/계절별로 분석하였다.

참 고 문 헌

유호천, 이관호, 박소희 (2008). “국내 주요도시의 운량데이터를 이용한 전일사 산출 및 비교”, 한국태양에너지학회논문집, 제28권, 제4호, pp 17-24.

하윤석, 이동훈 (2016). “선체의 태양복사 열변형 해석을 위한 전처리시스템”, 대한조선학회논문집, 제53권, 제4호, pp 275-290.

조덕기, 강용혁 (2008). “경험적 예측모형을 통한 한반도 주요 도시의 대기청명도 평가”, 한국태양에너지학회논문집, 제28권, 제4호, pp 25-34.

Badescu, V. (2008). Modeling Solar Radiation at the Earth Surface, 1st ed., Springer, Berlin.

Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P and Dewitt, D.P. (1968). Heat and Mass Transfer, 7th ed., John Wiley & Sons, Hoboken.

Holman, J.P. (2010). Heat Transfer, 10th ed., McGraw-Hill, New York.

Liu, B.H. and Jordan, R.C. (1960). “The Interrelation and Characteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation”, Solar Energy, Vol 4, No 3, pp 1-19.

Rai, G.D. (1980). Solar Energy Utilisation, 6th ed., Khanna, Delhi.

최적화 기법과 전문가 시스템 기반 LNG FPSO의 통합 배치 설계 방법

이상현*·노명일**·김기수***
*서울대학교 협동과정 해양플랜트 엔지니어링 전공
**서울대학교 조선해양공학과 및 해양시스템공학연구소
***서울대학교 조선해양공학과 대학원

Integrated method for layout design of LNG FPSO based on optimization technique and expert system

Sang-hyun Lee*, Myung-il Roh** and Ki-su Kim***
**Interdisciplinary Program in Offshore Plant Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea*
***Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering and Research Institute of Marine Systems Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea*
****Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea*

KEY WORDS: LNG FPSO, FLNG Topside layout, FLNG Hull arrangement, Optimal layout, Expert system

ABSTRACT: The LNG FPSO is a kind of FPSO (floating, production, storage and offloading) facility with an LNG plant, including all ancillary facilities. In contrast with commercial vessels such as LNG ship and tanker, the various parts of the process are located topside and distributed as modules that are installed on the deck. The design for LNG FPSO requires many considerations such as international codes and standards, owners' requirements, operation and maintenance philosophy and so on. In terms of the design and construction of the LNG FPSO, every element of a conventional LNG facility needs to fit into an area less than the size of a land base terminal, while maintaining the utmost levels of safety and the flexibility required for LNG production. And it is necessary to optimize the integration of the topsides with the hull and marine systems. In this study, the simultaneous optimization technique for LNG FPSO was proposed to obtain the optimal principle dimensions, the arrangement of hull tanks, and the layout of topside modules and equipment that satisfies many requirements for both topside and hull. And the expert system was developed to reflect the expert's knowledge, experience, and additional design rules according to the design concept of LNG FPSO. In addition, this study focused on economic effect, including the operability, maintainability, and safety. LNG FPSO design was developed by formulating an arrangement problem as an optimization problem. And the proposed method can provide an optimized overall layout of LNG FPSO including topside and hull with limited information and output is finalized by the evaluation process.
The result of this study showed that the proposed method could be used for developing the optimal design of LNG FPSO and improve work efficiency of the design process.

후 기

본 연구는 (a) BK21+ 해양플랜트창의인재양성사업단, (b) 서울대학교 해양시스템공학연구소, (c) 서울대학교 해양플랜트특성화대학사업단, (d) 삼성중공업의 지원으로 이루어진 연구 결과의 일부임을 밝히며, 이에 감사드립니다.

통합 모델을 이용한 생산 공정의 dynamic simulation

김현호* · 박기흠* · 정종연* · 서유택*
*서울대학교 조선해양공학과

Dynamic simulation of offshore production system with integrated simulation model

Hyunho Kim*, Kiheum Park*, JongYeon Jung* and Yutaek Seo*

**Department of naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea*

KEY WORDS: 통합모델, Integrated system, 해양 생산 시스템, offshore production system, 동적모사, dynamic simulation

ABSTRACT: *경제 발전으로, 에너지 수요가 증가하였으며 육상 가스·오일전의 생산 한계에 따라 해상 가스·오일전에 대한 많은 개발이 이루어졌다. 해양 가스·오일전의 경우, 육상과 달리 well에서 생산된 유체는 저온, 고압 조건의 해저에서 파이프라인을 통해 육상 공정으로 이송되어 가스/오일/물로 분리된다. 또한, 해저의 저온, 고압 조건으로, 해상에서 배관 내 하이드레이트 저해를 위해 메탄올, MEG 등을 주입하며, 생산량 증대를 위해 해상에서 해저로 lift gas를 주입한다. 즉, 해양 가스전 및 유전의 경우, 해저 생산 시스템과 해상 처리 공정이 상호적으로 영향을 주고받는다. 따라서, 본 논문에서는 '해저 생산 시스템 ' 모델의 유체 유동 정보를 계산하여 '상부 처리 공정' 모델에 입력되며, 이 정보를 바탕으로 최종 가스·오일 제품이 생산되기 까지 각 시뮬레이션 공정에 대해 계산하는 해저-해상 통합 모델의 개념을 제안한다. 데이터 통신을 기반으로 통합 프로그램을 구축하였다. 통합 모델을 사용하여 가상의 가스전에서 ramp-up을 시행하는 경우, well에서의 유량의 변화가 30분 동안 진행될 시, 해상 공정에 미치는 영향은 60분 정도까지 지속되는 것을 관찰하였다. 해상 처리 공정으로 들어오는 slug catcher size에 따른 최대 drain rate도 통합 모델을 프로그램을 사용할 시, 232 m3/hr이고 해상 처리 모델만을 사용할 시, 200 m3/hr로 차이를 보였다. 해저 생산시스템 및 해상 처리 모델을 개별적으로 사용할 경우보다, 통합 모델 프로그램을 사용할 경우의 결과가 실제 가스전 및 유전에서 발생하는 현상에 대한 지연시간 및 정확도를 반영함을 보였다.*

1. 서 론

해양 가스 및 오일전의 개발이 이루어짐에 따라, 육상과 달리 해상에서 발생할 수 있는 다양한 상황에 대한 디자인 및 운전 설계가 필요하게 되었다. 해양 가스 및 오일전의 경우, 고립된 해양에 위치하는 특성으로 인하여 사고 발생 시 높은 확률로 막대한 인명 및 재산 피해가 동반되며, 해상 생산 설비가 해저와 연결되어 사고 발생 후, 사후 대처가 어렵기 때문에 다양한 사고 발생에 대해 대응 가능하도록 설계 되어야한다. 해상 가스 및 오일 전의 경우, 해저 생산 시스템과 해상 공정 시스템의 운전이 상호 영향을 받는다. 해상 개발의 경우, Subsea well에서 생산된 유체가 subsea pipeline을 거쳐 Topside slug cather로 유입되어 해상 공정을 수행하여 product를 발생한다. 예를 들어, 최근 각광받고 있는 FLNG의 경우 기존 육상 LNG 플랜트에 비해 FLNG는 해저 생산 시스템과의 거리가 가까워, 해저 생산 정작동으로 인한 변화가 상부 LNG 공정에 도달하는 시간 10 분으로 매우 짧아, 복잡한 상부 가스 처리 공정과 해저 생산 시스템의 통합 모델을 이용한 운전 전략 수립이 필요하다. 추가적으로, 육상 플랜트에 비해 위험도가 큰 해양 프로젝트의 경우, 해저 생산 시스템의 변화가 상부 공정에 미치는 영향을 최소화 할 수 있는 운전 전략 모색해야 할 필요도 있으므로 해저 및 해상의 통합 운전을 통해 전략 구축이 요구된다. 해양 개발의 경우, 해저 생산 시스템이 해수로 인한 저온, 해저 시스템으로 인한 고압 조건으로 인해 하이드레이트가 발생할 확률이 높으며, well에서 생산시 염을 포함한 생산수로 인해 corrosion 및 scale의 발생 확률도 있다. 이와 같은 soild를 예방하는 flow assruance 측면에서 해상에서 해저시스템으로 각 soild의 생성을 저해할 수 있는 저해제를 주입한다. 또한 안정적인 product의 생산을 위해, lift gas를 주입 할 수도 있다. 즉, well에서의 변화가 subsea pipeline 뿐만 아니라 해상 공정 운전에 영향을 주고, 해상에서의 저해제 및 lift gas의 주입이 해저 생산 시스템에 영향을 주며 해저와 해상 공정은 상호 영향을 받는다.

해양 프로젝트의 경우, 육상 플랜트와 달리 해저 및 해상 공정의 상호 영향을 많이 받는다. 해저 및 해상 공정의 시스템 설계 시, 상호 영향을 반영하여야한다. 일반적인 해양 프로젝트의 경우, Well data 변화에 따른 해저생산시스템의 모사를 수행하

는 담당/소프트웨어 종류와 해상 공정의 운전의 모사를 수행하는 담당/소프트웨어 종류가 다르다. 해저 생산시스템에서 해상 공정으로 연결되는 부분 유체의 압력, 온도, 조성 및 유량은 실시간으로 변화한다. 하지만 현재의 분리된 해저 및 해상 공정의 시뮬레이션은 실시간 변화하는 해저 생산시스템의 결과값을 해상 공정에 전달해 줄 수 없다. 일반적으로 현재 산업체에서 택하고 있는 방식은 well data의 변화에 따른 시나리오를 정한 후, 해저 생산시스템에서의 시뮬레이션을 진행하고 이때의 결과 값이 이미 설계된 해상 공정의 최소, 최대의 범위에 속하는지를 평가한다. 하지만, 이러한 경우, 실시간으로 변화하는 해저의 결과가 해상에 실시간으로 영향을 끼치는 결과를 예측하는 것이 어렵다. 또한 국내 기업들의 경우, 주로 설계가 아닌 설계 검증이 많으므로, 설계 검증과 변경 요구에 효과적으로 대처하기 위해서 해저 및 해상 공정 모델링을 통한 빠른 대처가 요구된다.

최근에는 해저 생산과정에서 발생 가능한 문제점들에 대해서 상부 공정 모듈들이 효과적으로 대처함을 증명하기 위해서 해저-해상 통합 모델을 구축하기 위한 연구과 활발히 진행 중이다. Fig. 1에서 ASPEN HYSYS 사에서 제공하는 OLGA link를 도시하였다. 해양프로젝트에서는 일반적으로 해저 생산시스템을 모사하기 위해 소프트웨어로서 Slumberger 사의 OLGA를 사용하고 해상 공정을 모사하기 위해 소프트웨어로서 ASPEN사의 HYSYS를 사용한다. HYSYS에 내장 되어있는 OLGA link의 경우, OLGA의 결과 값 중 유량 및 조성을 HYSYS로 전달하여 HYSYS에 구축된 공정 모사를 이용해 압력/온도를 계산하여 모사를 수행한다. 실시간 변화하는 유링 및 조성을 HYSYS 모사에 활용한다는 측면에서 장점이 있으나, OLGA와 HYSYS의 압력을 동일하게 설정하기 어려우며, 온도의 반영이 실시간으로 되지 않아, cold-restart, depressurization의 시나리오 수행 시, 해저-해상 통합 시뮬레이션의 정확도가 떨어질 수 있다는 한계가 있다. 또한 OLGA link의 경우, 특정 HYSYS version에 따라 사용 가능한 OLGA version이 존재한다. 따라서 본 논문에서는 well data 변화에 실시간 결과 연동이 가능한 해상 공정 모사를 위한 범용성 있는 해저-해상 통합 모델을 제시한다.

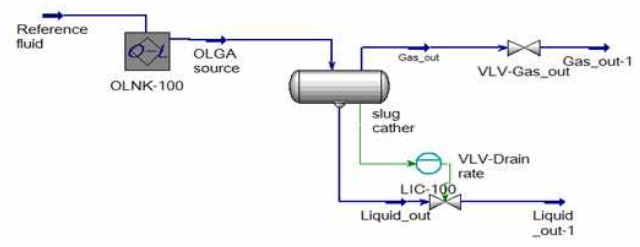


Fig. 1 An example of OLGA-LINK (OLNK-100) in ASPEN HYSYS.

2. 해저-해상 통합모델

해저-해상 통합 모델이란 well data 변화에 따른 해저 생산 시스템 변화 결과를 해상 공정에 결합하여 해상 운전 결과를 얻는 방식이다. 본 논문에서는 해저 생산 시스템 모사를 위해 Slumberger 사의 OLGA 2016을 사용하였으며, 해상 공정 모사를 위해 ASPEN 사의 HYSYS v.9.0.을 사용하였다. 본 논문에서 구축한 해저-해상 통합 모델을 이용하여, OLGA와 HYSYS의 값을 결합하여 반영하도록 하였다. 구축된 모델의 경우, OLGA에서 계산된 해상 공정으로 유입되는 흐름의 유량, 온도, 압력, 조성 등을 HYSYS의 유입 흐름의 정보로 사용하며 이를 이용하여 해상 공정의 모사를 수행하여 결과 값을 도출한다. 해상에서 해저로 주입되는 chemicals 및 lift gas의 경우, HYSYS에서 나가는 유량 및 조성을 OLGA에 반영하여 해저 생산시스템의 결과를 재해석한다. 즉, 구축된 통합 시스템의 경우, 해저-해상 양방향 데이터 전달이 가능하며, 변화하는 데이터를 상호 교환하여 운전에 반영할 수 있다. 본 논문에서는 구축한 해저-해상 통합 프로그램을 이용하여 가상의 가스전에 대한 case study를 진행하였다.

3. 결과 및 토의

본 논문에서는 구축한 해저-해상 통합 모델을 가지고 30분 동안 well에서 ramp up을 시행할 때, 해저 및 해상의 운전 변화를 관찰 하였다. 기존의 해저-해상 통합 소프트웨어인 HYSYS에 내장된 OLGA link와 구축한 모델의 정확도를 비교하였으며, HYSYS만 사용하여 해상 공정 결과와 구축한 모델을 사용한 결과를 ramp up case study를 통해 비교하였다.

Case study를 위해, Table 1에서 명시한 가상 가스전을 대상으로 설정하였다. Fig. 2에 시간에 따라 subsea wellhead에서 변화된 유량 변화를 도시하였다. Ramp up scenario는 Table 2 및 Fig. 1과 같다.

Table 1. Field description of case study 1

Water depth [m]	90 to 340 m
Subsea system	20 Subsea wellheads 8 drilling centers 4 production risers From wellhead to Topside Inlet
Topside system	Slug catcher Separation unit Dehydration unit Export gas compressor unit

Table2. Scenario of case study 1

Time (min)	Flowrate (kg/s)
0	Initial condition with 310 kg/s at total flowrate of subsea wellheads
5	Starting ramp up to 600 kg/s during 30 min
35	Subsea ramp up stops
80	Simulation Ends

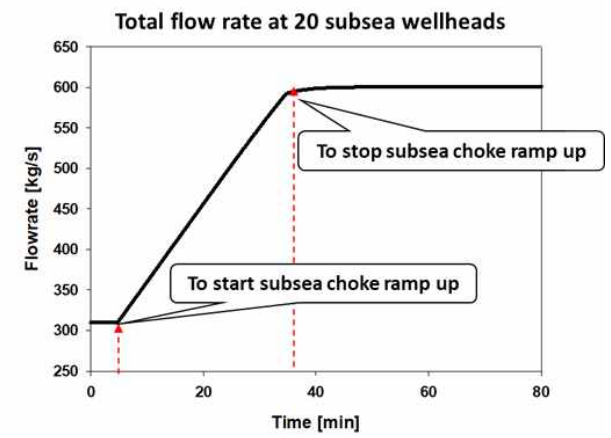
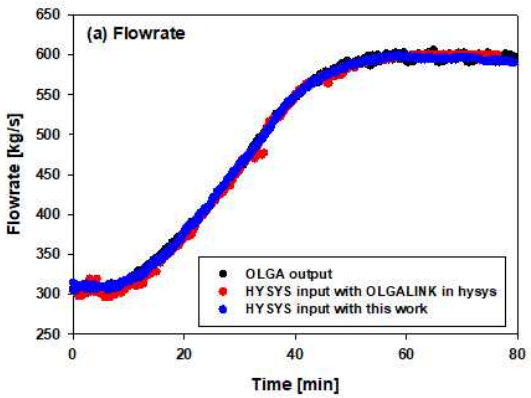


Fig. 2. Total flowrate change at 20 subsea wellheads

Fig. 4.의 경우, HYSYS에 내장된 OLGA link와 본 논문에서 구축한 모델을 이용하여 해저 생산 시스템과 해상 공정 시스템이 연결되는 OLGA의 결과값이 각 해저-해상 통합 모델을 통한 HYSYS 유입값으로 대응되는지에 대한 결과를 비교하여 도시하였다. Fig.4. (a)에서 보듯이, OLGA link와 구축된 모델 모두 OLGA 결과의 질량 유량을 HYSYS의 유입 질량 유량으로 반영하여 공정 모사를 수행함을 알 수 있다. 하지만, Fig. 4(b)에 따르면, 본 논문에서 구축한 통합 모델의 경우, OLGA의 결과 부분에서의 압력, 온도 값과 HYSYS 유입 압력, 온도 값이 0.01% 미만의 오차값을 가지며 유사하였다. 하지만 HYSYS의 OLGA link를 활용한 경우, 압력은 최대 0.1% 오차를 보이며, 온도는 최대 8.5% 오차를 가졌다. 압력의 경우, OLGA link는 HYSYS 유입 압력을 dynamic의 P-F solver를 이용한 cacluation으로 HYSYS 내에 모사된 해상 공정의 unit 별 압력 조건에 따라 변동 가능 성이 있으므로, 오차율이 커질 가능성이 존재한다.



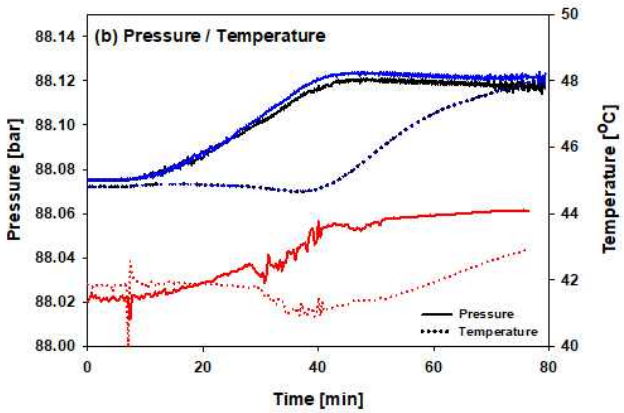


Fig. 3. The results of flow rate (a), Pressure and Temperature (b) in OLGA output and HYSYS input stream with existing OLGA link in HYSYS and new integrated system depending on simulation time.

Ramp up 시나리오에 의한 해상 운전 조건의 변화를 관찰하기 위해, HYSYS만을 이용한 해상 공정 모사와 구축한 해저-해상 통합 프로그램을 이용한 해상 공정 모사의 차이 Fig. 5.에 도시하였다. Fig.4. (a)의 경우, 해상 공정으로 유입되는 흐름의 질량 유량 변화를 HYSYS만 사용한 경우와 해저-해상 통합 프로그램을 이용한 경우에서 시뮬레이션 시간에 따라 나타내었다. 해저-해상 통합 프로그램을 사용하는 경우, 실제 해저의 well에서 30 분 동안 ramp up이 발생하여도 해상 공정까지 영향은 60 분 정도이고, wellhead의 변화가 topside inlet으로 들어오고 export low로 나갈 때 순차적으로 지연이 발생하며 해상 공정에 영향을 미친다. Product인 export gas의 유량이 안정화 되기까지는 ramp up 시행 후, 60 분 이상의 시간이 소요됨을 Fig.4 (b)에서 알 수 있다. 하지만 HYSYS만을 이용하여 30 분 동안의 ramp up의 영향만 살펴본다면, 해상 공정에 영향을 미치는 시간은 30분 정도임을 알 수 있다. 즉, 해저-해상 통합 프로그램을 사용할 때, 실제 가스전의 정확한 모사가 가능 할 것으로 판단된다. Fig.5(c)의 경우, 해저에서 ramp up 발생 후, 해상으로 도달하는 유량의 증가로 topside choke value의 opening이 증가하고 HP sperator의 운전 압력 조건이 71에서 83 bar까지 증가하게 된다. 만약 HP speroator의 최대 설계 압력이 80 bar라면, 해저-해상 시뮬레이션 결과를 통해 83 bar까지 증가되어야하는 부분에서 설계 수정을 고려할 수 있다.

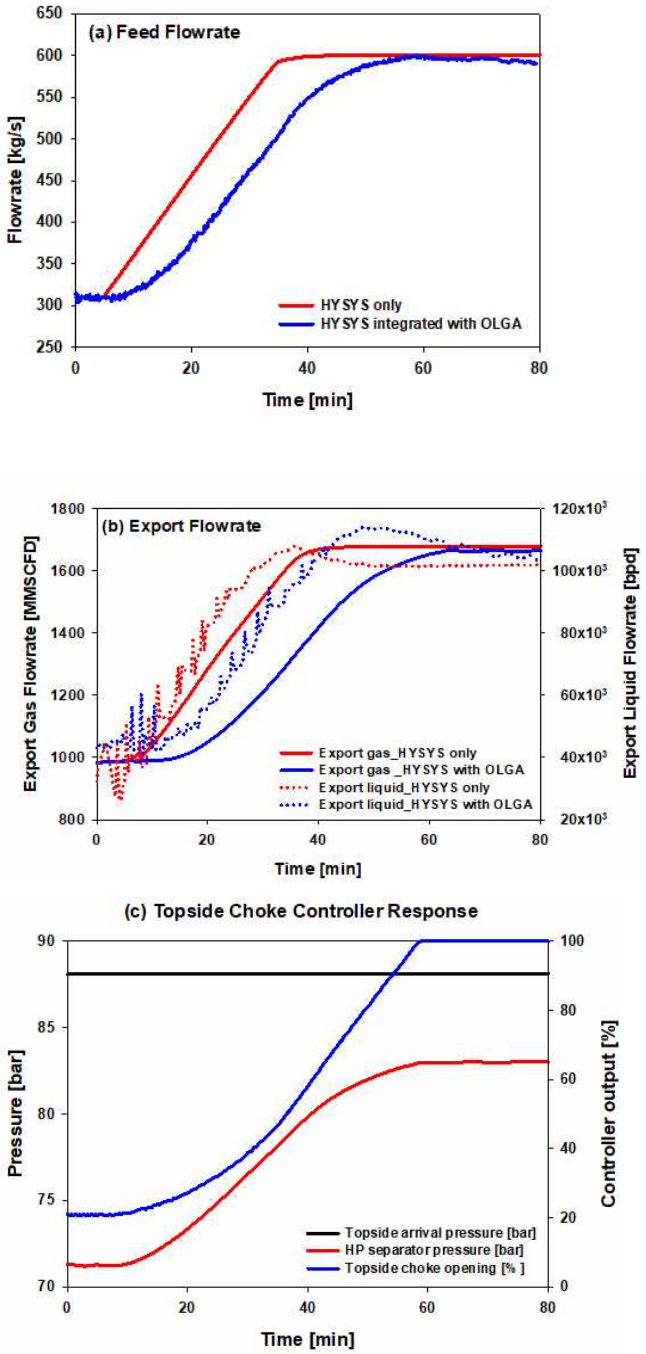


Fig. 4. The results of flow rate of topside inlet (a), export gas flowrate and export liquid flowrate (b), and, topside choke controller response and HP sperator pressure © with only HYSYS and new integrated system depending on simulation time.

5. 결 론

본 논문에서는 해양 가스 및 유전 개발 시, 설계 및 검증에 활용할 수 있는 해저-해상 통합 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. Case study를 통해 단일 프로그램 사용시에 비해 통합 프로그램 사용 시, 해저에서 생산된 유체의 지연시간을 고려할 수 있음을 알 수 있었다.

후 기

This work was supported by the Technology Innovation Program (10060099) funded by the Ministry of Trade Industry & Energy (MI, Korea).

참 고 문 헌

손정은, 양희천, 김건중, & 황성원. (2016). 1P-703: 천연가스 연소 배기가스 중 질소산화물 제거 연구 및 처리공정의 모델링. 한국공업화학회 연구논문 초록집, 2016(1), 252-252.

김영길, 이철수, 홍길동 (1980). 불규칙파 중 운동시험법 개발, 한국기계연구소 보고서, UCE280-887D.

Correa Feria, Cesar. (2010). "Integrated Production Modeling: Advanced, But Not Always Better." SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference. Society of Petroleum Engineers.

Ronalds, B. F. (2005). Applicability ranges for offshore oil and gas production facilities. Marine structures, 18(3), 251-263.

MATLAB/SIMULINK기반 Biodiesel Generator와 Diesel Generator 배출량 비교분석

노현동 · 이광국 · 한건우(경남대학교) · 송지훈(전남대학교) · 황준태(서울대학교)

Comparative analysis of emission gas between biodiesel generator and diesel generator based on MATLAB/SIMULINK

Hyoun-Dong Roh, Geon-Woo Han, Kwang-Kook Lee(Kyungnam University),
Jee-Hoon Song(Chonnam National University), Jun-Tae Hwang(Seoul national University)

As green ship building demand increases over the years, a biodiesel generator takes less fuel but still qualifies the new international environmental regulations. In this article, we propose a biodiesel generator modified by 50DF WARTSILA, to model and simulate the environmental regulation index with MATLAB/SIMULINK. The proposed biodiesel generator is verified by comparing emission of and between the biodiesel generator and the diesel generator. Biodiesel can be applied to the diesel generator without an additional equipment in order to have the advantage of contributing to saving additional costs.

KEY WORDS: Biodiesel generator(바이오디젤발전기), Diesel generator(디젤발전기), Emission gas(배기가스), Energy Efficiency Design Index(에너지효율 설계지수)

SLWR(Steel Lazy Wave Riser) 개념 설계를 위한 BOD 정보

박병원* · 정동호* · 정재환* · 권용주*
*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

Introduction on BOD(Basis of Design) for Concept Design of Steel Lazy Wave Riser

Byeongwon Park*, Dongho Jung*, Jae-Hwan Jung* and Yong-Ju Kwon*

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

KEY WORDS: Steel Lazy Wave Riser(SWLR), Riser, 라이저, Basis of Design(BOD), Concept design, 개념 설계, SURF, Reservoir, Floating offshore platform, 부유식 해양 구조물, Design parameter 설계 인자

ABSTRACT: *In recent years, Steel Catenary Riser(SCR) has become one of the most widely used solutions in offshore field development. However, the application of SCR to deep water has faced the limit of excessive line tension at the hang-off location due to the weight of the riser itself and severe dynamic response under harsh environmental conditions. These can cause structural damage such as buckling, collapse and fatigue. Steel Lazy Wave Riser(SLWR) is considered one of the appropriate riser solutions for deep and severe environmental conditions. Buoyancy modules attached in the middle of the SLWR form a positive buoyancy and achieve a lazy wave configuration. In this paper, the basis of design(BOD) was established by reviewing and summarizing the parameters of the SWLR conceptual design by separating the offshore field development into four region such as the reservoir region, the SURF region, the floater region and offshore environment region.*

1. 서 론

해상 유전 개발은 해상 조건에 따라 다양한 해양구조물이 투입된다. 일반적으로 천수역에서의 유전 개발에는 고정식 구조물인 자켓(Jacket)이 투입되며 수심이 깊어짐에 따라 유연식(Compliant), 부유식(Floating) 해양 구조물이 사용된다. 특히, 심해 유전 개발에는 안정성 및 비용적인 측면을 중요하게 고려하며 개발 개념, 해상 인프라, 해상 조건 등에 따라 SPAR, TLP, FPSO, Semi-submersible등의 부유식 구조물이 널리 활용되고 있다.

저류층(Reservoir)에 있는 생산물은 oil, gas, water 및 분순물의 다양한 성분의 혼합물로 구성되어 있으며 압력 및 온도 조건에 따라 다양한 상(Phase)의 상태로 존재하게 된다. 저류층은 생산관(Production Tubing)을 통해 지표면으로 이송되며 이는 파이프라인 및 라이저를 통해 부유식 해양구조물로 전달된다. 따라서 라이저는 생산 및 저장의 기능을 갖춘 대부분의 해양 구조물에 필수적으로 적용되며 수심에 따라 다양한 형태, 재질, 구성을 가지게 된다.

대표적인 라이저 형식으로로는 재질 및 형상에 따라 Flexible Riser, SCR(Steel Catenary Riser), SLWR(Steel Lazy Wave Riser), Hybrid Riser등으로 나뉠 수 있으며 해상 조건 및 수심에 따라 적합한 라이저를 적용한다. 이중 SCR은 구성 및 재질이 간단하여 비용적인 측면에서 이점이 있으나 심해에서는 자중에 의한 영향이 크며 TDP(Touch down point)영역에서의 피로 파괴가 문제가 되므로 적용에 어려움이 있다. SLWR는 이러한 SCR의 한계를 보완하기 위해 제안된 개념으로 라이저 중간 부분에 부력제를 설치하여 라이저 형상을 Lazy Wave 형태로 유지하는 것을 특징으로 하며 이를 통해 자중 및 피로 파괴의 영향을 감소시킨다.

유광규 등(2017)은 FPSO에 적용된 일반적인 SCR에 대해 동적 해석 바탕으로 민감도 해석을 수행하여 각 인자별 변화에 따라 라이저의 강성 조건 및 피로수명 조건에 미치는 영향을 검토하였으며 Felisita et al.(2015) 은 북해에 투입되는 SLWR에 대해서 부력제의 위치 및 길이 등의 영향을 고려한 동적 거동 해석을 수행하였으며 부력제의 위치 및 길이에 따라 라이저의 성능을 만족할만한 수준으로 끌어 올릴 수 있음을 보였다.

하지만 SLWR의 형상 및 설계 조건에 대한 검토를 수행함에 있어 SLWR이 투입되는 유전 및 해상 조건 등에 대한 기본적인 자료가 선행적으로 검토되어야 한다. 라이저는 해상 유정과 해양 구조물 사이를 연결시켜 생산물을 유전의 운영 주기 동안 문제없이 이송시키는 설비라는 특징을 가지고 있기 때문에 생산물의 구성, 온도, 압력 등 유정에 대한 정보뿐만 아니라 해상 인프라, 해상 조건, 부유식 구조물의 동적 거동, 계류 시스템, 공정시스템 등 해양 유전 개발 개념 전체에 대한 이해와 자료를 필요로 한다.

하지만 이러한 정보들은 대규모로 진행되는 해상 유전 개발의 특성 상 각 개발 주체들이 정확하게 인지하고 설계에 적용하는데 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는 SWLR의 개념 설계를

수행함에 있어 각 인자별로 라이저 설계에 미치는 영향을 고찰하였으며 설계에 필요한 자료를 검토하여 BOD(Basis of design)를 구성하였다.

2. SLWR 구성

SLWR은 일반적인 SCR에 사용하는 스틸 재질의 파이프를 사용하며 부력제를 통해 전체 형상을 결정한다. 따라서 전체적인 구성은 SCR과 유사하지만 부력제에 의해 형상이 변하는 영역에 대한 정의가 필요하다. Fig. 1은 SLWR에 구성에 대한 예이다. (Li, 2017)

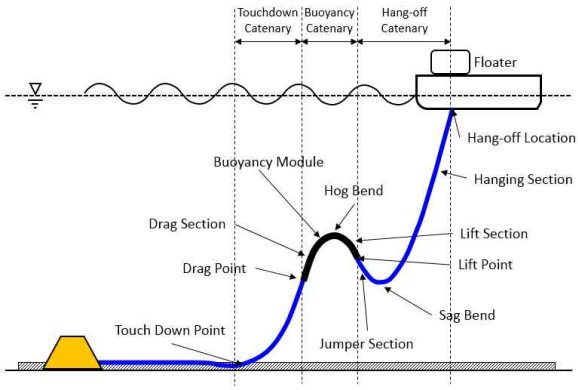


Fig. 1 Configuration of SLWR(Steel Lazy Wave Riser)

SLWR의 형상은 부력제 영역에 의해 Hang-off catenary, Buoyancy catenary 그리고 Touchdown catenary의 3가지 영역으로 나뉠 수 있다.

Hang-off catenary영역은 라이저 자중에 의한 처짐에 의해 형상이 나타나는 영역이며 부력제의 영향으로 인해 발생하는 Sag bend를 포함하고 있다. Sag bend는 SLWR의 길이 방향으로 가장 낮은 위치에 존재하기 때문에 라이저 거동을 고려하였을 때 해저면에 닿지 않도록 해야 한다.

Buoyancy catenary 영역은 부력제에 의해 형상이 급격하게 변화하는 영역이다. 부력제에 의해 라이저의 자중이 상쇄되며 양성 부력 상태에 놓이는 구간으로 이로 인해 Hog bend가 형성된다. Lift section은 수선면 방향으로 라이저가 상승하는 구간이며 Drag section은 Hog bend를 지나 해저면 방향으로 라이저가 하강하는 구간이다. 이러한 형상의 특징은 인해 부유식 구조물의 동적 거동이 직접적으로 TDP로 전달되지 않게 하며 라이저 자중에 의해 Hang-off location에 작용하는 하중을 상당 부분 상쇄한다. Buoyancy catenary 영역은 부력제의 제원, 구성, 길이 및 배치 등에 의해 형상이 결정되며 주어진 조건에서 SWLR의 최적 설계를 이끌어내는 중요한 구간이 된다.

Touchdown catenary 영역은 Buoyancy catenary 영역의 끝에서 시작되며 TDP까지의 구간이다. 라이저의 자중이 부력제에 의해 상당부분 상쇄되며 부유체의 거동 또한 Buoyancy catenary 영역에서 흡수되므로 이 영역은 상대적으로 안정적인 영역이 된다. 하지만 TDP는 해저면과 라이저가 물리적으로 맞닿아 있는 상태가 유지되며 라이저의 거동에 의해 주기적인 하중이 작용하므로 피로 하중에 의한 피로 파괴 및 충격 하중에 의한 파괴 등의 영향을 검토하여 한다.

부유식 구조물과 라이저가 연결되는 지점은 Hang-off location이며 파랑에 의한 부유체의 6자유도 운동 및 파랑 표류력, 조류하중, 풍하중에 의한 장기주 표류운동에 의해 해당 지점에 작용하는 하중 및 각도가 결정된다. 또한 주기적인 하중이 운영 기간 동안 지속적으로 작용하기 때문에 피로 하중에 의한 손상이 발생할 가능성이 높은 영역으로 라이저 피로 해석 및 피로 수명 검토 시 반드시 고려되어야 하는 영역이다.

3. Basis of Design for SLWR

서론에서 살펴 본 바와 같이 라이저의 설계는 유정에 대한 정보뿐만 아니라 해상 인프라, 해상 조건, 부유식 구조물의 동적 거동, 계류 시스템, 공정시스템 등 해상 유전 개발과 관련된 포괄적인 범위에서의 자료를 필요로 한다.

Fig. 2는 라이저 설계 시 고려되어야 하는 전체 시스템에 대한 개념도이다.

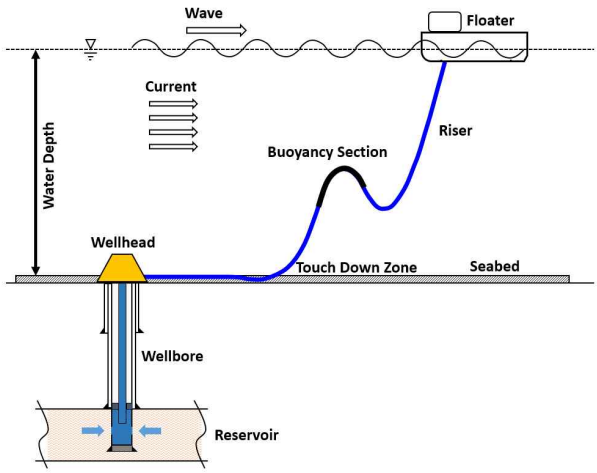


Fig. 2 System configuration of offshore field development for SLWR Design

라이저 개념 설계를 위한 자료를 취해야 하는 영역은 크게 4가지로 구분 할 수 있으며 각 영역에서 라이저 설계를 위해 필요로 하는 자료를 취사선택하여 설계값으로 결정하는 과정을 거치게 된다. 4가지 영역은 먼저 생산물이 저장되어 있는 저류층 영역, 해저면 상부에서부터 부유식 구조물로 생산물을 이송하는 SURF 영역, 그리고 이송된 생산물을 처리, 저장, 수송하는 부유체 영역, 해양 환경 영역로 구분된다.

3.1 저류층 영역 자료

Fig 3. 은 저류층 영역에 대해 나타내고 있다. 저류층 내에 저장되어 있는 생산물은 Oil, Gas, Water 및 불순물의 혼합물로 구성되어 있으며 저류층의 구성, 온도, 압력 조건에 따라 다양한

상으로 존재한다. 저류층에 저장되어 있는 원유는 두 지점에서의 압력차에 의해 발생하는 유동 흐름을 통해 생산된다. 이러한 압력 차이는 두 단계로 이해할 수 있는데 저류층 내의 압력과 Bottomhole 압력 사이의 차이에 의해 생산물이 저류층에서 생산관으로 유입되는 과정과 Bottomhole 압력과 Subsea wellhead의 압력 차이에 의해 생산물이 저류층에서 해저면으로 이동하는 과정이다. 전자의 관계를 IPR(Inflow performance relationship), 후자를 VLP(Vertical Lift performance) 또는 TPR(Tubing Performance relationship)이라 하며 생산물의 PVT, Tubing size, Water cut, GOR(Gas oil ratio)등에 영향을 받는다. Fig. 4은 IRP과 TPR를 나타는 것으로 Bottomhole 압력과 생산물의 유량의 관계를 나타내며 이 두 곡선의 교차점으로 생산 조건이 결정된다.

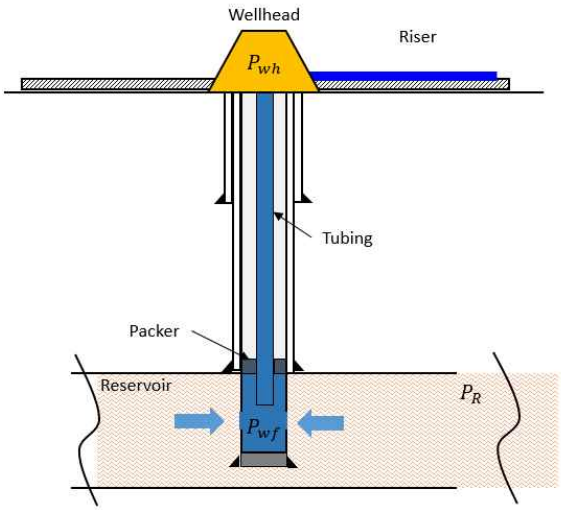


Fig. 3 Configuration of reservoir region

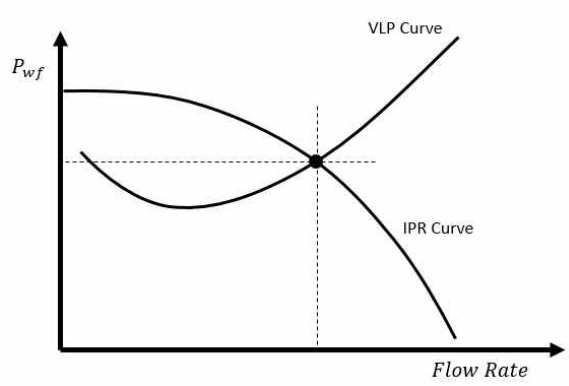


Fig. 4 IPR and VLP Curve

저류층 영역에서의 정보는 일반적으로 Reservoir engineering 및 Flow assurance 해석 등을 통해 제공되며 압력 구배 및 생산량은 라이저의 내부 직경 및 두께 등을 결정하는 중요한 인자가 된다. 또한 생산물의 요구 최소 온도 조건은 라이저의 Insulation 설계에 영향을 준다.

라이저 설계를 위한 저류층 및 flow assurance 관련 자료들을 정리하면 다음과 같다.

- Daily liquid production
- Daily oil production
- API gravity
- Specific gravity of gas
- Specific gravity of oil
- Liquid temperature
- Water cut
- GOR(Gas oil ratio)

3.3 SURF 영역 자료

SURF(Subsea Umbilical Riser Flowline)영역은 라이저를 포함하여 해저면과 부유체 사이의 존재하는 시스템 전체를 의미한다. 본 연구에서는 라이저의 개념 설계를 고려하고 있으므로 라이저와 관련된 설계 데이터를 살펴보았다.

Fig. 5는 SURF 영역에서 라이저에 초점을 두어 나타낸 것이다.

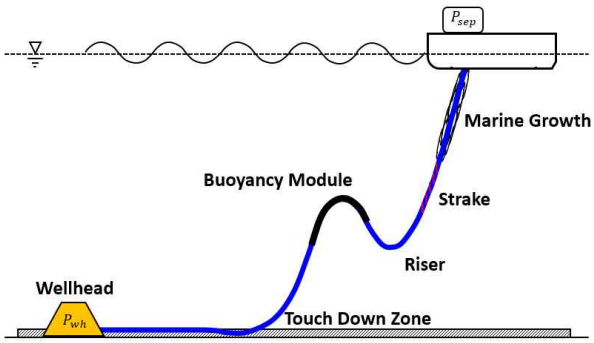


Fig. 5 Configuration of SURF region

저류층 영역에서 살펴본 바와 같이 생산물은 이송은 두 지점간의 압력 차이로 인해 발생한다. SURF영역에서는 Topside separator의 Inlet pressure와 Subsea wellhead pressure 사이의 압력 차이로 인해 유량이 형성된다.

SURF 영역에서의 유동 흐름 특성은 Flow assurance 해석을 통해 얻을 수 있으며 유동 흐름 특성 중 flow regime와 slug가 중요하게 다뤄진다. SLWR의 Sag bend 형상 특성을 고려할 때 충분한 압력 차이에 의한 유동이 형성되지 않을 경우 Sag bend에 유체가 축적되며 축적된 유체가 순간적으로 Topside로 이송되는 현상이 발생할 가능성이 높다. 이러한 현상을 Terrain slug라 하며 Slug length 및 Slug frequency가 SLWR 설계에서 중요하게 고려되어야 한다.

SURF 영역에서는 라이저의 구성 요소에 대한 설계 데이터도 중요하게 다뤄진다. 내부 직경은 라이저가 담당하는 일일 생산량을 바탕으로 결정되며 파이프의 두께는 라이저에 작용하는 내외부의 압력 조건을 반영하여 API-RP-2RD 및 API RP-1111, Section 4.3의 절차에 따라 결정한다. SLWR은 API 5L 규격의 스틸 파이프를 주로 사용하므로 해당 재질의 물성치를 반영한다.

일반적인 SCR 형상은 Hang-off location과 Touchdown point 사이의 거리, 수심, 라이저 길이 및 자중에 의해 결정되는데 반해 SLWR은 부력제에 의해 발생하는 Buoyancy catenary영역의 영향을 크게 받는다. 즉, 부력제의 제원, 위치, 길이에 따라 SLWR의 형상이 결정되며 부유체의 거동 및 조류 등을 반영한 동적 거동 해석을 통해 설계 기준값 만족 여부를 검토 후 최적의 형상으로 결정된다. 라이저의 동적 거동 해석에는 라이저에 작용하는 하중에 대한 정보가 필요하며 이는 모리슨식의 관성 및 항력계수에 의해 결정된다.

Hang-off location은 부유체의 Riser porch와 라이저의 상단 끝부분이 연결되는 지점으로 피로 파괴에 취약한 영역이다. 따라서 집중 하중 및 반복 하중의 영향을 최소화하기 위하여 Flex-joint 및 Stress joint를 구비하고 있다. 이러한 정보는 피로 수명 추정에 큰 영향을 주므로 라이저 설계 시 반영되어야 한다.

라이저는 조류에 의해 VIV 현상에 놓이게 되며 이는 반복 하중으로 작용하여 피로 파괴의 주요 원인이 된다. 따라서 이러한 하중의 영향을 감소시키기 위해 Strake를 라이저에 부착하며 VIV 발생을 최소화한다. 따라서 라이저 설계 시 Strake의 부착 위치, 길이, 직경 등에 대한 고려가 필요하다.

라이저는 한번 설치되면 운영 기간 동안 위치를 유지하므로 라이저 상부 영역은 해양 생물이 자라나게 된다. 이를 Marine growth라 하며 라이저의 자중, 관성 및 항력 계수에도 영향을 주므로 이에 대한 영향이 고려되어야 한다.

라이저 설계를 위한 SURF 및 flow assurance 관련 자료들을 정리하면 다음과 같다.

- Service life
- Well shut-in pressure
- Maximum Operating Pressure
- Maximum flowing operation pressure
- Riser Inner, outer diameter
- Riser wall thickness
- Nominal length
- Buoyancy module specification
- Buoyancy module length
- Buoyancy module location
- Steel pipe properties(Grade, density, material yield stress, specified minimum yield strength, pipe ovalisation, etc.)
- Hydrodynamic coefficient (Inertia, drag)
- Insulation (Coating thickness, coating properties, U value)
- Flex-joint specification (Stiffness)
- Stress-joint specification (Length)
- Strake specification (Weight, diameter, thickness, height, pitch, length, etc.)
- Hang-off location
- Marin growth(Submerged weight, thickness)

3.4 부유체 영역 자료

부유체는 구조물의 특성에 따라 다른지만 일반적으로 라이저를 통해 이송된 생산물을 받아 처리, 저장, 수송하는 역할을 수행한다. Fig. 6은 부유체 영역을 표시한 그림이다.

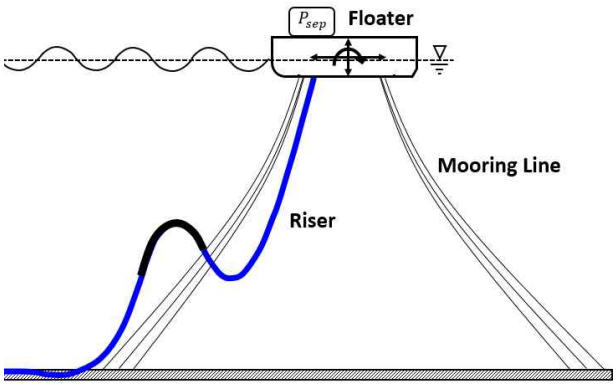


Fig. 6 Configuration of floater region

부유체는 해상 유전 개발 개념에 따라 선택되며 구조물 특성에 따라 파랑 조건하에서 운동 특성을 달리한다. 일반적으로 널리 투입되는 부유체로는 Semi-submersible, SPAR, TLP, FPSO가 있으며 대상 해역 환경 조건 및 저장, 수송 능력의 필요 여부에 따라 결정된다. 부유체와 관련된 자료로는 공정 설비, 일일 생산량, 선형 정보, Loading condition에 따른 흘수, 배수량, 저장량, 무게 중심 등이 있으며 이를 바탕으로 파랑에 의한 부유체의 운동 특성(RAO)을 검토한다. 부우체의 운동 특성은 부유체-라이저 동적 연성 해석에서 라이저 상부의 거동을 유발 시키는 요인이 된다. 부유체의 파랑 하중 하에서의 동적 거동 특성은 라이저 연결부인 hang-off location에서의 반복적인 거동을 야기하며 이는 곧 피로 하중으로 작용한다. 또한 부유체의 수직 및 종운동은 라이저의 TDP에서의 거동을 유발하며 좌굴 또는 반복적인 거동에 의한 피로 파괴의 위험을 높이게 된다.

부유체는 Turret 또는 Spread 방식의 계류시스템에 의해 고정되어 일정 장소에서 위치하게 된다. 하지만 계류시스템에 고정되어 있다하더라도 부유체에 작용하는 파랑 표류력, 조류하중, 풍하중에 의한 수평면 상에서 장주기의 표류 운동을 하게 된다. 계류계 설계는 부유체의 원점 기준으로 일정 영역 밖으로 부유체가 이동하는 것을 막는 것을 목표로 하기 때문에 라이저 설계에서 부유체의 수평 이동 거리는 계류계 설계 기준을 넘지 않는다고 본다. 따라서 부유체의 수평면 이동거리(offset or excursion)은 계류계 해석을 통해 얻어진 최대 이동 거리 또는 수심의 일정 퍼센트로 가정하여 수행한다. 이때 부유체의 최대 이동 거리는 설치, 운동, 극한조건, 생존 조건 등에 따라 달리 적용 된다.

또한 계류계 역시 부유체와 해저면을 연결하는 구조로 되어 있기 때문에 라이저와 계류선 간의 간섭에 대한 고려가 필요하다. 일반적으로 해상 유전 레이아웃을 설정함에 있어 계류선과 라이저가 서로 간섭을 일으키지 않는 방향으로 진행되지만 부유체의 이동, 계류선과 라이저의 동적 거동에 따라 서로 간섭을

일으키는 경우가 발생할 수 있다. 따라서 라이저 설계 시 이들 간 간섭 발생 여부 및 허용 범위에 대한 고려가 필요하다.

라이저 설계를 위한 부유체 관련 자료들을 정리하면 다음과 같다.

- Service life
- Type of floating structure
- Main dimension (Length, beam, depth, draft, displacement)
- Loading condition(Ballast, full, intermediate)
- Storage capacity
- Daily oil production and processing capacity
- Center of gravity
- Mooring system(Type, layout)
- Offset, excursion

3.5 해양 환경 영역

라이저 및 부유체는 해상 환경 조건에 따라 다양한 형태로 영향 및 외력을 받는다. 이러한 해상 환경 조건을 Fig. 7에 표시하였다.

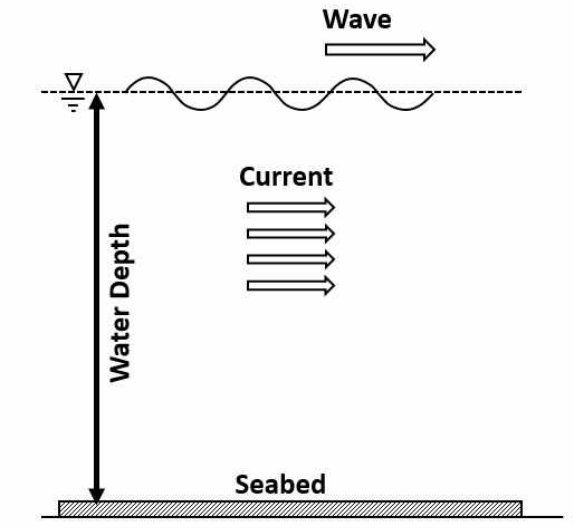


Fig. 7 Configuration of offshore environment region

해상 유전 개발의 수심은 투입 부유체 및 라이저 선택에 중요한 요소이다. 앞에서 밝힌 바와 같이 심해 영역에서는 부유식 해양 구조물이 투입되며 라이저는 flexible, SCR, Hybrid, SLWR 중 비용, 해상 조건 등을 종합적으로 고려하여 선택되며 SLWR이 심해 유전 개발에서 비용 및 설계 안정성 측면에서 이점이 있다. 또한 수심은 라이저 내, 외부에 작용하는 수압에 의한 정압을 결정하는 중요한 요소가 되며 이는 압력차에 의한 유량 및 라이저의 최소 요구 두께 등을 결정하는 인자가 된다. 또한 태풍 및 조석의 영향을 받는 해역에서는 이들에 의한 수선면 변화를 고려한다.

파랑 및 조류 정보는 대상 해역에 설치되는 부유체 및 라이저에 작용하는 외력을 결정하는 중요한 요소이다. 파랑 정보는 재현 주기 및 특정 해상 조건(태풍, Winter storm 등)에 따라 Significant Wave Height, Peak Period, Direction, Occurrence Probability 등의 형태로 제공되며 피로 해석의 경우에는 1년 재현 주기에 해당하는 Wave scatter diagram을 사용한다.

조류 역시 재현 주기에 따라 조류 속도 및 방향 정보가 요구된다. 일반적으로 조류 속도는 수심이 깊어짐에 따라 감소하는 경향을 보이며 수심에 따른 조류 속도 분포 자료를 적용한다.

해상에서의 수심에 따른 온도 정도는 라이저의 Insulation 설계에 활용된다. 라이저 내부를 흐르는 생산물은 라이저 및 외부 해수와 지속적으로 열 교환을 하게 되는데 이때 Flow assurance 해석을 통해 생산물이 유지해야하는 특정 온도를 추정할 수 있다. 따라서 최소 온도 조건을 만족하기 위한 Insulation 설계를 위해 외부 온도 조건에 대한 정보가 필요하다.

TDP에서는 부유체의 거동 및 조류 하중에 의해 라이저와 해저면 사이에 물리적인 접촉이 일어나며 지속적이고 반복적인 하중이 작용하게 된다. 라이저의 하단부가 해저면과 만나는 부분의 영향을 고려하기 위해서는 soil stiffness, friction coefficient 및 roughness 정보가 요구된다.

라이저 설계를 위한 해상 환경 정보를 정리하면 다음과 같다.

- Site
- Water depth (MSL, LAT, HAT, Tidal surge)
- Seawater temperature
- Wind (speed, direction, return period, profile)
- Wave (Hs, Tp,direction, Wave spectrum, return period, occurrence probability, scatter diagram)
- Current(speed, direction, return period, profile)
- Soil property (stiffness, friction coefficient, roughness)

5. 결 론

본 연구에서는 SCR의 단점을 보완하기 위해 제안된 SLWR의 구성 및 특징에 대해 살펴보았다. SLWR의 형상은 부력제 영역에 의해 Hang-off catenary, Buoyancy catenary 그리고 Touchdown catenary의 3가지 영역으로 나뉠 수 있으며 부력제의 제원, 위치, 길이 등에 의해 형상이 결정된다. SLWR은 Sag bend 및 Hog bend를 통해 부유체의 동적 거동 및 라이저 자중의 영향을 상쇄하는 장점을 가지고 있지만 내부 유동에서 Terrain slug을 유발할 수 있으므로 Flow assurance 해석 등을 통해 slug의 영향을 검토하여야 한다.

라이저 설계를 위해 필요한 자료들을 해상 유전 개발의 저류층, SURF, 부유체, 해양 환경의 4가지 영역으로 구분하여 검토하였다. 또한 해당 영역에서의 자료가 SWLR의 개념 설계를 수행함에 있어 미치는 영향을 검토하였다. 일반적으로 대규모로 진행되는 해상 유전 개발의 특성 상 각 개발 주체들이 다른 영역에서 제공되는 자료를 정확하게 인지하고 설계에 적용하는데 어려움이 있다. 또한 각 개발 주체가 생성하는 자료가 서로 상

호 작용을 하는 경우 많아 일관된 자료를 구성하고 설계에 활용하기 어려운 경우가 많이 발생한다. 본 연구에서 정리한 각 영역의 자료를 바탕으로 SLWR 설계에 필요한 데이터를 취합 정리하여 SLWR 설계를 위한 BOD(Basis of Design)구성할 수 있을 것으로 기대한다.

후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “초심해역용 라이저(SLWR) 설계엔지니어링 핵심기술 개발”에 의해 수행되었습니다(PES8920).

참 고 문 헌

유광규, 주영석 (2017). “Sensitivity Study on SCR Design for Spread-Moored FPSO in West Africa”, 한국해양공학회지, 제31권, 제2호, pp 111-120.

Airindy Felisita, O. T. Gudmestad, Daniel Karunakaran, Lars Olav Martinsen (2015). “REVIEW OF STEEL LAZY WAVE RISER CONCEPTS FOR NORTH SEA”, OMAE 2015, Newfoundland, Canada.

API RP-1111 (1999), “Design, Construction, Operation and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines(Limit State Design)”, API, Washington, D.C.

API RP-2RD (2009), “Design of Risers for floating Production System(FPSs) and Tenstion-Leg Platfoems(TLPs)”, API, Washington, D.C.

Shangzhan Li (2017), “Response Analysis of the Deepwater Steel Lazy-Wave Riser for the Turret Moored Floating Production Storage Off-loading System“, Master thesis, Florida Institute of Technology.

Numerical Investigation of the Effect of particle Loading on erosion rate

Hassan Pouraria*, Yutaek Seo*

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea

KEY WORDS: Flow Assurance, CFD, Erosion, particle loading

ABSTRACT: Erosion due to the sand production is one of the major concerns in flow assurance. Computational fluid dynamics is widely used to predict the erosion rate. However, the traditionally used CFD model namely Discrete Particle Method (DPM) is not a reliable model for high particle loading conditions. Due to the one-way coupling of the phases in this method, the inter-particle collisions as well as the influence of particles on the fluid is neglected. In the present study a newly developed CFD model based on Eulerian-Eulerian-Lagrangian approach is employed to extend the validity of CFD model in a wide operating condition ranging from very low to high particle loadings. Furthermore, the influence of particle volume fraction on the erosion ratio is investigated.

1.Introduction

Sand production is a common occurrence in oil and gas industry. Erosion due to the existence of sand particle is one of the major challenges in flow assurance. Hence, predicting the erosion damage is of outmost importance in subsea developments as well as several other industries.

CFD based prediction of the erosion damage is the most comprehensive approach in industry. CFD models can be used to accurately identify the location of severe damage and to estimate the erosion rate.

Traditionally, Eulerian-Lagrangian framework is utilized to model the particulate flow and estimate the erosion rate. In this approach, the continuous phase is modeled using eulerian framework while, the particles are tracked using Lagrangian approach. Discrete particle Method (DPM) is the most frequently used Eulerian – Lagrangian model used in industry.

Although the DPM method is widely being used and it has been validated to give reasonable prediction of the erosion rate the predicted results using this method is only valid for very dilute flows. DPM model neglects the influence of inter-particle collisions. Furthermore, the influence of particles on the fluid is usually ignored. For such conditions another Eulerian-Lagrangian approach namely Discrete Element Method may be used as an alternative. Using this model the inter-particle collisions can be modeled. However, due to very high computational cost, the application of this model is limited to the small scales with low particle numbers.

Another alterative for modeling particulate flows is using multi-fluid granular models. Such models are reliable tools for predicting the overall behaviour of particulate flows. However, due to the averaging of fluxes in this approach the information regarding the particle impact at the wall region are not reliable.

The objective of the present study is to employ a hybrid Eulerian-Eulerian-Lagrangian model which is capable of modeling the inter-particle collisions and the influence of particles on the fluid with reasonable computational cost. The methodology is based on the traditional DPM approach. However, similar to the multifluid models, the particles are also modeled on a fixed eulerian grid and the particulate phase is modeled based on the kinetic theory of granular flows (KTGF). Furthermore, the influence of particle loading on erosion is investigated using this model and traditionally used DPM model.

2. Mathematical Formulation

2.1 Dense Discrete Particle Method

The newly developed model namely, Dense Discrete Particle Method (DDPM) is based on a multifluid model coupled with a DPM approach.

The continuity and momentum equations for both phases are written as follows:

The momentum equation for the particulate phase is not fully resolved and the volume fraction and velocity of the

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g) + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \vec{v}_g) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s \rho_s) + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \vec{v}_s) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_g \rho_g \vec{v}_g) + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \vec{v}_g \vec{v}_g) = -\alpha_g \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_g + \alpha_g \rho_g \vec{g} + \vec{F}_{exchange} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s \rho_s \vec{v}_s) + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \vec{v}_s \vec{v}_s) = -\alpha_s \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_s \; \alpha_s \rho_s \vec{g} + \vec{F}_{exchange} \quad (4)$$

particles are calculated using Lagrangian approach in DPM as follows:

$$m_s \frac{d\vec{u}_s}{dt} = \vec{F}_D + \vec{F}_b + \vec{F}_P + \vec{F}_M + \vec{F}_{KTGF} \quad (5)$$

The first four terms on the right hand side of this equation are the drag, buoyancy, pressure gradient and virtual mass forces, respectively. The last term which is not observed in DPM model is added in DDPM approach to account for inter-particle collisions using kinetic theory of granular flows.

The KTGF forces result from the stress generated due to the particle collisions and translations

$$\vec{F}_{KTGF} = \frac{-1}{\alpha_s \rho_s} \nabla \bar{\bar{\tau}}_s$$

The used numerical procedure to quantify this force is based on standard formulation of granular flows. Hence, the detail is not presented for the sake of brevity. The only difference of the present study when compared to the usual approach is determining the granular temperature based on the Lagrangian approach. The standard k model along with standard wall function was employed to account for the turbulence effects.

ANSYS FLUENT 16.1 package was used to solve all transport equations. Then, the unsteady state solution was carried out for two-phase gas-solid flow. The pressure-velocity coupling was achieved via phase-coupled SIMPLE (PC-SIMPLE) algorithm which is the extension of Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE) algorithm for multiphase flows.

2.2 Erosion Model

By using the described CFD model, the impingment data such as speed and angle of the impact of sand particles are determined as the particles hit the wall. Using these information, the erosion rate at the wall can be determined according to different erosion models.

In the present study the modified version of E/CRC erosion model is used to quantify the erosion rate. (Zhang et al. 2006).

$$ER = K F_s V_p^n f(\theta)$$

where ER is the erosion ratio, which is defined as the ratio of the material removal at the wall to the particle mass flow rate. V_p is the velocity of the particles, n is a constant equal to 2.41, and K is a constant that depends on the material of the pipe which is defined as follows:

$$K = C(BH)^{-0.59}$$

BH, is the Brinell hardness of pipe material, C is an empirical constant and $H_V$isVicker's hardness of the pipe material.

F_s is the particle shape coefficient, which is considered equal to 0.2 for fully rounded particles, 0.53 for semi rounded particles and 1 for sharp particles, respectively. $f(\theta)$ is the impact angle function which accounts for the effect of impact angle on the erosion rate.

3. Geometry and boundary conditions

In the present study, a recently published experimental work by Viera et al (2016) was used to validate the CFD model. The experiment was performed with a standard elbow (R/D=1.5) in vertical-horizontal orientation and with internal diameter of 76.2 mm. Air was used as a carrier fluid. Experiment was conducted for different particle shapes and sizes as well as different flow velocities. Fig. 1 shows the schematic of the used geometry and configuration. The same geometry was modelled using GAMBIT 2.4.6 (GAMBIT, 2006). A grid sensitivity test was carried out and a grid consisting 746,000 cells was found to be suitable for this study. Fig. 2 shows the used grid in the present study.

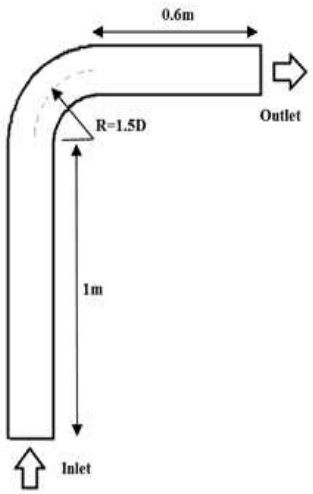


Fig. 1 The schematic of the used geometry in experiment and CFD model.

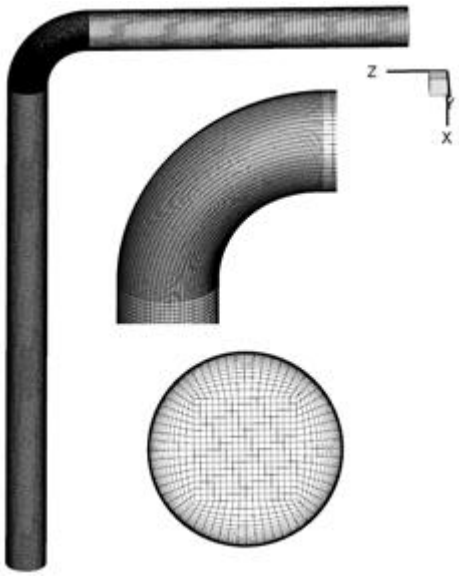


Fig. 2 The used grid in CFD model.

4. Results and Discussions

As mentioned, recent experimental work published by Viera et al (2016) was used to evaluate the accuracy of the described numerical model in predicting the erosion rate. Fig. 3 shows the predicted erosion pattern using the DDPM and DPM models. The flow velocity and particle size are 11m/s and 150 μm, respectively. Semi-round particles were used in the experiment.

As seen in this figure, a so called V-shape erosion pattern is predicted by both the DDPM and DPM approaches. The same erosion pattern was also reported by Viera et al (2016) according to the experiment as well as using DPM simulation.

The measured erosion rate in the experiment is 6.5 mm/year. The predicted erosion rate using DDPM and DPM are 6.28 mm/year and 6.22 mm/year, respectively. A comparison between the predicted erosion rate by CFD and the experimental measurement verifies the accuracy of the present DDPM and DPM models. The particle volume fraction fin the experiment is around 2.2E-5. For such conditions with very low particle loading the inter-particle collisions and the influence of the particles on the continuous phase can be neglected. Hence, using traditional DPM approach with one-way coupling between two phases is reasonable.

As mentioned before, the main advantage of DDPM compared to the DPM approach relies on its capability in modelling dense particulate flows where the effect of particle collisions and the influence of particulate phase on the continuous phase becomes important. In order to investigate the influence of particle concentration on erosion pattern, numerical modelling was conducted for different particle concentrations ranging from 1E-6 to 1E-3, respectively.

Fig. 4 illustrates the predicted erosion ratios for different particle volume fractions as obtained by the DDPM and DPM approaches. The flow velocity and particle size are 11m/s and 150 μm, respectively. As seen in this figure, the DDPM approach predicted a reduction of erosion ratio. However, DPM model shows a constant erosion ratio for all the volume fractions. According to the obtained results of DDPM, as the particle concentration at the inlet increases the penetration per unit sand mass decreases.

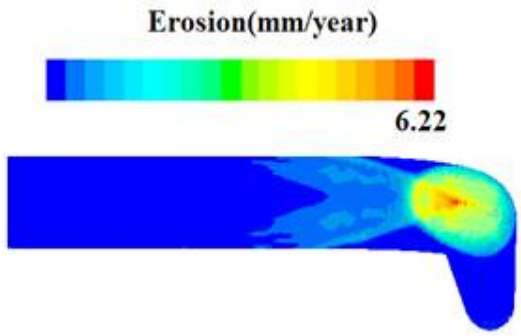


Fig. 3 The predicted erosion profile as obtained by CFD model (a) DDPM, (b) DPM

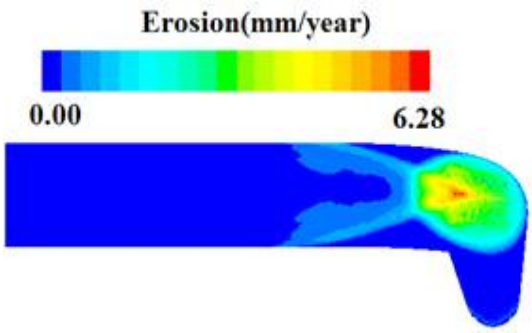
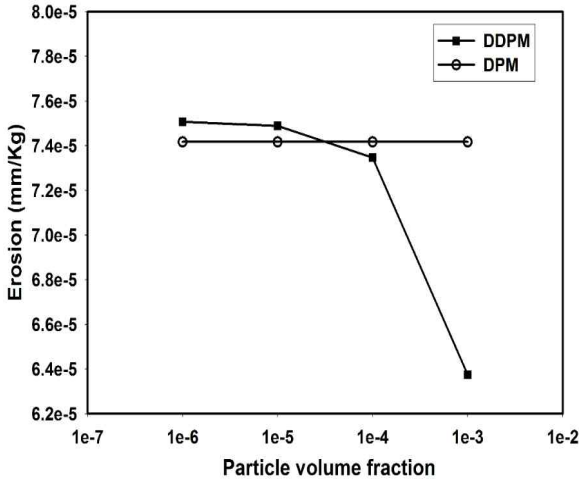


Fig. 4. The influence of particle concentration on the erosion rate (velocity=11m/s, particle size=150μm)

From this figure, it is seen that for volume fractions less than 1E-4, the influence of particle loading is not significant. However, for particle concentrations beyond 1E-4, a comparatively significant reduction in erosion ratio is observed. The reduction of erosion rate at higher volume fractions was already observed in experiment. This phenomenon has been related to the so-called cushioning effect. It is believed that at higher particle concentrations a shield of concentrated



particle region is formed near the wall which in turn partially protect the wall from erosion. The present CFD results using DDPM could predict the erosion reduction at high volume fractions. However, due to the lack of experimental data, a quantitative assessment of the erosion reduction cannot be made.

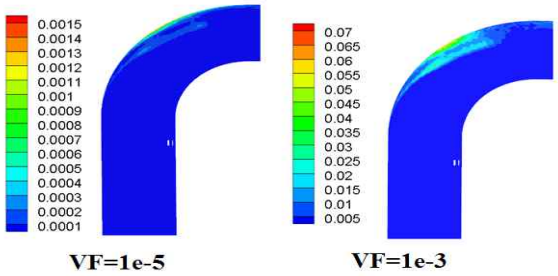


Fig. 5 Particle concentration at different input volume fraction as predicted by DDPM

Fig. 5 shows the contours of particle volume fraction at the middle-plane section of the elbow for two different particle volume fraction of 1e-5 and 1e-3, respectively. According to these figures, the maximum particle volume fraction is observed at the wall of the bends. Furthermore, another high particle concentration region is observed near the wall which is considered as a shield against incoming particles. As the particle loading increases the volume fraction of the sand at both the wall and the shield regions increases. An increase in volume fraction of particles in the shield region may be considered as the reason of erosion reduction. A dense shield region can partially protect the wall against the incoming particles from upstream, thereby reducing the erosion. Generally, for volume fractions higher than 0.01, neglecting the inter-particle collisions is not reasonable assumption. Hence, the obtained results using DPM are not reliable.

As mentioned, for flow-fields with highly concentrated particle regions the influence of particles on the hydrodynamics of the continuous phase cannot be neglected. However, the traditional one-way coupling CFD approaches cannot predict such features. The DDPM is capable of predicting such features in the flow field.

Fig. 6 shows the velocity contours of the fluid for two different particle concentrations of 1e-6 and 1e-3. As seen in these figures, at low particle loading conditions, the velocity profile is very similar to the single phase gas flow. When the gas phase enters the elbow section, the dominant centrifugal force increases the velocity near the intrados of the elbow while the velocity in extrados region of elbow decreases. Contrary to the elbow section, the maximum velocity at the outlet of elbow is observed near the outer edge. However, an increase in particle loading results in a reduction of the velocity in extrados of the elbow as well as an increase in the inner edge. As a result, for very high particle loading at the exit of the elbow, the velocity profile significantly differs from that at low particle loading conditions. The present CFD results indicate that for high particle loading conditions, the velocity of fluid at the outer edge of the elbow, in the exit section, is significantly lower than that in inner edge. This is attributed to the high volume fraction of the particles at the extrados of the elbow. As a matter of fact, the high particle concentration region partially blocks the path of the fluid flow, thereby, increasing the fluid velocity near inner edge of the elbow.

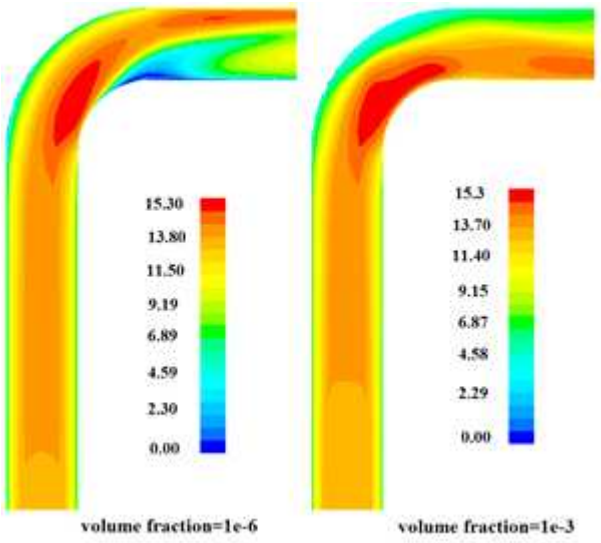


Fig. 5 Velocity contours at different particle volume fractions as predicted by DDPM

5. Conclusions

Numerical simulation of erosion in an elbow conveying two-phase gas-solid flow was carried out using dense discrete particle method (DDPM).

The numerical simulations were conducted for working conditions with available experimental data through which the accuracy of solution was verified.
A comparison among the obtained results using DDPM and DPM revealed that for flow-fields with low particle loadings both models give comparatively similar results. Therefore, DPM approach can be used with high confidence. However, as the particle loading increases the inter-particle collisions and the influence of particulate phase on the fluid becomes importance. Hence, using DDPM approach results in a more reliable insight into the flow-field.

Aknowledgements

This paper is supported by the Global Leading Technology Program of the Office of Strategic R&D Planning (OSP) funded by the Ministry of Knowledge Economy, Republic of Korea (10042424).

References

Vieira, R. E., Mansouri, A., McLaury, B. S., & Shirazi, S. A. (2016). Experimental and computational study of erosion in elbows due to sand particles in air flow. *Powder Technology*, *288*, 339-353.

Y. Zhang, Application and improvement of Computational Fluid Dynamics (CFD) in solid particle erosion modelling (Ph.D. Dissertation) Department of Mechanical Engineering, The University of Tulsa, Tulsa, Oklahoma, USA, 2006.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

해양계측제어

해양 탐색을 위한 다수 자율 이동체의 운용 대수 최적화 및 임무 계획

윤석민*·우상욱**·김진환*,**
*카이스트 기계공학과
**카이스트 로봇공학제

Mission planning and fleet size optimization for maritime search using multiple autonomous vehicles

Sukmin Yoon*, Sangwook Woo**, Jinwhan Kim*,**
**Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon, Korea*
***Robotics Program, KAIST, Daejeon, Korea*

KEY WORDS: Maritime search 해양 탐색, Multiple unamnned system 다수 무인시스템, Mission planning 임무계획, Fleet size optimization 함대 최적화

ABSTRACT: In recent years, cooperative operation with multiple autonomous vehicles for long-term and repetitive mission has attracted much research interest. This study focuses on developing a mission planning architecture for maritime search using multiple autonomous vehicles composed of unmanned surface vessels (USVs) and unmanned aerial vehicles (UAVs). To achieve the high efficient of cooperative operation, a fleet size optimization (FSO) algorithm using the concepts of virtual tasks and inactive agents is introduced and the mission planning architecture with FSO is proposed. The performance and feasibility of proposed algorithms are demonstrated using numerical simulations.

1. 서 론

최근 무인 시스템을 활용하여 복잡하고 장시간 반복 수행되어야 하는 임무에 대한 관심이 증가하면서 임무를 보다 효율적으로 수행하기 위한 다수 무인시스템의 협업 운용의 필요성이 대두되고 있다. 해양 분야에서는 환경 탐사, 조난자 수색/구조, 유해물(HNS) 이동 확산 모니터링, 연안 감시 등 다양한 분야에서 다수 무인 시스템의 통합 운용이 주목을 받고 있다(Bremvag et al., 2015, Geert et al., 2012, Yoon and Kim, 2016).해외에서는 해양 환경에 다수 무인 시스템을 활용하기 위해 해상용 무인 이동체 플랫폼 개발부터 통합 운용 시스템, 훈련 프로그램 개발 등 넓은 범위에서 연구가 활발히 진행되고 있다. 하지만 국내에서는 개별 무인 플랫폼 개발에 대한 연구는 활발히 진행되는데 반해 이를 통합하고 해양 환경에 적용하기 위한 연구는 많이 보고되고 있지 않는 실정이다.

본 논문에서는 다수의 무인 시스템(무인선, 무인기)을 활용하여 해양 자율 탐색 임무를 수행하기 위한 임무계획(Mission planning) 알고리즘 개발을 목표로 한다. 효과적인 임무 수행을 위해 무인 시스템의 특성(운동 특성, 운용 시간 등)을 고려하여 임무 계획 구조(architecture)를 정립하고, 각각 단계별로 필요한 요소 기술을 정의하며 관련 요구 사항을 정립한다. 그리고 다수 무인 시스템을 활용하는데 필수적인 요소라고 할 수 있는 작업 할당(task allocation) 부분에서는 제약조건 최적화 기반의 알고리즘을 활용하여 최적의 작업 경로 계산과 최적의 운용 대수(Fleet Size Optimization)를 효과적으로 계산하기 위한 가상의 작업(virtual task)을 고려한 작업 할당 알고리즘을 제시한다.

본 논문의 2장에서는 제시하는 임무 계획 구조에 대해 기술하고, 3장에서는 가상의 작업을 활용한 운용대수 최적화 및 작업 할당 알고리즘에 대한 설명과 시뮬레이션을 통한 알고리즘의 성능을 평가한다. 그리고 마지막 4장에서 본 연구의 결론 및 향후 계획을 기술한다.

2. 임무 구조

본 장에서는 해양 자율 탐색을 위한 임무 계획 구조(architecture)를 소개하고 각각의 요소 기술을 소개한다. 제시하는 임무계획 구조는 시나리오(Scenario) 단계, 계획(Planning) 단계, 그리고 마지막 실행(Execution) 단계로 이루어져 있으며 가장 기본적인 구조 및 요소 기술에 대한 간략한 설명은 기술된 바 있다(Yoon and Kim, 2016). 따라서 본 논문에서는 좀 더 구체화된 해양 시나리오(조난자 수색/구조)를 바탕으로 장시간 동안 반복적으로 수행되어야 하는 임무에 좀 더 적합하도록 보완된 임무 계획 구조에 대해 기술하며, 그림 1에 보완된 임무 계획 알고리즘의 구조를 나타내었다.

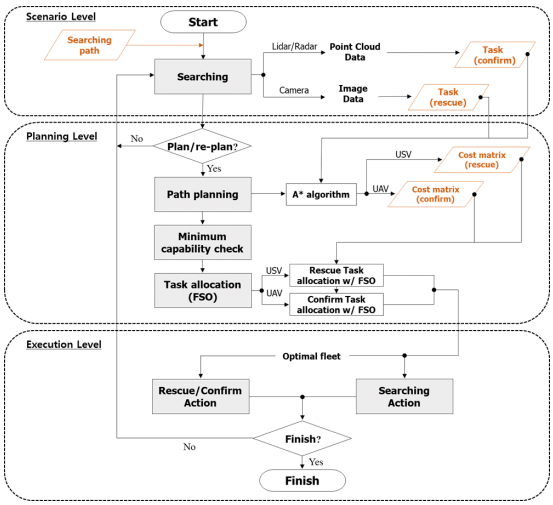


Fig. 1 Mission planning architecture for the maritime search and rescue

2.1 탐색(Searching)

탐색에서는 사전에 입력된 사고 정보를 바탕으로 초기 수색을 수행하게 된다. 이때, 무인 시스템들은 사용자에 의해 입력된 각각의 수색 경로(예: 무인선-사각형 경로, 무인기-부채꼴 경로)를 경로점 추종(waypoint tracking)을 통해 탐색을 수행한다.

탐색 단계에서는 무인 시스템들이 기본적으로 환경 인식에 사용하는 레이다/라이다 또는 카메라 센서를 이용한다고 가정하였다. 이 경우 레이다/라이다 센서들은 점 군집(point cloud) 형태를 얻을 수 있고 해당 정보만으로는 구조가 필요한 조난자인지 혹은 잔해물인지 구분하기 어렵기 때문에 확인이 필요한 작업(confirm task)으로 등록시키고, 카메라 센서는 근거리에서 조난자와 잔해물을 판별할 수 있기 때문에 구조가 필요한 작업(rescue task)로 등록하는 임무 계획 구조를 도출하였다.

2.2 경로계획(Path planning)

경로 계획은 무인 시스템들의 최적 경로를 구하고 추후 작업 할당(task allocation)에 필요한 비용 행렬(cost matrix)를 계산하는데 사용된다. 이때 각각의 무인 시스템이 운용할 수 있는 수심 또는 고도 정보가 다를 것이기 때문에 운용 가능한 지역 또한 다양하게 나타나게 된다. 따라서 각 운동체의 운용 가능한 지역을 기반으로 격자 기반 환경에서 널리 사용되는 A* 알고리즘을 사용하여 각 운동체의 최적 경로 및 비용 행렬 ($C_k(i,j),\ \forall k \in V_A^a$)을 구한다. 이때 무인선은 구조가 필요한 작업(rescue task)에 대해 무인기는 빠른 속도를 활용해 확인이 필요한 작업(confirm task)에 대해 각각 작업을 수행한다고 가정하였으며 작업끼리 연결된 경로들은 각 운동체에 대해 계산된 비용의 평균값을 사용하여 전체 비용 행렬을 정의하였다(그림 2). 본 논문에서 예를 들고 있는 조난자 수색/구조 시나리오에 있어서는 최소 시간 경로를 목적 함수로 최적 경로를 구하고, 이때 조류의 속도와 바람 속도를 무인 시스템의 속도 항에 상수 형태로 추가해 주는 식으로 반영하였다(Yoo and Kim, 2012).

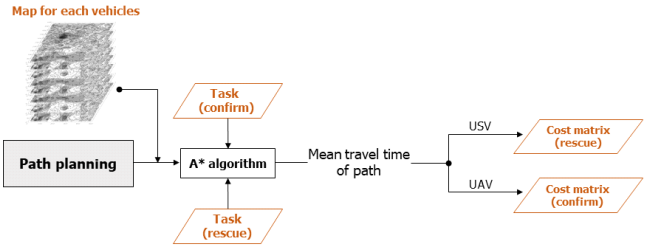


Fig. 2 Procedure of the path planning step

2.3 최소 요구 성능 평가(Minimum capability check)

장시간 동안 반복적인 임무를 효과적으로 수행하기 위해서는 무인 운동체가 작업들을 수행할 수 있는지 적절히 평가해야 할 필요가 있다. 대표적으로 무인선과 무인기가 주어진 작업을 수행하기 위해 요구되는 최소한의 운용 시간이 있을 것이며, 이를 만족하지 못하는 경우에는 모선 또는 기지국(Base station)으로 돌아가 추가적인 임무 수행을 위한 배터리 교환 등의 작업이 필요할 것이다. 이러한 제약 조건들을 작업 할당 단계에서 모두 고려하면 작업 할당 문제를 Vehicle Routing Problem으로 간주하여 적용이 가능하다. 하지만, 본 논문에서는 작업 할당 단계에서 문제의 복잡도를 줄여 빠른 계산 시간을 기대할 수 있고 또한 다양한 제약 조건들이 추가되더라도 임무 계획을 용이하게 수정/적용할 수 있도록 다음과 같은 단계를 넣는 것으로 전체 임무 계획을 설계하였다.

현 단계에서는 한계 값(threshold value)을 적용해 최소한의 요구 운용 시간을 만족하는 무인 시스템을 선별할 수 있도록 설계하였다. 한계 값($T_{\lim}$)은 하나의 운동체가 모든 작업을 수행하는데 필요한 평균 시간에 일정 비율(α)을 가지도록 설정하였다 $T_{\lim} = \alpha \cdot (\bar{t} + \underline{t})/2$. 이때, 최대 소요 시간($\bar{t}$)는 가장 느린 운동체가 모든 작업을 수행하는데 걸리는 시간, 최소 소요 시간($\underline{t}$)는 가장 빠른 운동체가 모든 작업을 수행하는데 걸리는 시간으로 정의하였으며, 각 운동체의 비용 행렬에 헝가리안 알고리즘(Hungarian algorithm, Munkres, 1957)을 적용하여 구하였다. 그리고 이를 만족하는 운동체만을 작업 할당 단계에서 고려되도록 하고, 그렇지 않은 운동체는 기지국으로 복귀하도록 임무 계획을 설계하였다.

3. 운용 대수 최적화/작업 할당

작업 할당 문제는 다수의 운동체를 운용하는데 필수적인 요소로서 기본적으로 복수 외판원 문제(multiple traveling salesman problem)와 같은 문제로 분류될 수 있으며 많은 연구들이 진행되어 왔다(Bektas, 2006). 이들 연구의 대부분은 주어진 모든 운동체들이 적어도 하나의 작업은 수행한다는 가정을 가지고 있다. 하지만 주어진 모든 운동체를 운용하는 것이 항상 최적일 수는 없으며 효율적으로 최적의 운용 대수를 결정하는 것이 필요하다. 따라서 본 장에서는 가상의 작업(virtual task)을 고려하여 효율적

으로 최적의 운용 대수를 구하는 방법에 대해 설명하고 그 효과를 보인다.

3.1 문제 정의

일반적으로 작업 할당 문제는 그래프 $G=(V^a,E^a)$에서 정의되며, 노드 V^a는 운동체 노드(V_A^a)와 작업 노드(V_T^a)의 합집합으로 구성되어 있으며, E^a는 두 노드를 잇는 변의 집합을 나타낸다. 여기서 위 첨자 $(\bullet)^a$는 가상의 작업 노드(V_T^v)와 상반되는 개념인 실제 노드들을 나타내며 본 논문에서는 확인이 필요한 작업(confirm task) 또는 구조가 필요한 작업(rescue task)로 볼 수 있다. 전체 노드 수는 $N=N_a+N_t$로 정의되며, 이를 이용해 전체 수행 시간을 최소화하는 문제를 정의하면 아래와 같다.

$$\min \sum_{i=1}^{N}\left(\sum_{j=1}^{N} C(i,j)e_{ij}\right) \tag{1}$$

subject to

$$\sum_{j=V_T^a} e_{ij}=N_{OF},\ \ \forall i\in V_A^a \tag{2}$$

$$\sum_{i=V_T^a} e_{ij}=N_{OF},\ \ \forall j\in V_A^a \tag{3}$$

$$N_{OF}\le N_a \tag{4}$$

$$\sum_{i\in \vec{V^a}(r_k)}\ \sum_{j\in \vec{V^a}(r_k)} e_{ij}=\left|V^a(\vec{r}_k)\right|,\ \ \forall k\in V_A^a \tag{5}$$

$$\sum_{i=V^a-V_A^d} e_{ij}=1,\ \ \forall j\in V^a-V_A^d \tag{6}$$

$$\sum_{j=V^a-V_A^d} e_{ij}=1,\ \ \forall i\in V^a-V_A^d \tag{7}$$

$$\sum_{i\in S}\sum_{j\in S} e_{ij}\le |S|-1,\ \ \forall S\subseteq V_T^a,\ \ S\neq\varnothing \tag{8}$$

$$e_{ij}:=\begin{cases}1 & ,v_iv_j\in E\\ 0 & ,otherwise\end{cases} \tag{9}$$

여기서 $\vec{r}_k$는 운동체 k의 작업 경로를 나타내며, $\left|V^a(\vec{r}_k)\right|$는 작업 경로의 노드 수를 나타낸다. 따라서 작업 경로의 노드 수와 변의 수가 같은 제약 조건(식 (5))은 운동체의 작업 경로가 폐루프를 형성해야 함을 나타내며, 식 (2) ~ (4)와 함께 운동체가 현재 위치에서 출발하고 복귀하는 출발점 제약조건(depot constraints)를 나타낸다. 그리고 N_{OF}는 최적의 운용 대수를 나타내며, 전체 운동체 수에서 비활성 운동체(V_A^d)의 수를 제외 한 것과 같으며, 이들에 대해서 식 (6), (7)은 무 충돌 제약조건(mutual exclusive constraints), 식 (8)은 부분 폐경로 제거 조건(Subtour-elimination constraints)를 나타낸다. 위 식에서는 식 (4)에 의해서 문제의 복잡도가 증가하고 계산 시간이 급증하는 문제가 발생할 수 있다. 따라서 이를 해결하기 위해 가상의 작업을 활용해 문제를 단순화하는 방법을 고안하였다.

3.2 가상 작업을 활용한 단순화된 문제 정의

본 논문에서 정의하는 가상의 작업(virtual task)은 실제 존재하는 작업은 아니지만 각각의 운동체의 옆에 전체 비용(cost)에 영향을 미치지 않을 만큼 충분히 가까운 거리에 위치시킴으로써 문제를 단순화하는데 사용된다. 가상의 작업을 추가함으로써 앞 절의 식 (2) ~ (7)은 아래의 식과 같이 단순화될 수 있다.

$$\sum_{j=V_T} e_{ij}=N_a,\ \ \forall i\in V_A^a \tag{10}$$

$$\sum_{i=V_T} e_{ij}=N_a,\ \ \forall j\in V_A^a \tag{11}$$

$$\sum_{i\in \vec{V^a}(r_k)}\ \sum_{j\in \vec{V^a}(r_k)} e_{ij}=\left|V^a(\vec{r}_k)\right|,\ \ \forall k\in V_A^a \tag{12}$$

$$\sum_{i=V^a\cup V^v} e_{ij}=1,\ \ \forall j\in V^a\cup V^v \tag{13}$$

$$\sum_{j=V^a\cup V^v} e_{ij}=1,\ \ \forall i\in V^a\cup V^v \tag{14}$$

식 (10) ~ (14)에서 알 수 있듯이 최적의 운동체 수에 대한 부등식 제약조건(inequality constraints)과 비활성 운동체(V_A^d)에 대한 항이 소거됨을 알 수 있으며, 이는 일반적인 복수 외판원 문제와 유사하며, 복잡도가 떨어짐을 알 수 있다. 본 연구에서는 단순화된 문제를 풀기 위해 제약조건 최적화 기반의 작업 할당 알고리즘(Yoon and Kim, 2017)을 적용하여 각 운동체의 작업 경로를 구하였으며, 최종적으로 단순화된 문제의 해로부터 가상의 작업만을 수행하도록 할당된 운동체들은 주어진 작업들을 수행하는 최적의 함대(Optimal Fleet: $\overrightarrow{OF}$)에서 제외함으로써 전체 효율을 증가시킬 수 있다. 본 논문의 예를 따르면(그림 1), 구조/확인 작업에서 제외된 무인선/무인기 시스템의 경우 탐색(Searching) 작업을 계속 함으로써 전체 임무가 효율적으로 수행될 수 있도록 하였다.

3.3 시뮬레이션 결과

제안하는 알고리즘의 유용성을 수치 시뮬레이션을 통해 검증하였다. 시뮬레이션은 주어진 함대의 모든 운동체 조합(combination)에 대해 제약 조건 최적화 기반의 작업 할당 알고리즘을 적용하여 각 조합에 따른 목적함수 값(O_{comb})을 구하고 최소의 목적함수 값($O_{\min}$)을 기준으로 최적성 ($100\times(O_{\min}/O_{comb})$)을 평가해 제안하는 알고리즘의 성능을 평가하였다. 그림 3와 표 1에 운동체 8개 작업 8개인 경우에 대한 예제 결과를 나타내었다. 결과에서 알 수 있듯이 모든 조합에 대해 목적 함숫값을 구한 결과와 제안하는 알고리즘으로부터 구한 최적 운용 대수의 결과가 같음을 알 수 있으며, 이는 전체 운동체를 사용하는 것보다 효과적임을 알 수 있다. 또한 다양한 경우에 대해 제안하는 알고리즘의 최적성 및 계산 시간을 평가하기 위해 운동체와 작업의 위치를 다양하게 설정한 1000가지 경우에 대해서 평균적인 성능을 평가하였다. 이 경우 운동체의 개수는 최대 10개까지 사용할 수 있도록 하였으며, 작업의 개수도 10개로 설정하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 표 2 에 그 결과를 나타내었다. 결과에서 알 수 있듯이 최적의 운용 대수를 고려(w/ FSO)하는 경우 가상의 작업이 추가되면서 그렇지 않은 경우(w/o FSO)에 비해 계산 시간이 증가하지만 모든 조합의 경우를 구하는 것(Reference)에 비해 계산 시간이 훨씬 적에 들며,

얻어진 해의 최적성을 비교했을 때 제안하는 알고리즘이 효율적임을 알 수 있다.

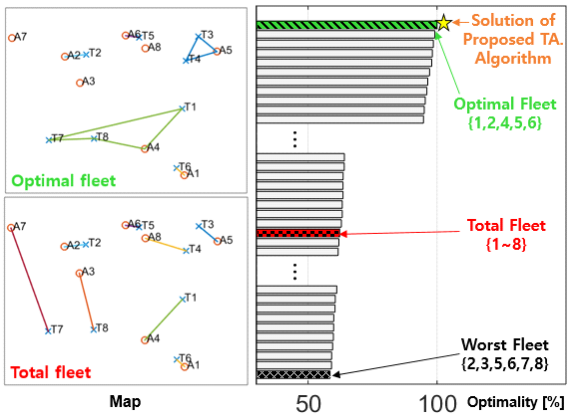


Fig. 3 An example of the effectiveness of the fleet size optimization for the optimality ($N_a \leq 8, N_t = 8$): The green bar indicates the optimal fleet solution, the red bar and black bar indicate the total fleet solution and worst fleet solution respectively. And yellow star mark means the solution obtained from the proposed task allocation algorithm.

Table 1 Comparison of the optimality of the solution with respect to the fleet size and the result of the proposed algorithm

	Fleet	Obj. Value	Optimality (gap) [%]
Optimal fleet	[1,2,4,5,6]	91.34	100 (0)
Total fleet	[1~8]	146.8	62 (-38)
Worst fleet	[2,3,5,6,7,8]	156.1	58 (-42)
Proposed fleet	**[1,2,4,5,6]**	**91.34**	**100 (0)**

Table 2 Comparison of the optimality and computation time between task assignment result considering with fleet size optimization (w/ FSO) and without fleet size optimization (w/o FSO) (Yoon and Kim, 2017)

	Optimality (std.) [%]	Computation time [sec]
Reference	100 (-)	240.0
w/o FSO	73.11 (12.14)	1.95
w/ FSO	**95.88 (4.15)**	**3.62**

4. 결 론

본 논문에서는 해양 환경에서의 자율 탐색을 위한 다수 무인시스템의 운용 대수 최적화 및 임무 계획에 관해 기술하였다. 기초적인 임무 계획 구조를 바탕으로 장시간 동안 반복적인 임무를 효율적으로 수행할 수 있도록 무인 시스템의 최소 요구 성능 평가 및 운용 대수 최적화를 단계를 추가하였으며 각각의 기술에 대해 소개하였다. 특히, 효과적인 운용 대수 최적화를 위해 가상의 작업을 이용한 작업 할당 알고리즘을 제안하고 수치 시뮬레이션을 통해 계산 시간 및 최적성 측면에서 그 유용성을 확인하였다.

본 논문에서 소개된 임무 계획 기술은 최소 요구 성능 평가 및 비용 행렬 생성 부분에 경험적인 방법(heuristic method)들이 적용되어 엄밀한 분석 및 정리가 앞으로의 과제로 남아있다. 하지만 임무 수행에 있어 무인 이동체가 장시간 반복적으로 임무를 수행할 수 있는 구조를 정립했다는 측면에서 본 연구의 가치가 있다고 할 수 있겠다.

후 기

이 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원(고신뢰성 무인선 운용기술 및 인프라 구축)과 미래창조과학부 및 정보통신기술진흥센터의 정보통신●방송 연구개발사업의 일환으로 수행하였음. [R-20150223-000167, 고신뢰성 다종 무인이동체 통신 및 보안 SW기술 개발]

참 고 문 헌

Bremvag A., Thor I. Fossen and Asgeir J. Sorensen (2015)., "NTNU AMOS – Centre for Autonomous Marine Operations and Systems", Annual report of AMOS project.

Geert D.C., Daniela D., Yvan B., Danial S., Keshav C., Rui S. and Stephane O. (2012)., "ICARUS: Providing Unmanned Search and Rescue Tools", 6th IARP Workshop on Risky Interventions and Environmental Surveillance (RISE), pp 1-22.

Sukmin Yoon, Jinwhan Kim (2016)., "Mission planning of multiple heterogeneous unmanned systems for autonomous search in marine environment", KSOE, Vol 34, No 3, pp 209-219.

Byunghyun Yoo and Jinwhan Kim (2016)., "Path Optimization for Marine vehicles in Ocean Currents using Reinforcement Learning", Journal of Marine Science and Technology, Vol. 21, No. 2, pp. 334-343.

Munkres, James (1957). "Algorithms for the assignment and transportation problems", Journal of the society for industrial and applied mathematics, Vol 5, No 1, pp 32 - 38.

Bektas, Togla (2006). "The multiple traveling salesman problem: an overview of formulations and solution procedures", Omega, Vol 34, No 3, pp 209-219.

Sukmin Yoon, Jinwhan Kim (2017), "Efficient multi-agent task allocation for collaborative route planning with multiple unmanned vehicles", 20th World Congress of the International Federation of Automatic Contro (IFAC)

Sukmin Yoon, Jinwhan Kim (2017), "Efficient multi-agent task allocation algorithm considering inactive agents contraints", Institute of Control, Robotics and Systems, pp. 344-345.

딥 강화학습을 이용한 무인수상선의 경로 추종에 대한 연구

우주현* · 김낙완** · 노명일** · 유찬우***
*서울대학교 조선해양공학과
**서울대학교 해양시스템공학연구소
***국방과학연구소

A Study on Path Following of a Unmanned Surface Vehicle using Deep Reinforcement Learning

Joohyun Woo*, Nakwan Kim**, Myoungil Roh**, Chanwoo Yoo***

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea
**Research Institute of Marine Systems Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea
***Agency for Defense Development, Korea

KEY WORDS: Artificial Intellegence 인공 지능, Deep Reinforcement Learning 딥 강화 학습, Learning based Control 학습 기반 제어, Unmanned Surface Vehicle 무인 수상선, Path following 경로 추종

ABSTRACT: *In this paper, a deep reinforcement learning based controller for unmanned surface vehicle has suggested. proposed method is based on deep deterministic policy gradient algorithm which can develop and evolve by itself through interacting with system environment (reinforcement learning). A number of simulations and free running test experiments have been conducted in order to validate proposed learning based path following controller. As a result of simulations and experiments, we could verify the self-learning ability of the learning based controller, which can increase its path following ability as training process goes on.*

1. 서 론

최근 들어 급격한 발전이 이루어진 인공지능 기술은 이미 우리사회 곳곳에서 널리 활용되고 있다. 인공지능 기술은 지각, 인식, 추론 능력 등 기존 방식의 컴퓨터가 인간에 비해 열등하다고 평가받던 능력들을 인간과 유사한 수준으로 향상시키며 그 효용성을 인정받고 있다.

이러한 인공지능 기술은 보행 로봇(Peng, 2017), 무인 항공기 (Ng, 2006), (Guo, 2017), 무인 자동차 (Sallab, 2017), (Xiong, 2016), (Bojarski, 2016) 등과 같은 각종 무인 시스템 (Unmanned System)에도 활발히 활용되고 있는 실정이다.

본 논문에서는 이러한 인공지능 기술을 무인수상정의 경로추종 문제에 적용해 보았다. 기존 무인수상정 시스템에서 제어기에 해당하는 부분을 기계 학습의 한 종류인 강화 학습 기법을 통하여 대체하는 것을 연구목표로 선정하였다.

2. 딥 강화 학습

2.1 강화학습의 개념

강화학습이란 특정 환경 내에 정의된 에이전트가 현재의 상태를 인식하여, 선택 가능한 행동들 중 보상을 최대화하는 행동을 선택하는 방법이다. 강화학습은 에이전트가 소속된 환경을 유한 상태 MDP (Markov Decision Process)로 표현한다는 특징이 있고, 감독기반 학습(supervised learning)과는 학습을 위한 예제가 필요 없다는 점에서 차이를 갖는다. 강화학습은 학습을 위해 예제 대신 주변 환경과의 상호작용을 수행하고, 행동에 대한 결과를 관찰함으로써 학습을 수행한다. 강화학습이 진행되는 환경인 MDP는 에이전트의 상태(state) s, 행동(action) a, 에이전트가 특정 행동을 하였을 때 얻는 보상(reward) r, *특정* 상태의 가치(Value)를 나타내는 값인 v, 특정 상태에서 특정 행위에 대한 가치를 나타내는 행동 가치함수 Q 등 의 개념으로 구성된다. 강화학습의 최종목표는 에이전트가 최종적으로 얻는 보상이 최대가 되도록 하는 정책 π (policy)을 찾는 것이다.

$$\pi(a|s) = P[A_t = a \mid S_t = s] \tag{1}$$

강화학습 기법중 가장 대표적인 기법은 Q-learning 알고리즘으로, 이는 신경회로망 등의 함수근사기를 통하여 행동가치함수 Q 를 추정하고, 이를 토대로 다음 행동을 결정하는 알고리즘이다. Q-learning 알고리즘은 구조가 단순하고 적용이 쉽다는 장점이 존재하지만, Q 값의 업데이트와 신경망의 학습이 동시에 이루어지면서 각각의 학습단계가 상호간 영향을 미치는 간섭문제 (interference problem) 가 발생한다는 단점이 존재한다. 또한, 결정적으로 Q-learning은 일반적으로 이산적인 행동 공간 (action space)에 대한 문제를 풀도록 정의되어 있는데, (예를들어, 구현가능한 타각명령이 -30, -15, 0, 15, 30도로 이산적인 대

표값을 갖는 형태) 이를 경로추종 문제에 적용하게 되면, 목표침로를 연속적으로 유지하지 못하고 무인수상정이 진동운동을 할 여지가 있다. 이러한 단점들을 극복하고자, 본 연구에서는 연속적인 제어 명령을 발생 시킬 수 있는 강화학습 알고리즘인 DDPG(Deep Deterministic Policy Gradients) 알고리즘(Lillicrap, 2015)을 적용하여 무인수상정의 경로추종제어를 수행하였다.

2.2 DDPG(Deep Deterministic Policy Gradients) 알고리즘

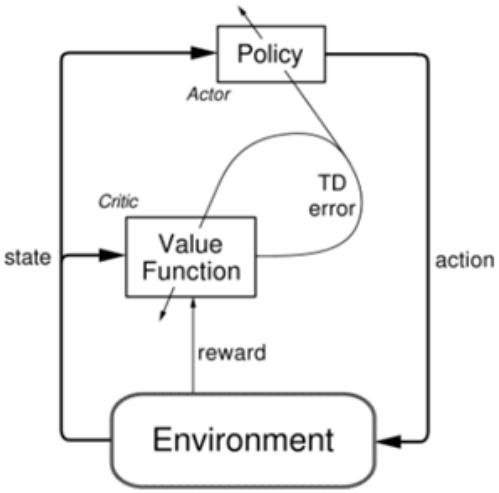


Fig. 1 Diagram of Actor - Critic algorithm

DDPG 알고리즘은 강화학습 알고리즘인 Actor - Critic알고리즘 기반의 알고리즘으로, 학습을 위한 탐사(exploration)를 위해서는 확률분포적인 (stochastic) 정책을 사용하지만, 학습성능의 향상을 위해 에이전트의 타겟 정책은 결정론적인 (deterministic) 정책을 사용하는 알고리즘이다. 기존 Actor - Critic알고리즘과 같이 현재 상황을 판단하는 Critic과 어떤 행동을 수행할지 결정하는 Actor 두 개의 신경망을 가진다. 학습단계의 수렴성과 성능을 향상시키기 위하여 기존 딥 강화학습 (Mnih, 2015)에서 활용되는 다양한 기법들 (experience replay, target Q - network, batch normalization 등)을 추가적으로 적용하였다. DDPG 알고리즘은 actor 와 critic 신경망의 가중치들을 학습데이터들을 통해 계산되는 TD 타겟을 역전파시켜 업데이트 시키는데, 이때 TD 타겟 y_i는 다음과 같이 정의된다.

$$y_i = r_i + \gamma Q'(s_{i+1}, \mu'(s_{i+1}|\theta^{\mu'})|\theta^{Q'}) \qquad (2)$$

이때, $\theta^{\mu'}$와 $\theta^{Q'}$는 각각 actor와 critic 신경망의 가중치를 의미하고, 이를 통해 계산되는 신경망 학습을 위한 Loss함수는 다음과 같다. 이때, N은 학습에 사용된 mini-batch의 크기를 의미한다.

$$L = \frac{1}{N}\sum_i (y_i - Q(s_i, a_i|\theta^Q)^2) \qquad (3)$$

DDPG의 학습을 위해서는 위의 Loss함수의 기울기값이 사용되는데, 이때 확률분포적인(stochastic) 정책기울기(policy gradient) $\nabla_\theta \mu(a|s,\theta)$가 아래의 결정론적인 (deterministic) 정책기울기 와 동일하다는 것이 Silver *et al* (2014)에 의해 수학적으로 증명 된 바 있다.

$$\nabla_{\theta\mu}\mu = E_{\mu'}[\nabla_a Q(s,a|\theta^Q)|_{s=s_t, a=\mu(s_t)} \nabla_{\theta\mu}\mu(s|\theta^\mu)|_{s=s_t}] \qquad (4)$$

본 연구에서는 무인수상정의 경로추종문제에 DDPG알고리즘을 적용하기 위하여 400개의 뉴런을 갖는 2개의 은닉층과 입/출력 층으로 구성된 형태를 갖는 actor와 critic 신경망을 구성하였다.

3. 학습기반 무인수상정 경로추종

본 연구에서는 무인수상정의 경로추종을 위한 제어기를 강화학습을 통해 학습하는 것을 목표로 하고 있다. 학습을 위한 시뮬레이션 환경 구성은 아래의 그림과 같다.

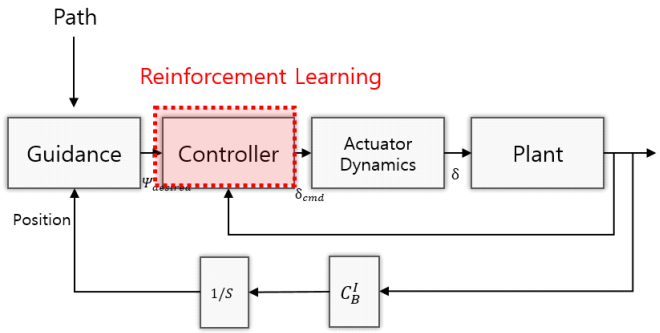


Fig. 2 Schematic description of Reinforcement learning based USV path following simulation

첫 번째 블록인 Guidance 단계는 무인수상정의 목표침로각을 결정하는 유도명령이 생성된다. 본 연구에서는 무인수상정의 경로추종을 위하여 벡터필드 기반 유도법칙을 사용하였다. 벡터필드 기반 유도법칙은 목표경로와의 횡방향오차(cross track error)에 비례하게, 목표경로로 귀환하기 위한 침로명령을 생성하는 방식으로, 침로각 명령은 다음의 수식으로 결정된다.

$$\chi^d(y) = \chi^\infty \frac{2}{\pi} tan^{-1}(ky) \qquad (4)$$

이때, y는 횡방향오차를, χ^∞는 침로각의 최대값을 의미한다.

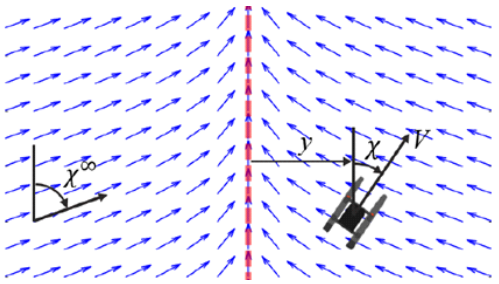


Fig. 3 Description of Vector field guidance law for linear path following

유도명령으로부터 침로각명령이 계산되면, 무인수상정의 침로각과 침로각 명령간의 오차를 정의하고, 이 침로각 오차와 침로각 오차의 미분값을 강화학습의 상태변수로 사용한다. 또한, 현재 무인수상정의 횡방향 제어명령(Steering command)값을 상태 변수값으로 사용하였다.

강화학습에 사용되는 보상함수는 침로각 오차가 0일 때 피크값을 갖고, 이외의 구간에서는 침로각 오차의 절대값이 커질수록 감소하는 형태의 함수를 정의하여 사용하였다. 또한, 침로각 오차의 절대값의 크기가 90도 이상의 경우 패널티를 부과하여 침로각 오차가 증가하지 않는 방향으로 무인수상정이 운동하도록 보상함수를 설계하였다.

3.1 무인수상정 경로추종 시뮬레이션

본 논문에서 제안하는 학습기반 제어기의 성능을 검증하기 위하여 무인수상정 동역학 모델을 사용하여 시뮬레이션 상에서 강화학습을 진행해보았다. 사용된 동역학 모델은 Perez *et al* (2002)에 수록된 해군함정 동역학 모델을 사용하였다. 운용속도에 대하여 선형화된 조종운동방정식을 사용한 관계로, 경로추종을 위한 제어는 오로지 타각(rudder)에 의해 이루어진다고 가정하였다.

강화학습 단계에서 무인수상정은 시뮬레이션을 통해 제어기의 현재 명령(타각명령) 이 임무수행(경로추종) 에 얼마나 도움이 되는지에 대한 척도를 보상(reward)값을 통해 스스로 판단하며, 임무수행을 하기 위해 적합한 출력 값을 스스로 탐색한다. Fig.4는 다수의 경로추종 시뮬레이션을 반복적으로 수행하면서, 무인수상정이 얻게 되는 평균 보상값을 나타내는 학습곡선(learning curve)이다. 학습단계가 진행됨에 따라 보상값의 평균값이 증가하는 형태를 갖는 것을 확인할 수 있는데, 이는 무인수상선의 경로추종 성능이 학습량에 따라 향상되는 것을 의미한다.

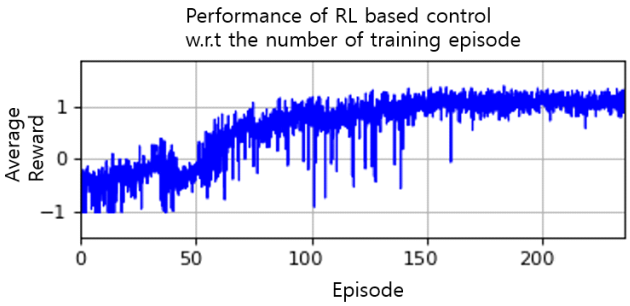


Fig. 4 Learning curve of the DDPG based path following controller

Fig.5는 각 학습단계에서 무인수상정의 경로추종 시뮬레이션을 수행해본 결과이다. 초기 Episode #5 단계에서는 5개의 에피소드에 대한 학습만을 수행한 모델이 경로추종을 시도하는 것을 확인할 수 있는데, 아직 학습의 초기단계인 관계로 어떤 행동을 수행해야 높은 보상을 받는지에 대한 학습이 수행되지 못하여, 좌현방향으로 변침하며 선회하는 형태를 보이고 있다. Episode#100 모델에서는 반복적인 학습을 통해 무인수상정의 침로가 목표 침로각 근처에 도달하였을 때 높은 보상값을 받는다는 사실을 인식한 것으로 파악된다.(경로추종성능의 향상) 하지만 아직 목표 침로각을 지속적으로 유지하지 못하고, 반복적인 동요운동이 발생하는 것을 확인할 수 있다.

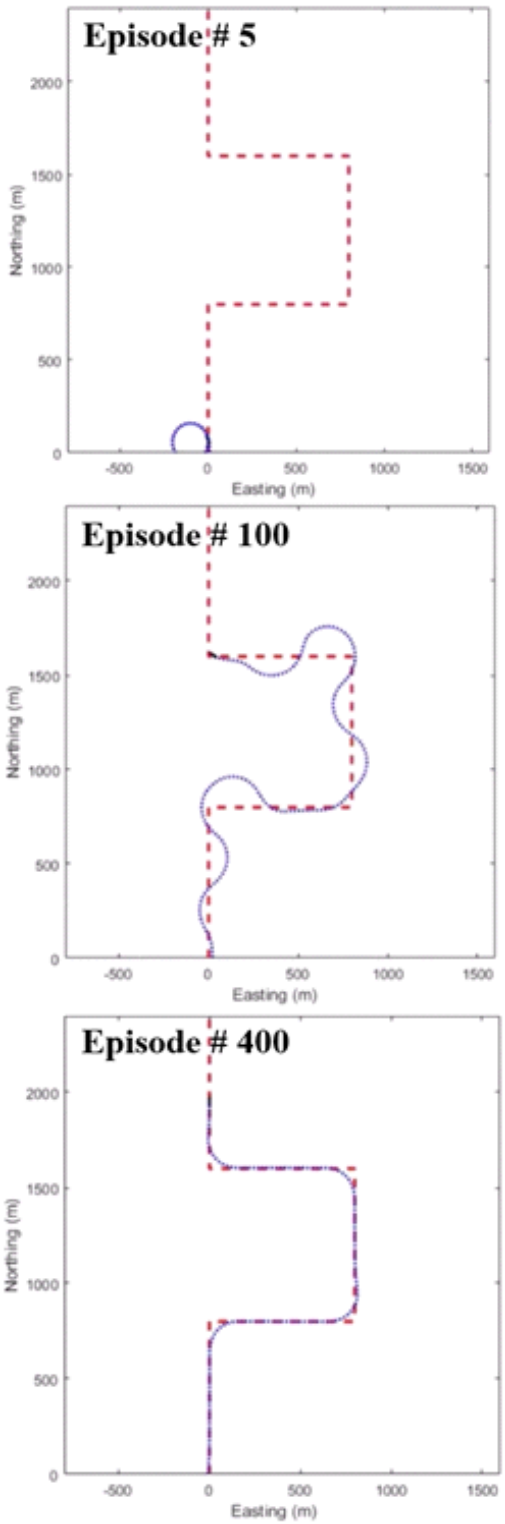


Fig. 5 USV Path following simulation result with respect to the number of training

400개의 에피소드에 대하여 학습시킨 모델의 경우, 반복적인 학습을 통하여 기존 모델의 단점을 스스로 보완하는 것을 확인할 수 있었다. 경로추종 시뮬레이션 결과 기존 모델에서 발생하였던 동요운동이나 정상상태오차 없이 정확하게 목표 침로각 및 경로를 추종하는 것을 확인할 수 있었다.



Fig. 6 Test environment of the USV Path following experiment

3.2 무인수상정 경로추종 자유항주실험

본 연구에서는 앞서 시뮬레이션을 통해 검증하였던 학습기반 경로추종 제어기를 실제 무인수상정에 적용하여 자유항주실험을 통하여 추가적인 검증을 진행하였다. 실험을 위한 무인수상정은 Marine Advanced Research사의 The Wave Adaptive Modular Vessel (WAM-V)플랫폼을 기반으로 구성되었고, GPS, GPS compass, AHRS 등의 항법센서 및 전기모터가 장착되어있다. Fig.6은 무인수상정의 자유항주실험 환경을 나타내는 그림으로, 실험은 경기도 평택시 평택호에서 수행하였다.

본 자유항주실험에서는 직선형태의 경로에 대한 무인수상정의 추종성능을 확인해보았다. Fig.7은 경로추종실험의 궤적을 나타내고 있다. 실험결과, 앞서 진행하였던 시뮬레이션과 유사한 형태의 결과가 도출되었는데, 학습의 초기단계에서는 한쪽 방향으로 지속적으로 회전하는 현상이 발생하였는데, 이는 학습이 충분히 진행되지 못하고 환경에 대한 탐사(exploration)가 충분히 이루어지지 않아서 발생하는 현상이다. 학습의 중간단계에서는 Training 모델 #55의 결과와 같이 기준경로를 두고 진동하는 형태의 궤적이 발생하는 것을 확인하였다. 학습의 반복횟수가 충분히 많아지면, Training#200 모델과 같이 횡방향 오차가 적고, 동요운동이 없는 만족할만한 수준의 경로추종 성능이 확보되는 것을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

본 논문에서는 딥강화학습을 이용한 무인수상정의 경로추종 제어기를 설계하였고, 시뮬레이션과 무인수상정의 자유항주실험을 통해 그 성능을 검증해보았다. 실험 결과, 학습이 진행됨에 따라 무인수상정의 경로추종성능이 변화하는 것을 확인할 수 있었고, 강화학습이 안정적으로 진행 된 경우, 경로추종 성능의 경향이 단조 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

추후 연구계획으로는 강화학습을 통해서 무인수상정 수평면 제어시 환경외란에 대한 강인성을 확보하는 연구에 대하여 진행해 볼 계획이다.

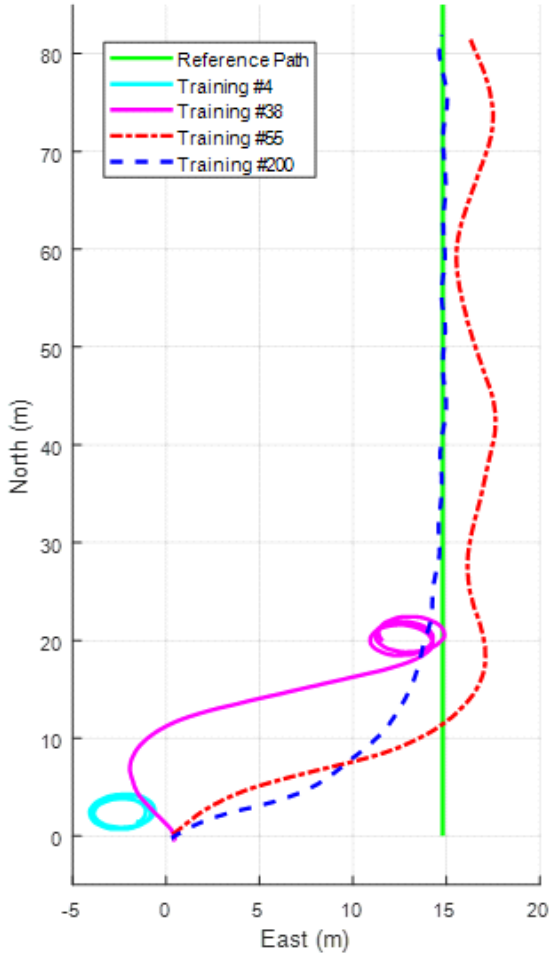


Fig. 7 Free running Test result of the USV Path following experiment

후 기

본 연구는 국방과학연구소의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Bojarski, Mariusz, et al. (2016)"End to end learning for self-driving cars." arXiv preprint arXiv:1604.07316.

Guo, Xiao. (2017) "Trajectory generation using reinforcement learning for autonomous helicopter with adaptive

dynamic movement primitive." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering 0959651816684427.

Lillicrap, Timothy P., et al. (2015) "Continuous control with deep reinforcement learning." arXiv preprint arXiv:1509.02971

Mnih, Volodymyr, et al. (2015) "Human-level control through deep reinforcement learning." Nature 518.7540 pp.529-533.

Ng, Andrew Y., et al. (2006) "Autonomous inverted helicopter flight via reinforcement learning." Experimental Robotics IX. Springer, Berlin, Heidelberg, pp 363-372.

Peng, Xue Bin, et al. (2017) "Deeploco: Dynamic locomotion skills using hierarchical deep reinforcement learning." ACM Transactions on Graphics (TOG) Vol.36 No.4 pp.41.

Perez, Tristan, and Mogens Blanke. (2002) Mathematical ship modelling for control applications. Ørsted-DTU, Automation

Silver, David, et al. (2014) "Deterministic policy gradient algorithms." Proceedings of the 31st International Conference on Machine Learning (ICML-14).

Sallab, Ahmad EL, et al.(2017) "Deep reinforcement learning framework for autonomous driving." Electronic Imaging 2017.19, pp 70-76.

Xiong, Xi, et al. (2016) "Combining Deep Reinforcement Learning and Safety Based Control for Autonomous Driving." arXiv preprint arXiv:1612.00147.

DP 시스템을 위한 실시간 비선형 추력분배 알고리즘

김영식*,** · 김진환** · 성홍근*
*선박해양플랜트연구소 해양플랜트연구부
**한국과학기술원, 기계공학과

A study on the Nonlinear Thrust Allocation Algorithm for the DP system

Young-Shik Kim*,**, Jinwhan Kim**, and Hong-Gun Sung*

*Offshore Plant Research Division, KRISO, Daejon, Korea
**Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejon, Korea

KEY WORDS: Dynamic positioning system 동적 위치유지 시스템, Thrust allocation 추력 분배, Nonlinear optimization 비선형 최적화, Lagrange multiplier method 라그랑지 승수법, Time domain simulation 시간역 시뮬레이션

ABSTRACT: *Several real-time nonlinear thrust allocation algorithms for dynamic positioning(DP) system are studied in this study. The DP system is generally defined as a system that automatically controls the position and heading of an offshore vessel by means of active thrusters' action to keep it in a predetermined area, for station-keeping, for tracking, for precise maneuvering, and for other positioning tasks. Normally offshore DP vessels have more numbers of thruster than the degree of freedom(DOF) for the planar motion of a vessel that is the control target motion of the DP system. From this over-actuated characteristic, an optimization problem arises which should map the calculated control forces and moment from the DP controller in 3 DOF into each thruster's action that are more than three. Moreover, this optimization problem should be solved in real-time because this mapping must be done in each feedback loop. In this study, several nonlinear optimization techniques based on the method of the Lagrange multiplier are examined with various cost functions and constraints. The feasibility and performance of the optimization methods for thrust allocation of a DP vessel are reviewed with time-domain simulation.*

1. 서 론

오늘날 dynamic positioning(DP)은 준설(dredging), 드릴링(drilling), 리프팅(lifting), 파이프설치(pipelaying), 해중 설치 및 유지보수(subsea installation and maintenance), 작업인력 운송(passenger cruises), 해양 조사(oceanographic research), 해상 로켓 발사(rocket launch) 등의 다양한 해양작업에서 사용되는 해양구조물의 필수 요소이다. 일반적으로 DP 시스템은 제어하고자 하는 해양구조물의 저주파수 평면 운동(surge, sway, yaw)을 추출하는 'Wave 필터', 저주파수 운동을 피드백(feedback)하여 위치유지에 필요한 제어력을 계산하는 'DP 제어기', 계산된 제어력을 생산하기 위한 추진기 명령을 찾아주는 '추력분배기'의 3 요소로 구성된다 (**Fig. 1**).

DP 시스템을 갖는 해양구조물은 일반적으로 제어 목적이 되는 3자유도의 수평면 운동보다 많은 수의 추진기들을 설치하여 사용한다. 이러한 over-actuated 특성으로 인해 DP 시스템에서의 추력분배 문제는 해양구조물의 위치유지를 위한 추력 생성에 소요되는 에너지(energy) 또는 파워(power)의 최소화를 목적으로 하고, 다수의 기계적, 운용적 제약조건(constraints)을 갖는, 최적화 문제(optimization problem)로 간주된다. 이 최적화 문제의 해를 찾을 때 고려되는 제약조건으로는 추진기의 상태 변화율, 추진기의 배치, 추진기의 구동 파워(power), 추진기 회전 제한 영역(forbidden zone) 등 다수의 기계적, 운용적 조건을 고려한 제약 조건들이 고려되어야 한다. 다양한 제약 조건들을 고려한 최적화 문제 해법에 관한 연구는 현재 높은 수준으로 이루어 졌으며, 다수의 상용 소프트웨어를 통한 문제 해결이 가능하다. 그러나 높은 수준의 정밀도를 갖도록 개발된 상용 반복 수치 최적화 (iterative numerical optimization) 소프트웨어는 DP 제어 과정에서 요구되는 실시간(real-time)성을 보장할 수 없어 직접 활용이 어렵다 (Fossen and Johansen, 2006).

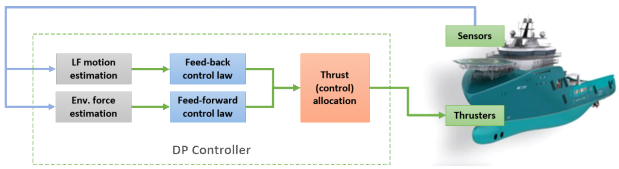


Fig. 1 General structure of a DP system

본 논문은 DP 시스템의 추력분배에 직접 활용이 가능한 알고리즘을 다룬다. 소개하는 알고리즘은 Lagrange 승수(Multiplier) 법을 근간으로 추력분배 문제를 행렬 형식으로 정식화 하여 최

적화 문제를 다루도록 하였다. 선형 및 비선형 제약 조건 고려 기법도 본 알고리즘에 포함되어 있으며, 이에 대한 설명이 제 2 장에 정리되었다. 제 3장에서는 DP 시스템에서 추진기의 효율 향상과 운용 안정성 확보를 위해 일반적으로 고려되는 최대 추력 제한(thrust saturation)과 회전 제한 영역 고려 방안을 제시하였다. 마지막으로 제 4장에서는 모든 추력 분배 알고리즘들의 시간역 시뮬레이션을 통한 성능평가 결과를 보이고 있고, 제 5 장에는 본 연구 내용을 정리하였다.

2. 추력분배 알고리즘

2.1 일반적인 추력분배

일반적으로 사용되는 가장 간단한 형태의 추력분배 알고리즘을 본 절에 정리하였다 (Kim et al., 2017). DP 시스템의 추력 생성에서 소요되는 에너지 또는 Power는 추력(f)의 제곱으로 표현할 수 있다 (Kim et al., 2013). 따라서 추력분배 알고리즘의 정식화는 식 (1)과 같이 이루어질 수 있다.

$$Min_f \{J = f^T W f\}, \quad s.t.: \tau - Tf = 0, \tag{1}$$

여기서 f는 각 추진기가 생성하는 추력의 x, y 방향 요소 힘(component forces)으로 구성된 추력 열벡터이고, W는 각 방향 추력 요소 힘의 최소화 정도를 제어하는 가중치 행렬이다. 제약 조건 식의 τ는 DP 제어기가 생성한 3자유도 평면 제어력 열벡터이며, T는 추진기 배치에 따른 추력 요소 힘(f)과 평면 제어력(τ)의 관계를 정의하는 추진기 배치 행렬이다. 가중치 행렬 W는 각 추력 요소의 최대 생산 가능 추력의 역수로 정의하여 사용하는 것을 권장하며, 이는 추진기 추력의 동일 비율 사용 효과를 갖는다.

상기 식 (1)의 해를 얻기 위해 식 (2)와 같이 Lagrange 승수(λ)를 사용하여 Lgrangian을 정의한다.

$$L(f,\lambda) = f^T W f + \lambda^T(\tau - Tf). \tag{2}$$

정의된 Lgrangian을 식 (3)과 같이 편미분하여 그 값이 0이 되는 조건을 찾으면 극치 조건이 된다.

$$\frac{\partial L(f,\lambda)}{\partial [f^T \lambda^T]^T} = \begin{bmatrix} 2Wf - T^T\lambda \\ \tau - Tf \end{bmatrix} = 0. \tag{3}$$

식 (3)의 내용을 행렬식으로 정리하고 역행렬을 적용하여 최소 추력 조건을 식 (5)를 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} 2W & -T^T \\ T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau \end{bmatrix}, \tag{4}$$

$$\begin{bmatrix} f \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2W & -T^T \\ T & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ \tau \end{bmatrix}. \tag{5}$$

2.2 Azimuthing 저감 추력분배

DP 시스템에서 azimuth 추진기는 그 활용 빈도가 높다. 따라서 azimuth 추진기의 평면 회전 운동인 azimuthing을 구동하기 위해 상당량의 에너지 소모가 필요하며, 이의 저감을 고려한 추력분배가 필요하다. Azimuthing은 추진기 추력의 x, y 방향 요소 힘 변화에 대한 함수로 정의되므로 해당 요소 힘 변화를 저감하는 방향으로 최적화를 수행하여 azimuthing 저감 추력분배를 수행할 수 있다. 식 (1)의 기본 추력분배 알고리즘의 최소화 목표 함수에 추력 열벡터의 변화량($f - f_0$) 감소를 유도하는 수식을 첨가하여 식 (6)을 구성하였다.

$$\min_f \{J = f^T W f + (f - f_0)^T M (f - f_0)\}, \quad s.t.: \tau - Tf = 0, \tag{6}$$

여기서 f_0는 직전 추력분배 단계에서의 추력 요소 열벡터이고, M은 추력 요소의 변화 정도를 조절하는 가중치 행렬이다.

식 (6)을 2.1절에서 소개한 바와 같이 행렬식 정식화와 Lagrange 승수법 활용을 통해 정리하면 식 (7)과 같은 추력분배 법칙을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} f \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2(W+M) & -T^T \\ T & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 2Mf_0 \\ \tau \end{bmatrix}. \tag{7}$$

2.3 비선형 제약 조건에서의 추력분배

본 절에서는 추진기 배치 행렬(T)이 상수가 아닌 azimuth의 함수로 정의되는 조건을 다룬다. Azimuth 추진기의 경우 tunnel 추진기와 달리 추력의 강도뿐만 아니라 추력의 방향도 제어할 수 있는 장점이 있다. 따라서 azimuth 추진기의 추력 강도와 방향을 동시에 고려하는 추력 분배 알고리즘을 아래 식 (8)과 같이 정식화 하였다.

$$\min_{\Delta f, \Delta\alpha, s} \left\{ J = \begin{matrix} f^T W_1 f + \Delta f^T W_2 \Delta f \\ + \Delta\alpha^T M \Delta\alpha + s^T Q s \end{matrix} \right\}, \quad s.t.: \tau + s - T(\alpha) f = 0, \tag{8}$$

여기서 f는 각 추진기의 추력 강도로 정의되는 열벡터이고, α는 추력 방향(; azimuth)을 나타내는 열벡터이다. 또한 s는 제약 조건의 등호 관계 완화를 위한 slack variable 열벡터이다. M과 Q는 각각 $\Delta\alpha$와 s의 크기를 조절하는 가중치 행렬이다.

상기 식(8)에 행렬식 정식화와 Lagrange 승수법 적용하고, $T(\alpha)f$에 Taylor series를 적용하여 식 (9)의 추력분배 법칙을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \Delta f \\ \Delta\alpha \\ s \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2(W_1+W_2) & 0 & 0 & T(\alpha_0)^T \\ 0 & 2M & 0 & J_\alpha^T \\ T(\alpha_0) & J_\alpha & -I & 0 \\ 0 & 0 & 2Q & -I \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 2W_1 f_0 \\ 0 \\ -T(\alpha_0) f_0 + \tau \\ 0 \end{bmatrix}. \tag{9}$$

여기서 $J_\alpha = \left[\frac{\partial T(\alpha) f}{\partial \alpha}\right]_{\alpha=\alpha_0, f=f_0}$ 로 비선형 제약 조건 함수의 추력 방향 변화에 대한 변화율이다.

3. Thrust Saturation과 Forbidden 영역 고려 추력분배

제 2장에서 소개한 추력분배는 등호 제약 조건만을 고려하였다. 본 장에서는 추력분배에서 부등호 제약 조건으로 정의되는 추력 제한(thrust saturation)과 추력 방향 제한 영역(forbidden zone)을 고려하는 방법을 소개하고자 한다.

본 부등호 제약 조건 추력분배 방법은 추력 제한 또는 추력 방향 제한 조건을 만족하지 못하는 추진기 입력 명령 결과가 계산된 경우, 문제가 되는 명령의 추력과 추력 방향을 가장 인접한 경계 값으로 고정하고, 추력분배 목표 함수와 제약 조건에서 경계로 고정된 추진기 효과를 제거한 보다 작은 규모의 최적화 문제로 변환하여 최적화를 수행하여 sub-optimal 문제의 해를 찾는 방법이다. 이 알고리즘을 Fig. 2에 도시하였다.

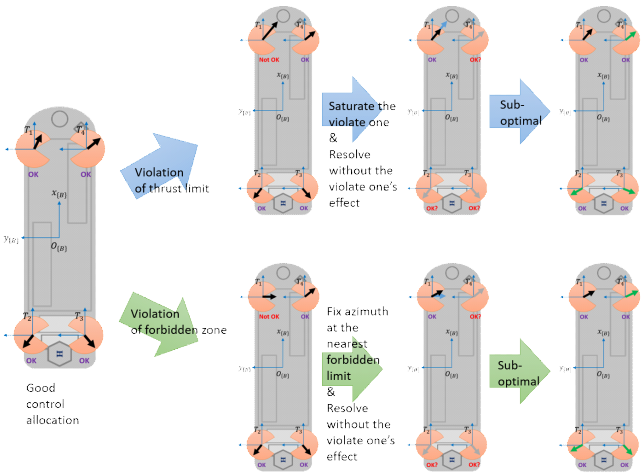


Fig. 2 A thrust allocation algorithm with thrust saturation and forbidden zone consideration

4. 결과 토의

본 장에서는 앞서 소개한 다양한 추력분배 알고리즘들의 성능을 시간역 시뮬레이션을 통해 확인한다. 시간역 시뮬레이션은 길이 약 260m의 가상 셔틀탱커를 가정하여 수행하였고, 셔틀탱커는 선수부에 2개 azimuth 추진기, 선미부에 2개 azimuth 추진기 및 메인 추진기와 러더를 탑재하고 있다고 가정하였다.

가장 일반적으로 사용되는 추력분배 알고리즘인 "선형 등호 제약조건을 갖는 비선형 최적화 (nonlinear optimization with linear equality constraints)" 방법을 2.1절에서 소개하였고, 이의 시간역 해석 결과를 Fig. 3에 도시하였다. 알고리즘간 결과의 상호 비교를 위해 파랑 중 셔틀탱커 선형의 움직임을 궤적으로 표현하였고, 무게중심의 평면 운동을 파-주파수 운동을 포함하는 평면운동과 EKF(extended Kalman filter)를 적용한 저주파수 운동으로 표현하였다. 또한 추진기 응답 비교를 위해 선수에 설치된 No.1 추진기의 프로펠러 회전 속도, 추정 추력, 추력 방향을 표시하였다.

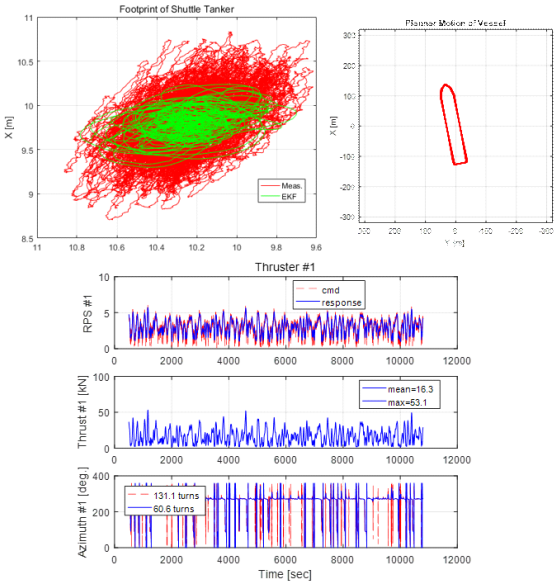


Fig. 3 Response of a DP vessel with the general thrust allocation algorithm in Chapter 2.1

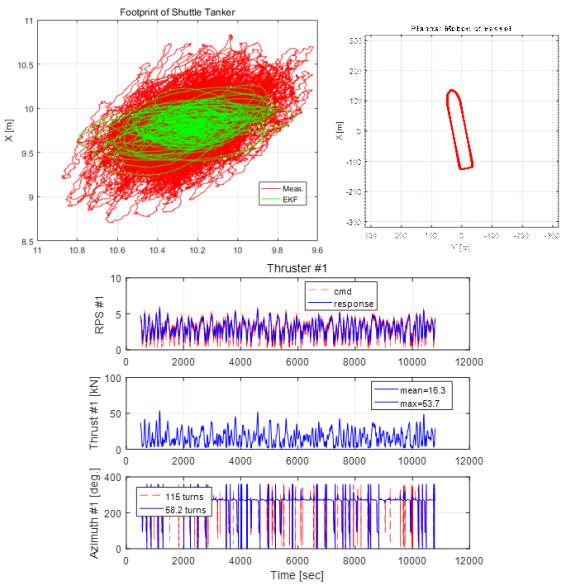


Fig. 4 Response of a DP vessel with the less-azimuthing thrust allocation algorithm in Chapter 2.2

앞서 2.2절에서 소개한 azimuthing 저감 추력분배 결과는 Fig. 4에 도시하였다. DP 운영 중 추력 회전 명령 절대값의 합으로부터 전체 추력 방향 회전수를 계산하여 115 회전이 도출되었고, 이는 일반적인 추력분배 알고리즘을 사용한 131 회전 보다 약 12% 저감된 회전수이다. 따라서 제안된 azimuthing 저감 추력분배 알고리즘이 효과적으로 azimuth 추진기의 평면 회전수를 저감하였음을 확인하였다.

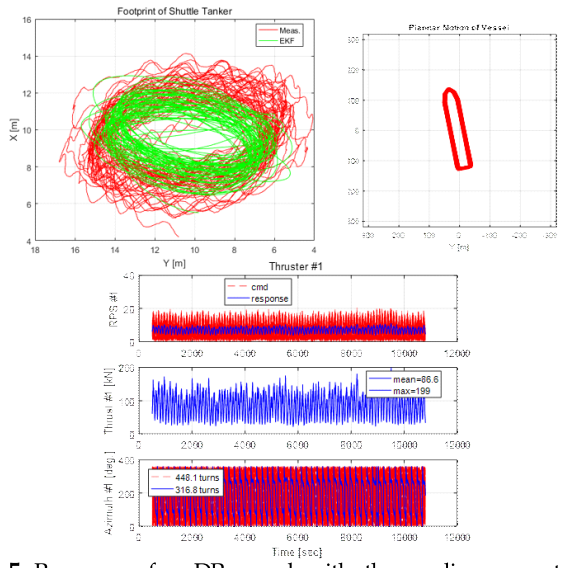


Fig. 5 Response of a DP vessel with the nonlinear constraint thrust allocation algorithm in Chapter 2.3

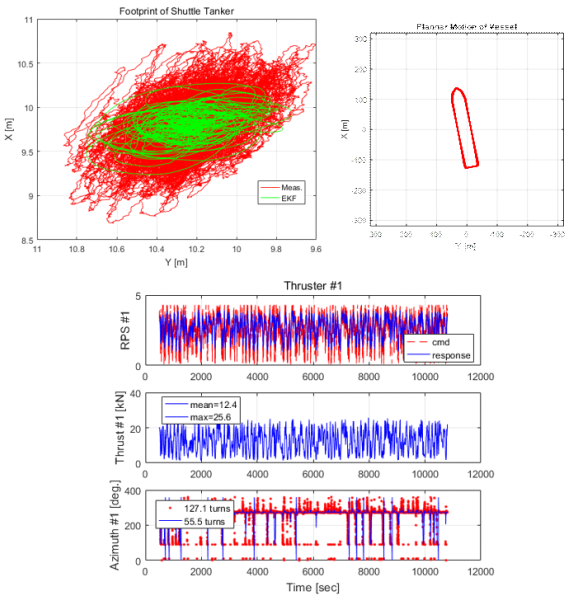


Fig. 6 Response of a DP vessel by the thrust allocation algorithm with thrust saturation and forbidden zone consideration

추력분배 알고리즘에서 직접적인 추력 방향 제약 조건 고려를 위해 "비선형 등호 제약조건을 갖는 비선형 최적화 (nonlinear optimization with nonlinear equality constraints)" 알고리즘을 2.3절에 소개하였고 그 결과를 Fig. 5에 도시하였다. 비선형 제약 조건의 경우 수렴해를 찾기 위한 반복 계산이 필요하며, 입력 조건인 3자유도 제어력에 대하여 민감한 수렴 성능을 보였다. 입력에 대한 민감한 수렴 특성으로 인해 셔틀탱커의 무게중심 운동은 타원형의 궤적 특성을 보였으며, 다른 추력분배 알고리즘에 비하여 월등히 많은 추력 사용 특성을 보였다.

추력 제한과 추력 방향 제한 영역을 고려한 azimuthing 저감 추력분배 결과를 Fig. 6에 도시하였다. 시간역 시뮬레이션에서 추진기 No.1에 대하여 30kN의 추력 제한과 10° ~ 90° azimuth 제한 영역을 고려하였다. 결과로부터 추진기의 최대 추력은 25.6kN으로 추력 제한 조건을 만족하였고 일반적인 추력분배에서 사용된 최대 추력 53.7kN과 비교하여 약 50%의 추력 저감을 보였다. 또한 추진기 No.1의 azimuth 역시 10° ~ 90° 영역으로 추력이 생성되지 않도록 추력 방향을 생성하였다.

5. 결 론

본 논문에서는 3가지 종류의 DP 시스템용 추력분배 알고리즘이 소개되었고, 시간역 시뮬레이션을 통해 각 추력분배 알고리즘의 성능을 평가하였다.

선형 등호 제약조건을 갖는 비선형 최적화 및 이를 기반으로 한 azimuthing 저감 추력분배 알고리즘은 만족할 만한 성능을 보였으나, 추력 방향(azimuth)을 최적화 목적 함수와 비선형 제약 조건의 변수로 갖는 비선형 등호 제약조건의 비선형 최적화 문제는 불안정한 수렴성으로 만족되지 못하는 추력분배 성능을 보였다. 향후 비선형 제약조건을 고려한 최적화 문제에 대한 연구가 필요하다.

추력 제한과 추력 방향 제한 영역을 고려한 azimuthing 저감 추력분배 알고리즘은 설계된 대로 추진기의 추력 제한 효과와 추력 방향 제한 효과를 보이면서 성공적인 추력분배 기능을 수행하였다.

후 기

본 연구는 해양수산부 지원의 연구과제 "심해공학수조 운용을 위한 연구인프라 구축 및 심해플랜트 Pre-FEED 원천핵심기술개발(Program No.20130185)"과 선박해양플랜트연구소 주요사업인 "심해공학수조 기초 운용기술 개발(PES9080)"의 연구내용 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Fossen, Thor I., and Tor A. Johansen. (2006). "A survey of control allocation methods for ships and underwater vehicles." Control and Automation. MED'06. 14th Mediterranean Conference on. IEEE.

Kim, Young-Shik, Hyungbae Lee, and Jinwhan Kim. "Coordinated weathervaning control of two surface vessels in a tandem configuration." Ocean Engineering 130 (2017): 142-155.

Kim, Young-Shik, et al. "A robust dynamic positioning control algorithm and its validation through experiment and numerical simulation." The Twenty-third International Offshore and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2013.

Ray-type 수중글라이더의 동역학 모델 개발

강현석* · Nguyen Ngoc Duc* · 김서강* · 박태출** · 이성욱** · 최형식* · 김준영*
*한국해양대학교 기계공학부
**한국해양대학교 조선해양시스템공학부

Underwater glider is the long-term operating underwater robot that was developed with a purpose of continuous oceanographic observations. Torpedo-type underwater glider is not efficient from an aspect of maneuverability, because it uses a single buoyancy engine and motion controller for obtaining propulsive forces and moments. In this paper, the dynamic model of ray-type underwater glider was developed to improve the performance of maneuverability. The model is equipped with dual buoyancy engine and motion controller. The analysis of fluid resistance performance for specific motion was carried out through Computational Fluid Dynamics (CFD). Dynamic performances of the model and control performances of the dual buoyancy engine were also verified by dynamic simulation. The maneuverability of ray-type underwater glider is going to be verified through the water-tank test and field test.

무인선-무인기 협업 기반 스칼라장 복원을 위한 경로계획

우상욱* · 김진환*,**
*카이스트 로봇공학학제
**카이스트 기계공학과

USV-UAV Cooperative Path Planning for Scalar Field Reconstruction

Sangwook Woo* and Jinwhan Kim*,**

*Robotics Program, KAIST, Daejeon, Korea
**Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Adaptive path planning 적응적 경로계획, Re-planning algorithm 재계획 알고리즘, Gaussian process 가우시안 프로세스, Information theory 정보이론

ABSTRACT: *Recently, unmanned systems are increasingly used for monitoring and searching natural phenomena and maritime accidents. Since the operating time of unmanned vehicles is limited, an efficient search strategies are required for wide range maritime search missions. In this study, we focus on designing efficient sampling paths for scalar field reconstruction, considering the collaboration between unmanned surface vehicles (USVs) and unmanned aerial vehicles (UAVs). For the purpose of adaptive path planning, the scalar field and its uncertainty are iteratively estimated using Gaussian processes with on-site measurement data. Through numerical simulations, the feasibility of the proposed adaptive path planning method is demonstrated, and the effectiveness of timely deployment of UAV during the maritime search mission is discussed.*

1. 서 론

해양 로봇공학 분야의 지속적인 발전에 따라 기존의 유인 해양 탐사/탐색을 위한 해양무인로봇의 활용 가능성이 크게 대두되고 있다. 일반적으로 해양 임무 수행을 위한 단일 무인이동체 활용 및 운용 효율 향상을 위한 연구들은 지속적으로 수행되었으며, 최근 임무 수행 시 효율 향상을 위해 다수 및 다종 무인이동체를 동시에 운용하는 연구로 확장되어 진행되고 있다 (Cubber et al., 2013, Yoon and Kim 2016). 하지만, 무인선, 무인기 등의 다종의 무인이동체의 동시 운용은 각 이동체가 갖는 운용한계가 존재하여, 효율적인 동시운용 및 임무수행을 위해서는 운용계획단계에서 각 무인이동체의 특성 및 운용한계를 반영해야한다. 무인선의 경우 상대적으로 대응속도는 느리나 장시간 운용이 가능하며, 무인기의 경우 운용시간은 짧지만 빠른 속도로 탐사임무를 수행 가능한 특성을 가지므로, 이를 반영하는 운용계획이 필요하다.

본 연구에서는 해양 탐사 임무에서 운용시간에 제약이 있는 무인선, 무인기가 임무영역 내 계측된 관심 물리량에 대한 스칼라장을 복원하는 임무를 상정하고, 효율적인 임무 수행을 위한 협력 기반 적응적 경로계획 알고리즘을 개발하는 것을 목표로 한다. 2장에서는 가우시안 프로세스(Gaussian Process) 기반 스칼라장 재구성 방법에 대해 설명한다. 3장에서는 제안하는 무인선, 무인기 협업 운용을 위한 유전 알고리즘 기반 적응적 경로 재계획 알고리즘을 기술한다. 4장에서는 제안된 알고리즘의 유용성을 시뮬레이션 결과를 통해 검증하고 무인기가 임무 도중에 무인선에서 이륙하는 운용 방법의 합리성을 보인다. 마지막으로 5장에서는 본 연구의 결론을 기술한다.

2. 스칼라장 복원 및 추정

본 장에서는 해양 탐사임무 중 무인이동체가 현장에서 얻은 정보를 활용하여 온도, 화학물질농도 등의 관심 물리량에 대한 스칼라장을 재구성하는 가우시안 프로세스에 대해 설명한다. 일반적으로 해양탐사의 경우 탐사영역이 매우 광범위하므로 모든 지점을 세밀하게 탐사하기 어렵다. 따라서 선택적으로 취득된 제한된 개수의 데이터를 기반으로 스칼라장을 재구성하면 탐사영역 내 관심 물리량 값을 추정할 수 있다(Rasmussen et al., 2004). 이러한 방법은 실시간 현장정보로 스칼라장을 재구성하여 적응적으로 경로를 재계획 하는 경우에도 사용가능하며, 스칼라장의 추정값(Estimated value)과 공분산(Covariance)으로 불확실성(Uncertainty)을 제공하기 때문에 적응적 경로계획에 주로 적용된다(Hitz G et al., 2016).

2.1 커널 함수 (Kernel Function)

가우시안 프로세스에서 커널 함수란, 추정단계에서 모델 또는 참조의 대상이 되는 근사 함수를 의미한다. 이는 데이터 사이의 공백구간을 어떠한 함수에 기반을 두어 추정할 것인지 설정하는 것으로, 실제 스칼라장의 형상에 대한 사전 정보나 수학적 모델을 근거로 커널 함수를 설정할 수 있다. 커널 함수의 표현은 다음과 같다.

$$K(x_1,x_2) = \alpha^2 \exp\left(-\frac{1}{2L^2}|x_1-x_2|\right),\ x_1,x_2 \in A \quad (1)$$

커널 함수를 통해 주어진 격자 기반 탐사영역 A내의 공분산을 계산하여, 추정값의 불확실성정도를 나타낼 수 있다. 탐사영역을 n개의 격자로 나타내고 정보획득 지점을 x_1, x_2라고 하였으며, 사용한 커널 함수는 길이척도 L이 반영된 지수자승함수이다(Squared exponential function with length scale). 각 지점 사이의 공분산의 계산은 다음과 같이 행렬로 표현된다.

$$\Sigma_{AA} = [K(x_i, x_j)] \in R^{n \times n} \quad (2)$$

2.2 가우시안 프로세스 (Gaussian Process)

가우시안 프로세스는 새로운 현장정보가 들어올 때마다 스칼라장을 새로 추정한다. 기존의 계측 정보 및 새로운 현장정보를 활용한 탐사 영역내의 스칼라장의 분포 $P(\bullet)$는 다음과 같은 추정값 $(\mu_{A|x})$과 불확실성$(\sigma^2_{A|x})$을 가진다.

$$P(A \mid x) \sim \left(\mu_{A|x},\ \sigma^2_{A|x}\right) \quad (3)$$

이는 주어진 정보 하에서 스칼라장의 조건부 분포를 의미하고, 정보획득 지점(x_i)에서 새로운 현장정보(y_i)가 추가될 때마다 스칼라장의 추정값과 불확실성을 다시 연산하여 갱신하며 이는 다음과 같다.

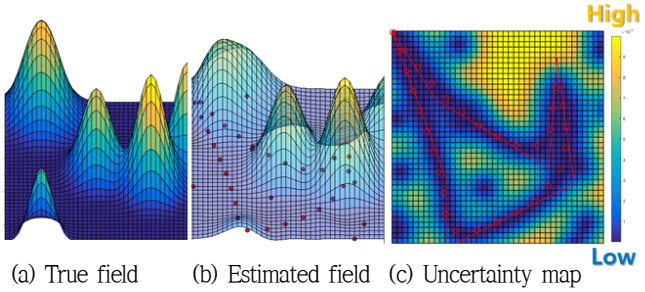
$$\mu_{A|x} = \mu_A + \Sigma_{Ax}\Sigma_{AA}^{-1}(y_x - \mu_x) \quad (4)$$

$$\sigma^2_{A|x} = K(A,x) - \Sigma_{Ax}\Sigma_{AA}^{-1}\Sigma_{Ax} \quad (5)$$

여기서 Σ는 이산화된 격자 기반의 탐사영역 A 및 정보획득 지점 (x_i)사이에서 연산되는 커널 함수를 사용한 공분산 행렬 의미하며, y_x는 무인이동체가 해당지점에서 취득한 스칼라장의 계측값을 의미한다.

2.3 추정값과 공분산 (Estimated value and Covariance)

가우시안 프로세스를 통해 연산된 스칼라장의 추정값$(\mu_{A|x})$과 불확실성인 공분산$(\sigma^2_{A|x})$은 주어진 탐사영역 내에서 탐사 중요도가 높은 관심영역을 평가하는데 사용된다. Fig. 1에 임의의 스칼라장에 대한 ground-truth 및 가우시안 프로세스를 통한 복원예를 보인다. Fig. 1(c)의 빨간 점과 선은, 임의로 설정된 정보획득 지점과 경로를 나타낸다. 일반적으로 추정값이 높고 공분산이 작은 영역은 좀 더 정밀한 탐사가 필요한 영역이라 할 수 있으며(exploitation), 추정값이 상대적으로 낮고 공분산이 큰 영역은 불확실성이 높고 탐사가 되지 않음을 나타내므로, 이 또한 다른 의미에서 탐사가 필요한 영역(exploration)이라고 할 수 있다. 이러한 두 지점을 효과적으로 선정하는 알고리즘이 필요하며, 이를 다음 장에서 기술한다.



(a) True field (b) Estimated field (c) Uncertainty map

Fig. 1 Gaussian process reconstructed field

3. 무인선-무인기 협업 운용을 위한 유전 알고리즘 기반 적응적 경로 재계획 알고리즘

본 장에서는 상호정보량과 무인이동체의 운용시간 제약조건을 가격함수로 반영하고 무인이동체의 이동경로를 유전 알고리즘을 활용하여 최적화하는 방법에 대해 기술한다.

3.1 상호정보량 (Mutual Information)

상호정보량이란 여러 개의 정보가 주어졌을 때 서로 중복되는 정보를 의미한다. 가우시안 프로세스를 활용한 상호정보량의 경우 정보획득 지점들이 얼마나 균일하게 분포되어 있는지를 나타내는 지표와 같다(Guestrin C et al., 2008). 상호정보량의 표현 $M(\bullet)$은 엔트로피정보량 $H(\bullet)$로 표현되며 다음과 같다.

$$H(A \mid x) = \frac{1}{2}log(2\pi e\rho^2_{A|x}) \quad (6)$$

$$H(A) = H(x_k \mid x_1, \cdots, x_{k-1}) + \cdots + H(x_1)$$

$$M(A\ ;\ x) = H(A) - H(A \mid x) \quad (7)$$

상호정보량은 최적화 단계에서 가격함수 $MI(\bullet)$로 사용되며 격자 기반 환경에서의 상호정보량 $M(\bullet)$은 다음과 같다.

$$MI(A\ ;\ x) = \frac{1}{2}log\left(\left|I + \epsilon_n^{-2}\rho^2_{A|x}\right|\right) \quad (8)$$

3.2 가격 함수 (Cost Function)

가격함수는 최적화 알고리즘에서 최적화의 대상이 되는 함수이며, 스플라인 곡선의 매개변수 최적화를 통해 무인이동체의 경로를 최적화한 연구(Hitz G et al., 2016)를 참조하여 적용하였다. 무인이동체의 위치에서부터 B 만큼의 길이가 적응적으로 재계획되며, 본 연구에서는 초기 경로를 무인이동체의 운용시간을 고려한 잔디 깎기 형태(Lawn mower pattern)로 설정하였다. P는 현재 최적화중인 경로를 의미하며, $|P|$는 해당 경로의 길이를 의미한다. 그리고 탐사영역에서 벗어나는 정보 취득 지점들을 $\phi(P_{A^c})$라고 하면 다음의 가격함수를 정의할 수 있다.

$$g = g_1 \bullet g_2 \bullet g_3 \quad (9)$$

$$g_1(P\ ,\ B)\ =\ \begin{cases}\exp\left(\dfrac{(|P|-B)^2}{\beta}\right) & \text{if } |P|<B\\ 1 & otherwise\end{cases} \tag{10}$$

$$g_2(\epsilon)\ =\ g_1(\epsilon\ ,\ 0)\ ,\ \epsilon=\int_0^P \phi(P_{A^c})dA \tag{11}$$

$$g_3(A\ ,\ P)\ =\ \frac{MI(A\mid P)-MI(A\mid P^c)}{MI(A\mid A)-MI(A\mid P^c)}(1-\gamma)\ +\ \gamma\bullet\frac{\mu(P)}{\max(\mu(A))} \tag{12}$$

위의 식 (10), (11)은 최적화 단계에서 가격함수의 값을 감소시킴으로서, 해를 주어진 제약조건 내에서 찾도록 유도한다. 식 (10) 경우, 최적화 중인 경로 P의 길이가 B로 제한되고, 이로 인해 전체경로의 길이가 유지되어서 무인이동체의 운용시간을 제한한다. 식 (11)의 경우, $\phi(P_{A^c})$와 같이 무인이동체의 이동경로가 탐사영역 A 밖으로 벗어나면 가격함수에 불이익을 준다.

기존 (Hitz G et al., 2016)의 경우 단일이동체를 상정하고 경로계획을 수행하였지만, 본 연구에서는 무인선, 무인기 협업 운용을 위하여 식 (12)의 상호정보량 $MI(\bullet)$와 추정값 $\mu(\bullet)$을 적응적으로 정규화 하는 방법을 제안하고, 이 둘의 비중합(weighted-sum)으로 어떤 요소에 더 중점을 두고 탐사임무를 수행할지를 정한다.

식 (12)에서 $MI(A\mid P)$는 현재 최적화중인 경로가 고려된, $MI(A\mid P^c)$는 해당 경로에서 정보를 획득을 하지 않았을 때, $MI(A\mid A)$는 탐사영역 A의 모든 지점에서 정보를 획득 했을 때의 상호정보량을 의미한다. 상호정보량은 실제 정보 획득 여부와 관계없이 커널 함수와 주어진 지점사이의 연산이므로 위와 같이 적응적으로 정규화가 가능하다. 추정값은 전체 탐사영역에서 현재 단계에서 제일 큰 추정값으로 나누어 정규화한다.

3.3 유전 알고리즘 기반 적응적 경로 재계획 알고리즘

유전 알고리즘은 식 (9)의 가격함수를 최적화한다. 이 가격함수는 식 (10), (11)에서 기술된 해의 범위에 관한 제약조건 및 식 (12)에서 설정한 탐사임무에 따른 가중치 설정 결과를 포함한다. 현 단계에서 설정한 가격함수의 경우 비선형성이 높아 해석해를 얻기 어려운 함수이므로 본 연구에서는 CMA-ES (Covariance Matrix Adaptation Evolution Strategy) 유전 알고리즘을 사용하였다(Nikolaus Hansen., 2006).

유전 알고리즘은 지역 최적해(local optimal)를 얻으므로 경로 P가 서로 교차하거나 겹치는 결과가 나타날 수 있으며 이러한 경로를 수정하는 것은 어렵다. 따라서 이전의 정보 획득 지점들을 제외한, 경로 P가 서로 교차하는 경우 스플라인 곡선의 매개변수 중 교차점을 생성하는 제어점 (Control point)들을 교환하여 경로를 수정한다. 유전 알고리즘은 $G_{CMA}(\bullet)$, 변이 개수는 k, 교차점 수정함수는 $C_{resolve}(\bullet)$, 최적경로는 P^*로 나타낸다.

$$C_{resolve}(G_{CMA}(P))\ =\ P_1, P_2, \cdots, P_k \tag{13}$$

$$P^*\ =\ \mathrm{arg}max(g(A\ ,\ C_{resolve}(G_{CMA}(P)))) \tag{14}$$

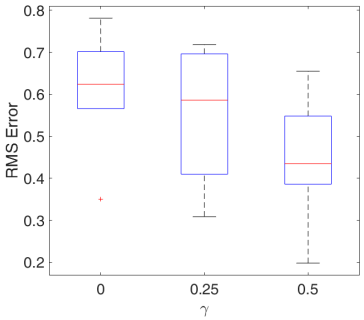
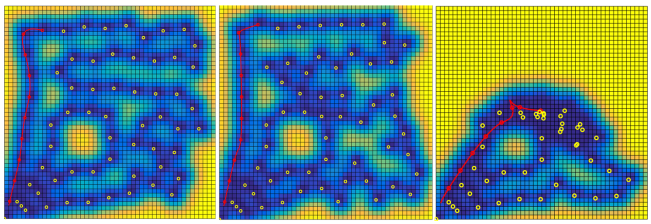


Fig. 2 RMSE of reconstructed field changing parameter γ on equation (12) with 8 simulation runs



(a) : γ=0.25 (b) : γ=0.5 (c) : γ=0.75

Fig. 3 Trajectory of USV, UAV with different γ; Yellow circle indicates sampled points using USV(outer loop) and UAV(inner loop).

4. 시뮬레이션 결과

4.1 시뮬레이션

시뮬레이션에 사용된 매개변수들은 다음과 같다. 커널함수 식 (1)에서 길이척도(L=1), 불확실성의 최대값(α^2=0.01), 가격함수의 제약조건 매개변수(β=0.5), 그리고 재계획되는 경로길이를 (B=10 km)로 설정하였다. 주어진 탐사영역의 범위는 (10 km x 10 km)이며 이산화를 200 m 간격으로 총 51 x 51개의 지점이 있는 격자 기반 환경이다. 추정하고자 하는 스칼라장은 유류유출사고를 모델링한 형태로, 이를 Fig. 1(a)에서 보인다.

먼저, 식 (12)의 상호정보량과 추정값의 비를 조정하는 매개변수 γ와 평균제곱근오차(Root Mean Square Error; RMSE)와의 관련성을 각각 8회에 걸친 시뮬레이션을 통해 확인하였다. 위 시뮬레이션은 무인선-무인기 모두 시작점에서 동시에 출발하여 운용시간을 준수하여 탐사를 수행하고 원점으로 돌아오는 경우를 상정하였다.

Fig. 2를 보면 상호정보량과 스칼라장의 추정값을 동일한 비중으로 (γ=0.5) 사용할수록 경우 오차가 감소하는 경향을 보인다. 이와 같은 결과는 상호정보량만을 사용한다고 해서 항상 더 좋은 결과가 나타나지는 않는다는 것을 의미한다. 반면, Fig. 3 (c)와 같이 스칼라장의 추정값에 더 큰 비중 (γ=0.75)을 두게 되면, 미탐사영역이 매우 넓으며 제대로 탐사임무를 수행하지 못함을 확인하였다. 이는 상호정보량과 스칼라장의 추정값에 대한 적절한 가중치 선정이 중요하며, 주요 탐사 대상이 탐사영역의 중심에 분포하는 본 시뮬레이션의 경우 두 요소에 동일한 가중치를 부여한 경우 보다 나은 결과를 보여줌을 알 수 있다.

Table. 1 Simulation result (L=1, α^2=0.01, γ=0.5, B=10 km)

Path Length (ℓ=51)	γ = 0		γ = 0.25		γ = 0.5	
	Value	Ratio [%]	Value	Ratio [%]	Value	Ratio [%]
RMSE	0.6079	100	0.5508	90.6	0.4427	72.8

Table. 1에 상호정보량과 스칼라장 추정값에 대한 매개변수 γ의 변화에 따른 RMSE를 보인다. 일반적으로 지역 최적해(local optimal)를 얻어내는 유전 알고리즘의 특성 상 동일 스칼라장에서 항상 같은 결과가 도출되지는 않는다. 따라서 본 시뮬레이션에서는 동일 매개변수의 설정에 대해 8번의 반복 시뮬레이션을 수행하였고, 각각의 시뮬레이션마다 획득한 RMSE의 평균값으로 최종 결과를 나타내었다. γ=0 인 경우의 RMSE를 기준으로 삼았을 때, γ=0.5인 경우 27.2% 낮은 RMSE를 보임을 알 수 있다.

4.2 무인기 이륙 절차

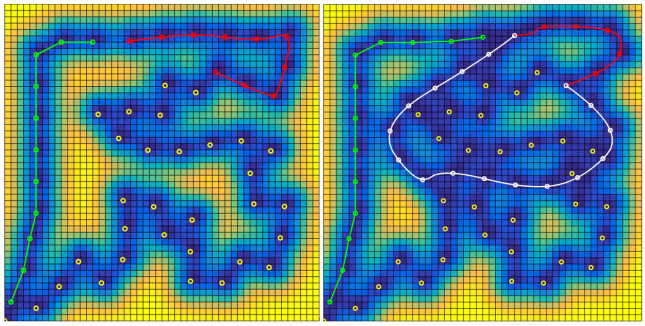
식 (12)의 상호정보량과 스칼라장 추정값을 반영한 가격함수에 기반을 두고 스칼라장의 복원이 일정수준 이상 진행되었다고 판단되면, 무인기를 이륙하여 무인선-무인기를 동시에 고려하는 경로계획을 한다. 현재 단계에서는 이와 같은 절차의 필요성을 보이기 위해, 임의로 무인선의 탐사가 60 % 진행되었을 경우 무인기를 발진시키도록 설정하였다. 이와 같은 절차는 출발점에서 동시에 무인선-무인기를 운용하는 경우보다 무인선 단독 운용을 통해 스칼라장의 복원이 일정 수준 진행된 후에 무인기가 이륙할 경우, 스칼라장의 복원에 더 중요한 지점에서 정보를 획득하도록 적응적으로 경로를 계획함을 보여준다. 무인선-무인기 동시 운용의 예를 Fig. 4에서 보이고, Table. 2에서 RMSE가 감소함을 확인 할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 해양 탐사임무 중 무인선-무인기 등의 이종 무인이동체 간 협업운용 알고리즘에 관하여 제안하였다. 스칼라장을 추정하는 임무를 상정하고 무인이동체의 현장정보를 가우시안 프로세스와 상호정보량을 사용하여 가격함수에 반영하였다. 유전 알고리즘을 통한 최적화과정을 거쳐 RMSE가 감소함을 반복 시뮬레이션을 통해 확인하였다. 스칼라장이 일정수준 복원된 시점에서 무인기를 발진시키는 프로세스의 필요성 또한 시뮬레이션을 통해 확인하였다.

후 기

이 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 해양수산과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구(위험유해물질(HNS)사고 관리기술 개발)이다.



(a) (b)

Fig. 4 (a) Trajectory before UAV take off (b) After take off; Red, white circles indicate USV, UAV path, and green, yellow indicate future path and sampled points. (γ = 0.5)

Table. 2 Simulation result with and w/o UAV take off

Path Length (ℓ=51)	RMSE		
	γ = 0	γ = 0.25	γ = 0.5
w/o	0.6079	0.5508	0.4427
w/	0.5719	0.4097	0.3956

참 고 문 헌

Cubber G De, Doroftei D, Serrano D, Chintamani K, Sabino R and Ourevitch S (2013)., "The EU-ICARUS prjoect: developing assitive robotic tools for search and rescue operations", 2013 IEEE international symposium on Safety, Security and Rescue Robotics, pp 1-4.

Sukmin Yoon, Jinwhan Kim (2016)., "Mission planning of multiple heterogeneous unmanned systems for autonomous search in marine environment", KSOE, Vol 34, No 3, pp 209-219.

Rasmussen CE and Wiliiams CKI (2004)., "Gaussian processes in machine learning", Lecture notes in computer science, Vol 3176, pp 63-71.

Guestrin C, Krause A and Singh AP (2008)., "Near-optimal sensor placements in Gaussian proccesses: Theory, efficient algorithms and empirical studies", Journal of Machine Learning Research (JMLR), Vol 9, pp 235-284.

Hitz G, Galceran E, Garneau ME and Pomerleau F (2016)., "Adaptive continous-space informative path planning for online environmental monitoring", Journal of Field Robotics (JFR).

Nikolaus Hansen, (2006)., "The CMA evolution strategy: a comparing review", Towards a new evolutionary computation, pp 75-102.

A Study on Central Force Optimization for Autonomous Underwater Vehicle Path Planning in 3D Space

Jae-Hak Kim*,**, Longbin Tao* and Sang-Hyeon Kim**

*Department of Marine Science and Technology, Newcastle University, Newcastle upon Tyne, United Kingdom
**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Autonomous underwater vehicles, Path planning, Central force optimization, Genetic algorithm, particle swarm optimization, Collision free path, Ocean currents, Adaptive mutation, Improved central force optimization

ABSTRACT: *Path planning is one of the key tasks in order to successfully lead an AUV from a point to another designated point. Central Force Optimization (CFO) is a recently developed evolutionary algorithm, which has never been applied to the AUV path planning. In this research, the CFO was exploited to solve the AUV path planning problem in three dimensional space. First of all, a cost function was developed to minimize AUV energy consumption, considering travelling time, standard deviations of yaw and pitch angular velocities. Secondly, the underwater environment was modelled with obstacles and ocean currents. The ocean currents field was generated by applying potential theory. The performance of CFO was compared with that of Genetic Algorithm (GA) and Particle Swarm Optimization (PSO) based on path planning simulation results under the modelled underwater environment. At last, the Improved Central Force Optimization (ICFO) was introduced by adopting the mutation operator from GA in order to overcome the local optimum problem involved in the original CFO. The justification of ICFO and the developed cost function were verified through the path planning simulation results.*

1. Introduction

A number of Autonomous Underwater Vehicles (AUVs) have been developed and applied for various purposes for the last few decades, for instance, seabed mapping, environmental monitoring, offshore structures or subsea assets inspection and security surveillance. In spite of significant process being made, there are many areas that still need to be improved. One of the main challenging areas involved in AUVs is limited battery capacity. The significance of path planning for AUVs is mainly derived from the limited battery capacity. Additionally, path planning is one of the key elements in AUV operation in order to fulfil its given missions while achieving a high level of autonomy and reliability so that AUVs' full potential can be realized (Aghababa, 2012).

Central Force Optimization (CFO) is a relatively new optimization developed by (Formato, 2007). CFO was inspired by Newton's universal law of gravitation. Since CFO is a novel optimization technique, CFO has rarely been applied to path planning problem.

In research by (Chen *et al.*, 2016), CFO was applied to path planning for an Unmanned Aerial Vehicle (UAV) with some modifications. In order to improve the performance of CFO, the memory from PSO and mutation from GA were supplemented.

However, the methods applied to UAV cannot be directly exploited to the AUV path planning problem because the underwater environment is distinct from air or land due to the presence of water, and the dynamic characteristics of AUVs are distinguishable against that of AUV.

In this research, the Improved Central Optimization (ICFO) is introduced for AUV path planning in three dimensional space. First of all, a cost function to be minimized was developed, considering energy consumption due to travelling time and changes in motion of AUV. Additionally, Line-of-Sight (LOS) waypoint guidance law was also taken into account. Furthermore, the underwater environment was mad up of obstacles and ocean currents filed was defined by using potential theory in order to consider the presence of obstacles in the current field. Path planning simulations were executed under the modelled underwater environment with CFO, GA, PSO and ICFO. Based on the simulation results, defects of CFO were discovered. In order to overcome the defects, the mutation operator from GA was modified so that the mutation can be adaptively implemented in CFO. Lastly, the justification of ICFO was verified by comparing the path planning performance of CFO, GA, PSO and ICFO.

2. Problem Formulation

2.1 Path Representation

A path consists of a series of position defined every unit time and the algorithms exploited determine the yaw and pitch angular velocities (r,q) as expressed in Eq. (1)

$$Solution = [r_1, r_2 \cdots r_{N-1}, q_1, q_2 \cdots q_{N-1}] \quad (1)$$

Figure 1 represents the path determined by the changes in yaw and pitch angular velocities when the vehicle is assumed to sail with a constant nominal speed u.

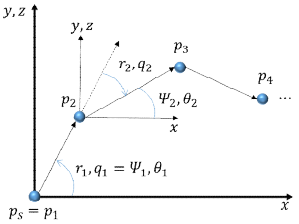


Fig. 1 AUV positions determined by yaw and pitch angle changes

2.2 Cost function development

2.2.1 Problem Dimension

If expected time of arrival (ETA) is T_{tot} and the angle change rate is T_A, then the size of dimension becomes $2 \times T_{tot} / T_A$ since the algorithms yaw and pitch angular velocities every unit time.

2.2.2 Arrival Evaluation

In order to evaluate if a path can successfully lead an AUV to a destination, Arr and $Arrival$ indexes were introduced. The Arr index is used to judge if the path has reached at the target and to find out when the vehicle arrived at the destination as shown in Eq. (2). The $Arrival$ index is zero if the path can lead a vehicle to the destination, otherwise the index values becomes one as expressed in Eq. (3). Figure 2 describes the concept of arrival evaluation.

$$\begin{aligned} &Arr = 1 \\ &while \parallel p_t - p_{Arr} \parallel > \epsilon \text{ and } Arr \le (N-1) \\ &Arr = Arr + 1; \\ &end \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} &\text{if } \parallel p_t - p_{Arr} \parallel \le \epsilon \text{ or } Arr \le (N-1) \\ &Arrival = 0 \\ &else \\ &Arrival = 1 \\ &end \end{aligned} \tag{3}$$

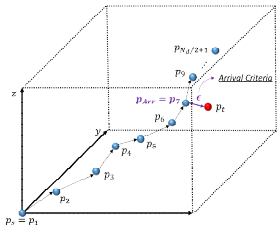


Fig. 2 Concept of arrival evaluation

2.2.3 Final Cost Function

2.2.3.1 Time

If AUV is operated with a constant nominal speed u, the energy minimization problem can be reformed to travelling time optimization problem according to the required power capacity defined by (Jun *et al.*, 2009) as represented in Eq. (4) and the distance between two points are calculated by Eq. (5). Hence, the total travelling time is computed by Eq. (6).

$$P_M = -\frac{1}{2} C_d \rho A_f u |u| \eta u \tag{4}$$

$$Distance(i) = \parallel p(i+1) - p(i) \parallel \tag{5}$$

$$Time = \sum_{i=1}^{Arr-1} Distance(i) / U(i) \tag{6}$$

2.2.3.2 Standard deviations of the angular velocities

The more frequent changes in rudder and stern plane angles of AUV will require the vehicle to consume the more energy. Therefore, the standard deviations of yaw and pitch angular velocities were considered in the cost function with the unit of degree. The reason that the standard deviations were included in the cost function is because if the rudder angle ideally stays at a constant angle, the vehicle will rotate with a constant yaw angular velocity while drawing a circle, which makes the standard deviation of the angular velocities become zero.

By taking the travelling time and the motion changes into account, the energy cost function was developed as the following equation.

$$Energy = Time(1 + std(1:Arr-1) + std(q(1:Arr-1))) \tag{7}$$

2.2.3.3 Guidance law

The mean values of errors between the actual yaw and pitch angular velocities, the desirable values calculated by the guidance law were considered in the cost function in order to generate the more feasible path in terms of AUV control system.

Eq. (8) shows the finally developed cost function.

$$Cost = Energy + mean(error_{\psi,i}) - mean(error_{z,i}) \tag{8}$$

3. Central Force Optimization

Central Force Optimization (CFO) is a relatively new optimization technique inspired by the motion equation of masses under the influence of gravitational field. Considering

probes going around in space, position of a probe are defined by a vector of decision parameters ($\vec{R}$) and the mass (M) is replaced to fitness value. Then, the position is updated by acceleration computed depending on the current position and positions of other probes. For the path planning, the decision parameter are made up of yaw and pitch angular velocities which AUV should take at each time step and the mass becomes the cost value calculated with the corresponding variables.

$$R(p,1:N_d,j)=[r_1^p(j),r_2^p(j),\cdots r_{N_d/2}^p(j),q_1^p(j),q_2^p(j),\cdots q_{N_d/2}^p(j)] \tag{9}$$

$$A(p,i,j)=G\sum_{\substack{k=1\\k\neq p}}^{N_p}\left\{U(M(k,j)-M(p,j))\times(M(k,j)-M(p,j))^{\alpha}\times\frac{R(k,i,j)-R(p,i,j)}{\left|\vec{R}_j^k-\vec{R}_j^p\right|^{\beta}}\right\} \tag{10}$$

$$R(p,i,j)=R(p,i,j-1)+0.5\times A(p,i,j-1) \tag{11}$$

4. Improved Central Force Optimization

4.1 Defect of CFO

Since the update of positions in CFO relies on the different between masses of probes $(M(k,j)-M(p,j))$, the convergence rate becomes poor at the end of the optimization process and when a mass is really larger than the others, the probe attracts other probes, which may causes that all the fitness values of population are stuck at a local optima.

4.2 Adaptive Mutation Operator

Mutation is an operator used in GA, preventing from the local optimum problem. The mutation probability p_m is determined by user and the $(N_p\times N_d)$ number of random numbers, $m(p,i)$ are generated, If any of the random numbers is less than the mutation probability, then the corresponding parameter is replaced by Eq. (12).

$$R(p,i,j)=R_i^{\min}+rand\times(R_i^{\max}-R_i^{\min}) \tag{12}$$

Unlike the original mutation in GA, the mutation probability is determined by Eq. (13) so that the mutation operator is adaptively applied in CFO. The standard deviation of cost values of all probes is used as a judging parameter in order to find out if the mutation is necessary or not.

$$p_m=k[e^{-std[\cos t(1:N_p,j)]}\frac{j-1}{N_tN_p}(1-\frac{1}{N_d})+\frac{1}{N_d}] \tag{13}$$

5. Simulation Conditions

For the path planning simulations in this paper, an imaginary underwater environment was modelled, considering static obstacles and ocean currents. The static obstacles were assumed to have sphere shapes and ocean currents velocity field was modelled based on potential theory by superposition of sources and sinks so that the effects of ocean currents on the obstacles can be considered. Upped and lower boundary of the decision parameters were referenced dynamic characteristics of a real AUV model named ISiMI.

6. Simulation Results

6.1 Simulation 1: Adaptive mutation operator

In order to identify convergence characteristics of the algorithms, the simulation was performed under the simplest condition, not considering obstacles and ocean currents.

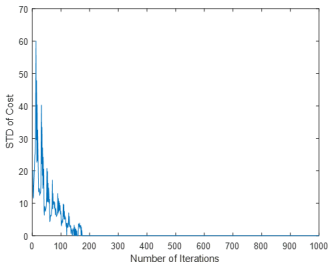
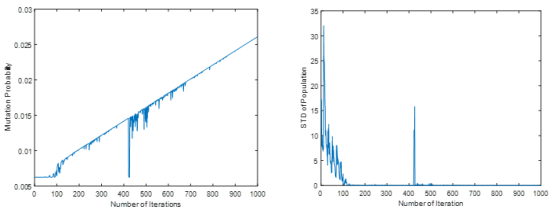


Fig. 3 Changes in standard deviations of the original CFO



(a) (b)

Fig. 4 Changes in the adaptive mutation probability (a) and standard deviations of ICFO (b)

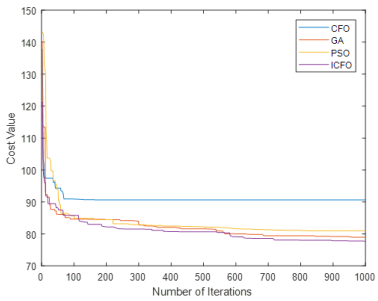


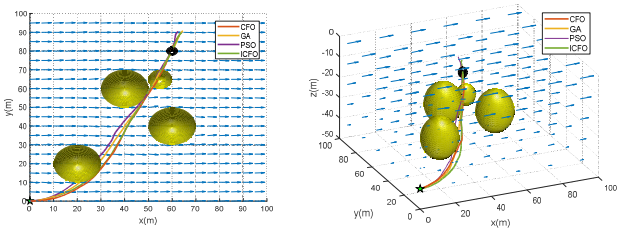
Fig. 5 Cost function value history

As can be seen in Figure 3, the standard deviation of CFO becomes zero as the number of iteration increases.

Figures 4 shows how the adaptive mutation probability changed with the optimization process and standard deviation changes of ICFO. In the right figure, a sudden increase could be seen in the standard deviation due to the better cost value found by the adaptive mutation. According to Figure 5 representing the history of cost value, it could be clearly found that the performance of the original CFO was improved by applying the mutation operator.

6.2 Simulation 2: Statistical results

In this simulation, static obstacles and ocean currents were taken into account. Fig. 6 represents the modelled underwater environment and compares generated by each algorithm.



(a) XY plane at z=-25m (b) Plot in 3D space

Fig. 6 Best path planning results based on the 20 experiments

Due to the randomness involved in the evolutionary algorithms, different results are yielded every experiment. Therefore, 20 experiments were carried out in order to identify stability in optimization performance.

Figure 7 shows cost values found by each algorithm during the experiments. The red dots in the graphs represents the cases when a path was not collision free and blue marks mean the best cost value obtained by each algorithm.

Figure 8 describes the statistical results. Although PSO is showing the smallest cost value, the PSO could not search a collision free path from time to time.

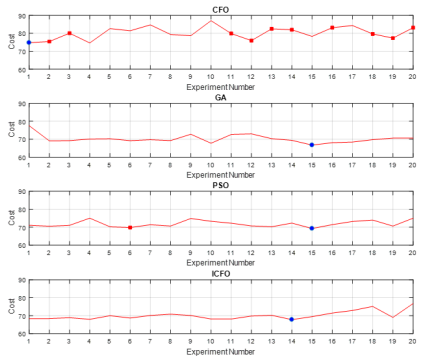
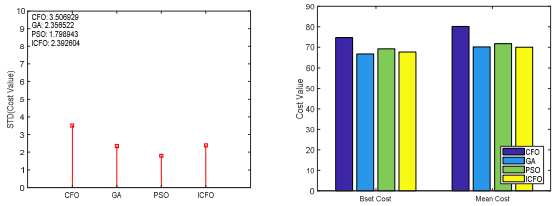


Fig. 7 Cost function value results of 20 experiments



(a) Standard deviations (b) The mean and best cost

Fig. 8 Statistical results of the 20 experiments

7. Conclusions

In this paper, the path planning performance of CFO was explored in three dimensional space and ICFO is proposed. Yaw and pitch angular velocities of AUV were used as decision parameters for searching an optimization path. Assuming the constant nominal speed, energy consumption minimal path planning problem was reformed to time optimal path planning. A cost function was developed for AUV path planning, considering travelling time, additional energy consumption due to changes in motion and error between desirables computed by the way-point guidance law and current states of the AUV. The underwater environment made up of obstacles and ocean currents, and the ocean current field was generated by superposition of sources and sinks. Through the path planning simulation, path planning performance of CFO was compared with that of GA and PSO and the defect of CFO was discovered. Applying the mutation operator from GA to CFO, the performance was improved.

Acknowledgements

"This research was financially supported by the Korea-UK Global Engineer Education Program for Offshore Plants through the Ministry of Trade, Industry & Energy (MOTIE) and the Korea Institute for Advancement of Technology (KIAT)"

References

Aghababa, M.P. (2012). "3D path planning for underwater vehicles using five evolutionary optimization algorithms avoiding static and energetic obstacles", Applied Ocean Research, 38, pp 48-62.

Chen, Y., Yu, J., Mei, Y., Wang, Y. and Su, X. (2016). "Modified central force optimization (MCFO) algorithm for 3D UAV path planning", Neurocomputing, 171, pp 878-888.

Formato, R.A. (2007). "Central Force Optimization : A New Metaheuristic with Applications in Applied Electromagnetics", Progress In Electromagnetic Research, 77, pp 425-491.

시추선 크레인의 동요 감소 제어 연구

하영열* · 최용호*
*삼성중공업 선박해양연구센터

Research on Swing Reduction Control for Drillship Crane

Young-Youl Ha* and Yong-Ho Choi*
*Ship & Offshore Research Center Samsung Heavy Industries Co. Ltd. Daejeon, Korea

KEY WORDS: Drillship, 시추선, Crane, 크레인, Swing Reduction, 동요 감소.

ABSTRACT: *Cranes in a drillship could not be located on a COG (center of gravity) of the drillship which minimizes an effect by vessel rotational motions because the their locations are determined for the sake of optimal logistics of materials on the drillship topside. As a distance increases between a vessel's COG and a position of a crane, an unintended position error at the crane tip is increased. Since a crane operator must not only manipulate a crane for moving a load but also control the position errors, the drillship crane operation in sea is more difficult and dangerous than land crane operation. This paper proposes a swing reduction control for safer crane operation in the drillship. 6 DOF positions and orientations of the crane tip are estimated using Kalman Filter with measurements of heave, roll and pitch by MRU (motion reference units) on the drillship and a characteristics that surge, sway and yaw motions at low frequencies are compensated by a dynamic positioning system of a drillship. Positions of crane actuators calculated using inverse kinematics and the estimated positions and orientations are added to position commands of the crane in order to minimize position deviations of the crane tip with respect to an inertial frame by a vessel motion. Furthermore, a swing by vibration from a load movement is reduced by an input shaping method which assumes that a model of a crane wire rope is a spherical pendulum. In this paper, we show simulation results that position errors of the proposed algorithm are smaller then those when a motion compensation hardware equipment is used.*

1. 서 론

해양 설비에서 크레인은 육상 크레인과는 달리 선박 또는 부유체 운동에 의해 화물의 의도하지 않은 동요가 발생된다. 일반적으로 선박의 배수량이 작아짐에 따라 선박의 운동은 커지고, 선박 무게중심과 크레인 간의 거리가 멀어질수록 선박 회전량에 따른 크레인 끝단의 위치 오차는 커진다. 현재 크레인 운영자는 이 오차를 줄이기 위해 수동으로 제어한다. 최근 MacGregor사 3축 보상 크레인, Ampelman사 해상 윈드 터빈 Gangway, Barge Master사 운동 보상 헬리 패드 등이 특정 목적을 위해 선박 운동을 자동 보상하려는 목적으로 개발되어있다. 그러나 이러한 보상 장치는 오차는 줄여주지만 별도의 기계 하드웨어를 사용하기 때문에 초기 투자비용, 전력 소모 그리고 유지보수 측면에서 불리한 점들이 있다. 본 논문에서는 이러한 단점들을 극복하고자 시추선을 대상으로 별도의 기계 하드웨어 추가 없이 제어 알고리즘을 적용하여 화물에서 발생되는 위치 오차를 줄이고자 한다. 시추선 크레인의 기계적 변화를 최소화하면서 화물 동요를 보상하는 자동제어 알고리즘은 적은 투자비용으로 인적 오류를 줄이고, 해상상황에 따라 제한되는 Down-Time을 감소하는 효과를 가질 수 있다.

시추선의 주 작업 목적은 해저면에 대한 시추이기 때문에 운동이 적은 무게 중심에 많은 작업시간을 요하는 시추 배관, 케이싱 및 라이저의 권상 및 회전 관련 기자재가 위치하고 있으며 크레인은 데크 전반에 위치하고 있는 많은 자재 이송을 위해 무게중심과는 먼 거리에 배치될 수밖에 없다. Fig. 1은 시추선 크레인이 핸들링 해야 하는 자재와 크레인 배치 예를 보여준다.

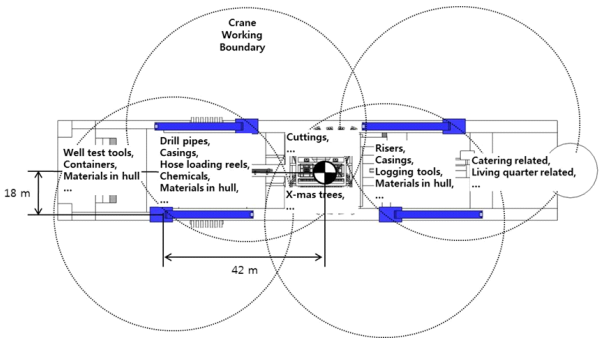


Fig. 1 Drillship cranes and materials to be handled

시추선 크레인은 Supply Vessel로부터의 자재 이동을 위해 윈치를 이용한 권상이 가능해야 하고 데크 위 배관들의 직접적인 핸들링을 위해 윈치 대신 Gripper yoke 활용이 가능해야 하므로 너클 붐 크레인을 사용한다. 이러한 너클 붐 크레인은 Slew, Luff 및 Fold를 위한 3개의 엑츄에이터들을 가지고 있어 크레인 Base 좌표계에서의 크레인 끝단 3차원 위치 제어가 가능하다. 따라서 선박 운동에 따른 선박 무게 중심 좌표계의 6자유도 운동을 알고 있다면 크레인의 엑츄에이터 조절에 의해 관성좌표계에 대한 크레인 끝단의 3차원 공간상 위치 제어가 가능하다.

제어 알고리즘을 이용한 동요 감소에 대한 기존 연구 사례는 다음과 같다. Michael의 방법 (Michael, 1982)은 미국 해군 크레인 선박의 붐 크레인에 적용한 방법으로 운동 보상기로 화물 동요 오차를 60%로 감소할 수 있고, 명령 형상기와 결합할 경우 10% 수준까지 줄일 수 있음을 모형 시험으로 보여주었다. 최근 선박과 선박간의 운동 보상 연구 (Sondre, 2016)에서 최신 Kongsberg사 5세대 MRU (Motion Reference Units)을 이용하고 계측, 통신 및 제어 지연을 고려했을 경우 Heave 오차가 21 mm로 Heave 보상에 충분한 수준임을 시험 결과로 보여주었다. 해상 풍력 터빈과 선박 간의 접근 경로를 제공하는 시스템인 Ampelmann 개발 연구 (David, 2010) 에서는 유압 구동 Stewart Plarform 위에 Slew, Telescope 및 Luff 축을 추가하고 iXSea사 Octants 모션 센서를 사용하여 고정된 해상 풍력 터빈과 움직이는 선박간의 안전한 접근 경로를 제공할 수 있음을 시험 결과로 보여 주었다. David 연구 결과는 3자유도 운동 보상을 위해 9개의 엑츄에이터를 사용해야 하므로 하드웨어 부담이 큰 방식이지만 상용화된 유압 시스템 및 모션 센서로 운동 보상이 가능하고 운동 보상 기술이 제품화 가능하다는 것을 보여준 사례이다.

본 논문은 2장에서 시추선에서 발생되는 운동의 크기 및 계측 방법을 살펴본다. 3장에서는 크레인 끝단 제어 방법, 화물의 동요 현상, 이동 후에 발생되는 진동의 감소 방법을 소개한다. 4장에서는 하드웨어 운동 보상 장치와 제안된 제어 방식의 성능 차이를 시뮬레이션 결과로 보여주고 5장에서는 결론을 맺는다.

2. 시추선 운동 및 계측

시추선의 시추 작업은 선박이 해상에 정지된 상태에서 이루어진다. 시추선의 DPS (Dynamic Positioning System)는 파도, 바람 및 조류에 의한 선박의 평면운동인 Surge, Sway 및 Yaw의 저주파 운동을 보상해 준다. 그러나 파도와 바람 등의 의한 Roll, Pitch 및 Heave 운동과 고주파수 영역 (파랑 주파수 영역)에서의 Surge, Sway 및 Yaw 운동은 엑츄에이터 능력 한계 때문에 보상하지 않는다. 본 논문에서는 DPS가 동작될 때의 선박 운동을 추출하기 위해서 해상 상태 영향을 상대적으로 많이 받는 중형 시추선의 RAO (Response Amplitude Operator) 와 JONSWAP 파도 스펙트럼을 활용하여 통계적인 시계열 선박 운동 추출 방법을 사용하였다. Fig. 2는 중형 시추선에서의 Hs = 3 m, Tp= 12 sec, Heading = 150 deg (Bow quartering sea) 일 경우 시추선 운동 예를 보여준다. 이 경우에 0.5 rad/s 영역에서 상대적으로 큰 운동이 발생됨을 확인 할 수 있다.

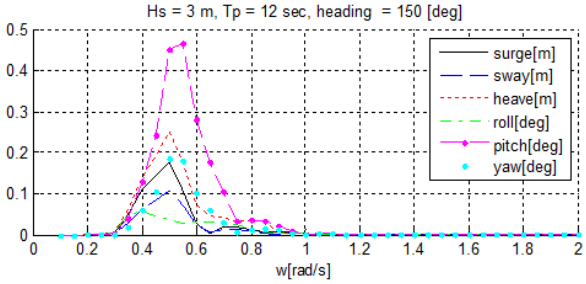


Fig. 2 Motion response spectrum of drillship

시추선에는 DPS, 안정적인 시추 및 BOP 안착의 목적을 위해 MRU(Motion Reference Unit)들이 장착되어 있어 신뢰성 있는 Heave 위치 및 Roll, Pitch 각도 계측이 가능하다. 최신 Kongsberg사 5세대 MRU의 경우 Roll 및 Pitch는 0.008 deg, Heave의 경우 50 mm 의 우수한 정밀도를 가지므로 크레인 Base 모션 계측에 활용할 수 있지만 Surge, Sway 및 Yaw 변위는 출력되지 않으므로 MRU의 가속도 및 각속도 정보로 추정해야 크레인 Base의 6자유도 운동을 구할 수 있다. 가속도 및 각속도 정보를 적분하여 Surge, Sway 및 Yaw 운동을 추정할 경우에는 Drift 현상이 발생된다. Drift 제거를 위한 기법으로 고주파 필터, 상보 필터 및 칼만 필터 등이 알려져 있다. 본 논문에서는 계측 시간 지연이 크레인 운동 보상 성능에 미치는 영향을 최소화하기 위해 칼만 필터를 사용한다. 칼만 필터를 활용하여 Surge, Sway 위치 및 Yaw 각도가 0 인 가상 계측 값 또는 정밀도가 낮고 샘플링 시간이 느리지만 적분오차가 없는 GPS 계측 값을 부가적으로 활용하여 센서 융합하였다. Fig. 3은 파고 4 m, 주파수 0.1 Hz 정현파 신호에 대한 칼만 필터링 결과를 보여 준다. 칼만 필터로 추정된 결과는 원 신호 대비 가상 계측 값 또는 정밀도가 낮은 계측 값을 활용한 결과 모두 10% 이내에서 추정 가능함을 확인할 수 있다.

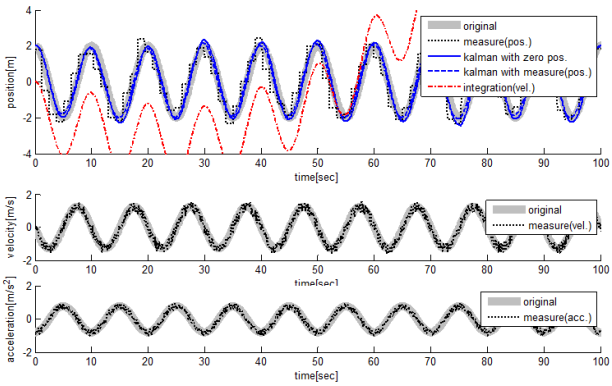


Fig. 3 Sensor fusion result

3. 동요 감소 제어

3.1 크레인 끝단 정지 제어

별도의 하드웨어 없이 크레인의 동요를 감소하는 방안은 추정된 선박 위치 및 회전량으로 관성 좌표계에서의 크레인 끝단을 정지하기 위한 크레인 실린더 위치들과 모터 각도를 역기구학으로 계산하여 보상 한다 (Sondre, 2016). 그러나 이러한 방법은 두 가지의 문제점을 가지고 있다. 첫째, 계측 오차의 크기는 크레인 끝단의 위치 오차에 영향을 준다. Surge, Sway 및 Yaw는 계측오차가 포함된 MRU 출력 Roll, Pitch 값 기반으로 추정하므로 오차는 누적된다. Surge, Sway 는 가속도의 2중 적분된 값을 활용하게 되어 상대적으로 큰 오차를 가지지만 회전량 오차와는 달리 COG와 크레인 Base에서 같은 크기의 오차를 가진다. 반면에 Yaw는 각속도를 한번 적분된 값을 활용하여 선박 COG에서의 오차는 작지만 크레인 끝단과 선박 COG 거리가 멀어질

수록 오차는 커진다. 둘째, 추정된 선박 운동으로 크레인을 제어하기까지는 시간 지연이 불가피하다. 시간 지연 요인은 계측 시간 지연, 계산 및 통신 시간지연, 엑츄에이터 동특성에 의해 결정되는 구동 시간지연이 있다. 시추선에서 이러한 문제점들의 영향을 확인하기 위한 시뮬레이션 결과는 Fig. 4와 같다.

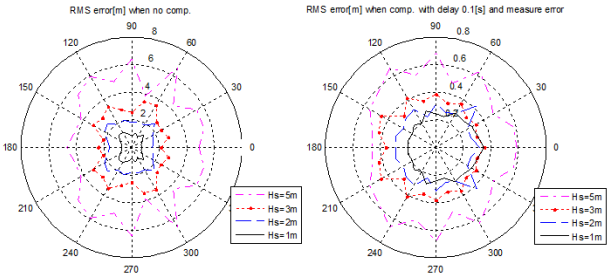


Fig. 4 Position error of crane end-effector (Tp=13sec)

Fig. 4는 5세대 MRU를 사용하여 자세를 추정하고 시간 지연이 0.1 sec 일 경우의 운동 보상 유무에 따른 크레인 끝단 최대 위치 오차를 도시화 한 것이다. 선수각에 따라 크기의 차이는 있지만 상대적으로 10 % 수준으로 오차를 줄일 수 있음을 보여 준다. 그러나 해상 상황과는 독립적인 관계를 가지는 계측 오차 성분으로 Hs=1m 일 경우에도 0.2 m 이내로는 오차를 줄일 수 없음을 확인할 수 있다.

3.2 크레인 화물의 거동

선박과 크레인의 링크를 강체로 가정하면 Fig. 4과 같은 오차를 가지지만 크레인 끝단으로부터 화물까지는 와이어 로프로 연결되어 있다. 붐 크레인과는 달리 (Michael, 1982) 너클붐 크레인의 와이어 로프의 거동은 와이어 로프의 길이가 구속된 구면 진자로 근사 될 수 있다. 이 구면 진자의 경우 크레인 끝단에서의 두 회전 성분에 대해 자유 운동이 가능하다. Fig. 5는 Hs=3m, Tp=13sec, Heading=135deg 해상 조건에서 화물이 20 m 와이어 로프에 연결되었을 경우의 화물의 거동을 보여준다.

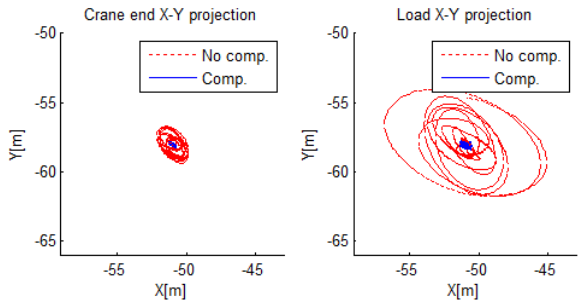


Fig. 5 Position error of load with 20m wire rope in Hs=3m, Tp=13sec and Heading=135deg

Fig. 5에 따르면 크레인 끝단에서의 오차의 차이 (8배) 보다 화물에서의 오차의 차이 (12배) 가 크다는 것을 알 수 있다. 본 결과는 운동 보상을 하였을 경우에도 크레인 끝단의 위치 오차는 완전히 제거할 수는 없지만 보상을 통해서 크레인 끝단의 가속 크기를 줄여 화물에서의 위치 오차를 크게 줄일 수 있음을 보여준다.

3.3 이동 후 진동 감소 제어

크레인 끝단 정지제어 방법으로 화물을 이동하지 않을 경우의 동요를 감소시킬 수 있지만 크레인의 본연의 목적은 화물을 이동하는 것이기 때문에 이동 중 발생된 진동에 의한 위치 오차는 감소할 수 없다. 본 논문에서는 이러한 오차를 줄이기 위해 육상크레인 화물 동요 감소 방법인 입력 형상 방법을 사용한다 (Santiago, 2008). 입력 형상 개념은 가속 및 감속 구간에서 가진시킨 뒤 일정 시간 뒤 180 deg 의 위상차를 가지는 진동을 발생시켜 등속 구간과 이동 완료시 진동을 제거하는 방식이다. 구면 진자에서 공진 주파수는 중력과 와이어 로프의 길이에 의해 결정되고 (Michael, 1982), 와이어 로프의 길이는 크레인 윈치 회전량으로 계측 가능하므로 위상차를 가진 진동을 발생할 시점을 결정할 수 있다. 입력 형상 방법은 Feed-forward 방식으로 크레인 운영자의 조이스틱 조정 명령에 대해 가속 및 감속 구간에서 궤적을 변경하는 방식으로 간단한 디지털 콘볼루션으로 구현되며 기능이 직감적인 알고리즘인 반면 진동 감소 효과는 크다. Fig. 6은 입력 형상 방식을 사용 유무에 따른 공간상의 화물 이송 궤적을 보여 준다.

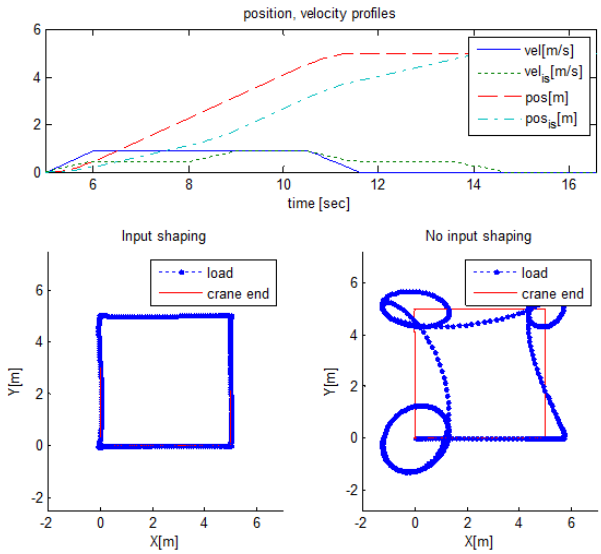


Fig. 6 Vibration reduction result of input shaping method

4. 하드웨어 운동 보상 장치와의 비교

별도의 하드웨어로 선박 운동을 보상하는 장치로는 3축 운동 보상 크레인과 해상 윈드 터빈 Gangway 접근 장치가 있다. 하드웨어의 특징으로 보면 Roll, Pitch, Heave만 보상하는 3자유도 보상장치와 6자유도를 모두 보상하는 장치로 나눌 수 있다. 3 자유도 보상 장치는 Roll, Pitch 및 Heave는 별도의 엑츄에이터로 보상할 수 있지만 Sway, Surge 및 Yaw에 의한 오

차는 선박의 DPS에 따라 성능에 의해 결정된다. 6자유도 보상 장치는 모든 운동 보상이 가능하지만 엑츄에이터가 6개가 사용되어야 하므로 투자비용이 높다. 그리고 이러한 하드웨어를 이용한 보상 장치의 공통적인 특징은 크레인의 Base를 제어한다는 것이다. 따라서 하드웨어 보상장치는 화물 무게뿐만 아니라 크레인 자체 무게도 지탱해야 하므로 엑츄에이터의 파워 용량이 높아야 하고 이에 따른 에너지 소모도 크다.

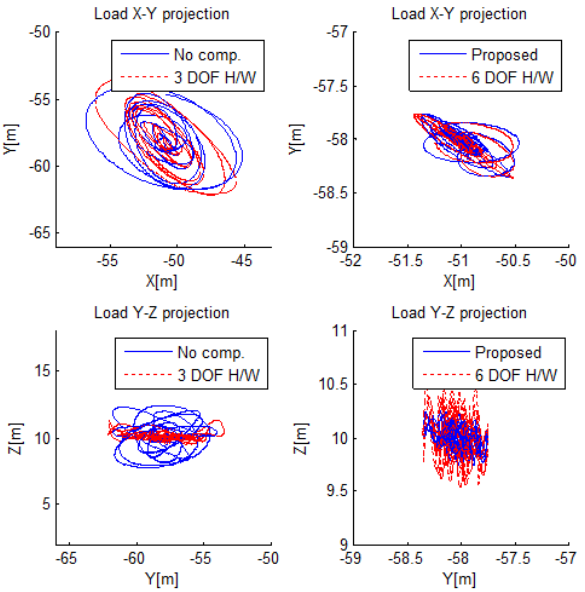


Fig. 7 Comparison between hardware method and proposed control method for Hs=3m, Tp=13sec and Heading= 135deg

Fig. 7은 Hs=3m, Tp=13sec, Heading=135deg 해상 조건에서 3자유도 및 6자유도 보상장치와 제안된 동요 감소 제어 방식과의 차이를 나타내는 시뮬레이션 결과이다. 3자유도의 보상 결과는 보상을 하지 않을 경우와 비교했을 때 궤적의 형태는 달라지지만 X-Y 평면 오차의 최대 크기는 유사한 것을 확인할 수 있다. 그러나 Heave를 나타내는 Z축에 대해서는 3자유도 보상장치에서의 오차가 작다. 제안된 방식과 6자유도 보상장치와 비교했을 때 X-Y 오차는 유사하지만 Z축 오차는 6자유도 보상 장치가 크다. 이 이유는 보상 장치의 크레인 끝단에서 엑츄에이터까지 거리가 멀기 때문에 크레인 Base에서 발생된 오차가 크레인 끝단에 보다 큰 오차로 전파되었기 때문이다.

5. 결 론

본 논문에서는 별도 하드웨어를 사용한 운동 보상 장치에 비해 제안된 제어 방식이 적은 오차를 가진다는 것을 시추선 크레인에 대한 시뮬레이션 결과로 확인하였다. 이 방법은 시추선 크레인뿐만 아니라 정지된 상태에서 작업하는 다른 해양 설비나 선박의 해양 크레인에도 적용 가능한 방법이다. 그러나 제안된 방식은 다음의 개선의 여지가 남아있다. 첫째, 바람과 같이 화물에 직접적으로 미치는 영향은 여전히 크레인 운영자가 제어해야 한다. 둘째, 제안된 이동 후 진동 감소 알고리즘은 와이어의 길이가 길어질수록 낮은 공진 주파수를 가지게 되어 사용자의 지령이 끝난 뒤에도 일정 시간 움직임이 지속된다. 마지막으로 Operator cabin이 크레인 운영자의 충분한 시야를 확보하기 위해 크레인의 회전부인 King에 위치하기 때문에 해상 상황에 따른 선박 운동뿐 아니라 자동제어 장치에 의한 Slewing 운동에도 영향을 받으므로 크레인 운영자는 보다 많은 움직임을 느껴야 한다. 이러한 부분들이 개선된다면 자동 동요 감소 제어 방식으로 보다 안전하고 높은 Operability로 해양 크레인 운영이 가능할 것이다.

참 고 문 헌

David Julio Creda Salzmann. (2010). “Ampelmann, Development of the Access System for Offshore Wind Turbines”, Delft University of Technology.

Michael Agostini, Gordon G. Parker, Kenneth Groom, Hanspeter Schaub and Rush D. Robinett. (2002). “Command Shaping and Closed-Loop Control Interactions for a Ship Crane”, Proc. of the American Control Conference.

Santiago Garrido, M. Abderrahim, Antonio Gimenez, Ramiro Diez and Carlos Balaguer. (2008). “Anti-Swinging Input Shaping Control of an Automatic Construction Crane”, IEEE transaction on automation science and engineering, Vol 5, No 3, pp 549-557.

Sondre Sanden Tordal, Per-Ove Lovsland and Geir Hovland. (2016). “Testing of Wireless Sensor Performance in Vessel-to-Vessel Motion Compensation”, IECON 2016.

터치 스크린 입력을 이용한 작업물의 위치 · 자세 추정 기법

기현승*·조건래*·김민규*·박규화*·이계홍*
한국로봇융합연구원

Position and orientation estimation technique using touch screen inputs on the camera images

Hyeonsueng Ki*·Gun Rae Cho*·Min-Gyu Kim*·Gyu Hwa Park*·Ji-Hong Li*

*KOREA INSTITUTE OF ROBOT AND CONVERGENCE, Korea

KEY WORDS: Position estimation 위치 추정, stereo camera 스테레오 카메라, touch screen 터치스크린, underwater manipulation 수중 정밀작업, vision-based assistance 비전기반 보조

ABSTRACT: *수중환경은 사람의 접근이 제한되며, 많은 경우 수중로봇을 이용하여 작업을 수행하게 된다. 특히, 수중 로봇팔을 이용한 작업이 많이 수행된다. 이 작업은 선상에서 원격조작을 통해 수행되는 것이 일반적이며, 수중환경 정보의 제한 및 조작방법의 복잡성으로 인해 효율성이 떨어진다. 본 논문에서는 원격조작의 효율성 향상 연구에 활용하기 위한 영상기반 작업물 위치추정기법을 제안한다. 이 기법은 스테레오로 배치된 두 개의 카메라 영상에 대해, 작업자로부터 터치스크린을 통해 입력받은 점 정보를 활용하여 물체의 6자유도 위치정보를 추정할 수 있는 기법이다. 제안한 기법은 위치추정을 위한 초기정보를 작업자로부터 입력 받기 때문에 자동위치추정 관련 기존 연구들에 비해 추정 결과의 신뢰성을 확보하는데 용이하다. 또한, 물체의 선형위치와 회전위치를 함께 추정 가능하며, 더 나아가 기존의 원격조작 보다 간편한 방법으로 로봇팔을 조작하는데 활용될 수 있다. 실험을 통해, 제안한 방법의 위치 추정 성능을 검증하였다.*

1. 서 론

수중환경에서 에너지 채취 및 해저 케이블과 배관, 구조물의 설치 등 다양한 이슈들이 있다. 수중이라는 환경 특성상, 사람이 접근하기 힘들고 작업에 어려움이 많다. 수중작업을 위해 유인잠수정부터, 최근에는 무인잠수정 등과 같은 수중로봇이 투입되어 다양한 작업들을 수행한다. 수중로봇은 유인잠수정에 비해 인간이 투입된다는 위험요소가 없기 때문에 많이 연구되고 있다. 수중로봇은 정찰에 이용되기도 하며, 동시에 수중에서 케이블 등의 물체를 핸들링, 절단, 연결, 설치 등의 작업에 많이 사용된다.

수중로봇의 일련의 작업들은 일반적으로 선상에서 관제시스템을 두고 원격으로 제어한다. 작업자는 로봇에서 송신되는 영상 정보와 센서 정보만을 이용해 작업환경을 파악하여 로봇을 조작한다. 수중환경에서 획득할 수 있는 정보는 육상에 비해 제한적이기 때문에 그만큼 수중작업은 많은 어려움이 따른다. 특히, 수중로봇에 부착된 로봇팔을 조작하는 것은 작업자의 숙련도와 많은 시간을 요구한다.

이와 같은 문제점을 해결하고 수중작업의 효율성 향상 연구에 활용하고자, 수중작업을 보조하기 위한 영상기반의 작업물 위치 추정기법을 제안한다. 이 기법은 스테레오로 배치된 카메라에서 영상을 기반으로 물체의 위치정보를 추정하는 기법으로 작업자로부터 영상에서 물체의 점 정보에 대한 터치입력을 받아 물체의 6자유도 위치정보를 추정한다. 이 기법은 초기정보를 작업자로부터 입력 받기 때문에, 기존에 연구되고 있는 자동위치추정과 같은 연구들에 비교하여 더 높은 추정 결과의 신뢰성을 확보할 수 있다. 추정된 위치정보를 활용함으로써 기존의 원격조작보다 간편한 방법으로 로봇팔을 조작할 수 있다.

2. 작업물 위치 · 자세 추정 기법

작업물의 6 D.O.F 위치 정보를 추정하기 위해서 우선적으로, Fig. 1과 같이 터치스크린으로부터 3가지의 입력을 받는다.

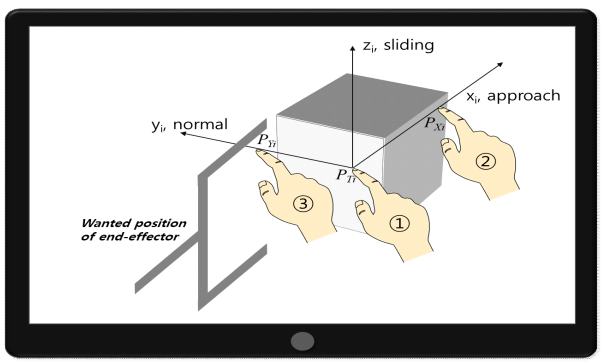


Fig. 1 Gathering input via touch screen for target position estimation

① 작업물의 중심점, P_{Ti}

② 접근방향 위의 점, P_{Xi}

③ 법선방향 위의 점, P_{Yi}

여기서, $i=1,2$는 카메라의 번호를 의미한다. 카메라 영상을 전환하여 같은 방법으로 3개의 점을 입력받으며, 총 6개의 점에 대한 정보를 받는다. 각 점은 각각의 카메라 이미지 좌표의 2D 위치 정보를 나타낸다.

2.1 작업물의 위치 추정

Fig. 2는 작업물의 위치 추정을 위한 개념도이다. 작업물의 위치 추정을 위해 하나의 좌표계를 찾을 수 있다. 월드좌표 W와 이미지좌표 Ii사이의 상대적인 위치는 로봇팔과 카메라 사이의 기하학적 관계에 의해 결정된다. 카메라 초점좌표의 위치 Ci는 각 카메라의 Ii와 초점거리 f의 위치에 의해 결정된다. 초점거리는 캘리브레이션 툴을 통해 쉽게 얻을 수 있다. 연구에 사용한 카메라는 HD-3000으로 초점거리는 $f_x=617.98mm$, $f_y=625.32mm$이다.

좌표계의 사이의 관계를 이용함으로써, 월드좌표계 상의 카메라초점 좌표의 원점인 P_{Ci}를 결정할 수 있다. 작업물의 중심위치의 터치 포인트는 $P_{Ti}=[x_{Ti}, y_{Ti}]^T$로 3차원 카메라 좌표계에 대해 다음과 같이 나타낼 수 있다[1].

$$^{Ci}P_{Ti}=[x_{Ti}/f_x \quad y_{Ti}/f_y \quad 1]^T \tag{1}$$

월드좌표계상의 작업물의 위치는 다음과 표현할 수 있다[1][2].

$$P_{Ti}=\,^{W}_{Ci}R\,^{Ci}P_{Ti}+P_{Ci} \tag{2}$$

여기서, $_{Ci}{}^{W}R$은 월드좌표계상 W의 카메라초점 좌표 C_i의 회전행렬이다. 그리고 두 점 P_{Ci}와 P_{Ti}를 잇는 직선의 공식을 이용하여 직선 위에 존재하는 점들의 좌표를 구할 수 있다.

$$\overline{P_{Ti}P_{Ci}}: t=(P_{Ti}-P_{Ci})\alpha_i+P_{Ci} \tag{3}$$

여기서, $t=[x, y, z]^T$는 변위벡터, α_i는 독립변수이다. 카메라 1, 2에 대한 2개의 직선을 구할 수 있다.

두 직선의 가장 가까운 점을 구하는 것으로 작업물의 3차원 좌표를 추정할 수 있다. 먼저, 두 직선의 수직인 법선벡터 구한다. 법선벡터와 각 직선 사이의 교점을 도출한다. 두 교점을 평균하여 작업물의 위치를 추정한다.

두 직선을 수직인 법선벡터 N은 다음과 같이 나타낼 수 있다[3].

$$N=(P_{T1}-P_{C1})\times(P_{T2}-P_{C2}) \tag{4}$$

식 (4)의 벡터와 평행한 직선 방정식은 다음과 같이 구해진다.

$$\overline{N}: t=N\beta+D \tag{5}$$

여기서, β는 독립변수이며, D는 오프셋벡터이다. (3)식과 (5)식의 교점을 구하는 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(P_{T1}-P_{C1})\alpha^*_1+P_{C1}=N\beta^*_1+D \tag{6}$$

$$(P_{T2}-P_{C2})\alpha^*_2+P_{C2}=N\beta^*_2+D \tag{7}$$

여기서, α^*_i, β^*_i는 교차점에서 α_i와 β를 나타낸다. 식 (7)에서 (6)을 빼면 다음 α^*_i와 같이 다시 정리할 수 있다.

$$[\alpha^*_1, \alpha^*_2, \beta^*_2-\beta^*_1]^T=U^{-1}(P_{C1}-P_{C2}) \tag{8}$$

여기서, $U\equiv[P_{T1}-P_{C1}, P_{C2}-P_{T2}, N]$이다. 식 (8)에서 식 (3)의 α^*_i를 대입하면, 식 (3)과 식(5)의 직선들 간의 교점을 구할 수 있다. 마지막으로 교점사이의 중간점을 구하여 작업물의 3차원 좌표를 구한다.

$$T^*=\frac{1}{2}\left(\overline{{}^{W}P_1{}^{W}P_{C1}}\Big|_{\alpha_1=\alpha_1^*}+\overline{{}^{W}P_2{}^{W}P_{C2}}\Big|_{\alpha_2=\alpha_2^*}\right) \tag{9}$$

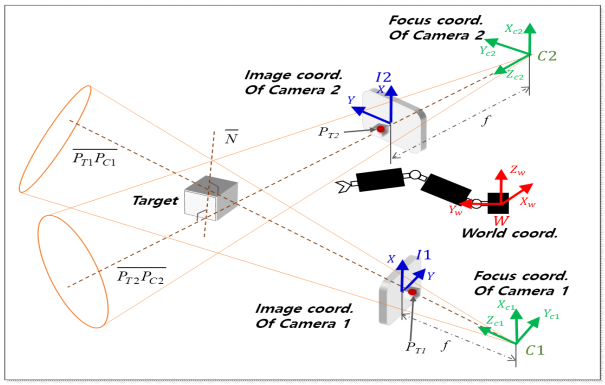


Fig. 2 Schematic diagram of estimating translation of target

2.2 작업물의 자세 추정

작업물의 자세는 Fig. 1의 터치스크린을 통해 입력받은 점 P_{Ti}, P_{Xi}, P_{Yi}을 이용하여 추정할 수 있다. 회전행렬의 접근벡터는 P_{Ti}와 P_{Xi}, 회전행렬의 법선벡터는 P_{Ti}와 P_{Yi}를

이용하여 추정 가능하다. 접근벡터와 법선벡터를 구하는 방식은 동일하다. Fig. 3은 접근벡터 추정에 대한 모식도를 나타내었다.

먼저, 직선 $\overline{P_{Ti}P_{Ci}}$와 $\overline{P_{Xi}P_{Ci}}$를 구한다. 두 직선 $\overline{P_{Ti}P_{Ci}}$를 $\overline{P_{Xi}P_{Ci}}$ 이용하여 두 직선을 포함하는 평면 S_{Xi}를 구할 수 있다. 접근벡터는 두 평면 S_{X1}, S_{X2}의 교선으로부터 추정할 수 있다.

식 (3)을 이용하면 $\overline{P_{Ti}P_{Ci}}$를 구할 수 있다. P_{Xi}와 P_{Ci}를 지나는 직선은 다음과 같다.

$$\overline{P_{Xi}P_{Ci}}: t = (P_{\Xi} - P_{Ci})\gamma_i + P_{Ci} \tag{10}$$

여기서, γ_i는 독립변수이다. $\overline{P_{Ti}P_{Ci}}$, $\overline{P_{Xi}P_{Ci}}$의 수직인 벡터는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$M_{Xi} = (P_{Xi} - P_{Ci}) \times (P_{Ti} - P_{Ci}) \tag{11}$$

계산된 M_{Xi}를 이용하여, 직선 $\overline{P_{Ti}P_{Ci}}$, $\overline{P_{Xi}P_{Ci}}$를 포함하는 평면을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$S_{Xi}: M_{Xi}^T x + d = 0 \tag{12}$$

여기서, $d = -M_{Xi}^T P_{Ci}$이다. 식 (12)에서 구해진 두 평면에 수직인 벡터를 교차 곱을 하면 다음과 같이 두 평면을 교차하는 선의 방향을 알 수 있다.

$$N_X = M_{X1} \times M_{X2} \tag{13}$$

식 (1)을 정규화하면 접근벡터를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$n_X = \frac{N_X}{\| N_X \|} sgn(N_X \cdot (P_{X1} - P_{T1})) \tag{14}$$

식 (14)에서, 부호함수는 접근벡터가 반대방향을 나타내는 것을 막기 위해 포함되어 있다. P_{Ti}와 P_{Yi}를 이용하여 법선벡터를 구하는 방식은 식 (10)에서 (14)까지의 동일한 방식으로 추정되며, 추정된 법선벡터는 n_y로 나타낸다. 최종적으로 작업물의 자세는 다음의 회전행렬로 표현한다.

$${}^T{}^W R = [n_X \; n_Y \; (n_X \times n_Y)] \tag{15}$$

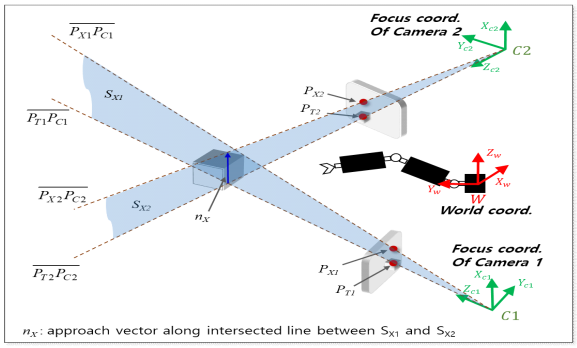


Fig. 3 Schematic diagram of estimating rotation of target (Approach vector)

3. 실험을 통한 검증



Fig. 4 Experimental Set-up

Fig. 4은 실험환경의 카메라 영상의 모습과 실험환경의 모습이다. 제안한 기법을 검증하기 위해 Fig. 5와 같이 임의의 위치 3개에 대한 위치 및 자세 추정 결과와 실제측정값이 차이를 비교하였다.

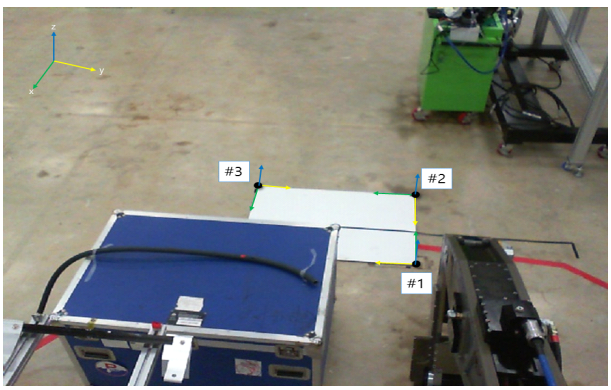


Fig. 5 Schematic diagram of test

각 지점에 대해 15번의 테스트를 진행하였으며 결과는 Table 1에 실측값과 추정값을 비교하였으며, 위치와 자세에 대해 각각 Fig. 6, Fig. 7에 나타내었다. Table 1의 추정값은 #1, #2, #3의 지점에 실험 결과들의 평균치를 나타낸 값이다. 위치에 대한 오차는 ±3.4 ~ 36.3[mm], 자세에 대한 최대 오차는 ±0.4 ~ 10.3[deg]로 나타난다.

추정 결과의 오차 요인은 다양하게 유추할 수 있다. 예를 들면, 카메라 캘리브레이션의 부정확성, 카메라 등 장치 배치 위치 및 자세에 대한 오차, 그리고 작업자가 터치스크린을 통해 입력할 때 포함되는 위치오차 등이 있을 수 있다.

Table 1 Result of 6 D.O.F Position estimation

		Real Position	Average of estimated position	Average of estimated error
#1	X[mm]	2000	1963.615	36.38533
	Y[mm]	0	-11.4785	11.47847
	Z[mm]	-1550	-1537.45	-12.5455
	Roll[deg]	0	10.29853	-10.2985
	Pitch[deg]	0	-0.4968	0.4968
	Yaw[deg]	0	0.0956	0.0956
#2	X[mm]	2700	2679.622	20.37795
	Y[mm]	0	-3.44705	3.447053
	Z[mm]	-1550	-1535.3	-14.6979
	Roll[deg]	0	0.623632	-0.62363
	Pitch[deg]	0	8.727158	-8.72716
	Yaw[deg]	90	90.05426	-0.05426
#3	X[mm]	2700	2704.275	-4.2745
	Y[mm]	1000	1006.577	-6.57667
	Z[mm]	-1550	-1571.73	21.726
	Roll[deg]	0	9.270389	-9.27039
	Pitch[deg]	0	-2.91017	2.910167
	Yaw[deg]	-180	-179.216	-0.78356

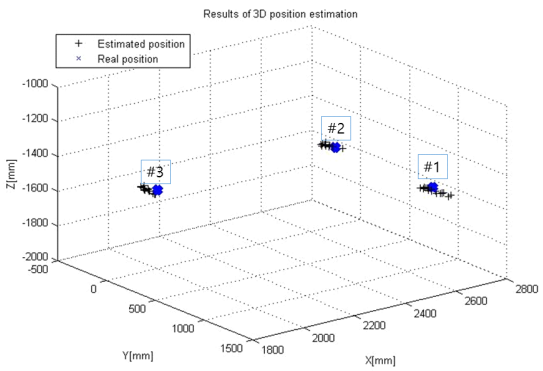


Fig. 5 Target position estimation : Result of 15 trials

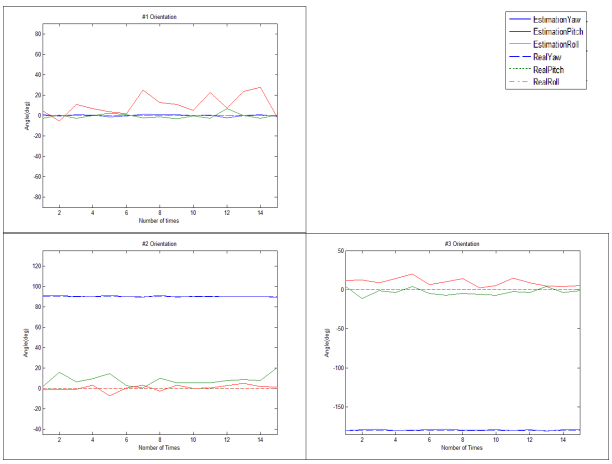


Fig. 6 Target orientation estimation : Result of 15 trials

4. 결 론

본 논문에서는 수중에서 로봇팔을 이용하여 작업을 보조하기 위한 작업물 위치·자세 추정 기법을 제안하였다. 2대의 카메라 영상을 기반으로 작업자로부터 입력을 받아 물체의 6 D.O.F 위치를 추정할 수 있는 기법이다. 수중환경에서 물체의 위치를 파악하기 위해서 음향센서를 주로 사용하게 되는데, 물체를 점 또는 면으로 인식하기 때문에 자세에 대한 정보를 파악하기 어렵다. 이 기법을 이용하면 영상 내에 보이는 물체의 위치뿐만 아니라 자세정보를 간단하게 획득할 수 있다. 또한 작업자의 입력을 기반으로 추정하기 때문에 자동으로 물체를 추정하는 기법들보다 높은 신뢰도를 가질 수 있다.

추후, 연구에는 위치와 자세 추정 오차의 원인을 분석하고 개선함으로써, 추정 결과를 향상시키고자한다. 또한, 로봇팔 제어 시스템에 연동하여 추정된 결과 값을 전송하는 것으로 로봇팔을 제어하여 작업 보조 기능에 대한 효과를 검증할 예정이다.

후 기

본 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학 기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(해양개발용 수중건설로봇 사업단, PJT200539).

참 고 문 헌

[1] David A. Forsyth, Jean Ponce, 2003, Computer Vision A Modern Approach, Pearson Education International.

[2] John J. Craig, 1989, Introduction to Robotics, Addison-Wesley, 2nd ed.

[3] Richard Hartley, Andrew Zisseman, 2003, Multiple View Geometry in computer vision, CAMBRIDGE, 2nd ed.

잔향수조에서의 수중소음원 음향파워 계측

김국현* · 이종호** · 이종주*** · 조대승**
*동명대학교 조선해양공학부
**부산대학교 조선해양공학과
***국방과학연구소 제6본부

Acoustic Power Measurement of Underwater Noise Source in Reverberant Water Tank

Kookhyun Kim*, Jong-Ho Lee**, Jongju Lee**, and Dae-Seung Cho**

*School of Naval Architecture & Ocean Engineering, Tongmyong University, Busan, Korea
**Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea
***Division 6, Agency for Defense Development, Changwon, Korea

KEY WORDS: Reverberant water tank 잔향수조, Acoustic power measurement 음향파워계측, Reverberation time 잔향시간, Reverberant tank plot 잔향수조도

ABSTRACT: *Acoustic power is used as a primary index characterizing underwater noise sources and could be determinated through an acoustic experiment in water tank. In this paper, Two experimental techniques for determinating acoustic power of underwater noise sources in water tank have been reviewed: the reverberation time-based and the reverberant tank plot-based. For this purpose, the theory and procedure of the techniques have been summarized, then the experimental results in a long cuboid water tank have been presented.*

1. 서 론

음향 파워(acoustic power)는 수중 소음원(underwater noise source)의 특성을 나타내는 주요 지표로 사용된다. 수중소음원의 음향파워는 수면이나 바닥면, 벽면 등의 경계면이 없는 자유음장조건(free acoustic field conditioin) 하에서 측정하는 것이 가장 이상적이지만, 현실적으로 구현이 불가능하다. 대안으로써, 자유음장조건을 제한적으로나마 구현할 수 있는 무향수조(anechoic water tank)를 활용한 음향파워 측정이 이루어진다. 무향수조에서는 음향파워뿐 아니라 지향성(directivity)도 정도 높게 계측할 수 있는 장점이 있으나, 설치 및 운용에 막대한 비용이 발생하는 단점도 있어서 실용적인 측면에서 제약이 많이 따른다. 따라서 비교적 설치 및 운용이 간편한 잔향수조(reverberant water tank)가 실용적으로 많이 활용되어 왔다. 잔향수조에서의 음향파워 측정방법은 적용되는 이론과 절차에 따라 직접방법(direct method)과 비교방법(comparison method)으로 구분된다. 직접방법의 경우, 측정된 수중소음원의 음압으로부터 음향파워를 직접 산정하는 방법이며, 비교방법은 기준소음원(reference sound source)을 작동시킬 때 잔향수조에 형성되는 음압과 미지의 수중소음원을 작동시킬 때 잔향수조에 형성되는 음압의 비로부터 미지의 수중소음원의 음향파워를 산정하는 방법이다.

본 논문에서는 직접방법 중에서 잔향시간기반(reverberation time-based) 음향파워 추정방법과 잔향수조도기반(reverberant tank plot-based) 음향파워 추정방법의 이론과 절차를 요약하고 각각의 방법을 활용한 긴 입방형 수조(long cuboid water tank)에서의 수중소음원 음향파워 산정실험 결과를 고찰한다.

2. 이 론

2.1 소음원레벨

수중소음원의 음향 파워는 소음원레벨(source level)로 표현되며, 자유음장에서의 소음원레벨은 식 (1)과 같이 정의된다.

$$SL = 20\log_{10}\frac{S}{p_0 r_0} = 20\log_{10}\frac{p\,r}{p_0 r_0} \tag{1}$$

여기서, SL는 수중소음원의 소음원레벨(dB re. $1\mu Pa.m$)이며, S는 소음원 출력(=$p \cdot r$, $Pa \cdot m$), p는 직접음장에서의 음압(Pa), r은 소음원의 음향중심(acoustic center)로부터 수신기까지의 거리(m), r_0과 p_0는 각각 기준거리($1m$)와 기준음압($1\mu Pa$)이다.

2.2 잔향시간기반 음향파워 추정

잔향수조에서는 수중 소음원으로부터의 직접음과 반사와 확산에 의한 잔향음이 합쳐서 형성되는 확산음장(diffused acoustic field)이 형성된다. 이 경우, 활용될 잔향수조에 대해 기존에 확보된 잔향시간을 활용하면 식 (2)를 이용해 미지의 수중소음원의 소음원레벨을 추정할 수 있다(Cochard et al., 2000).

$$SL = 20\log_{10}\frac{p_r}{p_0} + 10\log_{10}\frac{V}{T_{60}c} + 0.4 \quad (2)$$

여기서, p_r은 확산음장에서 계측한 음압(Pa)이며, V는 잔향수조의 체적(m^3), T_{60}은 잔향시간(s), c는 음속(m/s), p_0는 기준음압($1\mu Pa$)이다.

2.3 잔향수조도 기반 음향파워 추정

잔향시간기반 음향파워 추정방법과는 달리, 잔향수조도기반 음향파워 추정방법(Hazelwood and Robinson, 2007)은 잔향시간 자료 없이 미지의 수중소음원의 소음원레벨 산정이 가능한 방법이다. 따라서, 간이 수조 등 잔향시간이 산정되어 있지 않은 잔향수조를 활용할 경우 유용한 방법이다.

잔향수조에서 확산음장이 형성되는 경우, 임의 위치에서의 음압은 식 (3)과 같이 직접음장과 잔향음장의 음압을 이용해 표현할 수 있다.

$$p_r^2 = p^2 + p_1^2 = S^2\left(\frac{1}{r^2} + \frac{16\pi}{AD}\right) \quad (3)$$

여기서, p_1은 잔향음압(Pa)이며, A는 흡음면적(equivalent absorption area, m^2), D는 지향계수(directivity factor)이다.

Fig. 1은 가로축을 측정거리의 제곱의 역수($1/r^2$)로, 세로축을 잔향음압의 제곱(p_r^2)으로 하는 잔향수조도를 예시한 것이다. 거리에 따라 측정한 잔향음압의 제곱값을 잔향수조도 상에 표시하고, 1차식 추세선 분석을 통해 산정한 기울기 값 S^2을 식 (1)에 대입해 수중소음원의 소음원레벨을 산정한다.

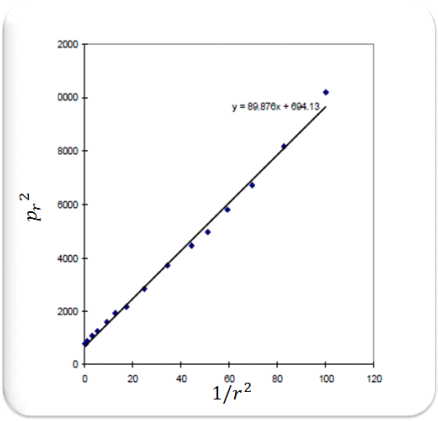


Fig. 1 Sample of reverberant tank plot (Hazelwood and Robinson, 2007)

3. 음향파워 추정 실험

긴 직육면체 수조에서 음향실험을 수행하고 앞서 소개한 두가지 직접방법을 적용해 수중소음원의 음향파워(소음원레벨)를 추정하였다.

3.1 측정시스템 구성

측정시스템은 Fig. 2에 보인 바와 같이 음파 송신 및 수신을 위한 수중청음기 2개(B&K 8104), 수중청음기용 파워엠프(Crown D-150A-2)와 컨디션 엠프(Nexus Amp), 신호 생성 및 분석을 위한 주파수 분석기(B&K Pulse 3560C), 수조 등으로 구성하였다. 측정결과의 분석은 1/3 옥타브 밴드기준으로 2.5 kHz에서 20 kHz 주파수 구간에서 수행하였다.

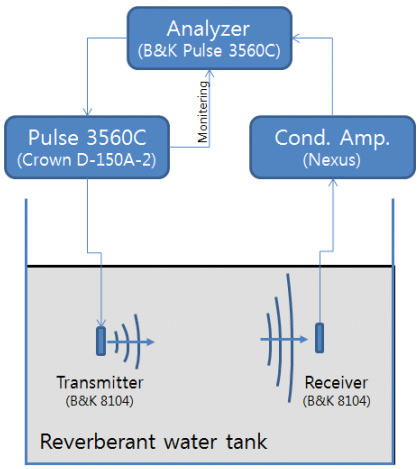


Fig. 2 Configuration of acoustic power measurement system

3.2 잔향수조 제원 및 잔향시간

음향파워 측정은 동명대가 보유하고 있는 아카데미 수조에서 수행되었다. 수조의 길이, 폭, 수심은 약 12.5m, 1.8m, 0.7m이다. 사전에 수행된 실험을 통해 산정한 음속은 1,515m/s이다. 주파수별 잔향시간은 Table 1에 제시한 바와 같다. 이 때, 사용된 입력신호는 로그 스윕 신호(logarithmic sweep signal)이며, 잔향시간은 3회 평균값을 취하였다.

Table 1 Reverberation time of water tank in Tonmyong Univ.

1/3 octave center freq. (Hz)	Reverberation time, T_{60} (sec)	1/3 octave center freq. (Hz)	Reverberation time, T_{60} (sec)
2500	0.254	8000	0.194
3150	0.149	10000	0.198
4000	0.151	12500	0.259
5000	0.157	16000	0.211
6300	0.199	20000	0.244

3.3 실험 결과

Fig. 3은 측정결과를 바탕으로 본 연구에서 사용한 두 가지 직접방법, 즉, 잔향시간기반 방법(“Reverberation time-based”)과 잔향수조도 기반(“Reverberant tank plot-based”) 방법에 의해 추정한 소음원레벨을 비교하여 도시한 것이다. 두 가지 방법에 의한 소음원레벨 산정결과는 비교적 높은 부합성을 보이고 있다. 실험에 사용된 입력신호의 소음원레벨 산정결과(“Transmitted”)와 비교할 때 $2kHz$ 미만에서는 다소 높은 소음원레벨을 보이며, 그 이상의 주파수 대역에서는 정도 높은 결과를 보인다.

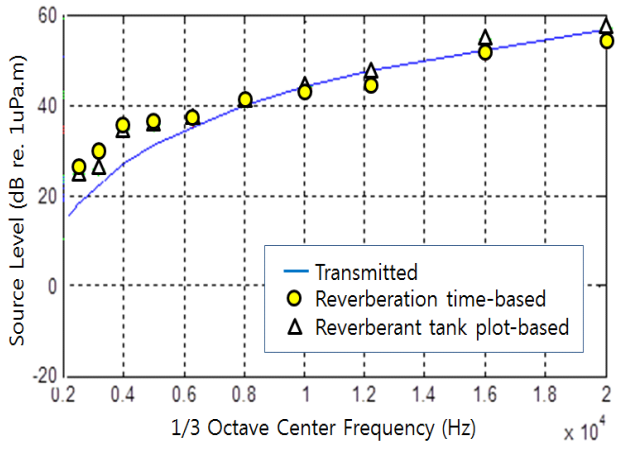


Fig. 3 Source level estimated from experiments

4. 결 론

본 논문에서는 수중 소음원의 소음원레벨 산정을 위한 실험적 방법인 잔향시간기반(reverberation time-based) 음향파워 추정방법과 잔향수조도기반(reverberant tank plot-based) 음향파워 추정방법의 이론과 절차를 요약하였다. 또한, 각각의 방법을 활용한 긴 입방형 수조(long cuboid water tank)에서의 수중소음원 음향파워 산정실험을 통해 상호간의 부합성을 확인하였다.

후 기

본 연구결과는 국방과학연구소의 “압축수 시스템 동적거동 중 수중소음원 실험 및 경향분석 연구” 과제 수행 결과의 일부임.

참 고 문 헌

Cochard, N., Lacoume, J.L., Arzelies, P., and Gabillet, Y., (2000). “Underwater Acoustic Noise Measurement”, IEEE Jour. of Oceanic Eng., Vol 25, No 4, pp 516-522.

Hazelwood, R.A. and Robinson, S.P. (2007). “Underwater Acoustic Power Measurements in Reverberant Fields.”, IEEE Ocean 2007-Europe, Aberdeen, UK, pp 1-6.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

해안/해양

연안 사구 침식 수리모형 실험 및 수치모의

도기덕* · 신성원** · Dan Cox***
*한국해양대학교 해양과학기술융합학과
**한양대학교 해양융합공학과
*** Oregon State University, Civil & Construction Engineering

Numerical Modeeling and Laboratory Experiments on the Morphological Resonse of Coastal Sand Dune

Kideok Do, Sungwon Shin** and Daniel Cox***
*Dept. of Convergence Study on the Ocean Science Technology, Koire Maritime and Ocean University, Busan, Korea
**Dept. of Marine Science and Cenvergence Engineering, Ansan, Korea
*** Civil & Construction Engineering, Oregon State University, USA

KEY WORDS: Coastal dune erosion 연안 사구 침식, Large-Scale laboratory experment 대형 수리모형, process based morphological modelling 현상 기반 지형변화 모의.

ABSTRACT: *Coastal sand dunes are important in the nearshore environment with respect to the sand supply, ecosystem, and hazard mitigation. While the reliable prediction of the dune erosion is important, numerical modeling of this phenomenon is still challenging. In this study, a process based morphological modeling was performed and the results were compared with large-scale laboratory experimental data.*

1. 서 론

해안에 위치한 모래 사구는 모래의 공급, 생태계 그리고 연안에서 발생하는 다양한 재해로부터 인명 및 재산 피해를 저감하는데 매우 중요한 연안환경이다. 이러한 연유로, 고파랑 시 발생할 시에 발생하는 모래 이동 및 지형변화는 그 중요성이 매우 높지만, 수치모델을 통해 이를 정확히 예측하는 것은 여전히 어려운 일이다. 본 연구에서는 네덜란드 Deltares사와 미 육군 공병단이 공동으로 개발한 현상기반수치모델인 XBeach 모의를 수행하였으며, 이를 미국 오레건 주립대학의 대형수리모형 실험결과를 통해 수치모델의 정확도를 고도화 하는 연구를 수행하였다.

2. 대형 수리모형 실험

본 연구에서 수행한 대형수리모형실험은 미국 오레건 대학의 Hinsdale Wave Research Labotory에서의 2차원 대형 수조 (길이 104m, 폭 3.7 m 및 깊이 4.6 m)에서 수행되었다 (Maddux et al, 2006). 실제 oreagon 해안을 대상으로 하여 해면 경사 및 사구를 조성하였으며, 축척은 1:6 Scale로 하여 모래 직경의 한계로 인하여 발생하는 상사법칙의 한계를 최소화 하였다 (Fig. 1). 실험에 사용된 모래는 실제 오레건 해안으로부터 수집하였으며, 평균입경(D_{50}) 0.2mm의 모래를 약 800m^3을 수리모형 실험에 활용하였다. 실험에 사용한 파랑 조건은 오레건 해안에서 발생한 폭풍 전, 폭풍 시 및 폭풍 후의 관측 데이터를 기반으로 하였다 (Fig. 2). 실험에서는, 관측된 유의파고 및 파 주기를 입력자료로 하여 TMA 스펙트럼 (r = 3.3)을 통해 불규칙파랑을 조파하여 지형변화 실험을 수행하였다. 본 실험에서는 파랑 변화, 유속, 모래이동 및 지형변화를 관측하였으며, 이를 수치모의의 경계조건 및 검증자로 활용하였다.



Fig. 1 Dun formation and swash zone instrument.

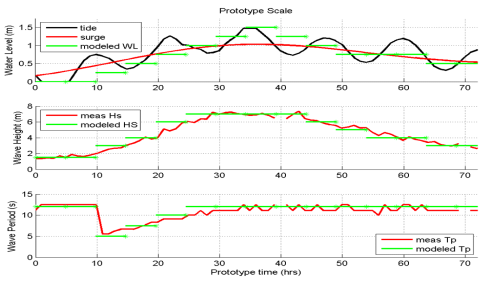


Fig. 2 Storm Hydrograph. storm surge (top), significant wave height (middle) and peak wave period (bottom)

3. 사구 침식 수치 모의 및 결론

본 연구에서는 현상기반 수치모델인 XBeach 모델을 이용하여 쇄파대 및 포말대에서 발생하는 수리동역학적 특성과 지형변화 특성을 모의하였다. XBeach 모델은 수심 평균된 2차원 평면 모델로 파랑변형 및 흐름의 모의가 가능하며, 이를 이용하여 폭풍과 같은 고파랑시에 발생하는 외해방향의 모래이동 및 지형변화를 예측한다. 특히, XBeach 모델은 비선형 천수방정식을 이용하여 장주기 파랑에 의한 모래이동 및 지형변화를 모의하고 있으며, 이는 사구 침식의 예측 정확도를 높이는 데 매우 중요하다. 본 연구에서는 수치모델링 시 계산 시간 감소를 위해 격자를 공간적으로 크기를 변화시켜 구성하였다. 상대적으로 지형변화가 적은 외해에서는 $\triangle x$를 2m 간격으로 구성하였으며 본 연구에서의 관심영역인 쇄파대 및 포말대에서는 $\triangle x$를 0.15m로 구성하여 수치모의를 수행하였다.

XBeach 모델를 통해 연안에서 발생하는 지형변화를 정확하게 예측하기 위해서는 모델 내에서 필요로 하는 몇 가지 경험상수를 정확하게 입력해야 한다 (Roelvink et al., 2009). 최근 네덜란드에서 수행한 연구결과에 따르면, 이러한 경험상수들의 기본값은 외해 방향의 모래이동 및 사구 침식을 과대하게 평가하는 경험이 있다 (van Geer et al., 2015). 이러한 연유로, 본 연구에서는 이 경험상수들을 기본값이 아닌 WTI setting (van Geer et al., 2015)의 값을 활용하여 고파랑 시 발생하는 외해방향의 모래이동 및 사구 침식을 모의하였다. Fig. 3은 수리모형실험에서 수행한 파랑 조건 중 최대 폭풍 시에 대항하는 4번 실험 조건하 (Hs =1.17m, Tp = 4.90, d =4.13m)에서 발생한 지형변화를 수치모델을 통해 모의하고 그 결과를 비교한 것이다. Fig. 3은 XBeach 모델의 기본 값들은 폭풍 시 발생하는 모래이동 및 사구 침식을 과대하게 산정하고 있음을 잘 보여주고 있으며, 본 연구에서 사용한 WTI Setting은 실험값과 매우 유사한 결과를 가짐을 잘 보여주고 있다. 이러한 연구 결과는 지형변화 모의 시 수심에 의해 발생하는 비선형 파랑 현상에 의해 발생하는 파랑의 왜도 (Wave Skewness)와 비대칭성 (Assymetry)가 지형변화에 미치는 영향을 잘 보여주고 있다.

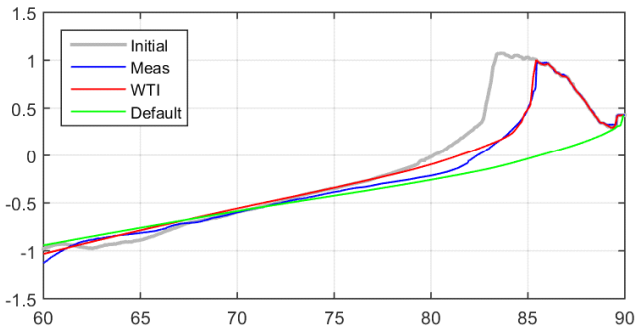


Fig. 3 Measured and simulated beach profiles under a storm wave condition (Hs = 1.17m, Tp = 4.90 s, d = 4.13 m)

후 기

이 논문은 2017년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2017R1A2B4010108)

참 고 문 헌

Maddux, Ruggiero, Palmsten, Haolman and Cox (2006): Laboratory observation of dune erosion, AGU Fall Meeting, San Francisco.

Roelvink, Reniers, van Dongeren, van Thiel de, McCall and Lescinski. (2009): Modelling storm impacts on beaches, dunes and barrier islands, Coastal Engineering, ELSEVIER, Vol 56, 1133-1152.

Van Geer, Bieman, Hoonhout and Boers (2015): XBeach 1D – Probabilistic model: ADIS, Settings, Model uncertainty and Graphical User Interface. Tec. Rep 1209436-002-HYE-0001, Deltares, 34.

태풍 '다나스'와 '너구리'에 의한 송정해수욕장의 지형변화특성

유창일* · 최연정**
*부경대학교 해양산업개발연구소
**C3D

Characteristics of Beach Topographical Change on Songjung Beach by Typhoon 'DANAS' and "NEOGURI'

Chang-Ill Yoo*, Yeon-Jung Choi**

*Pukyong National University, Pukyong National University, Busan, Korea
**C3D, Busan, Korea

KEY WORDS: Beach profile change 해빈단면변화, Sectional volume analysis 단면체적분석, Typhoon 태풍, Net volume change 순 체적변화

ABSTRACT: *Patterns of beach profile change play a significant role in volume-change calculations and the interpretation of the results. This paper, therefore, was estimated erosion and deposition of sand volumes were determined by innovative methodology based on RTK-VRS data during typhoon 'DANAS' and 'NEOGURI' in 2013 and 2014 on Songjnug Beach. Also, Beach volume and contour analysis were conducted using the software RMAP (Regional Morphology Analysis Package), developed by the U.S. Army Coprs of Engineers. Erosion or deposition in the dry and wet beach, above the contour 0 m, and across the some profile were calculated. As the results, net volume change is decreased and eroded on the beachface by typhoon 'DANAS' but increased and deposited on the backshore by typhoon 'MEOGURI'. Base on these results, even typhoons with similar pathways indicate different topographic changes depending on their strength and size.*

1. 서 론

기상이변으로 인해 태풍의 발생 빈도와 규모가 커지고 있고 이로 인한 재난 규모와 범위가 커지고 있는 상황에서 해안침식 또한 많은 문제가 발생될 수 있다. 따라서 많은 연구자들이 해안침식 혹은 해안지형 변화를 예측하기 위해서 폭풍파랑과 너울과 같은 외력특성에 대한 지형변화를 주로 분석하여 왔다. 미국의 경우 허리케인 및 폭풍파랑 내습 전·후로 해빈단면측량을 실시하고 순 체적 변화량(net volume change)을 산출하여 이를 바탕으로 여러 가지 해빈단면 수치모의의 결과를 상호 비교하였다(Jie Zheng and Robert G.D., 1997). 그러나 국내 대부분의 연구에서 해안침식 원인분석을 수행할 때 이러한 순 체적 변화량을 해빈단면측량에서 구하지도 않고 수치모의의 검증 및 비교자료로도 쓰지 못하는 경우가 대부분이다. 특히, 극치파랑(extreme wave) 혹은 너울(swell)이 내습하였을 때 지형을 변화시키는 것은 단기간에 이루어지므로 해안지형을 정확히 측량하여 변화특성을 정확하게 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

과거에는 태풍의 내습시기를 예측하여 내습 전·후의 지형을 높은 정도를 가진 장비로 빠른 시간안에 측량하기 어려웠으나, 최근에는 RTK-GPS, RTK-VRS, LiDAR과 같은 고정밀 측량 및 3차원 측량이 가능한 장비가 개발되어 짧은 시간 안에 높은 정도의 지형자료를 측량하고 분석할 수 있다. 다만 이들 장비를 사용하기 전에 호환되는 수평/연직기준을 명확히 적시하고 정밀도를 높일 수 있도록 측량이 수행되는 것이 중요하다. 따라서 이러한 장비를 이용한 구체적인 지형자료를 분석은 장기 지형변화 특성 분석에도 매우 유익하다.

그러므로 본 연구에서는 태풍에 의한 송정해수욕장의 지형변화 특성을 알아보기 위하여 2013년 'DANAS(다나스)', 2014년 'NEOGURI(너구리)'의 내습 전·후의 해수욕장 지형을 단면별로 측량하여 태풍에 의한 단위폭당 체적의 변화량을 계산하고 그 특성을 알아보고자 하였다.

2. 해안지형 측량방법 및 태풍개요

2.1 RTK-VRS 측량

송정해수욕장의 태풍 내습 전·후의 체적을 구하기 위해서는 정밀한 측량장비가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 현재 기준점측량에 사용되는 고정밀 측량장비인 RTK-VRS를 이용하였다. RTK-VRS는 수평, 연직오차가 수 cm 이내에서 형성되고, RTK-GPS 장비와 달리 가상의 기준점을 만들어 어느 지역에서 이용하더라도 동일한 오차가 발생되도록 되어 있어, 사용자의 개인오차가 개입될 여지가 상당히 낮다. 또한 핸드PC와 연동되어 있어 미리 지정한 단면과 지점을 정확하게 찾아가서 신속하게 정밀측량을 할 수 있어, total station이나 DGPS를 이용한 측

량의 장점만을 가진 뛰어난 측량장비이다. 해빈단면 측량시 사용한 수평좌표계는 TM(GRS80 타원체), 연직좌표계는 WGS84 datum이다. 여기서 지반고는 RTK로 계산된 타원체고에 KNGeoid13 지오이드를 더한 값으로 사용하였다. 향후 송정해수욕장 주변 TBM과 상호비교할 수 있도록 별도로 타원체고로 저장하였다. Fig. 1은 본 측량을 위하여 2013년 10월 7일에 설정한 18개 단면 위치를 나타낸 것이다.

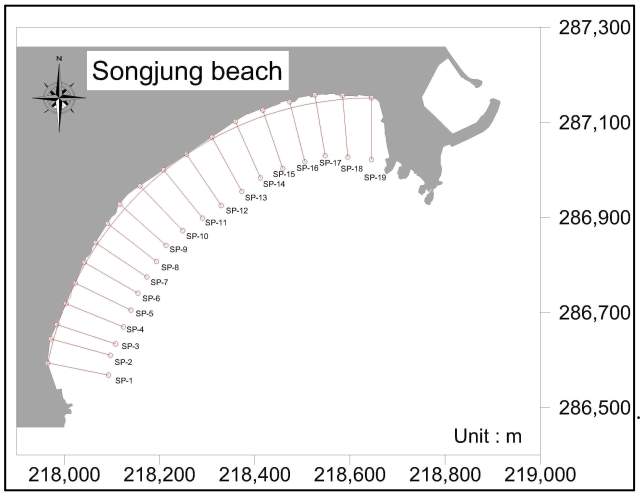


Fig. 1 Location of profiles on Songjung Beach

2.2 태풍 "DANAS", "NEOGURI" 개요

Fig. 2는 2013년 10월과 2014년 7월에 내습한 태풍 'DANAS'와 'NEOGURI'의 이동경로를 나타낸 그림이다. 2013년 10월 4일에 발생한 제 24호 태풍 'DANAS'는 2013년 10월 8일 오후 9시에 부산 남남동쪽 약 80km 부근 육상에서 중심기압 980hpa, 최대풍속 28m/s, 강풍반경 280km(북동쪽 반경)의 세력으로 부산 부산에 근접하였다. 또한 2014년 7월 4일에 발생한 제 8호 태풍 'NEOGURI'는 7월 8일 오전 9시에 일본 오키나와 미야코 섬 부근 해상을 중심기압 935hpa, 최대풍속 49m/s의 세력으로 통과 후 7월 9일 오후 3시에 제주도 서귀포 남쪽 약 200km 부근 해상에서 중심기압 965hpa, 최대풍속 31m/s의 강항 열대폭풍으로 부산에 영향을 미쳤다.

3. 태풍 전·후의 송정해수욕장 해빈변화

Fig. 1과 같이 18개 단면에 대하여 해빈단면측량 결과를 Fig. 3~4와 같이 도시하였다. Fig. 3은 송정해수욕장의 남쪽 부분, Fig. 4는 북쪽 부분의 해빈단면의 형상을 나타낸 것이다. 2013년 태풍 'DANAS'가 내습하기 전에는 송정해수욕장 남쪽의 해빈폭이 좁고 북쪽이 넓었던 반면에, 2014년 태풍 'NEOGURI'가 내습할 당시에는 남쪽 해빈폭이 북쪽 해빈보다 상대적으로 넓어진 것이 특징이다. 2013년 태풍 'DANAS'가 내습 후 해빈을 살펴보면 SP-1에서 SP-6 단면까지는 큰 변화가 없다가 SP-6부터 SP-18까지 소상대 상부가 침식되는 특징이 있었던 반면에 2014년 태풍 'NEOGURI'가 내습한 후에는 SP-1에서 소상대 아래로 가장 큰 침식이 발생하고 SP-5와 SP-6에서 전체적으로 퇴적이 되는 등 다소 다른 변화 특성을 보인다.

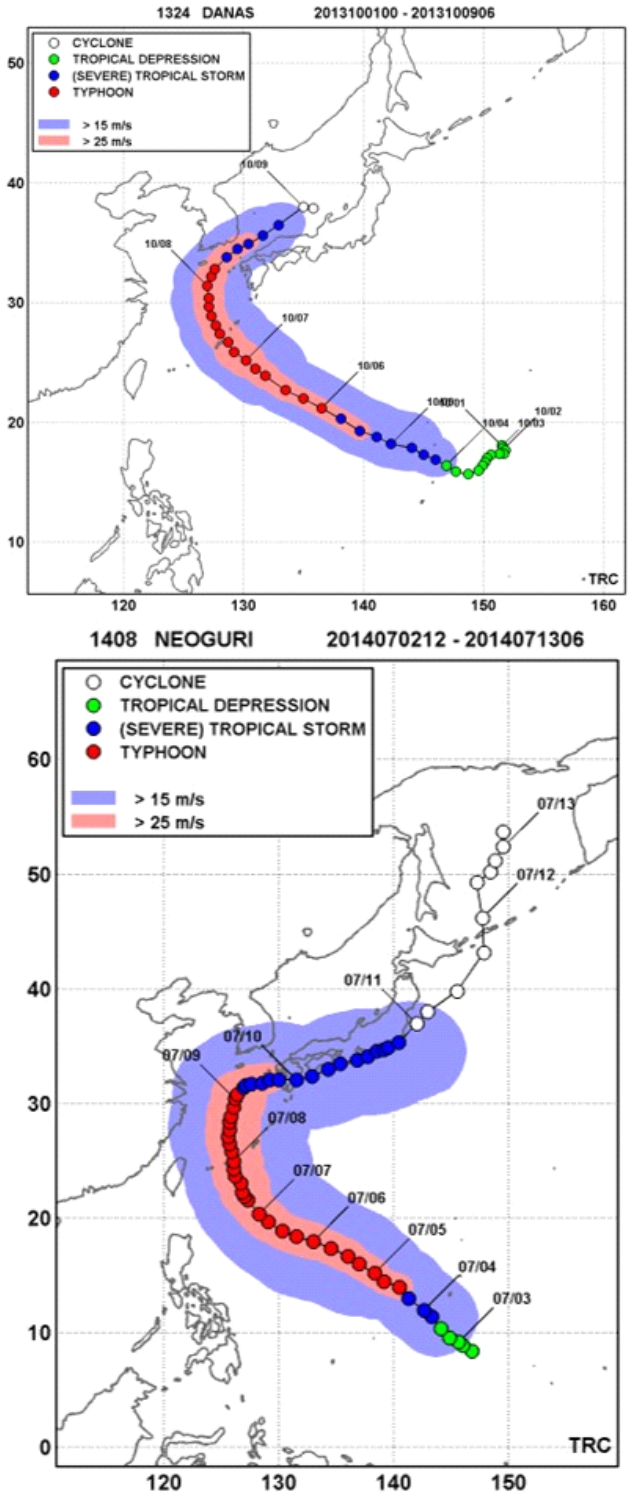


Fig. 2 Typhhon tracks of DANAS and NEOGURI (http://www.typhoon.or.kr)

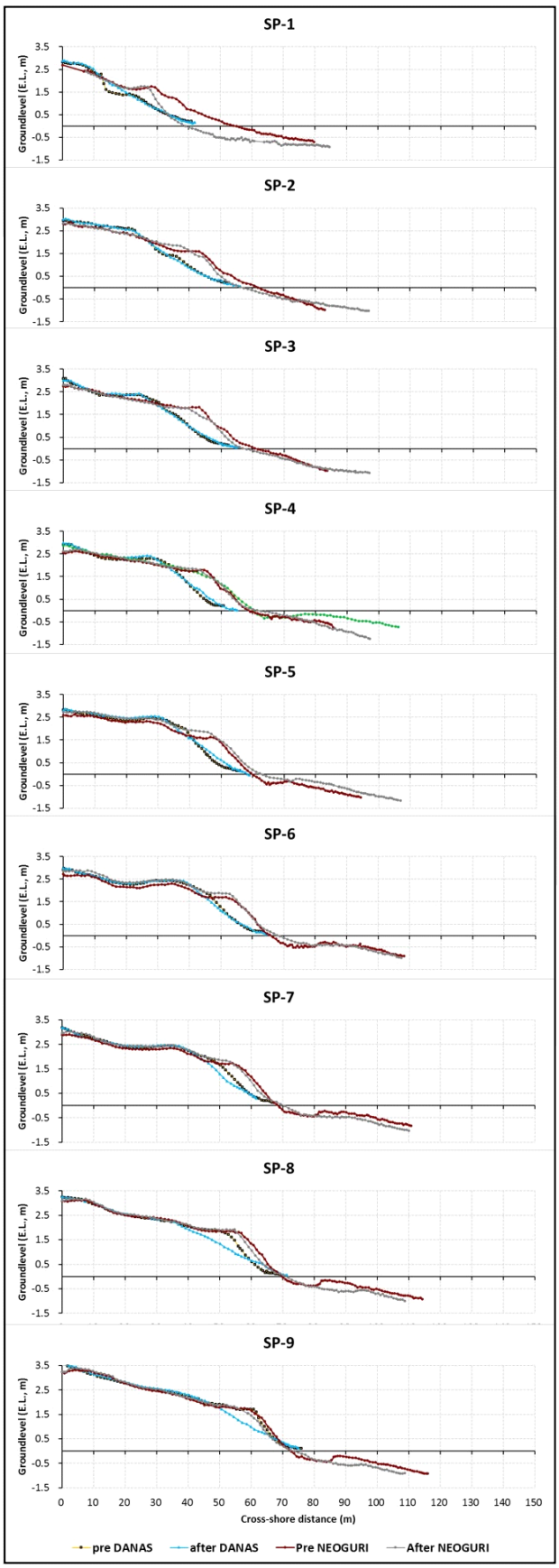


Fig. 3 Beach profile changes by Typhoons (Ⅰ)

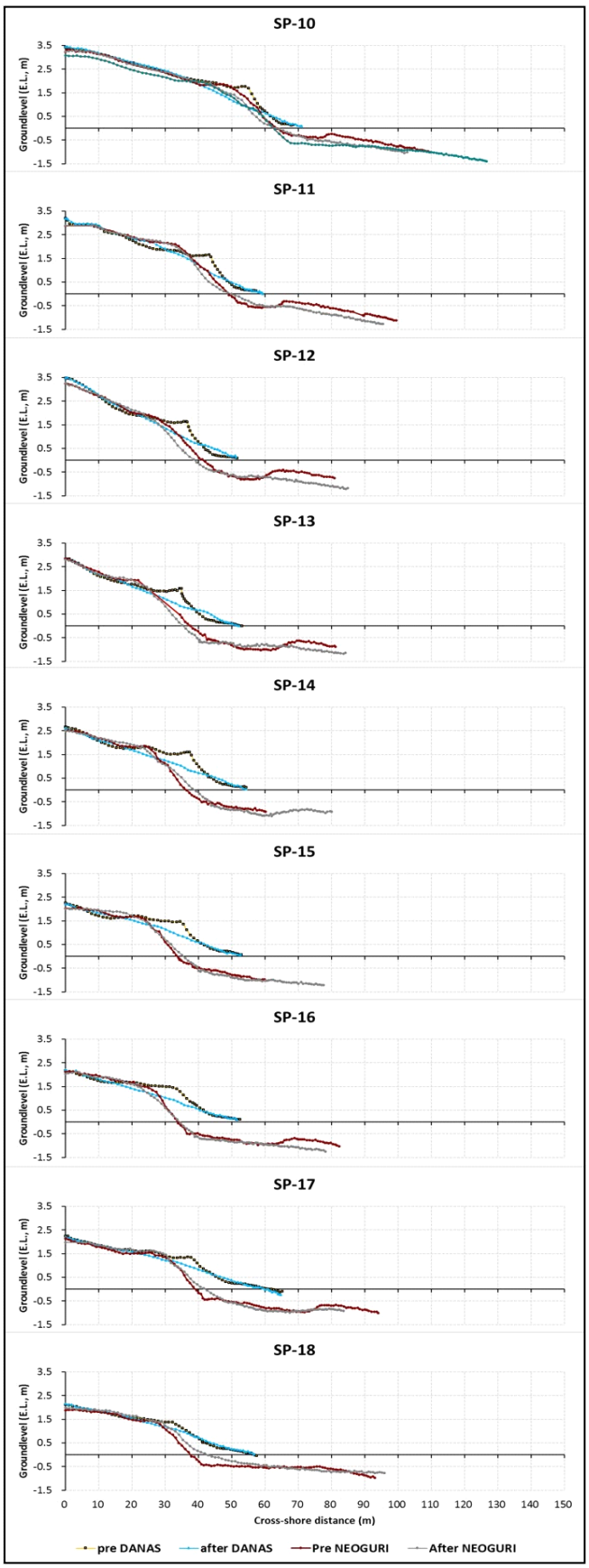


Fig. 4 Beach profile changes by Typhoons (Ⅱ)

4. 태풍 전·후의 단위폭당 체적 변화량

2013년 태풍 'DANAS'와 2014년 'NEOGURI'가 내습하기 전과 후의 단위폭당 체적을 산출하기 위해 미육군공병단(US Army Corps of Engineers)에서 사용하는 RMAP(Regional Morphology Analysis Package)이라는 프로그램을 사용하였다. 체적계산시 contour는 각각 0m와 -1m, -2m로 하였으며 본 논문에서는 contour 0m의 결과만을 도시하였다.

먼저 18개 단면에 대하여 2013년 태풍 'DANAS'의 내습 전과 후의 단위폭당 체적량의 총합은 각각 1787.992 m^3, 1751.854 m^3이었고 순 체적 변화량은 -36.138 m^3이었다. 마찬가지로 2014년 태풍 'NEOGURI'의 내습 전과 후의 단위폭당 체적량의 총합은 각각 1757.757 m^3, 1763.461 m^3이고 순 체적 변화량은 5.704 m^3이었다. 따라서 태풍 내습으로 contour 0m 이상의 지형에서 무조건 침식이 발생하지는 않음을 알 수 있다.

Fig. 5는 각각의 태풍 내습 전·후 단면별 순 변화량을 도표로 나타낸 것이다. 태풍 'DANAS'의 경우 송정해수욕장의 남측이 퇴적되고 북쪽이 침식되는 반면, 태풍 'NEOGURI'는 SP-1에서 최대 침식이 발생하고 SP-5~6에서 집중적으로 퇴적되고 나머지 단면에서는 변화가 미미하다. 한 가지 분명한 것은 두 태풍으로 인한 단면별 순 체적 변화량은 파형을 그리는 것이 특징이다. 즉, 침식과 퇴적이 일정한 규칙성을 보이는 것으로 판단된다. 이에 대한 연구는 향후 지속적인 모니터링으로 다양한 자료가 확보된 후 분석이 가능할 것으로 판단된다.

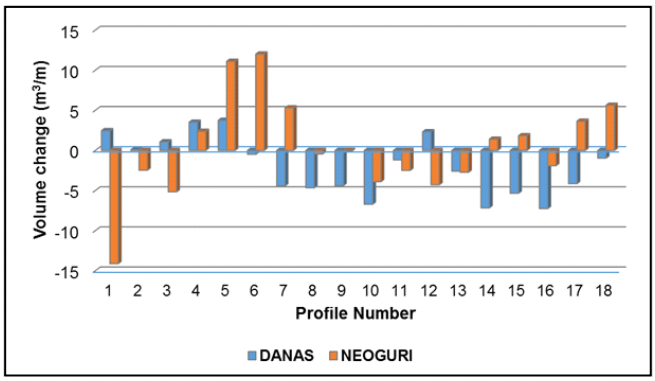


Fig. 5 Spatial distribution of beach volume changes per unit by Typhoons

5. 결 론 및 고 찰

해안선은 해안의 장기간의 지형변화를 나타내기에 적합한 지표이지만, 단기적인 변화를 볼 때에는 고파랑에 의한 월파와 강력한 연안류 및 이안류의 발생으로 지형이 극단적으로 변화할 가능성이 크다. 이 때 조밀한 간격의 해빈단면측량을 수행하면 이벤트 전·후의 지형변화를 자세하게 볼 수 있다. 그러므로 본 논문에서는 송정해수욕장에 대하여 2013년 태풍 'DANAS'와 2014년 태풍 'NEOGURI'의 내습 전·후의 지형은 RTK-VRS로 해빈단면측량하여 태풍 내습으로 발생되는 지형변화 특성을 연구하고자 하였다.

상기 목적으로 수행된 연구결과를 요약하면, 이동경로가 비슷한 태풍 'DANAS'와 'NEOGURI'의 내습으로 contour 0 m 이상의 해빈에서는 무조건적인 침식은 발생하지 않는다. 그러나 파랑의 특성에 따라 contour 0 m 이하에서는 침식이 크게 나타날 수도 있는 특성을 가진다. 또한 단면별 지형변화에서는 포락형태 혹은 파동형태의 변화패턴을 보여주므로 해안지형측량만으로 외력의 특성을 역추산할 수 있을 것으로 판단된다.

마지막으로 해안침식과 재난발생에 많은 학자들과 엔지니어들이 연구에 매진하고 있으나 이들 현상에서 지형자료를 얼마만큼 정밀하고 많이 가지고 있느냐가 정확한 분석의 밑거름이 될 것으로 사료된다. 따라서 본 연구에서는 해빈단면측량을 장기간 지속적으로 수행한 결과 중에 태풍의 영향을 별도로 뽑아서 분석한 것이며, 더 장기적인 측량으로 계절별 결과를 도출하고 비교하여 송정해수욕장의 지형변화와 다양한 외력과의 관계를 연구하고자 한다. 이를 위해서는 호환이 가능한 객관적인 기준(reference datum)으로 지속적인 big data를 업데이트하고 향후 UAV를 이용한 정밀 지형자료 구축으로 보다 세밀한 분석이 가능할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 한국연구재단 이공학 개인기초연구지원사업의 기본연구지원 사업(NRF-2015R1D1A1A01060446)의 지원을 받아 수행되었음.

참 고 문 헌

Jie Zheng and Robert G.D. (1997). "Numerical models and intercomparisons of beach profile evolution". Coastal Engineering 30, pp169-201.

지진해일에 의한 사각형 구조물에서의 수평파력에 대한 수리모형실험

신성원(한양대학교) · 박형수 · Daniel Cox(Oregon Sate University)

지진해일이 발생하여 연안으로 내습할 때, 구조물에 미치는 수평 및 수직 파력은 구조물 부분 파괴 및 붕괴에 에 직접적인 영향을 줄 수 있다. 국내외 연안 구조물 중에 육상에 부착된 종류도 있으나, 육상에서 수직으로 이격 거리를 두고 건설하여 지진해일 및 고파랑의 직접적인 피해를 저감시키고자 하는 경우가 있다. 이러한 경우, 구조물에 미치는 수평 및 수직 파력에 대한 예측의 신로도를 높이는 것이 중요하다.
Cho, et al. (2017)은 2차원 대형 수로에 직립벽을 설치한 후 고립파에 의한 수평 파력을 계측하고, 수치 모델 결과와 비교하였다. Park, et al. (2017)은 2차원 대형 수로에서 사각형 구조물을 설치하고, 육상으로부터 수직 이격 거리를 변화시키며 불규칙파에 대한 수평 및 수직 파력을 계측하였다. 그 결과 해수면과 구조물 사이의 air gap이 파력에 상관한다는 것을 알게 되었다.
본 연구에서는 Park, et al. (2017)과 유사한 구조물 설치 조건에서 지진해일을 고려한 장파를 발생시켜 육상에 고정된 사각형 구조물에 대한 수평 파압의 수직적 구조와 수평 파력을 계측하였다. 입사 파랑조건은 고립파를 사용하지 않고, 조파기의 stroke을 최대화 시키는 error function을 사용하여 발생시킨 파랑 조건을 이용하였다.
또한, 쇄파의 위치를 조정하여 각 조건별로 구조물에 미치는 최대 수평 파압과 수평 파력을 비교 분석하였다. 결과적으로 본 연구에서는 지진해일로 인해 사각형 구조물에 발생되는 수평파력과 쇄파상사계수(surf similarity parameter)를 사용하여 관계식을 도출하였다.

이 논문은 이 논문은 2017년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임 (사업명: 해양과학국제연구사업, 과제번호: 20170265, 과제명: 극한 폭풍파 대응 연안 직립형 도시 구조물 취약성 함수 개발).



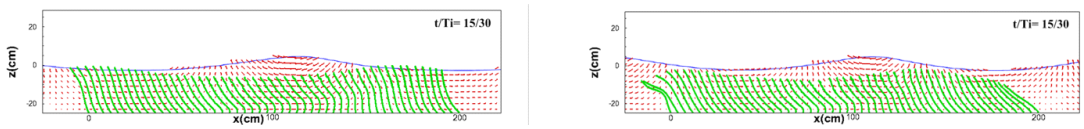
Figure 1. Photographs of the experimental setup (left) and snapshot of the experiment (right).

강성 및 연성식생의 운동특성을 고려한 파랑제어에 관한 수치적 검토

정연명 · 이우동(경상대학교) · 전호성(한국건설기술연구원) · 허동수(경상대학교)

본 연구에서는 최근까지 수치해석에서 적용할 수 없었던 강성 및 연성식생의 운동특성에 따른 파랑감쇠를 수치적으로 검토하기 위하여 파동장모델(LES-WASS-2D)과 Discrete Element Method(DEM)의 양방향 연성해석기법을 이용한다. 이용하는 수치모델은 정연명과 허동수(2016)가 연성식생을 대상으로 식생대의 제원에 따른 파랑감쇠를 수치적으로 검토하여 모델을 제안하였다. 그리고 강성 및 연성식생은 수질개선과 어류의 생식지 제공 등에 용이할 뿐만 아니라 파랑감쇠에도 효과적이라고 많은 연구자들에 의하여 고찰되었다. 식생대의 파랑감쇠에 관한 대부분은 수리모형실험 통한 연구이며, 수치해석의 경우에는 식생대를 하나의 투과성 구조물로써 구성하여 식생의 항력계수(C_D)에 따른 파랑감쇠를 검토하였다. 이러한 경우에는 식생-파랑의 상호작용에 따른 운동특성을 제대로 고려하지 못한다. 따라서 본 연구에서는 수치적으로 검토되지 않았던 식생의 운동특성을 양방향 연성해석기법을 이용하여 재현하며, 강성 및 연성식생의 운동특성에 따른 파랑감쇠를 수치적으로 검토한다.

Fig. 1 (a)와 (b)는 강성 및 연성식생의 운동특성을 나타내는 수치시뮬레이션 결과이다. DEM을 이용하여 연두색으로 표현한 식생의 강성 및 연성의 성질로 파랑에 따른 각각 운동특성이 다르게 나타나는 것을 확인할 수 있다.



(a) Rigidly vegetation (b) Flexibly vegetation

Fig. 1 Spatial distribution for sway motion of vegetation under wave action

포말대 지형변화에 관한 연구

남정민 . 김진훈 . 남진용 . 김기영 . 김인호(강원대학교)

해안선변화의 발생기작은 다양한 원인에 의하여 발생한다. 일반적으로 자연상태의 해안선변화는 쇄파대에서의 파랑작용에 의한 흐름현상의 변화가 해저지형변화를 초래하고 있다. 본 연구에서는 강원도 양양군 남애해변에서부터 강릉시 소돌해변까지의 5.27km구간을 연구대상지로 하였다. 물리적 특성을 파악하기 위하여 파랑, 해빈류, 해안선변화, 육상단면변화 및 수심변화를 관측하였으며, 2017년 4회차를 조사하였다. 본 연구대상지의 남애해변에서는 과거 해빈보호를 위하여 돌제를 건설하였으며, 소돌해변에서는 양빈, 지오튜브와 계단식의 해안옹벽을 설치하였다. 남애해변의 돌제건설로 북향표사가 크게 발생하였으며, 소돌해변에서의 해빈보호공 시설을 한 후 해안은 일시적으로 해안을 유지하고 있었으나, 고파랑이 지속적으로 내습하면서 북향표사와 횡단표사가 동시에 나타나고 있었다. 따라서 본 연구에서는 연안표사와 횡단표사가 공존하는 구역에서 포말대에서의 전빈경사와 호형사주의 거통특성과의 상관관계를 규명하고자 하였다. 그 결과 해빈폭이 줄어들면 전빈경사는 급하게 나타났고, 해빈폭이 증가하면 해안선부터의 Sand Bar의 거리 또한 증가하는 것으로 나타났다. 또한, Sand bar의 이격거리가 증가하게 되면, 전빈경사는 완만하게 나타나는 것으로 연구되었다.

창녕・함안보 방류량에 따른 하류지역 수리환경특성 연구

김태우*·양현수*박병우**·윤종성***
*인제대학교 토목공학과
**한국수자원공사 낙동강통합물관리센터
***인제대학교 토목도시공학부

A Study on the Hydraulic Characteristics of DownStream Area by the Discharge at the Changnyeong-Haman Weir

Tae-Woo Kim*, Hyen-Soo Yang*, Byeong-Woo Park** and Jong-Sung Yoon***

*Department of Civil Engineering, Inje University, Gimhae, Korea
**Korea Water Resources Corporation(K-water), Busan, Korea
***Department of Civil and Urban Engineering, Inje University, Gimhae, Korea

KEY WORDS: Modified EFDC 개량형 EFDC, Nackdong river estuary 낙동강 하구, Saline wedge 염수쐐기

ABSTRACT: *본 연구에서는 Modified EFDC 모델을 이용하여 낙동강 구간의 하천 단면의 재현성을 정밀화하고, 낙동강 하굿둑의 수문 개도율의 변화와 창녕・함안보에서의 유입유량 및 조위조건에 따라 염수가 외해로부터 하천의 상류방향으로 진행해가는 과정을 수치모델을 이용하여 검토하였다. 또한 염수쐐기가 발생했을 시 창녕・함안보의 방류량 변화에 따라 어느 정도의 Flushing 효과가 있는지를 수치모의하고 그에 대한 수리특성을 검토하였다.*

1. 서 론

낙동강 하굿둑에 관한 연구를 살펴보면, 하구주변의 환경변화에 관한 연구는 많이 진행되어 왔지만, 수문운영에 따른 수질변화에 관한 3차원 해석을 한 연구가 거의 수행되지 않았다. 또한, 4대강 사업 이후 하굿둑의 수문운영 및 개방에 따른 염분확산에 관한 연구는 전무한 실정이다. 낙동강 하굿둑의 경우 상류 유입 유량이 적을 경우 강과 바다의 상호작용으로 인하여 수질 및 염분의 침투현상이 직접적으로 영향을 미치기 때문에 하구의 수질 및 염도분포에 따라 생태환경에 중요한 영향을 미치게 된다. 또한, 기수역 확보를 위해 하굿둑을 개방할 시 염분 및 수온에 따른 해수와 담수의 거동형태에 관한 정확한 예측이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 Modified EFDC 모델을 이용하여 낙동강 하굿둑에서의 수문운영에 따른 창녕・함안보에서의 유입유량 및 조위조건에 따라 염수가 외해로부터 하천 상류방향으로 진행해가는 과정을 검토하고, 염수쐐기 발생시 창녕・함안보의 방류량 변화에 따른 Flushing 효과를 수치모의 실험을 통해 검토하였다.

2. 수치모델의 개요

2.1 EFDC 모델

EFDC(Environmental Fluid Dynamics Code, Hamrick, 1992)는 크게 유동, 퇴적물이동, 수질의 세 요소로 구성되어 있으며, 유동모델 부분은 수온과 염분이 함께 고려된 3차원 천수방정식을 기본으로 한다. 기본적인 물리적 구조는 POM 모델(Blumberg and Mellor, 1987), 미국 육군공병단(US Army Corps of Enginerrs)의 CH3D-WES 모델 및 TRIM 모델(Casulli and Cjeng, 1992)와 유사하나, EFDC는 습지에서의 유동현상을 고려하기 위하여 식물군락에 의한 저항(Hamrick and Moustafa, 1996), 파랑의 영향(Hamrick and Zarillo, 1995) 등도 고려할 수 있다. EFDC 모델은 현재까지 수많은 수역의 연구에 적용되어 왔다. 대표적인 수력학적 연구로는 미국 버지니아의 James and York Rivers에서 담수 유입으로 인한 희석 효과, Shellfish larvae 이동에 관한 연구(Hamrick, 1992, 1994a; Hamrick et al., 1995; Shen et al., 1999), 미국 플로리다 Indian Lagoon and Sebastian River에서 염수 침입에 대한 연구, 미국 Everglades 에서의 대규모 습지 모의에 관한 연구(Hamrick, 1996), 대만 NanWan 만에 대한 적용, 미국 potomac River에 대한 적용, 한국 시화호 및 경기만에 대한 적용 등이 있다.

2.2 기본 방정식

EFDC 모델은 연속방정식과 운동방정식, 열염 보존방정식, 그리고 퇴적물을 포함한 물질 보존방정식들로 구성되어 있으며, 열염 보존방정식은 밀도 차에 의한 경압력에 의하여 운동방정식과 연계되어 있다. 이 모델은 수직 방향으로 σ좌표계를 사용하고, 수평 방향으로는 직선 또는 직교곡선좌표계를 사용하고 있다.

수직 와동점성계수의 산정에는 Mellor and Yamada(1982)의 level 2.5 turbulence closure scheme을 사용하고, 수평와동 점성계수는 Smagorinsky type diffusivity를 사용한다. 또한 Mass conservation scheme을 사용한 조간대 처리가 가능하다. 유체정력학적 가정과 Boussinesq 근사를 적용하면 수직 적분된 기본방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

2.3 Modifed EFDC 모델

기존 EFDC 모델(Fig. 1)의 경우 수중구조물을 수심 조건으로 가정하여 투과성 구조물 및 잠제와 같은 수중 구조물과 하굿둑의 수문 운영을 재현할 수 없는 문제점이 있다. 따라서 기존 EFDC 모델의 Source code를 변경하여 수중구조물의 유·무와 상관없이 수심 조간에 따라 수직적으로 격자별 수직층의 두께를 각각 다른 비율로 설정하여 높이를 고려할 수 있게 하여 낙동강 하굿둑의 수문 운영의 재현이 가능하게 하였다.

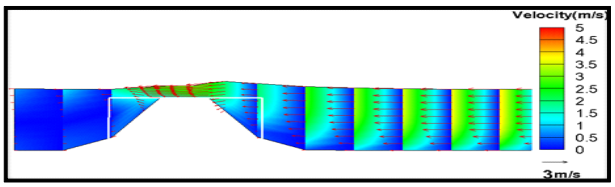


Fig. 1 Existing EFDC

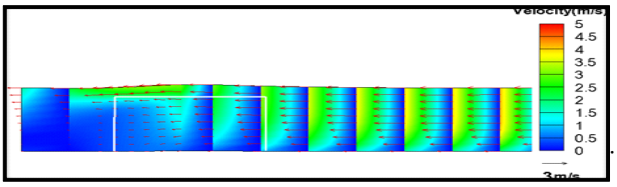


Fig. 2 Modified EFDC

2.4 하천단면 재현성 정밀화

2013년 하천기본계획의 하천측량자료와 실제 모델에 적용된 하상단면의 비교를 총 176개의 측선 중 4개에 대하여 실시한 결과 비교적 잘 일치하는 것으로 나타났으며, 본 연구의 수치모델에서 적용된 하상단면은 실제 하상단면을 매우 정확히 재현하고 있는 것으로 판단된다. 4개 측선에 대한 하상단면 비교결과를 Fig. 3에 제시하였다.

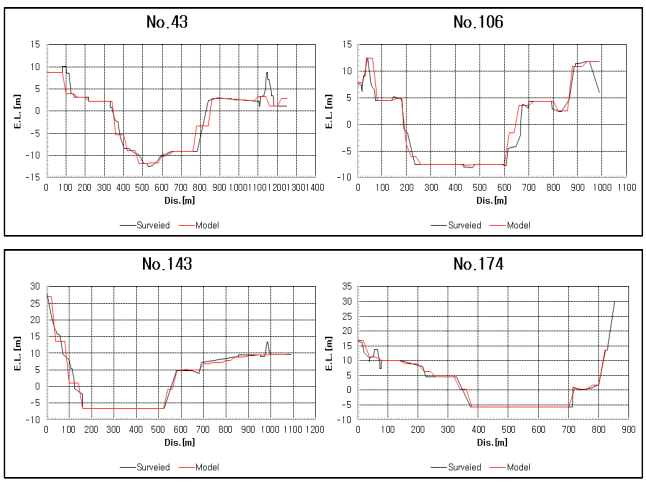


Fig. 3 Comparison of River Bed Cross-section

3. 수치계산

3.1 수치모델 계산조건

3차원 Modified EFDC 모델을 이용하여 4대강 사업으로 변화된 낙동강수계 창녕·함안보-낙동강 하굿둑 구간의 수문 개방조건에 따른 염수 침입 수치모의 실험을 실시하였다. 상세역 수치계산을 위한 수위 및 염분의 경계조건은 평수시 광영역 수치계산 결과를 이용하여 경계조건으로 부여하였다.

Table 1 Calculation condition of numerical model

Classification			Contents
Application Model			Modified EFDC(Environmental Fluids Dynamic Code)model
Model composition	Computed area		downstream part of Nackdong river estuary barrage ~ Changnyeong-haman weir
	Number of grids		Horizontal : 29,636 Vertical : 10
	Grid spacing		△x = 30~100m △y = 50~200m
Simulation condition	Depth data		Measurement data of 2013 River master Plan and latest digital nautical chart
	Boundary condition	Upstream	Water Discharge: Changyeong-haman weir(dry period)
		Downstream	salinity: Large area calculation result(12psu)
			Tide

염분도 해석을 위한 격자망은 낙동강 하굿둑 하류 5km 지점에서 창녕·함안보 구간이며, 약 80.73km 구간으로 구성하였으며, 곡선 가변 격자체계를 사용하였다. 계산에 사용된 유효 격자수는 수평적으로 29,636개이고 최대 200m에서 최소 30m 크기의 격자를 사용하여 본 연구대상지의 지형 재현이 용이하도록 구성하였으며, 수직적으로는 시그마 좌표계를 사용하여 10개의 층으로 구성하였다. Fig. 5 ~ 6에 수심 분포도 및 격자 구성도를 나타내었다.

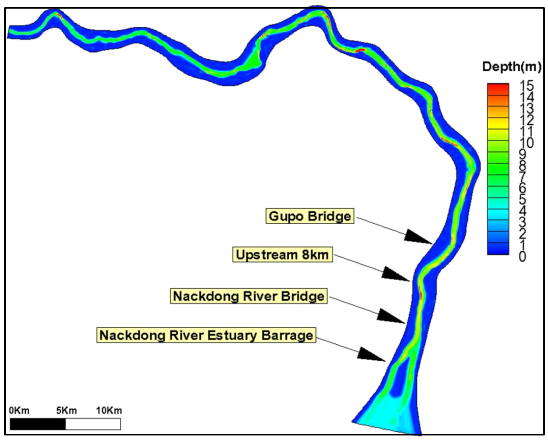


Fig. 5 Depth distribution

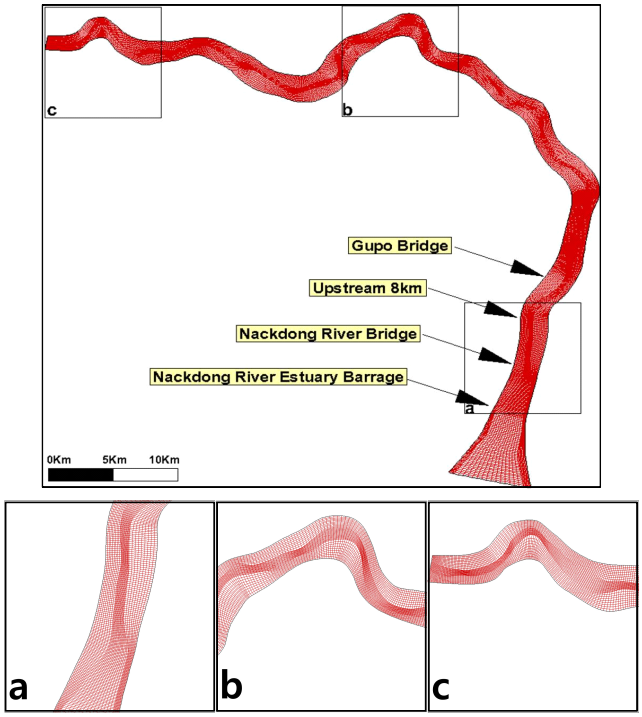
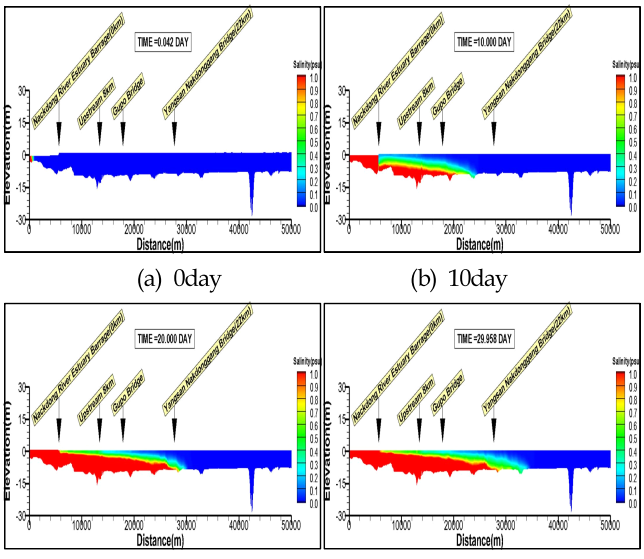


Fig. 6 Grid map

4. 수치계산 결과

4.1 수문운영 및 개도율 변화에 따른 염분침투 수치모의

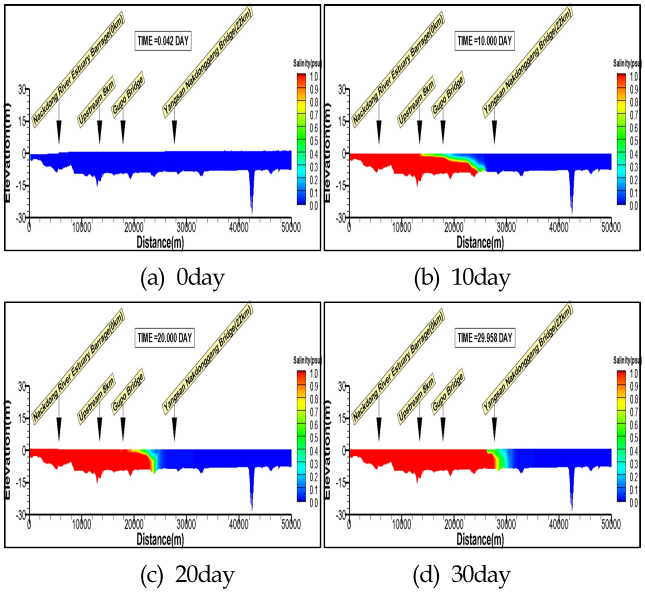
광영역 계산 결과를 바탕으로 상세역의 낙동강 하굿둑 상류부의 염분도 해석을 위한 기초자료 및 입력 경계조건(하류수위, 염분농도)으로 사용하였다. 창녕·함안보의 평상시 기저유량인 100CMS를 30일간 고정으로 방류하는 조건으로 개도율(하굿둑 중앙 1문 20%, 40%, 50%, 60%, 80%, 완전 개방)의 변화에 따른 염분침투 수치모의를 30일간 실시하였다.



(a) 0day (b) 10day

(c) 20day (d) 30day

Fig. 7 Vertical salinity distribution at the time of the center one water gate 20% open



(a) 0day (b) 10day

(c) 20day (d) 30day

Fig. 8 Vertical salinity distribution at the time of the center one water gate full open

하굿둑 1문의 하단부를 20%, 40%, 60%, 80%, 완전 개방하여 염분 침투를 모의한 결과, 수문 부분개방 30일 후에 0.5psu 이상의 염분수가 낙동강 하굿둑으로부터 개도별로 최소 24.3km에서 38km 상류지점까지 침투하는 것으로 나타났다. 이러한 염분수의 침투는 하굿둑 15.2km 지점에 위치한 대저수문까지 염분수가 항시적으로 도달할 수 있음을 의미한다.

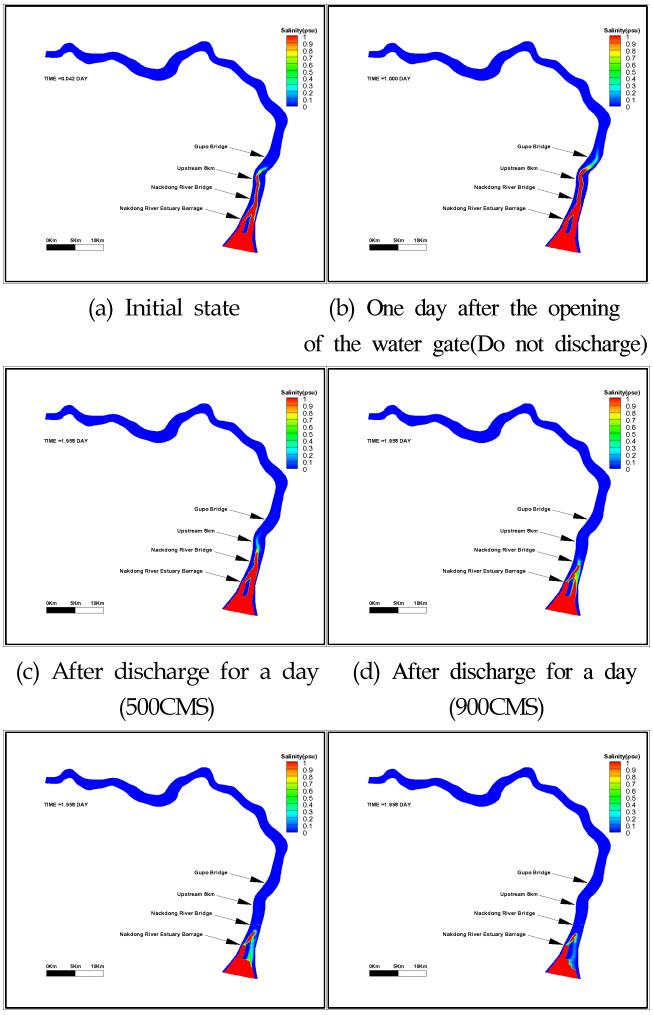
Table 2 Sea Water Intrusion Length(after 30days)

Water gate opening rate	Surface layer	Bottom layer
20%	24.7km	27km
40%	34.1km	36.2km
50%	35.6km	38km
60%	34.5km	36km
80%	30.0km	30.3km
Full open	24.3km	24.3km

4.2 하굿둑 개방에 따른 염분수의 Flushing 수치모의

2016년 1월 20일 16시 하굿둑 7.5km 상류 지점에 위치한 강서공업취수탑에서 염분농도가 일시적으로 상승하였을 경우를 가정하여 창녕·함안보 방류량에 따른 염분수를 배제하기 위한 염분 Flushing 수치모의를 이틀간 실시하였다. 0~1일간은 창녕·함안보에서 방류를 하지 않고 하굿둑 완전개방 후 하류 경계에서 조위조건만 주었으며, 이때의 유입 염분농도는 광영역 계산을 통해 산정한 12psu를 사용하였다. 수문 개방 1일 후 하굿둑으로부터 12km 지점에 위치한 구포대교까지 염분수가 침투하는 것으로 나타났다.

1일이 지난시점부터 2일까지 창녕·함안보에서 24시간동안 연속방류를 하였으며, 방류량 조건은 500CMS, 900CMS, 1200CMS, 1500CMS로 설정하였고, 좌안 전수문을 완전 개방하는 조건으로 이틀간 계산을 실시하였다. Fig. 9에 Flushing 수치모의 결과를 나타내었다.



(a) Initial state (b) One day after the opening of the water gate(Do not discharge)

(c) After discharge for a day (500CMS) (d) After discharge for a day (900CMS)

(e) After discharge for a day (1200CMS) (f) After discharge for a day (1500CMS)

Fig. 9 Flushing numerical simulation

창녕・함안보의 방류량의 차이에 따른 Flushing 수치모의 실험 결과 유량 900CMS를 1일간 계속하여 방류하였을 경우에 수문개방 1일후에 구포대교 지점까지 침투해 있었던 염분수는 500CMS를 계속해서 방류하는 경우보다 한시간 빠른 방류시작 후 약 11시간 후 하류로 flushing 되어 낙동대교 지점까지 염수쐐기가 후퇴하는 것으로 나타났다. 따라서 낙동강 하굿둑 상류부에서의 일시적인 염분농도 상승현상이 발생하였을 경우에 900CMS 이상의 유량을 창녕・함안보에서 방류해야 하굿둑 상류부의 염분수를 부분적으로 flushing하여 일시적으로 후퇴시키는 것으로 나타났으며, 유량 1200, 1500CMS의 홍수량을 1일간 방류하였을 경우 구포대교 지점에서 하류로 flushing 되어 낙동강 하굿둑보다 하류지점까지 염수쐐기가 후퇴하는 것으로 나타났다.

5. 결 론

하굿둑에서의 기수역의 연속성을 확보할 목적으로 하굿둑 수문운영 방안별 상류 염분영향을 검토하기 위하여 염분도 해석 수치모의를 실시하였다. 본 연구를 통해 구해진 결과를 정리하면 아래와 같다.

5.1 수문운영 및 개도율 변화에 따른 염분침투 수치모의

하굿둑 1문의 하단부를 20, 40, 60, 80%, 완전 개방하여 염분침투를 모의한 결과, 수문 부분개방 30일 후에 0.5psu 이상의 염분수가 개도율에 따라 낙동강 하굿둑으로부터 최대 38km 상류지점까지 침투하는 것으로 나타났다. 이러한 염분수의 침투는 하굿둑 15.2km 지점에 위치한 대저수문까지 염분수가 항시적으로 도달할 수 있음을 의미한다. 따라서 낙동강 하굿둑 부분 개방의 경우에 대저수문의 운영에 따른 서낙동강의 수질관리를 위해서는 반드시 낙동강 하굿둑 수문의 연계 운영시에 상류부 염분수의 거동에 유의해야할 필요가 있을 것으로 판단된다.

아울러 하굿둑 수문 1문의 부분적인 개방으로 하굿둑으로부터 약 23.8km 지점에 위치한 양산신도시취수장, 26km 지점에 위치한 원동취수장과 28.8km 지점에 위치한 매리취수장까지도 항시적으로 염분수가 도달할 수 있음을 의미하므로 수문의 개방에 따른 운영시에 상수도원의 염분에 의한 수질오염에 대해 유의해야하고, 면밀한 검토가 필요할 것으로 판단된다.

5.2 Flushing 수치모의

900CMS의 유량을 1일간 연속하여 방류하였을 경우 침투한 염수가 낙동강 하굿둑의 하류지점까지 후퇴하는 것으로 나타났으나, 하굿둑의 부분 또는 완전 개방에 따라 구포대교 지점이 아닌 기수역의 훨씬 상류지점(예를들어 38km지점)까지 침투한 경우에는 900CMS를 계속하여 방류하더라도 보다 상류지점까지 염수가 침투하여 염수가 존재할 가능성이 있으며, 아울러 창녕・함안보에서 유량 900CMS을 지속적으로 방류하는 것은 현실적으로 불가능하여 낙동강 하굿둑 상류부의 염분수 침투의 조절을 위해서는 창녕・함안보에서 유량의 조절과 하굿둑 수문의 연계운영이 반드시 필요할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

윤종성, 허동수 (2014). “조력발전소 운영에 따른 영향저감시설 설치공사 기본 및 실시설계용역 수치모형실험 보고서”, 한국수자원공사 연구용역

윤종성, 허동수, 최선호 (2015). “4대강 사업으로 인한 보-하굿둑 구간 영향분석 및 최적운영계획 수립(1차년도) 보고서”, 한국수자원공사 연구용역

윤종성, 허동수, 최선호 (2016). “4대강 사업 후 낙동강수계 보-하굿둑 구간 영향분석 및 개선방안 연구용역(2차년도) 보고서”, 한국수자원공사 연구용역

기존 관측망을 이용한 낙동강 하굿둑~창녕・함안보 구간의 방류량에 따른 염분의 계절 변동 특성 분석

김태우*·양현수*·박병우**·윤종성***
*인제대학교 토목공학과
**한국수자원공사 낙동강통합물관리센터
***인제대학교 토목도시공학부

An Analysis of Characteristics of Seasonal Variation in Salinity according to Effluent Flow in Nakdong River Estuary barrage~Changyeong・Haman Weir Section by using the Existing Observatory Network

Tae-Woo Kim*, Hyun-Soo Yang*, Byeong-Woo Park** and Jong-Sung Yoon***

*Department of Civil Engineering, Inje University, Gimhae, Korea
**Korea Water Resources Corporation, Nakdong River Integrated Water Resources Management Center, Busan, Korea
***Department of Civil and Urban Engineering, Inje University, Gimhae, Korea

KEY WORDS: Nakdong river estuary 낙동강 하구, Weir 보, Discharge 방류, Salinity 염분, Precipitation 강수량

ABSTRACT: *본 연구는 낙동강 하굿둑~창녕・함안보 구간의 기존 관측망을 이용하여 방류량에 따른 염분도의 변동을 분석하였으며, 염분도 변화에 영향을 줄 수 있는 변동 인자와 상관관계를 분석하였다. 또한, 이상 염분도 상승에 대하여 원인을 규명하고 방류량 및 강수량 데이터를 계절별로 나누어 분석하였다. 아울러, 본 연구를 통하여 방류량에 따른 염분의 변동 특성을 파악하여 식수 및 농・공업용수의 취수 안정성을 확보할 수 있을 것으로 판단된다.*

1. 서 론

낙동강은 한반도 동남부에 위치하며 유역면적은 남한 면적의 25.9%인 23,384.21km^2, 유로연장은 510.36km인 우리나라 제2의 유역이다. 낙동강은 옛날부터 내륙지방 교통의 동맥으로서 수송로 역할을 해왔으며 낙동강 연안에 발달된 충적지를 중심으로 크고 작은 도시들이 형성되었다. 낙동강 줄기의 하구에는 1987년 11월에 준공된 낙동강 하굿둑이 위치해 있으며, 하굿둑의 완공으로 바닷물의 역류 현상을 막아 낙동강 하류지역 시민의 식수를 비롯한 농업 및 공업용수의 수원지로 이용되고 있다.

하지만 하굿둑 수문 운영 상황 및 하굿둑 내외 수위차, 방류량 등의 요인으로 인하여 하굿둑을 통한 염수 소상(遡上) 현상이 간혹 발생되고 있다.

낙동강 하굿둑~창녕・함안보 구간에는 매리취수장, 강서 취수장, 양산 신도시 취수장, 물금취수장, 원동취수장 및 부산시 공업용 취수장 등 여러 취수장이 위치해 있으며 현재 김해, 양산 및 부산시민의 식수 공급원 및 농・공업용수로 이용되고 있다.

염수가 소상하여 취수장 인근으로 확산될 경우 많은 문제가 발생하게 된다. 식수의 수질 기준인 0.5psu를 초과할 경우 취수에 대한 문제가 발생되며, 김해의 농지 15,000ha 중 약 6,000ha에 달하는 면적에 염해 우려가 있다. 또한, 공업용수의 취수 한계농도 0.3psu를 초과할 경우 취수가 중단되어 남해안 지역에 산재한 공업지역에 피해가 발생하게 된다.

따라서 본 연구에서 창녕・함안보 방류량, 하굿둑 수위, 풍속, 염분 기존 관측 자료를 분석하여 염분의 계절별 변동 특성을 파악하고자 한다.

2. 연구의 필요성 및 분석 방법

현재 낙동강 하굿둑에 관한 연구를 살펴보면 4대강 사업 이후 하굿둑의 수문 운영 및 개방에 따른 염분확산에 관한 연구는 전무한 실정이다. 또한, 2016년 1월 낙동강 하굿둑에서 유입된 염수가 상류로 소상하여 공업용수의 취수가 중단된 사례가 있다. 따라서 기존 관측망의 염분도 변동 인자를 분석하여 염분도 상승의 원인을 규명할 필요가 있으며, 그 원인에 따른 방안을 마련하여 취수 안정성을 확보해야 한다고 판단된다.

분석 방법으로 기존 관측망의 염분도 변동 인자에 대한 계절별 분석을 수행하고, 이상 염분도 상승에 대한 원인 분석이 필

요할 것으로 판단된다. 또한, 염분 상승의 원인이 되는 요인에 대하여 추가적인 조사 및 검토가 필요할 것으로 사료된다.

3. 계절에 따른 염분 변동 특성

방류량에 따라 염수의 거동 형태가 정해지므로 방류량은 염분도의 변동에 가장 큰 원인으로 판단된다.

2015.01~2017.06월의 계절별 평균 방류량을 분석한 결과 춘계의 경우 약 $251.7m^3/s$, 하계 약 $213.4m^3/s$, 추계 약 $206.1 m^3/s$, 동계 약 $103.7m^3/s$ 로 나타났다.

또한, 방류량과 밀접한 관계가 있는 강수량 자료를 위의 기간과 동일하게 수집하여 분석하였다. 부산지역의 계절별 평균 강수량은 춘계 약 $127.6mm/hr$, 하계 약 $124.7mm/hr$, 추계 약 $167.5mm/hr$, 동계 약 $50.7mm/hr$ 로 나타났다.

부산지방기상청의 통계자료를 조사한 결과 강수량이 가장 많은 달은 2016년 9월로 한 달간 약 407.7mm의 강우가 내렸으며, 강수량이 가장 적었던 달은 2017년 1월로 한 달간 약 12mm의 강우가 내린 것으로 집계되었다.

동계의 경우 가장 적은 강수량으로 인하여 방류량이 가장 작은 것으로 나타났다. 춘계, 하계, 추계의 경우 방류량의 큰 차이는 없는 것으로 나타났다. 그러나 본 연구의 데이터 분석의 경우 단기간의 관측 데이터 분석이므로, 향후 장기간에 걸친 통계분석이 필요할 것으로 판단된다.

낙동강교 지점의 염분도 분석 결과 평수기의 경우 전 계절에 걸쳐 약 0.3psu를 초과하지 않는 것으로 나타났으며, 최대 0.4psu를 넘지 않는 것으로 나타났다. 그러나 하굿둑 수문 운영 상황 및 하굿둑 내외의 수위차, 창녕·함안보의 방류량 등에 따라 일시적으로 0.8psu를 초과하는 경우가 발생하는 것으로 나타났다.

Table 1 Discharge and Precipitation

Season	Discharge $[m^3/s]$	Precipitation $[mm/hr]$
Spring	251.7	127.6
Summer	213.4	124.7
Fall	206.1	167.5
Winter	103.7	50.7

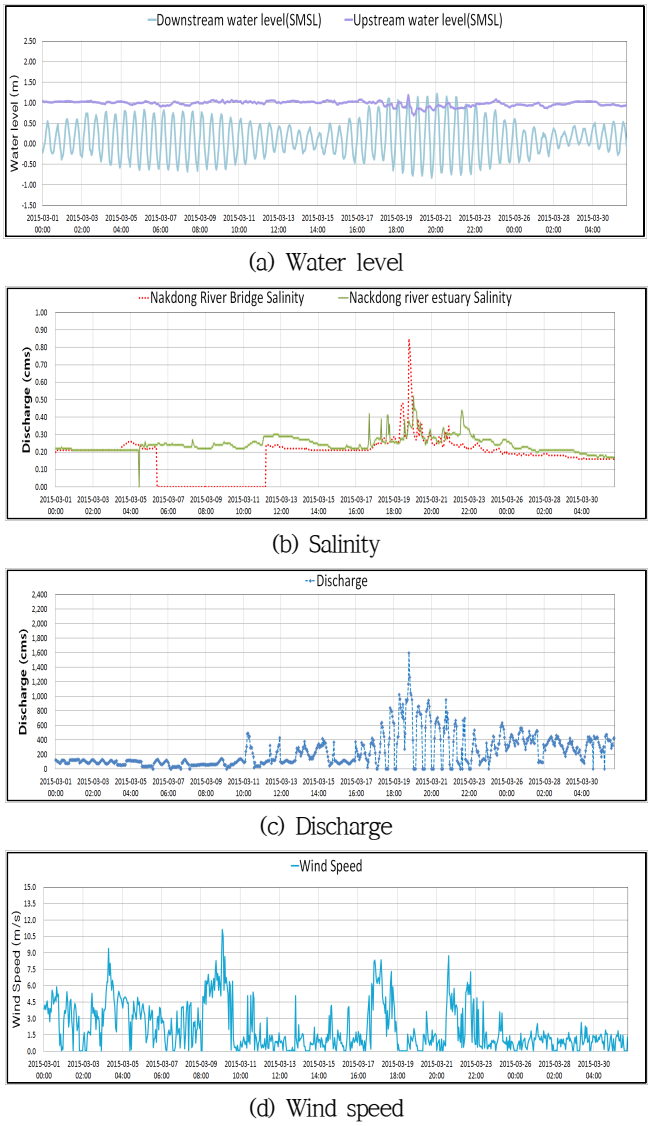
4. 관측 데이터 분석

낙동강교 및 하굿둑의 염분 변동 특성을 파악하기 위해 방류량, 하굿둑 수위, 풍속에 대하여 비교 분석을 수행하였다.

또한, 이상 염분도를 보이는 달의 데이터를 분석하여 제시하였으며, 부산지방기상청에서 수집한 강수량 자료와 기존 관측망의 염분도 및 방류량 자료를 비교하여 검토하였다.

4.1 이상 염분발생 분석

2015년 3월의 경우 낙동강교의 최대 염분도는 0.85psu, 하굿둑의 최대 염분도는 0.52psu로 나타났다. 특이하게 낙동강교의 염분농도가 하굿둑보다 훨씬 높게 나타났다. 그 원인을 조사한 결과 이 시기에 염분의 Flushing을 위해 창녕·함안보에서 최대 1,500CMS의 유량을 방류하여 염분도를 상승을 제어한 것으로 나타났다. Fig. 1에 2015년 3월의 관측 결과를 수위, 염분도, 방류량, 풍속 순으로 나타내었다.



(a) Water level

(b) Salinity

(c) Discharge

(d) Wind speed

Fig. 1 Water level, Salinity, total discharge and wind speed observation data (2015.03)

2016년의 경우 1월 20일 16시 하굿둑 상류 10km 지점에 위치한 강서 공업 취수탑에서 일시적으로 염분도가 공업 취수원수 취수 한계농도(0.3psu)를 초과하여 공업 취수탑의 취수가 일시적으로 중단되는 현상이 발생하였다. 그 원인으로 염분이 상승하기 며칠 전 수문 보수 및 선박의 운항으로 인한 수문 1문 개방으로 나타났다. 또한, 2016년 1월 20일 전에 $12m/\sec$를 초과하는 강한 북서풍의 작용으로 인하여 염수 소상이 더욱 가중된 것으로 판단된다.

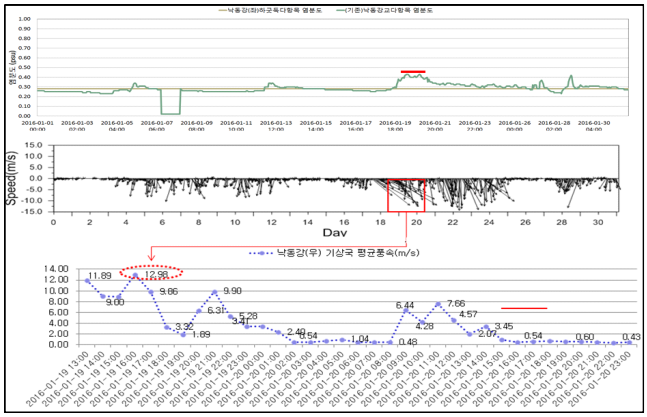
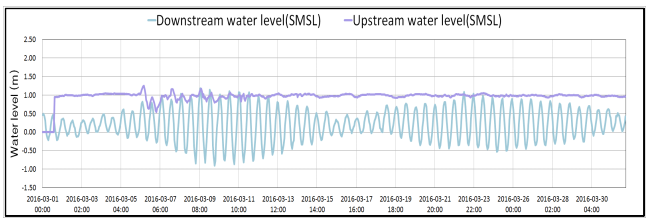
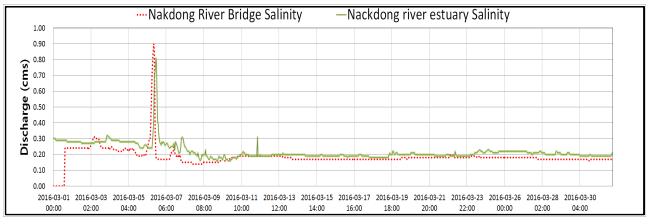


Fig. 2 Salinity observation data, Stick diagram, Wind speed graph (2016.01)

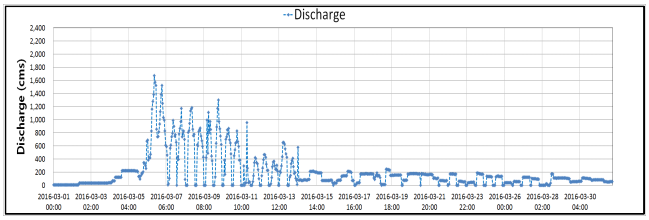
2016년 3월의 경우 하굿둑과 낙동강교에서 염분농도가 각각 0.81psu, 0.90psu의 최대치까지 동시에 상승하였으며 약 1,600CMS의 유량을 방류하여 염분도가 약 0.3psu 이하로 감소하는 것으로 나타났다.



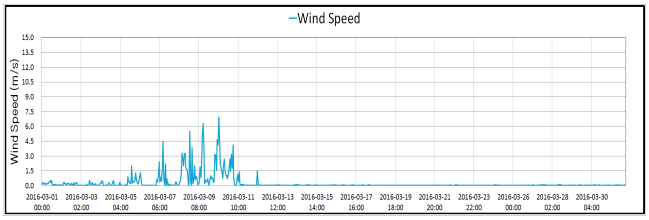
(a) Water level



(b) Salinity



(c) Discharge

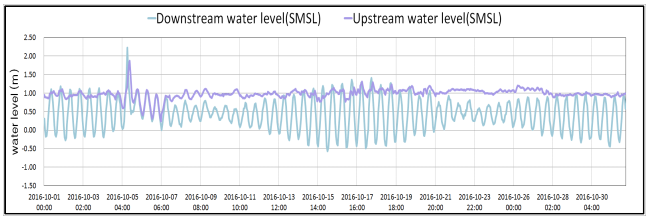


(d) Wind speed

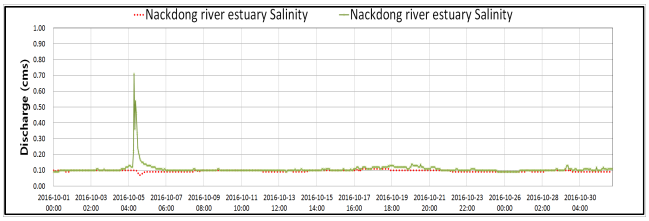
Fig. 3 Water level, Salinity, total discharge and wind speed observation data (2016.03)

2016년 10월은 집중호우(부산지역 10월 5일 강수량 95mm)를 동반한 태풍 '차바'의 내습으로 인하여 하굿둑 상류 및 하류의 수위가 각각 SMSL(+) 1.87m, SMSL(+) 2.23m까지 상승하였다. 하굿둑의 염분 관측치는 최대 0.71psu까지 상승하였으며, 수위 조절 및 염분 제어를 위해 약 2,300CMS의 유량이 방류된 것으로 나타났다.

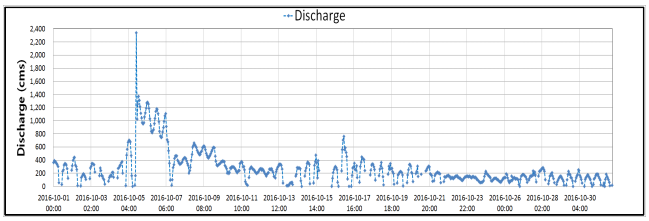
2016년 10월의 낙동강 기상국 풍속 데이터의 경우 결측값으로 판단되며, 태풍의 강한 바람으로 인하여 염분도 상승에 많은 영향을 주었을 것으로 판단된다. 또한, 하굿둑 수문부의 수위의 경우 하류 수위가 상류 수위보다 0.36m 높아진 것으로 나타났으므로, 염분도의 변동 인자로 작용했을 것으로 판단된다.



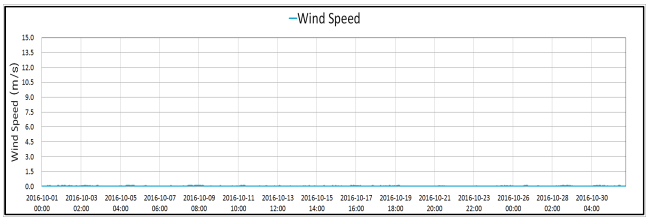
(a) Water level



(b) Salinity



(c) Discharge



(d) Wind speed

Fig. 4 Water level, Salinity, total discharge and wind speed observation data (2016.10)

4.2 강수량과 방류량 및 염분도의 관계 분석

방류량과 강수량의 상관관계를 분석하기 위해 부산지방기상청의 강수량 자료를 수집하여 비교하였다.

낙동강교의 염분도가 약 0.8psu가 넘는 2015년 3월의 경우 부산의 강수량은 한 달간 약 76mm로 양이 적기 때문에 방류

량에 큰 영향을 주지 않은 것으로 판단된다. 최대 방류량은 3월 20일 14시에 약 1,500CMS로 염분 제어를 위한 방류를 한 것으로 나타났으며, 방류를 통하여 공업용수의 취수한계 농도인 0.3psu 이하로 염분도가 감소되었다.

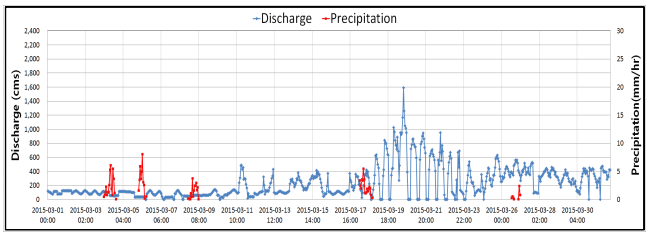


Fig. 5 Relation between discharge and precipitation (2015.03)

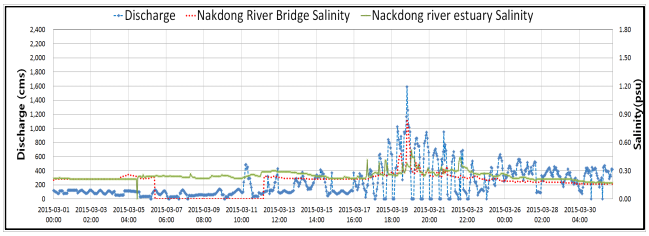


Fig. 6 Relation between discharge and Salinity (2015.03)

2016년 3월의 경우 낙동강교와 하굿둑의 최대 염분도가 각각 0.90psu, 0.81psu로, 염분도 상승과 강수량의 최댓값이 비슷한 시기에 발생하였으며, 약 1,600CMS의 유량을 방류하여 염분을 제어하였다. 2016년 3월 한 달간의 강수량은 약 133.5mm로 방류량에 큰 영향을 미치지는 않는 것으로 나타났다.

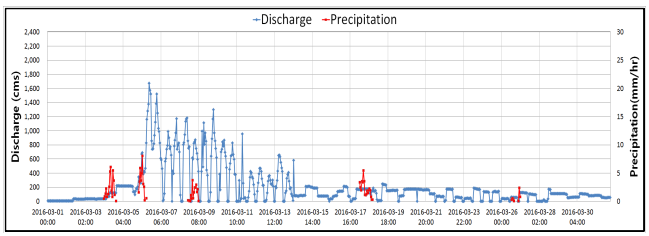


Fig. 7 Relation between discharge and precipitation (2016.03)

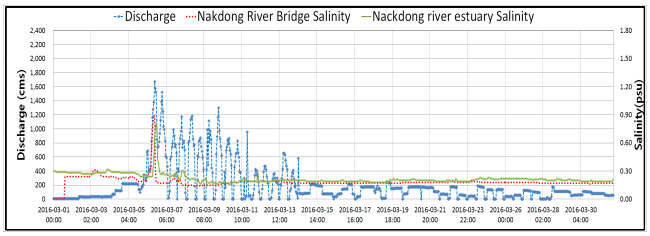


Fig. 8 Relation between discharge and Salinity (2016.03)

데이터 분석 기간 중 강수량이 가장 많은 2016년 9월의 방류량과 강수량을 비교하여 Fig. 9에 나타내었다. 관측치 분석 결과 강우량이 증가한 경우 대부분 창녕・함안보에서의 방류량이 증가한 것으로 나타났다. 따라서 방류량과 강수량은 밀접한 관계가 있는 것으로 판단된다. 그리고 9월 17일 09시에 하굿둑의 염분도가 12psu 이상 상승한 것으로 나타났다. 염분 상승 후 1시간 이내로 염분 제어와 수위 조절을 위해 창녕・함안보에서 1,800CMS의 유량을 방류한 것으로 판단된다.

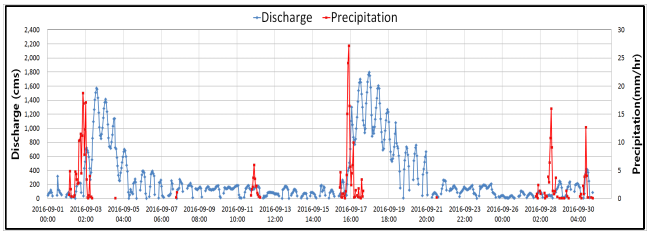


Fig. 9 Relation between discharge and precipitation (2016.09)

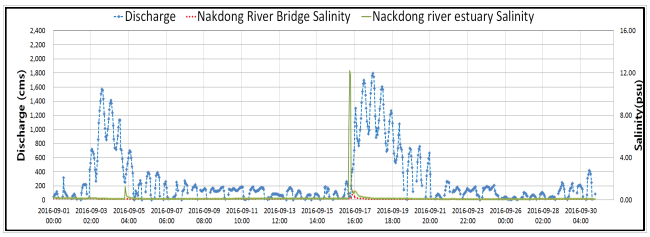


Fig. 10 Relation between discharge and Salinity (2016.09)

5. 결 론

본 연구에서 기존 관측 데이터를 이용하여 낙동강 하굿둑~창녕・함안보 구간의 염분 변동에 대하여 분석하였다.

염분도의 변동은 창녕・함안보의 방류량, 하굿둑의 수문 개방, 해측 수위, 바람 등 다양한 원인이 있는 것으로 나타났다. 관측 데이터의 분석 결과 하굿둑을 통하여 일시적으로 침입한 염수와 상류로 소상된 염분은 대부분 방류 유량만으로 제어가 가능한 것으로 나타났으나, 기수역 확보를 위한 장시간 수문 개방 시의 염분도 제어를 위해서는 일시적인 방류가 아닌 창녕・함안보에서 900CMS 이상의 유량을 연속하여 방류하는 것이 필요하다고 판단된다. 그러나 900CMS 이상의 유량을 연속하여 방류하는 것은 현실적으로 불가능 한 것으로 판단된다. 따라서 향 후 염분 변동 특징의 정확한 파악을 위하여 본 연구의 분석 기간인 30개월 보다 더욱 장기적인 관측 데이터의 정밀한 분석이 필요할 것으로 판단되며, 일시적인 염분도 상승 현상에 대한 보 및 수문의 연계 운영 방안과의 관련성에 대하여 검토 및 분석이 필요할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

윤종성, 허동수, 최선호 (2015). “4대강 사업으로 인한 보-하굿둑 구간 영향분석 및 최적운영계획 수립(1차년도) 보고서”, 한국수자원공사 연구용역

윤종성, 허동수, 최선호 (2016). “4대강 사업 후 낙동강수계 보-하굿둑 구간 영향분석 및 운영 개선방안 연구용역(2차년도) 보고서”, 한국수자원공사 연구용역

해상처분장 연직차수공 이음부의 구조적 성능 평가

홍영호(고려대학교)· 채광석(GS건설)· 이동수 · 송정욱 · 이종섭(고려대학교)

해상처분장의 호안 구조물 및 연직차수공으로 강관시트파일이 주로 사용되며, 이음부 연결을 통해 주열식으로 설치가 되는 만큼 해상 고유의 횡방향 외력에 대한 구조적인 안정성이 확보되어야 한다. 본 연구에서는 새로 개발된 연직차수공 이음부의 구조적인 성능을 평가하기 위해 실규모 모형에 대한 압축, 인장강도실험을 수행하였다. 먼저 기존 연직차수공 이음부의 문제점을 고찰하고 시공 및 유지보수 측면에서 기존 이음부 형식과의 차별성을 갖도록 신개념 연직차수공 이음부를 개발하였다. 개발된 연직차수공 이음부의 절반에 대해 실규모 모형을 제작하고 이음부에 모르타르를 채워 양생시켰다. 양생이 완료된 모형에 대해 압축 및 인장강도실험을 수행하고 그 결과를 기존 연구결과와 비교하였다. 실험결과, 새로 개발된 강관시트파일 이음부의 압축강도와 인장강도는 기존 이음부 연구결과와 유사한 강도를 나타내었다. 다만 압축강도실험의 경우 비대칭인 절반 크기의 모형으로 인해 모르타르에 균열이 발생하기 전에 강재에서 먼저 항복이 발생하는 결과를 나타내었다. 본 실험결과를 통해 신개념 연직차수공 이음부의 구조적인 성능을 평가하고 보완함으로써 신개념 이음부의 형태가 해상처분장 연직차수공에 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

해상처분장 연직차수공 이음부의 차수성능 평가

홍영호(고려대학교) · 채광석(GS건설) · 임대성(삼보E&C) · 이동수 · 이종섭(고려대학교)

해상처분장이 여러 환경적인 문제나 피해 없이 성공적으로 운영되기 위해서는 연직차수공의 차수성 및 내구성이 확보되어야 한다. 본 연구에서는 새로 개발된 연직차수공 이음부의 차수성능과 내구성을 평가하기 위해 이음부 변형발생 전후에 대해 변수위 투수실험을 수행하였다. 기존 이음부 형태의 문제점을 해결하기 위한 신개념 연직차수공 이음부를 개발하고 절반크기의 투수실험모형을 제작하였다. 투수실험모형의 이음부 부분에 모르타르를 채워 넣고 양생시킨 후 이음부 변형발생 전후에 대하여 변수위 투수실험을 수행하였다. 실험결과, 변형 전 투수계수는 목표 기준치인 10^{-6}cm/sec를 만족하는 것으로 관찰되었다. 그러나 변형 후 측정된 투수계수는 기준치에 미달하는 것으로 측정되어 이에 대한 몇 가지 대안을 제시하였다. 본 연구결과는 신개념 연직차수공 이음부의 차수성능 및 내구성을 평가하고 보완함으로써 해상처분장의 연직차수공으로 효과적으로 활용될 수 있음을 보여준다.

2017년도 한국해양공학회 추계학술대회

해양공정/안전

천연가스 액화 공정의 본질적 안전성 평가

계혜리* · 이철진*
*중앙대학교 화학신소재공학부

Inherent Safety Assessment in Natural Gas Liquefaction Process

Hye-Ri Gye* and Chul-Jin Lee*
*Chemical Engineering and Materials Science, Chuang-Ang University, Seoul, Korea

KEY WORDS: Inherent safety 본질안전, Natural gas 천연가스, Liquefaction 액화, Refrigerant 냉매, Safety 안전성

ABSTRACT: *An The natural gas liquefaction process is typically divided as cascade processes and mixed refrigerant (MR) process according the cooling methodology. Both processes uses the refrigerant to cool down the natural gas, which traditionally consists of mixture of hydrocarbon. However, the hydrocarbon has a potential risk of a flammability. Thus there has been some approach to change the refrigerant from hydrocarbon to nonflammable refrigerant. N_2O is a nonflammable and nontoxic material which can be used as a refrigerant to over come the safety problem of the liquefaction process which is particularly important in offshore platform. The aim of this study is to compare the inherent safeness of the liquefaction process for the conventional hydrocarbons, N_2O and CO_2 by using inherent safety index. Using the inherent safety index enables to quantitatively assess the safeness of the both processes, and further can be extensively applied to the other chemical processes.*

1. 서 론

천연가스란 지하에서 천연적으로 발생되는 가스로 메탄이 주 성분으로 에탄, 프로판, 부탄 등으로 이루어져 있다. 친환경적인 저탄소 에너지로 각광 받고 있으며, 석유 고갈 문제로 인해 수요가 더 증대되는 상황이다. 해양에서는 FPSO(Floating, Production, Storage and Offloading)을 이용하여 천연가스를 채취하여 LNG를 제조하는 LNG-FPSO를 사용하고 있다. LNG는 천연가스에 비해 취급이 쉬운 액체를 다룸으로써 천연가스가 원거리 수송 시 발생될 수 문제를 해결할 수 있으며 이는 LNG의 큰 이점이라고 할 수 있다.(최원재 등, 2010)

지상플랜트에서 LNG 제조 공정은 단순 혼합 냉매나 cascade를 이용한 공정을 기초로 하고 있으며, 이 공정은 모두 탄화수소계열 냉매를 사용한다. 특히 FLNG는 안전성을 위해 가연성의 인벤토리를 최소화 하는 것이 중요하다. 설비의 안전성 증대를 위해서는 냉동사이클에서 탄화수소계열 냉매는 최소화되야 한다. 탄화수소계열 냉매는 가연성 물질로서 누출로 인한 화재 혹은 폭발로 이어질 경우 FPSO는 사고에 대한 대처가 Onshore보다 어렵기 때문에 큰 피해를 야기 시킬 수 있다. 이와 같은 재해를 줄이기 위해서는 위험성 평가로 기술적으로 평가되야 한다.(Dan et al, 2013) 그러나 일반적인 위험성 평가의 절차는 P&ID를 기반으로 수행되기 때문에 위험성 평가를 수행하기 까지는 많은 시간과 비용이 소모되는 단점이 있다. 이러한 위험성 평가를 수행하기 앞서 플랜트 설계 초기단계에 플랜트 설비 내부의 운전조건에 따른 본질적 안전성 평가(Inherent safety assessment)를 수행한다. 본질적 안전 평가란 안전에 관한 이론적 개념 중 하나로 Index-based matrix를 기반으로 한다.(Flatz, 1978) 이는 공정 내에서 작동압력 및 온도, 유량을 갖은 공정 안전 지수와 취급 물질에 따라 인화성, 폭발성, 독성 등의 특성을 갖는 화학 안전 지수로 분류될 수 있다.(CCPS, 2009)

본 연구에서는 해양 FPSO에서 천연가스 액화 공정에 따른 본질적 안전 평가를 통해 내재하는 위험성을 평가하고자 한다.

2. 액화 공정 비교

2.1 MR 공정

천연가스 액화 공정에서 대표적으로 쓰이는 공정은 Cascade 공정이다. 이 Cascade 공정에서 탄화수소 계열 냉매를 많이 사용하며 이를 MR(Mixed refrigerant)라고 한다. 이 공정은 일반적으로 각 사이클에서 고온 고압의 탄화수소 계열의 순수한 세 가지 냉매를 약 40℃까지 냉각 시키며, 각각의 LNG Exchanger에서 단계적으로 -40℃, -95℃를 거쳐 최종 단계적으로 천연가스를 -160℃까지 냉각시켜 액화시키는 공정을 말한다.

기본 Cascade 공정에 다단 압축방식을 적용하여 사이클을 구성하고 열교환기 구성에 따라 천연가스가 냉각되는 온도 구간이 상이하므로 이는 공정 설계 시 중요한 요인으로 작용한다. Fig. 1은 MR 공정 중 SMR의 공정흐름도를 보여준다.

2.2 불활성 냉매 공정

N_2O와 CO_2는 offshore에 적용하기에 좋은 불활성 냉매이다. 각각의 냉매는 비슷한 열역학적 특성을 보유한다. Fig. 2는 Pre-cooling 단계와 Condensation 단계에서는 N_2O를 사용한다. 한편 CO_2는 온실기체로 널리 알려져 있지만 액화공정에서 활용하기 편리한 냉매로 사용되고 있다. 열역학적 특성으로 인하여 Condensation 단계와 Sub-cooling 단계에서는 사용할 수 없으나 FEED의 초기 천연가스의 온도를 하강시킬 수 있다. FPSO의 특성 상 사고 발생 시 대처가 용이하지 않아 피해규모가 커지는 단점을 가진다. 이 때 N_2O와 CO_2는 사고로 인한 누출 시에도 화재나 폭발로 진행되지 않은 특성을 가진다. 이는 물질 자체가 가지는 안전성을 예상할 수 있다. 이 각 공정을 이루는 세 가지 냉매는 또한 단순한 형태로 FPSO에 적용하기 좋은 이점을 보유한다.

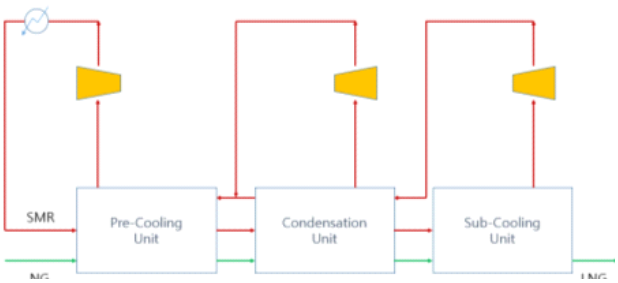


Fig. 1 SMR cycle for the natural gas liquefaction

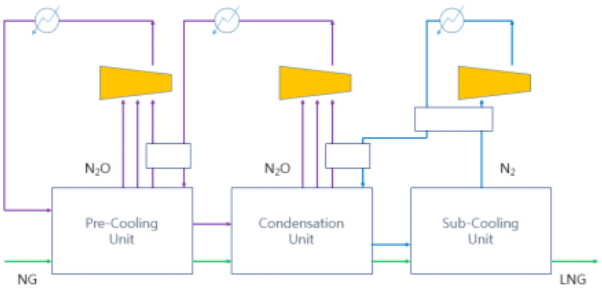


Fig. 2 N_2O-N_2O-N_2 cycle for the natural gas liquefaction

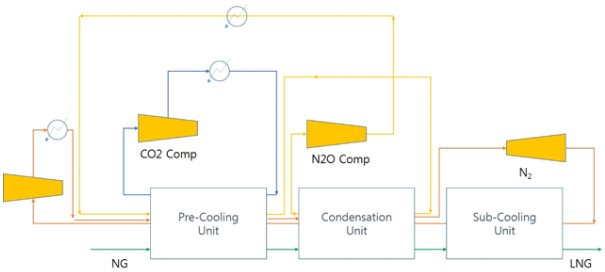


Fig. 3 CO2-N2O-N2 cycle for the natural gas liquefaction

2.3 공정 성능 비교

본 연구에서 고려하는 각 공정은 Table 1과 같은 성능을 도시한다. 각 공정의 경우 유량이나 천연가스의 성분이 다른 관계로 다른 특성 값은 직접적으로 비교하기 어려울 수 있으나, Specific power의 경우 비율로 산정되기 때문에 이를 기준으로 각각 공정의 성능을 비교하였다. 이 결과 CO2-N2O-N2 공정이 가장 성능이 높은 것으로 확인된다.

Table 1 Performance comparison of the liquefaction process

Refrigerant	SMR (Yoon et al, 2013)	N_2O-N_2O-N_2 (Lee et al, 2015)	CO2-N2O-N2 (최원재, 2011)
Feed gas mass flow (kg/s)	158.8	158.8	63.3
LNG production (kg/s)	146.2	57.5	57.5
Liquefaction ratio (%)	9022	90.7	90.7
Specific power (kW/(kg h))	0.43	0.38	0.37
Total compressor power (MW)	0.890	0.890	0.890

3. 본질적 안전성 평가 방법

본질적 안전성 평가는 안전을 평가하는 방법 중 하나이다. 본질적 안전 지수를 이용하여 공정 내 본질적인 안전에 영향을 주는 값의 범위를 고려하여 단순하게 설계하는 것이다. 각각의 값은 공정과 화학적, 이렇게 2개의 큰 범주로 나눠질 수 있다. Chemical safety index의 경우 반응열과 인화성, 폭발성, 독성, 부식을 고려하여 나타날 수 있으며, Process safety index의 경우 공정 내 온도, 압력, 설비의 종류, 공정 내 구조를 고려하여 산정될 수 있다. 최종적인 본질적 안전 지수는 식 Chemical safety index와 Process safety index의 합으로 결정된다.(Heikkilä, 1999) 본질적 안전성 평가를 수행하기 위한 각 색인의 구성요소는 Fig. 4와 같다.

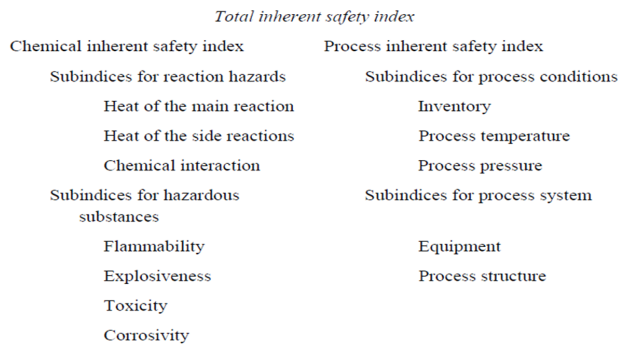


Fig. 4 Total inherent safety index

Fig 5는 각 Safety index를 구성하는 subindex를 보여주며 각 기호와 지수의 범위를 나타내었다. 각 지수는 공정 내 온도,

압력, 저장용량과 설비수, 공정 구조에 따라 상이한 지수를 갖게 된다. 물질의 특성의 경우에는 반응에서 일어날 수 있는 위험과 위험성에 특성을 인화성, 폭발성, 독성, 부식성으로 나누고 이를 각각 나누어 지수를 갖게 한다. 이를 통하여 각각 공정의 지수가 상이하게 산정되는 데 높은 지수를 가질수록 위험성이 크고 안전성이 낮다는 방식으로 산정된다. 고온, 고압의 반응이 많고, 인화성, 독성 물질을 많이 보유하는 공정일수록 지수는 높게 산정되는 방식이다. 이 기준을 토대로 LNG 액화공정의 본질적 안전성 평가를 수행하였다.

Chemical inherent safety index, I_{CI}	**Symbol**	**Score**
Heat of main reaction	I_{RM}	0–4
Heat of side reaction, max	I_{RS}	0–4
Chemical interaction	I_{INT}	0–4
Flammability	I_{FL}	0–4
Explosiveness	I_{EX}	0–4
Toxic exposure	I_{TOX}	0–6
Corrosiveness	I_{COR}	0–2
Process inherent safety index, I_{PI}		
Inventory	I_I	0–5
Process temperature	I_T	0–4
Process pressure	I_p	0–4
Equipment safety	I_{EQ}	
Isbl		0–4
Osbl		0–3
Safe process structure	I_{ST}	0–5

Fig. 5 Safety index and subindices

4. 결 과

LNG 액화 공정에서 사용되는 냉매의 특성을 Table 2와 같이 정리하였다. 각각의 특성은 Chemical Safety index에 적용되는 수치이다. SMR 공정에 사용되는 탄화수소 계열의 냉매의 경우는 Flash point가 낮기 때문에 고 인화성 물질로 분류될 수 있다. 또한 폭발성은 폭발 범위에 따라 분류되고, 독성은 낮을수록 위험하기 때문에 지수는 다른 값과 다르게 작을수록 높은 지수를 얻게 되었다.

Table 2 Properties of refrigerants

Refrigerant	Flash point(℃)	Boiling point(℃)	explosive (%)	toxicity (ppm)
CH4	-188	-161.5	4.4~17	1,000
C2H6	-135	-89	2.9~13	1,000
C3H8	-104	-42	2.4~9.5	1,000
CO2	non-flammable	-56.55	-	-
N2O	non-flammable	-88.48	-	50
N2	non-flammable	-195.8	-	-

Fig. 6은 본질적 안전성 지수를 기준으로 각 공정의 부분별 안전성을 평가한 것이다. SMR 공정의 경우 사용되는 냉매가 탄화수소 계열의 냉매이기 때문에 냉매로 인한 Chemical safety index 지수가 높게 측정되었다. 그러나 CO2-N2O-N2 공정과 N2O-N2O-N2의 공정은 모든 공정에서 불활성 냉매를 사용하므로 Chemical safety index 지수가 낮게 측정됨을 알 수 있었다. 그러나 N2O의 경우 약간의 독성을 포함하고 있으므로 이에 대한 내용이 본질적 안전성 지수에 반영되었다. 공정 내에서 운전압력 및 조건에 의한 본질적 안전성 지수는 설비 개수가 상이함이 없기 때문에 큰 지수의 차이는 보이지 않았다. 이를 토대로 Inherent safety index를 확인한 결과 SMR 공정이 가장 큰 위험성을 가지며, 순서대로 N2O-N2O-N2, CO2-N2O-N2로 도출되었다.

한편 공정의 안전성과 더불어 환경성과 공정 성능에 대한 고려는 동시에 수행되어야 한다. 안전하다고 하더라도 공정의 성능이 너무 낮다면 설계상에 문제가 있는 것을 확인될 수 있으며 공정 성능과 안전성이 높다 할지라고 환경에 큰 영향을 미치는 경우 이는 유용한 공정으로 고려될 수 없다. 그리하여 Chemical safety index, Process safety index, Specific power, Environmental로 나누어 방사형으로 어떤 공정이 가장 합리적인지 지수를 확인하였다. Safety Index는 지수가 낮을수록 안전한 것이기 때문에 이를 고려하여 환산하였으며 Specific power도 낮을수록 효율이 높은 공정이기 때문에 이를 고려하

	SMR			**CO2-N2O-N2**			**N2O-N2O-N2**		
	Precooling	Condensation	Subcooling	Precooling	Condensation	Subcooling	Precooling	Condensation	Subcooling
Heat of main reaction	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Heat of side reaction	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Chemical interaction	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Flammability	4	4	4	0	0	0	0	0	0
Explosiveness	1	1	1	0	0	0	0	0	0
Toxicity	2	2	2	0	3	0	3	3	0
Corrosiveness	1	1	1	0	1	1	1	1	1
Temperature	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Pressure	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Inventory	2	2	1	3	2	3	3	2	3
Equipment	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Total	**16**	**16**	**15**	**10**	**12**	**10**	**13**	**12**	**10**

Fig. 6 Inherent safety index comparison by section

여 환산하였다. 환경성은 강 냉매의 온실가스의 특성을 기준으로 지수를 확인하였으며 Fig. 7에서 확인할 수 있다. 이 결과 CO2-N2O-N2 공정이 가장 합리적임을 확인할 수 있었다.

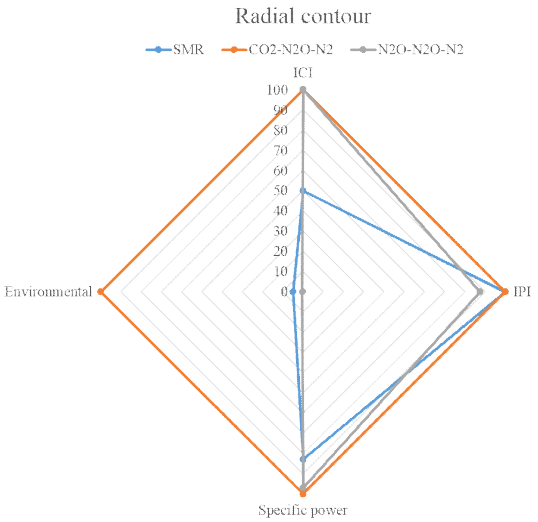


Fig. 7 Radial contour about environmental, inherent safey index and process performance

5. 결 론

본 논문에서는 LNG 공정을 탄화수소계열 냉매 및 불활성 기체 냉매를 이용하는 공정을 각각 비교하였으며, 각 공정에서 내포하는 본질적 안전성 평가를 수행하여 이로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 본질적 안전성 평가는 초기 설계에 사용될 수 있으며 공정의 안전을 평가하는데 유용하다.

(2) 본질적 안전성 평가 시 물질의 인화성 및 독성은 주요한 영향을 미치기 때문에 물질의 특성에 따라 본질적 안전성 평가는 좌우될 수 있다.

(3) 본질적 안전성 평가를 통해 일반적으로 수행하는 정량적 위험성 평가 전 공정 내에 내포하는 위험성을 정량적으로 평가하고, 이를 기반으로 불활성 냉매의 안전성과 경제성, 환경성을 비교한 결과 CO2-N2O-N2 공정이 본질적으로 안전하다고 평가할 수 있다. 본 연구에서는 냉매의 양은 고려되지 않았으므로 냉매의 작동유량이나 저장량에 따른 안전성도 평가해야 할 것으로 고려된다.

후 기

본 연구는 국토교통부 국토교통기술촉진연구사업의 연구비지원(17CTAPC12984701)에 의해 수행되었습니다.

참 고 문 헌

최원재, 손창효, 윤정인, 이상규, 최건형, 유선일 (2010). “C3H8, N2O, N2 냉매를 적용한 천연가스 액화사이클의 다단 압축 성능 특성”, Proceeding of Korea society of marine engineeringpp 441-442.

최원재 (2011). “LNG-FPSO용 CO2-N2O-N2 천연가스 액화사이클 특성”, 미출판 석사학위 논문, 부경대학교 대학원, pp 1 - 60.

CCPS (2009). Inherently Safer Chemical Processes: A Life Cycle Approach, 2nd ed., John Wiley & Sons Inc., New Jersey, USA

Dan, S. K., Lee, C. J., Park, J. P., Shin, D. ,I Yoon, I. S., (2014). “Quantitative risk analysis of fire and explosion onthe top-side LNG-liquefaction process of LNG-FPSO”, Process Saf. Environ. Prot., Vol 92, 5, pp 430-441.

Heikkilä A. M. (1999). “Inherent safety in process plant design An index based approach”, VTT Technical Research Centre of Finland, pp 58-90

Kletz, T. A. (1978). “What you don’t have can’t leak”, Chem. Ind., 6, pp 287-292

Lee, C. J., Song, K. W., Shin, S. L., Lim, Y. S., Han, C. H. (2015). “Process Design for the Offshore Production of Liquefied Natural Gas with Nonflammable Refrigerants”, Ind. Eng. Chem. Res., 54, pp 11106-11112.

Yoon, J. I.; Choi, W. J.; Lee, S.; Choe, K.; Shim, (2013). “G. J. Efficiency of cascade refrigeration cycle using C3H8, N2O, and N2.”, Heat Transfer Eng., 34 (11－12), 959－965.

수평-수직 Flow Loop System을 이용한 Gas Lift 실험 및 OLGA를 통한 데이터 분석

손영훈* · 김자경** · 서유택*
*서울대학교 조선해양공학과
**한국과학기술원 기계공학과

Gas Lift Experiment and OLGA analysis Using Horizontal-vertical Flow Loop System

Young Hoon Sone*, Jakyung Kim** and Yutaek Seo*

*Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea
**Dept. of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Multiphase flow, gas lift, flow loop, pipe line, riser, subsea

ABSTRACT: *해저생산시스템에서 원유를 생산하는 경우, 생산 말기에 원유의 생산성을 높이기 위해 gas liift 기술을 사용하는 경우를 많이 볼 수 있다. 하지만 최적의 가스 주입량을 계산하지 않을 경우, casing heading과 churn flow, GLR 증가 등 비효율적인 생산을 초래할 수 있다. 본 연구에서는 길이 17m, 높이 4m의 수평-수직 flow loop system을 이용하여 유체 흐름이 riser의 3.8m 부분에서 정지하게 한 후, gas liift를 통해 이를 극복하는 실험을 수행하였다. gas injection을 3~27L/min, 3L/min 간격으로 수행하였다. 그 결과, 12L/min으로 기체를 주입하여 gas lift를 수행할 경우가 GLR이 1.14scf/bbl로 가장 낮게 나타났다. Gas 주입량이 이보다 많아질 경우 GLR 값이 높아지면서, flow regime이 churn flow에 가까워지는 양상이 나타났다. 또한 이를 OLGA를 이용하여 시뮬레이션해본 결과, 액체의 유량 기준으로 오차율이 -12.5% ~ 6.5%로 나타났다.*

1. 서 론

Gas lift는 생산말기 oil field에서 높아진 점도와 밀도로 인해 저하된 생산력을 증가시키는 방법 중 하나이다. Vertical riser에 gas를 주입함으로써 vertical line의 밀도를 줄이고, 이로 인해 riser base에 부여되는 수두압을 저하시킨다. 따라서 같은 driving force로 더 많은 양을 생산할 수 있게 하고, 이는 field의 생산 수명을 향상시켜주는 효과를 불러일으킨다. 또한 관내 유속을 증가시켜주는 효과로 인해 riser base에 쌓이는 slug를 완화시켜주는 효과가 있어 현재까지 많은 연구가 되어왔다. 본 연구에서는 다양한 gas injection rate에서 관내 유동과 유속의 변화를 파악하고, 시뮬레이션을 통해 데이터를 검증하고자 한다.

2. Gas lift 실험

2.1 Experimantal apparatus

실험에 사용된 flow loop 실험장치는 내경 3 inch의 수평 13m, 수직 4m의 Fig 1.의 도면과 같은 모습으로 구성되어있다. 각 배관의 segment 사이에는 gas-liquid mixture의 유동을 관찰할 수 있도록 polycarbonate로 이루어진 sightglass가 설치되어있고, 이 창을 통해 liquid와 gas의 유동을 상세히 관찰할 수 있다.

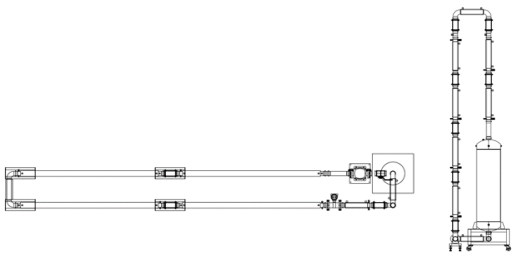
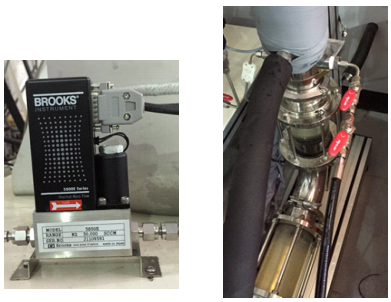


Fig. 1 Flow loop 실험장치의 도면

실험에 사용한 liquid는 물이고, 기체는 컴프레서를 통해 압축된 대기를 Fig 2.(a)의 MFC를 이용하여 정해진 유량만큼 일정하게 관내에 주입되도록 구성하고, 이 때 주입된 유량을 data logger를 통해 기록하였다. Flow loop에서 만들어진 liquid gas mixture는 1.5m높이의 vertical separator에서 각각 액체와 기체로 분리된다. 이 separator의 기상 valve를 열어둠으로써 관내 압력은 대기압에 맞추고, 하단에서 액체가 분리되어 flow loop의 액체 공급에 사용되었다. 액체 공급에 사용한 펌프는 원심 다단 펌프로, 펌프의 전단과 후단 사이의 배관에 일정한 압력 차이를 가하는 방식의 펌프이다. 펌프 내부가 관통되어있는 구조이기 때문에 slug 및 gas lift 등의 이유로 펌프 후단의 압력이 감소할 경우 관내 액체의 유량이 증가하게 된다.



(a)실험에 사용된 MFC(좌), (b)수직 가스 주입구(우)

Figure 2. Flow loop system

먼저 펌프의 가동속도를 23Hz에 맞춰 vertical line에 걸리는 liquid load가 3.8m로 정지하게 끔 하였음. 그 뒤 수직관의 하단 riser base 부분에 injection point에 gas를 주입하였다. Fig2.(a)의 MFC를 활용하여 수직관에 기체를 각각 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21, 24, 27 L/min으로 주입하며 액체 유량을 분석하고, 3.7m 지점의 관내 거동의 변화를 살펴보았다.

2.2 Gas lift injection에 따른 생산 유량 및 효율 변화

Table 1 Liquid load 3.8m case - liquid flow rate 및 GLR

Gas injection rate(L/min)	Liquid flow rate(L/min)	GLR(scf/bbl)
3	8.5333	1.9531
6	23.1682	1.4388
9	35.5907	1.4049
12	58.2725	1.1441
15	68.1022	1.2237
18	72.6216	1.3770
21	76.6864	1.5213
24	81.4836	1.6363
27	86.7099	1.7299

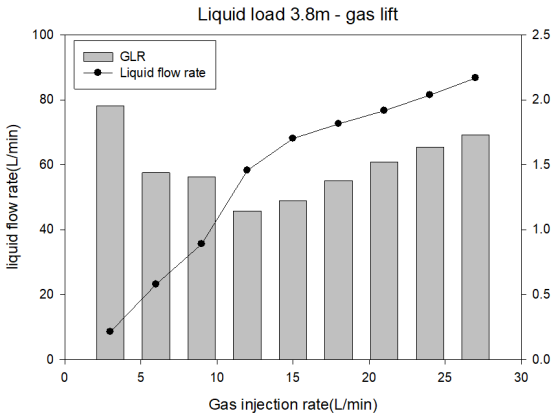


Fig. 3 Liquid load 3.8m case - liquid flow rate 및 GLR

위 표와 그래프는 실험 결과를 간략하게 정리한 내용이다. 가가 gas injection rate에서 5분이상 gas lift를 수행한 후, 수렴한 유량값을 사용하였다. GLR은 gas liquid ratio로, 액체 유량값 대비 gas injection rate의 비율을 나타낸 값이다. 이 값이 낮을수록 더 효율적인 injection rate임을 나타낸다. 표와 그래프를 살펴보면, 3L/min으로 gas injection을 할 때 liquid 유량이 발생하기는 하지만 GLR값이 1.95 scf/bbl으로 모든 경우 중에서 가장 큰 것을 확인할 수 있다. 그리고 12 L/min일 때 1.14 scf/bbl로 가장 효율이 좋고, 15L/min 보다 주입량이 많아지면 GLR이 점점 증가한다. 이는 초반 3~9L/min의 경우 gas lift로 인한 밀도 감소 효과가 대부분 유량 증가가 아닌 hydrostatic pressure를 극복하는데 쓰였기 때문이고, 15~17 L/min의 경우 유속이 증가함에 따라 gas lift가 friction과 shear에 의해 유동의 방해를 받기 때문에, 점점 gas lift의 효율이 줄어드는 것을 확인할 수 있다.

Table 2 각 gas lift case에서 관내 liquid-gas mixture의 거동

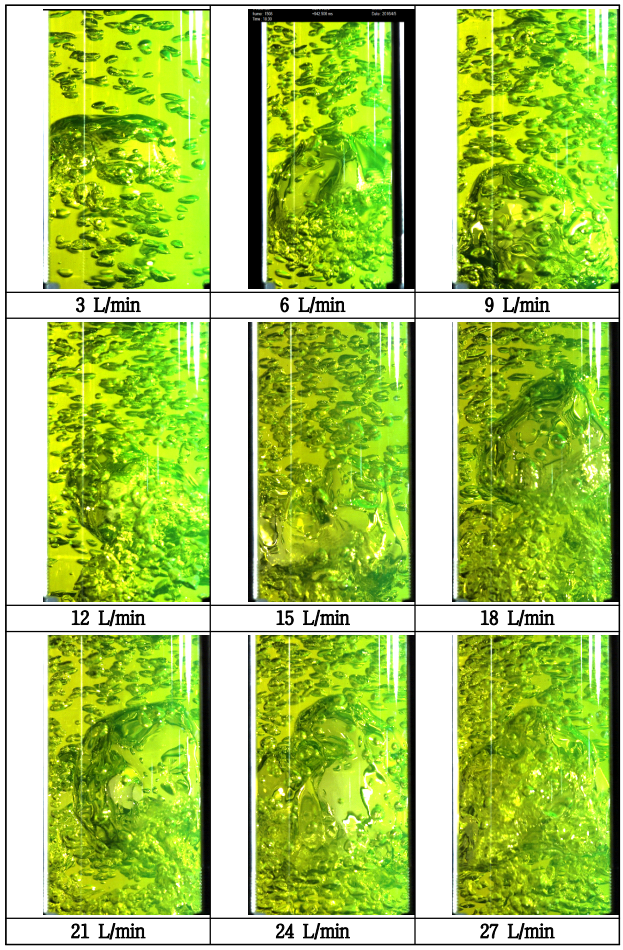


Table 2에서는 각 gas injection rate에서 gas lift를 수행할 시 관내 기체와 액체의 거동을 고속카메라로 촬영한 결과이다. 대부분의 phase에서 3mm 지름의 작은 공기방울들이 상승하다가, 약 0.8초에 한번씩 30~40mm 지름의 큰 공기방울이 기체 액체 mixture를 관통하여 빠르게 상승하는 것이 관측되었다. 위 사진에서 gas lift GLR값이 가장 작게 나오는 12 L/min의 경우 기체가 액체 안에 잘 dispersed 되어 가장 효율적인 gas lift의 유동을 보여주었다. 반면 27 L/min의 경우, churn flow가 형성되면서 관내의 유동이 매우 복잡해지고, 수직관의 진동이 커지는 것이 관측되었다. 여기서 확인할 수 있듯 gas lift에 있어 효율이 최대인

gas injection rate가 존재하기 때문에, 실제 field에서는 gas lift를 수행하기에 앞서 최적의 gas injection rate를 찾는 것이 필요할 것이다.

3. OLGA를 이용한 실험 결과 비교

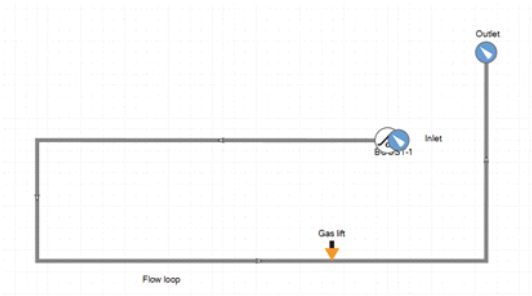


Fig. 4 OLGA flow loop 모델링 - gas lift

실험 환경과 동일하게 OLGA 2014 시뮬레이션을 구축하였다. 위 그림과 같이 inlet은 pressure node로, separator하단에 적용되는 수두압과 동일한 값인 0.07 barg를 적용하였고, outlet은 대기압인 0 barg를 적용하였다. 펌프는 OLGA에 내장되어있는 pressure booster를 사용하여 펌프의 전단과 후단에 일정한 delta pressure를 주도록 구성하였고, gas lift injection의 경우 mass source를 이용하여 시간에 따라 일정량 주입하였다.

Table 3 Gas lift 모델링 결과 - 액체 유량

Gas injection rate (L/min)	Exp-Liquid flow rate (L/min)	OLGA-Liquid flow rate (L/min)
3	78.3083	68.5250(-12.5%)
6	83.7809	79.2200(-5.4%)
9	89.6980	87.4850(-2.4%)
12	95.1630	94.3800(-0.8%)
15	99.5842	100.2604(0.7%)
18	103.2236	109.9174(6.5%)

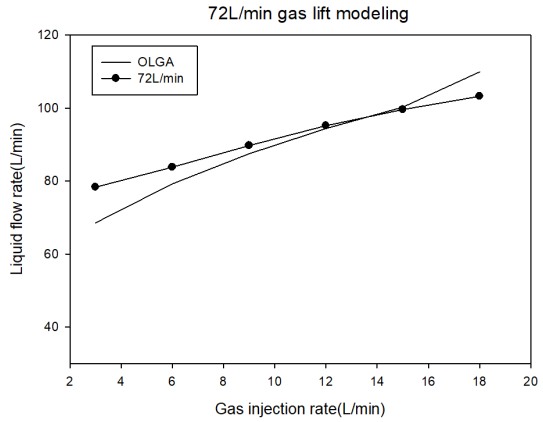


Fig. 5 Gas lift 모델링 결과 - 액체 유량

위 표와 그래프는 gas lift 실험을 수행한 결과이다. 시뮬레이션 결과, gas injection rate 3~18 L/min 구간에서 오차가 최대 12% 이내로 잘 맞아떨어지는 것을 보였다.

4. 결론

본 연구에서는 Lab-scale flow loop 실험장비를 이용하여 gas lift 상황에서 관내 거동을 관찰하고 분석하였다. 또한 OLGA를 이용하여 동일한 시스템을 구성하여 실험 데이터와 시뮬레이션 모델을 비교 분석하였다. 그 결과, 실험에서는 12 L/min의 유량으로 기체를 주입하며 gas lift를 수행하였을 경우 1.14scf/bbl의 GLR로 가장 좋은 효율을 보여주었다. 그리고 이 때 모델링결과와 비교한 결과 오차율 -0.8%로 시뮬레이션 결과와 크게 유사함을 보여주었다. 하지만 시뮬레이션에서는 유량이 21L/min을 넘어가면 실제 실험에서 크게 벗어나는 양상을 보였다. 이는 table 2에서 확인할 수 있듯이 관내 유동이 복잡해지고 shear와 friction이 유동에 미치는 영향이 커지면서 시뮬레이션과의 오차를 보인 것으로 해석된다. 이는 추후 시뮬레이션 보완을 통해 해결해야할 것이다.

후 기

This work was supported by the Technology Innovation Program (No. 10045068) funded by the Ministry of Trade industry & Energy (MI, Korea)

참 고 문 헌

M.N. Descamps (2007). “Experimental investigation of three-phase flow in a vertical pipe: Local characteristics of the gas phase for gas-lift conditions”, International Journal of Multiphase Flow, vol. 33, pp 1205-1221

E. Garcia Calvo (1991). “A fluid dynamic model for bubble columns and airlift reactors”, Chemical Engineering Science, Vol 46, pp. 2947-2951

Jose C. M. (1984). “Gas Hold-up and liquid velocity in a two-dimensional air lift reactor”, Chemical Engineering Science, vol 41, pp. 11-16

A.E. Saez (1998). “Hydrodynamic model for gas-lift reactors”, AIChE Journal, vol 44, pp. 1413-1423

Wen-Jang L (1994). “Liquid velocity and gas holdup in three-phase internal loop airlift reactors with low-density particles”, Chemical Engineering Science, Vol. 50, pp. 1301-1310

LNG 운반선을 위한 BOG 재액화 시스템 최적 설계

황철민* · 임영섭*
*서울대학교 조선해양공학과

Optimal process design of onboard BOG re-liquefaction system for LNG Carrier

Chul-min Hwang*, Young-sub Lim*

*Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea

KEY WORDS: BOG, 천연가스, 재액화시스템, Dual Fuel Diesel Electric(DFDE), Main Engine Gas Injection(MEGI), Total Annualized Cost, Optimization, Capacity

ABSTRACT: *Liquefied Natural Gas(LNG) 운반선은 Natural Gas(NG)를 액체 상태로 운반하기 위해 저장탱크 내부를 상압, -162 °C 이하의 극저온 상태를 유지하여야 한다. 저장탱크가 외부 열유입을 100 % 차단할 수 없기에, 평균적으로 하루에 0.1 ~ 0.15 %의 LNG가 기화되어 Boil-Off Gas(BOG)가 발생한다. 긴 항해일정 및 대용량의 저장탱크를 가진 LNG 운반선의 경우, 이로 인한 경제적 손실을 무시할 수 없게 된다. 최근 고압가스 주입 엔진의 개발로 인해, 연료로 쓰인 BOG 외의 잔존 유량을 재액화하여 저장탱크로 회수하는 부분재액화 시스템이 각광받고 있다. 하지만 BOG를 압축 및 팽창하여 냉매로 사용하는 부분재액화 시스템의 최적 설계에 대한 연구가 부족하다. 본 연구는 LNG 운반선의 재액화 시스템의 용량을 크게할 경우 장치비가 증가하고, 작게 할 경우 운영비의 증가가 발생하는 점에 주안, 연간 비용을 최소화 하는 최적설계를 제안한다. 본 연구에서는 공정을 모사하기 위해 상용 소프트웨어인 ASPEN HYSYS를 사용하였다. LNG 운반선의 저장탱크의 경우 170,000 m^3 의 크기를 가정하였다. 발전기 역할을 하는 엔진으로 Dual Fuel Diesel Electronic(DFDE) 엔진을 가정하였고, 고압천연가스 주입 엔진은 Main Engine Gas Injection(ME-GI) 엔진을 가정하였다. 재액화 시스템의 용량을 몇 가지 케이스로 나눈 후, 각 케이스에서의 최적 운전 조건을 찾았다. 최적점에서의 값 비교를 통해 재액화 시스템의 최적 용량을 찾았다. 본 연구에서는 위 결과를 통해 LNG 운반선 BOG 재액화 시스템의 최적 설계를 제안한다.*

1. 서 론

최근, 천연가스의 수요는 비용적 장점과 강화된 환경 규제에 의해 다른 어떤 화석연료에 비해 가파르게 증가하고 있다. ExxonMobil은 천연가스의 수요가 2040년에는 2014년 대비 50%가 증가할 것으로 예측했다. 또한 이러한 증가된 천연가스의 수요로, 선박을 통한 천연가스의 운송 역시 가파른 상승세를 보이고 있다.

천연가스를 운송함에 있어, 천연가스의 액화는 부피를 600배 압축시킬 수 있기에 필수적이다. 하지만 천연가스를 액체 상태로 운송하기 위해서는 저장탱크 내부를 상압에서 약 -162 °C 이하의 극저온 상태로 유지해야 한다. 저장탱크의 단열이 아무리 완벽하게 일어난다고 해도, 외부로부터의 열유입을 100% 차단하는 것은 불가능하다. 이러한 외부로부터의 열유입에 의해 증발한 액화천연가스를 BOG(Boil-off Gas)라 한다.

LNG 운반선은 1960년대에는 스팀터빈 엔진을 추진 시스템으로 사용하였다. 이는 약 30%의 낮은 열효율을 가진다는 단점이 있었지만, 발생한 BOG를 연료로 활용할 수 있다는 장점이 있었기에 오랜기간 사용되었다. 2000년대 중반, Dual Fuel Diesel Electric(DFDE) 엔진이 등장함으로 인해 스팀터빈 엔진을 대체했다. 이는 스팀터빈 엔진에 비해 30% 높은 열효율을 갖고 있었기에 효율적인 LNG 운반선의 추진시스템을 구축하게 되었다. 최근에는 고압천연가스 주입 엔진이 등장함으로 인해, 또 다른 변화가 일어났다. 이는 천연가스를 연료로 사용하여 직접 프로펠러를 구동하는 방식으로, DFDE 엔진에 비해 10% 뛰어난 열효율을 갖고 있으며, BOG 재액화시스템을 갖추기 용이하다는 큰 장점이 있다.

저장탱크에서 발생한 BOG를 전부 사용하기는 불가능하다. 기존의 엔진들(스팀터빈 엔진, DFDE 엔진)의 경우, 연료로 사용하고 남은 BOG를 Gas Combustion Unit(GCU)를 통해 연소시켰다. 이는 재액화 설비를 갖추기 위해 드는 비용이 GCU를 통해 태워버리는 BOG의 비용에 비해 컸기 때문이다. 하지만 압축기를 추진시스템 내에 탑재하고 있는 고압천연가스 주입 엔진의 등장으로 인해, 열교환기와 Separator 등 몇 가지 장비의 추가만을 통해 재액화시스템을 갖출 수 있게 되었다.

기존의 재액화공정은 별도의 냉매를 사용하는 Bryton cycle, Cascade liquefaction system, Mixed refrigerant system 등이 있

었다. 고압천연가스 주입 엔진의 등장으로 인해, 별도의 냉매 없이 BOG 자체를 냉매로 사용하는 재액화공정이 주목받고 있다.

본 논문에서는 재액화시스템의 최적 capacity에 대한 연구를 수행했다. 재액화시스템의 capacity가 커지면, 초기 투자비가 증가하지만 운항시 발생하는 LNG 손실 비용이 줄어든다는 점에 착안, 이에 따른 최적의 capacity 및 운전 조건을 제시한다.

2. 배경이론

2.1 Capital cost

재액화시스템을 설치함으로 인해 증가하는 capital cost를 연간비용으로 환산하였다. 그 과정은 아래와 같다.

$$\log_{10}C_p^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10}A + K_3 \cdot (\log_{10}A)^2 \quad (1)$$

$$C_{BM} = C_p^0 \cdot (B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P) \quad (2)$$

$$C_{TM} = 1.18 \cdot C_{BM} \quad (3)$$

$$IFCI = \sum C_{TM_{Liquefaction}} - \sum C_{TM_{no\ Liquefaction}} \quad (4)$$

$$AFCI = IFCI \cdot (i \cdot \frac{(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}) \quad (5)$$

먼저, 식 (1)과 같이 purchase cost를 계산했다. 압력과 재질을 고려한 factor를 반영하여 식 (2)와 같이 bare module cost를 계산하였다. 식 (3)과 같이 bare module cost에 1.18을 곱하여 total module cost를 계산하였고, 이를 재액화시스템이 있을 시와 없을 시 모두 계산하여 그 차액을 Increased Fixed Capital Cost(IFCI)로 나타냈다. 선박의 수명을 20년으로, interest rate를 10%로 가정하여 Annualized Fixed Capital Cost(AFCI)를 계산하였다.

2.2 Operating cost

재액화시스템을 설치함으로 인해 증가하는 operating cost 계산을 아래 과정과 같이 수행하였다.

$$C_{UT} = C_{comp} + C_{cooling\ water} \quad (6)$$

$$DMC = C_{RM} + C_{WT} + C_{UT} + C_{OL} + C_{others} = C_{UT} + 0.03MC + 0.069FCI \quad (7)$$

$$FMC = C_{dep} + C_{tax} + C_{POC} = 0.068FCI \quad (8)$$

$$G.E = C_{admin} + C_{RD} = 0.009FCI + 0.16MC \quad (9)$$

$$TMC = DMC + FMC + G.E = 1.23C_{UT} + 0.18FCI \quad (10)$$

$$IFMC = \sum TMC_{Liquefaction} - \sum TMC_{no\ Liquefaction} \quad (11)$$

Compressor와 cooler의 운전비를 더하여 utility cost를 식 (6)과 같이 계산였다. Direct manufacturing cost를 식 (7)와 같이 계산하였다. Raw material cost와 waste treatment는 무시하였고, 재액화시스템을 운영하기 위한 별도의 운전자를 두지 않는다는 가정 속에 operating labor cost 역시 무시하였다. 식 (8), (9)와 같이 fixed manufacturing cost와 general manufacturing expenses를 계산하였다. Total manufacturing cost를 위의 식 (7), (8), (9)에서 구한 값들의 합으로 계산하였다. Capital cost와 마찬가지로, 재액화시스템을 설치함으로 인해 발생하는 추가적인 운전비의 증가분을 식 (11)과 같이 계산하였다.

2.3 Total Annualized Cost(TAC)

앞서 구한 AFCI와 ITMC의 합에, 운항 중 발생하는 LNG의 손실을 가치로 환산하여 추가로 더해주었다. 이를 통해 연간 발생하는 총 비용을 아래 식 (12)와 같이 계산하였다.

$$TAC = AFCI + MC + C_{LNGloss} \quad (12)$$

3. 모사 및 최적화

재액화공정을 모사하기에 앞서, LNG 운반선의 운항경로 및 일정을 가정하였다. 경로는 미국~스페인(9,000km)으로 가정하였다. LNG 운반선의 laden 상태에서의 평균속도는 17kts, ballast 상태에서의 평균속도는 14kts로 가정하였다. 상세한 운항 일정은 아래 Table 1와 같다. 일정에 따라, 1 cycle 에는 총 29일이 소요되며, 연간 12 cycle을 운항한다고 가정하였다.

Table 1 Voyage schedule

Operating Type	Time (day)
Loading	1
Voyage (laden, 17kts)	12
Unloading waiting	0.5
Unloading	1
Voyage (ballast, 14kts)	14.5
Total	29
Number of cycle per year	12 cycles

LNG 재액화공정은 아래 Fig. 1,2와 같이 ASPEN HYSYS를 통해 모사하였다. Fig. 1은 재액화공정이 없는 LNG 운반선의 추진시스템을 모사한 것이다. 1단 압축기를 통과한 후, DFDE 엔진과 MEGI 엔진의 요구유량 외의 잔존 유량은 Gas Combustion Unit(GCU)로 보내진다. 2단 압축기를 통과한 후 DFDE 엔진으로 요구유량을 흘려보내고, 나머지는 5단 압축기를 통해 MEGI 엔진의 요구유량 및 조건을 맞추어준다. Fig. 2는 재액화공정을 모사한 PFD이다. Fig. 1과 마찬가지로, 2단 압축기를 통과한 후 DFDE 엔진으로 요구유량을 흘려주며, 5단 압축기를 통과한 후 MEGI 엔진으로 요구유량을 흘려준다. 4단 압축기를 통과한 유량은, MEGI 엔진의 요구유량을 제외하고는 재순환을 하여 재액화공정을 거친다.

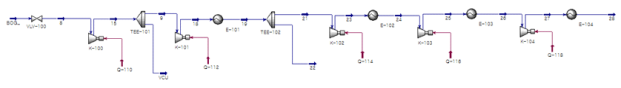


Fig. 1 PFD(without Re-liquefaction)

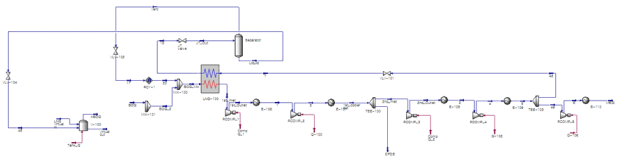


Fig. 2 PFD(Re-liquefaction)

저장탱크의 크기는 170,000 m^3으로 가정하였다. 하루에 0.1%의 증발율을 가지며 Liquid Level은 95%를 가정하였다. Density

는 437.9 kg/m^3을 가정, 이를 통해 시간당 발생하는 BOG의 양을 계산하면 아래 식 (13)과 같다.

$$\frac{170{,}000m^3 \cdot 0.95 \cdot 437.9 \cdot 0.001}{24} = 2946.7\,kg/h \quad (13)$$

각 장비의 모사는 아래 Table 2와 같이 수행하였다. 최적화를 위한 변수로는 열교환기 후단 온도와, separator의 압력을 설정하였다. 각 장비의 압력강하는 2~3%로 설정하였으며, 그 값이 3 bar를 넘지 않도록 하였다.

Table 2 Equipment setting

	Type	Material	P_in	P_out
Compressor	Reciprocating	SS	1bar	300bar
Cooler	Shell &tube	SS	delta P : 2~3% of P	
Cooling water			2bar	1.5bar
HEX	PCHE	SS	99bar	98bar
Separator	2 phase vertical	SS	Variable of determining Re-liquefaction rate	

엔진의 유량 계산은 다음과 같이 진행하였다. LNG 운반선에는 DFDE 엔진과 MEGI 엔진이 탑재 된다고 가정하였다. DFDE 엔진의 경우 Wartsila 사의 8L34DF 모델을 설정하였다. 엔진의 power와 specific fuel oil consumption(SFOC), BOG의 LHV 값을 통해 계산한 시간당 소모 유량은 아래 식 (14)와 같다.

$$\frac{4000kW \cdot 7671kJ/kWh}{49488kJ/kg} = 620\,kg/h \quad (14)$$

MEGI 엔진의 경우 Man Diesel 사의 5G70 모델을 가정하였으며, 앞서 기술한 DFDE 엔진과 같은 방식으로 시간동 소모 유량을 계산한 결과는 아래 식 (15)와 같다.

$$\frac{12500kW \cdot 6280kJ/kWh}{49488kJ/kg} = 1586\,kg/h \quad (15)$$

최적화를 진행하기에 앞서, 재액화시스템의 capacity를 몇 가지 case로 나누었다. 발생한 BOG에서 DFDE 엔진과 MEGI 엔진의 요구유량을 제외한 후, 재액화시스템으로 재순환하는 유량을 선속별 MEGI 엔진의 요구유량에 따라 총 7가지 case로 나누었다. 그 결과는 아래 Table 3과 같다.

Table 3 Re-liquefaction system capacity case definition

Case no.	Average Velocity (kts)	Fuel consumption (kg/h)	Re-liquefaction SystemCapacity (kg/h)
Case 1	14	1348	1322
Case 2	15	1428	1217
Case 3	16	1507	1112
Case 4	17	1586	1008
Case 5	18	1665	902
Case 6	19	1745	795
Case 7	20	1824	690

가정된 case 별 LNG 손실이 발생하는 시점은 아래 Table 4와 같다. case 1,2,3,4의 경우, capacity가 충분히 크기 때문에 운항시에 손실이 발생하지 않는다. 하지만 case 5,6,7의 경우에는 capacity가 충분히 크지 않아, 운항중에도 LNG 손실이 발생함을 알 수 있다.

Table 4 LNG loss

Operating type	Time (day)	Case 1,2,3	Case 4	Case 5,6,7
Loading	1			
Voyage (laden, 17kts)	12			○
Unloading waiting	0.5	○	○	○
Unloading	1			
Voyage (ballast, 14kts)	14.5			

가정된 각 case 별 최적의 운전 조건을 최적화를 통해 찾아내었다. 최적 운전조건 도출은 최소의 TAC를 갖는 점으로 설정했다. 최적화는 MATLAB을 통해 진행하였으며, 최근 주목받고 있는 Stable Noisy Optimization by Branch and Fit(SNOBFit) 코드로 수행하였다. 각 case별 최적점에서의 TAC 값 비교를 통해 최적 capacity를 도출해내었다.

4. 결과 및 해석

각 case의 최적점은 2 bar, 160K 근방에서 나타났다. 이는 최적화를 진행한 lower boundary 근처로, 압력의 경우 저장탱크로 회수해야 하기에 설정된 2 bar, 온도의 경우 열교환기에서 temperature cross 현상이 일어나지 않는 최소 온도의 근처에서 최적점을 나타내었다. 압력의 경우 높아질수록 separator의 장치비가 상승하여, TAC값의 상승을 불러일으켰다. 열교환기 후단 온도의 경우, 온도가 높을수록 compressor와 cooler의 장치비는 감소하는 경향을 보였지만, 열교환기의 가격이 상승하는 폭이 이에 비해 영향력이 막대하여, 최저점 근처에서 최적의 point가 나타났다.

각 case별 비교를 수행한 결과는 다음과 같다. 평균속도 기준 capacity, 즉 case 4에서 TAC 값이 최소를 나타내었다. case 번호가 작을수록, 즉 capacity가 클수록 AFCI, ITMC 값이 상승하였으며, case 번호가 클수록, 즉 capacity가 작을수록 LNG loss 값이 상승하였다. 이를 통해 최적의 capacity는 평균속도 기준 case임을 알 수 있었다.

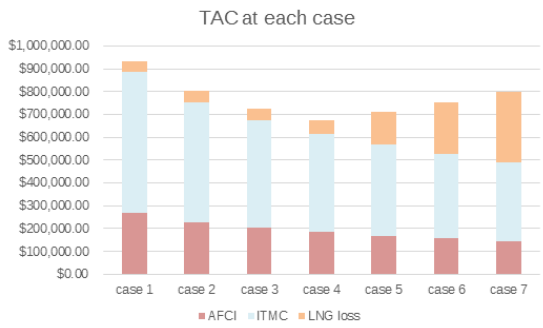


Fig. 3 TAC at each case

5. 결 론

LNG 운반선의 재액화시스템의 최적 설계를 위해, 재액화시스템을 ASPEN HYSYS를 통해 모사하였다. 장치비와 운영비, LNG 손실비용을 계산하여 LNG 운반선 재액화시스템의 연간 운영비용을 최소화 하는 capacity를 찾아내었다. 그 결과, 평균 속도 기준 설계가 연간 운영비용을 최소화하는 결론을 얻을 수 있었다.

참 고 문 헌

[1] ExxonMobil. (2016). The Outlook for Energy: A View to 2040.

[2] Battistelli, A. (2014). Investigation of a Concept for Simultaneous Reliquefaction of Boil-Off-Gas and Vaporization of LNG for Marine Atmospheric LNG Fuel Tanks.

[3] Chang, D., Rhee, T., Nam, K., Chang, K., Lee, D., & Jeong, S. (2008). A study on availability and safety of new propulsion systems for LNG carriers. Reliability Engineering & System Safety, 93, 1877-1885.

[4] Burel, F., Taccani, R., & Zuliani, N. (2013). Improving sustainability of maritime transport through utilization of Liquefied Natural Gas (LNG) for propulsion. Energy, 57, 412-420

[5] Raj, R., Ghandehariun, S., Kumar, A., Geng, J., & Ma, L. (2016). A techno-economic study of shipping LNG to the Asia-Pacific from Western Canada by LNG carrier. Journal of Natural Gas Science and Engineering.

[6] MAN Diesel & Turbo. (2012). ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines: A technical, Operational and Costeffective Solution for Ships fueled by Gas. In M. D. Turbo (Ed.).

[7] Gómez, J. R., Gómez, M. R., Garcia, R. F., & Catoira, A. (2014). On board LNG re-liquefaction technology: a comparative study. Polish Maritime Research, 21, 77-88.

[8] Gerdsmeyer, K., & Isalski, W. (2005). On-board re-liquefaction for LNG ships. In Proc. of the Gas Processors Association Europe Conference, London, May 2005.

[9] Lee, J. C., Choi, D. K., Moon, Y. S., Jung, S. K., & Jung, J. H. (2016). SYSTEM AND METHOD FOR TREATING BOIL-OFF GAS IN SHIP. In: US Patent 20,160,114,876.

[10] A.Aspelund, T.Gundersen, J.Myklebust, M.P.Nowak, A.Tomasgard. (2009). An optimization-simulation model for a simple LNG process.

[11] WARTSILA Engines. (2015). WARTSILA 34DF Product guide.

[12] MAN Diesel & Turbo. (2014). MAN B&W G70ME-C9.6-GI-TII Project guide

[13] Richard Turton, Richard C.Bailie, Wallace B.Whiting, Joseph A.Shaeiwitz, Debangsu Bhattacharyya. (2013). Analysis, synthesis, and design of chemical process.

해양플랜트 개념 설계 단계에서의 화재 폭발 잠재적 위험도 분석 방법론 연구

유원우* · 임영섭*
*서울대학교 조선해양공학과

Potential Fire and Explosion Risk Analysis Study of the Offshore Platform at Conceptual Design Stage

Wonwo You*, Youngsub Lim*

Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea

KEY WORDS: Potential fire and explosion risk 화재 폭발 잠재적 위험도, Risk analysis 위험도 분석, Offshore platform 해양플랜트, Conceptual design stage 개념 설계 단계, Process flow diagram 공정흐름도

ABSTRACT: The offshore platform has been core business in the Korea shipbuilding industry according to offshore resource development due to the growing need for oil and gas energy. It should be taken into account in many aspects for the design of the offshore platform. The safety is one of the key consideration factors among the aspects. Generally, quantified risk assessment (QRA) for the offshore platform is conducted using the commercial tools such as FLACS or KFX at the detail design stage available with P&ID. The notable point of the offshore platform QRA at the detail design stage is that the type of processes and the layout of the offshore platform have been determined. It means that it is difficult to modify the process or the layout to reflect a result of the QRA because the change order lead to make a huge loss in the detail design stage. Therefore, at the conceptual design stage responding flexibly to changing the design with a small loss, the simplified offshore platform QRA, which is possible to identify the potential risk of the offshore platform, should be conducted and the results should be considered for the design to minimize change orders at the next design stages. This paper introduces the simplified offshore platform QRA procedure using process flow diagram (PFD) at the conceptual design stage. This procedure does not require commercial risk analysis tool and it is easy to conduct the analysis in the state of conceptual design stage. Also, as a case study, risk analysis for the liquefaction process of the liquified natural gas – floating, production, storage and offloading (LNG-FPSO) is conducted and the result of the risk analysis is verified through comparing with the result of the commercial tool.

1. 서 론

해양플랜트 산업은 해저의 원유 및 가스 에너지 개발과 함께 국내 조선 업계의 핵심 산업으로 발전되고 있다. 복잡하고 규모가 큰 해양플랜트의 설계는 다양한 고려 사항들이 다루어져야 한다. 그 중에서도 해상에 위치하는 해양플랜트의 특성 상 공간의 제약이 존재하고 인명 탈출이 어렵기 때문에 안전이 매우 강조된다. 따라서 해양플랜트 산업은 해양플랜트의 위험도를 어떻게 다루는지에 많은 시간과 비용이 투자된다.

이와 같은 이유로 해양플랜트의 안전성과 관련된 연구가 활발히 진행되고 있으며 다양한 정량적 위험도 평가(QRA) 방법론들이 제시되고 있다. 대부분의 연구가 물리적 효과를 모델링 할 수 있는 상용 소프트웨어(FLACS, KFX)를 이용하고 있는데 이와 같은 상용 소프트웨어들은 전산 유체 역학(Computational Fluid Dynamics (CFD))에 기반을 두고 있다. 효과적인 전산 유체 역학 툴 사용을 위해서는 상세한 해양플랜트 정보가 필요함에 따라 P&ID 수준의 정보를 요구하게 된다. P&ID 수준의 정보는 상세 설계 단계에 들어가서야 도출이 되는데, 이는 전산 유체 역학 툴을 이용한 정량적 위험도 평가가 상세 설계 단계에서 이루어짐을 의미한다. 상세 설계 단계에서는 해양플랜트의 구역 및 모듈 간의 관계 등이 고려된 레이아웃이 도출된 상태이기 때문에 정량적 위험도 평가 결과에 따른 설계 변경 발생 시 대규모의 설계 변경 가능성이 존재하며 이는 막대한 시간 및 비용 손실을 초래하게 되어 설계에 반영하는데 어려움이 있다.

따라서 상세 설계 단계에서 이루어 질 수 있는 엄밀한 위험도 평가 이전에 설계 초기 단계에서 잠재적 위험도를 파악하고 이를 설계에 반영하는 절차가 필요하다. 실질적인 위험도의 기반이 되는 잠재적 위험도 평가는 공정흐름도 수준 정도의 정보만으로도 수행할 수 있어 개념 설계 단계에서 적용이 가능하다. 개념 설계 단계에서는 상대적으로 설계 변경에 유연하게 대처할 수 있기 때문에 설계 변경이 발생하더라도 시간 및 비용 손실을 최소화할 수 있다.

본 연구에서는 해양플랜트 사고 중 대부분을 차지하는 화재 및 폭발 사고에 대해 개념 설계 단계에서 수행할 수 있는 잠재적 위험도 분석 방법론을 소개하고자 한다. 특히 위험도 평가

소프트웨어를 이용하지 않고 공정 모델링 소프트웨어의 정보를 통해 추가 작업 없이 실시간으로 분석할 수 있게 함으로써 잠재적 위험도 평가 결과에 따른 설계 반영이 효율적으로 이루어지게 하는 것에 목적을 두었다. 끝으로, 본 연구의 사례 연구로써 LNG FPSO의 액화 공정을 선정하여 제시한 화재 및 폭발 잠재적 위험도 분석을 수행하였으며, 연구 결과를 상용 위험도 평가 소프트웨어의 결과와 비교하여 검증하였다.

2. 공정흐름도 모사

해양플랜트 탑사이드의 공정 설계를 위하여 초기 설계 단계에서는 P&ID를 도출하기 위한 공정흐름도가 우선적으로 완성된다. 이 공정흐름도를 바탕으로 공정 모델링 소프트웨어를 이용하여 해당 공정흐름도를 모사하게 된다.

본 연구에서는 해양플랜트 탑사이드의 공정 설계에 일반적으로 이용되는 공정 모델링 소프트웨어인 Aspen HYSYS(Aspen Technology, 2005)를 통해 공정흐름도를 모사하였다. 모델링된 PFD 정보는 엑셀과 연동시켜 사용자가 따로 입력할 필요 없이 값을 바로 불러올 수 있도록 만들었다. 이와 같은 연동과 위험도 분석 관련 추가 정보 기입을 통해 공정흐름도 모사와 동시에 화재 폭발 잠재적 위험도 분석 수행을 가능하게 하여 모사된 공정흐름도에 따른 화재 폭발 잠재적 위험도 결과를 확인할 수 있다.

3. 화재 잠재적 위험도 분석

화재 잠재적 위험도 분석은 Fig. 1의 순서에 따라 최종적으로 열유속(heat flux)를 구하는 것을 목표로 한다(Engelhard, 2005).

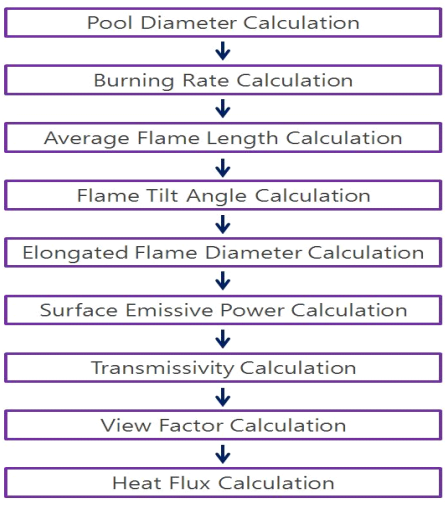


Fig. 1 Potential fire risk analysis procedure

화재의 종류는 Pool fire, Jet fire, Flash fire 등 다양하게 존재하는데 본 연구에서는 Pool fire를 기준으로 잠재적 화재 잠재적 위험도를 분석하기 위해 Fig. 1과 같은 절차가 선택되었다.

따라서 우선적으로 누수로 인해 시작된 화재 발생이 가능한 액체 풀(Liquid pool)의 지름을 구한다. 실제로는 불규칙한 모양의 풀이 형성되지만 이를 원형의 풀로 가정하여 계산한다. 일반적으로 방출된 액체의 부피와 풀의 두께를 통해 간단하게 액체 풀의 지름을 구할 수 있지만 본 연구에서는 보다 엄밀한 액체 풀의 지름 계산을 위하여 연소된 누수 풀 지름(식 (1))을 액체 풀의 지름으로 가정하였다(Spouge, 1999).

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot m''}} \text{ (m)} \tag{1}$$

여기서 Q 는 누수율(release rate)이고 m'' 는 연소율(burning rate, 식 (2) (Burgess, 1974))이다.

$$m'' = \frac{c_8 \times \triangle H_c}{(\triangle H_v + C_p \times (T_b - T_a))} \text{ (kg/(m}^2\text{*s)} \tag{2}$$

여기서 c_8 은 상수항이며, $\triangle H_c$ 는 물체의 끓는점에서의 연소열(Heat of combustion), $\triangle H_v$ 는 물체의 끓는점에서의 증발열(Heat of vaporization), C_p 는 물체의 열용량 (Heat capacity), T_b 는 물체의 끓는점(Boiling temperature), T_a 는 주위 온도(ambient temperature)다.

$\triangle H_c$, $\triangle H_v$, C_p, T_b 와 같은 물체의 특성들은 공정흐름도를 모사한 Aspen HYSYS로부터 데이터를 바로 받아와 계산을 하게 된다. 이후의 절차(Average flame length calculation, Flame tilt angle calculation, Elongated flame diameter calculation, Surface emissive power calculation, Transmissivity calculation, View factor calculation)들은 Yellow book (Engelhard, 2005)에 소개된 절차에 따라 계산이 되고 최종적으로 계산 과정 중의 Surface emissive power SEP_{act}, View factor F_{view}, Transmissivity τ_a 를 통하여 열유속(식 (3))이 계산이 된다.

$$q'' = SEP_{act} \times F_{view} \times \tau_a \text{(J/m}^2\text{*s)} \tag{3}$$

Transmissivity τ_a 의 경우, 식 (4)와 같이 액체의 풀에서 특정 위치 사이의 거리의 함수로 표현이 되는데, 이를 통해 특정 위치에서의 열유속 q'' 또는 특정 열유속 q'' 가 영향을 미치는 거리를 구할 수 있게 되어 해당 시나리오에 대한 화재 잠재적 위험도 분석이 가능하게 된다.

$$\tau_a = 2.02 \times (p_w \times x)^{-0.09} \text{(-)} \tag{4}$$

식 (4)에서 p_w 는 Partial vapour pressure of water며 x 는 액체 풀로부터의 거리를 의미한다.

4. 폭발 잠재적 위험도 분석

폭발 잠재적 위험도 분석은 Fig. 2의 순서에 따라 최종적으로 과압(Overpressure)를 구하는 것을 목표로 한다.

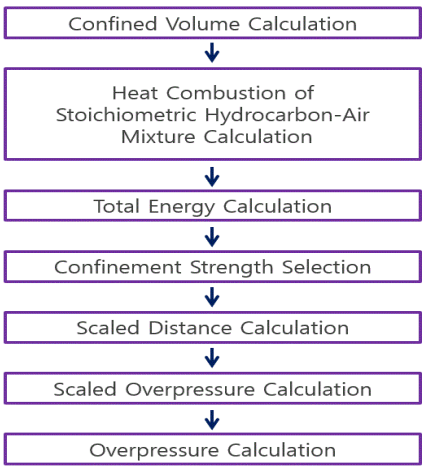


Fig. 2 Potential explosion risk analysis procedure

Confined volume을 구하기 위해서는 Vapour cloud dispersion에 대한 예측이 필요하다. Vapour cloud dispersion 예측은 조밀가스 방출(Dense gas emission)의 확산 측정이 가능한 Britter and McQuaid 모델(Bakkum and Duijm, 2005)을 이용하였다. Britter and McQuaid 모델은 Fig. 3의 곡선에 조밀 가스의 특성값들을 대응시킴으로써 Vapour cloud가 순풍 방향으로 확산된 거리(Downwind distance)를 구할 수 있다.

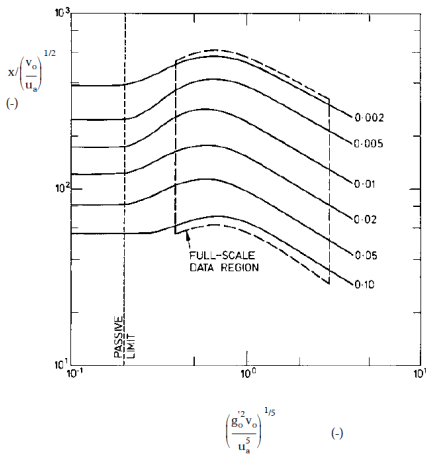


Fig. 3 Britter and McQuaid Model Curve

도출된 확산된 거리와 Bakkum and Duijm 모델에서 제시한 Isoconcentration contour 근사식을 이용하여 Confined volume을 구할 수 있다.

Heat combustion of stoichiometric hydrocarbon-air mixture의 경우 식 (5) (Crowl and Louvar, 2011)를 통해 얻을 수 있다.

$$H_{stoic} = H_c \times \rho \times C \,/\, 100000 (\mathrm{MJ/m3}) \tag{5}$$

식 (5)에서 H_c 는 물체의 Heat of combustion이며, ρ 는 물체의 Mass density, C 는 Vapour cloud의 Concentration이다.

Total energy는 앞서 구한 Confined volume과 Heat combustion of stoichiometric hydrocarbon-air mixture의 곱으로 얻을 수 있다.

다음으로 Scaled distance에 따른 Scaled overpressure를 구하기 위해서는 Confinement strength를 결정할 필요가 있다. 현실적인 현상에 가장 근접한 Confinement strength 값은 일반적으로 7로 알려져 있으며(Crowl and Louvar, 2011) 본 연구에서도 Confinement strength 7 곡선을 이용하였다.

Scaled distance r' 는 식 (6)을 통해 얻을 수 있다.

$$r' = r / \left(\frac{E \times 10^6}{P_a}\right)^{1/3} (-) \tag{6}$$

식 (6)에서 r 은 폭발 지점으로부터의 거리, E 는 Total energy, P_a 는 대기압(Ambient pressure)이다.

폭발 지점으로부터의 거리를 함수로 가지는 Scaled distance에 따른 Scaled overpressure를 Confinement strength 7 곡선에서 찾을 수 있다. 또한 Scaled overpressure에 대기압을 곱해줌으로써 최종적인 특정 위치에서의 폭발 과압을 얻을 수 있게 된다.

5. 사례연구 및 검증

제시한 화재 폭발 잠재적 위험도 분석 절차에 대한 사례연구(Case study)로 Liquified natural gas - floating, production, storage and offloading(LNG-FPSO)에 탑재되는 액화공정을 선택하였다. LNG-FPSO 프로젝트의 액화공정은 일반적으로 이중혼합냉매(Dual mixed refrigerant(DMR))을 사용하고 있어(You et al, 2017) Fig. 4 (Venkatarathnam, 2008)의 이중혼합냉매 공정흐름도를 화재 폭발 잠재적 위험도 분석의 대상 공정으로 선택하였다.

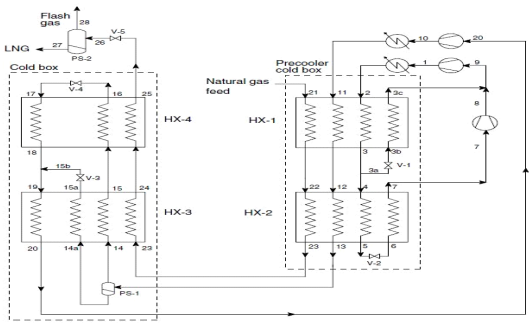


Fig. 4 DMR process with the precooling refrigerant evaporated at different pressure

Fig. 4의 공정흐름도를 바탕으로 Aspen HYSYS를 이용하여 해당 공정을 모델링한 후 최적화를 수행하여 최종적인 공정흐름도의 정보들을 도출하였다.

이를 바탕으로 화재 폭발 잠재적 위험도 분석을 수행하였으며, Table 1은 화재 폭발 잠재적 위험도 분석 결과의 일부로 공정흐름도 상의 선냉각 열교환기(Precooling heat Exchanger)에서 발생하는 시나리오들에 대한 결과를 나타내고 있다.

Table 1 Potential fire and explosion risk result of precooling heat exchanger

Scenario	Potential Fire Risk		Potential Explosion Risk			
	37.5kW/m^2 D(m)	12.5kW/m^2 D(m)	0.35bar D(m)	0.21bar D(m)	0.14bar D(m)	0.02bar D(m)
1.1	5.37	16.13	15.04	21.38	28.20	143.75
1.2	10.20	29.55	33.89	48.16	63.53	323.90
1.3	14.75	41.80	52.08	74.01	97.64	497.79
2.1	7.75	22.50	11.67	16.56	21.83	111.27
2.2	14.65	40.00	25.72	36.55	48.21	245.76
2.3	21.15	55.80	39.84	56.62	74.69	380.79
3.1	1.49	4.95	16.84	23.91	31.55	160.81
3.2	2.82	8.95	36.22	51.47	67.90	346.18
3.3	4.08	12.50	56.15	79.79	105.25	536.63
4.1	6.65	19.95	17.65	25.07	33.07	168.58
4.2	12.58	35.50	38.37	54.52	71.92	366.70
4.3	18.15	49.20	60.61	86.12	113.61	579.26
5.1	0.62	2.22	17.41	24.72	32.61	166.23
5.2	1.18	4.00	36.61	52.01	68.61	349.80
5.3	1.70	5.60	54.16	76.96	101.53	517.62
6.1	4.20	12.95	24.08	34.22	45.14	230.11
6.2	7.97	23.40	52.62	74.77	98.63	502.88
6.3	11.52	32.80	77.17	109.66	144.66	737.57

영향을 미치는 거리를 구하기 위해 기준이 되는 열유속 (37.5 kW/m^2, 12.5 kW/m^2)과 과압(0.35 bar, 0.21 bar, 0.14 bar, 0.02 bar)은 참고문헌(Mannan, 2012)을 기준으로 선정하였다. 결과에서 열교환기의 시나리오에서는 풀 화재에 의한 영향이 크지 않고 과압에 의한 영향이 지배적임을 확인할 수 있었다.

또한, 과압에 대한 본 결과를 PHAST(DNV, 2016) 결과와의 비교를 통해 유사한 경향을 가짐을 확인하였다.

6. 결론

본 연구는 개념 설계 단계에서 잠재적 위험도를 파악하고 이를 설계를 반영하기 위하는데 목적을 두고 이루어졌다. 이를 위해 우선적으로 개념 설계 단계에서 도출되는 PFD를 바탕으로 공정 모델링 소프트웨어를 이용하여 공정을 모사하고 화재 폭발 잠재적 위험도 분석에 필요한 데이터를 확보하였다. 확보한 데이터를 바탕으로 위험도 평가 툴 없이 분석을 수행할 수 있도록 화재 잠재적 위험도 분석과 폭발 잠재적 위험도 분석 절차를 제시하였다. 제시된 절차를 바탕으로 LNG-FPSO에 탑재되는 이중혼합냉매 액화공정을 대상으로 화재 폭발 잠재적 위험도 분석을 수행하고 이를 상용 소프트웨어 결과와 비교 검증하였다. 그 결과, 제시한 절차가 상용 소프트웨어와 비교하여 유사한 경향을 지녀 신뢰도 있는 결과를 도출하였음을 확인할 수 있었다.

제시한 화재 폭발 잠재적 위험도 분석 절차는 사례연구 대상인 이중혼합냉매 액화공정 외의 다양한 공정에도 적용이 가능하다. 따라서 제시한 절차를 바탕으로 개념 설계 단계에서의 해양플랜트 안전성 평가의 기반 자료로 활용될 수 있을 것이다. 개념 설계 단계에서 수행할 수 있는 잠재적 위험도 분석 결과는 설계에 결과 반영에 있어서 설계 변경에 따른 시간 및 비용 손실을 상대적으로 줄일 수 있다. 따라서 대상 공정의 모듈 위치나 모듈 사이의 안전 이격거리 등과 같은 해양플랜트 배치에 있어 효과적인 가이드라인을 제공할 수 있을 것이다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부가 지원하는 해양플랜트 공정 설계 검증을 위해 설계 데이터 상호 응답이 가능한 해저-해상 통합 기본 모델 개발 과제(0457-20160054)의 후원과 서울대학교 창의선도 신진연구자 지원사업의 후원을 받아 수행된 연구결과물의 일부로 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Aspen Technology (2005). “HYSYS - Tutorials & Applications”, Aspen Technology, Inc., USA.

Bakkum, E.A., Duijm, N.J., (2005). “Methods for the calculation of physical effects, Chapter 4 - Vapour cloud dispersion”, Committee for the Prevention of Disasters, Hague.

Burgess, D.S. and Herzberg, M. (1974). “Advances iin thermal engineering”, J. Wiley and Sons, Chichester.

Crowl, D.A., Louvar, J.F. (2011). “Chemical Process Safety, 3rdEdition”.Pearson, Boston.

DNV GL, 2016. “PHAST and PHAST LITE - Tutorial Manual”. DNV GL AS, Norway.

Engelhard, W.F.J.M. (2005). “Methods for the calculation of physical effects, Chapter 6 - Heat flux from fires”, Committee for the Prevention of Disasters, Hague.

Mannan, S. (2012). “LEE’S LOSS PREVENTION IN THE PROCESS INDUSTRIE - HAZARD IDENTIFICATION, ASSESSMENT AND CONTROL, 4THEdition “, Elsevier, Oxford

Spouge, J. (1999). “A Guide to Quantitative Risk Assessment for Offshore Installations”, DNV Technica.

Venkatarathnam, G. (2008). “Cryogenic Mixed Refrigerant Processes”. *Springer*, New York.

You, W., Park, J., Lim, Y. (2017). “Explosion risk analysis on the liquefaction process of LNG-FPSO at the PFD level”, Proc. of the 36th International Conference on Ocean, Offshore & Arctic Engineering, Trondheim, OMAE2017-62163.

불확실성을 고려한 공정위험 및 운전분석(HAZOP) 기법

안준건 · 장대준
한국과학기술원 기계공학과

HAZOP Analysis Considering Process Uncertainty

Junkeon Ahn and Daejun Chang

Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejon, Korea

KEY WORDS: 공정 위험도 분석, 불확실성, 퍼지논리

ABSTRACT: *공정설비에서 위험도 분석의 중요성은 증가하고 있다. 공정설비의 설계단계마다 적절하게 요구되는 위험도 분석 기법들이 있으며, 위험도는 HAZOP 수행으로 얻는다. HAZOP은 운전을 고려한 주어진 사고에 대하여 공정시스템의 안전여부를 확인하는 방법이다. 위험상황은 불확실성을 내포하고 있어 위험도 결정에 영향을 미친다. 불확실성을 다루기 위해 퍼지이론을 도입한다. 퍼지논리의 적용은 고전논리와 달리 다양한 수준의 위험도 제공을 가능하게 한다. 본 연구는 HAZOP에 불확실성을 고려하도록 퍼지논리를 적용한다. 이는 사고 빈도와 결과 심각도를 퍼지화하고 퍼지추론과정과 비퍼지화를 거쳐 위험도를 산출한다.*

1. 서 론

위험도 기반 설계방법론은 공정시스템의 설계에서 중심적인 역할을 한다. 위험도 기반 설계의 개념은 위험요소를 위험도로 나타내어, 이를 예방 또는 저감하는 적절한 수단들을 공정설계에 반영하는 것이다. 안전에 관한 기준 목표를 정립하고, 설계 단계별로 위험도 분석의 적용 결과를 평가하여 그 목표의 달성 여부를 판단한다 (장광필, 장대준, 2013).

위험도 기반 설계방법론은 위험요소 식별, 위험도 분석, 그리고 의사 결정의 3단계로 이루어진다 (장광필, 장대준, 2013). 위험요소는 인명 안전, 재산, 그리고 환경에 위해한 잠재적 상황으로 정의된다 (DNV, 2002). 위험도는 사건의 발생빈도와 그 결과의 조합으로 정의된다. 위험요소 식별 단계는 시스템을 분석하여 내재된 위험요소를 찾아내고 그 원인, 빈도, 영향 및 안전대책을 파악하는 것이다. 위험도 분석 단계는 사고 발생빈도와 피해규모를 이용하여 위험도를 설정하는 것이다. 최종 의사 결정 단계는 현재의 설계를 수용할지, 각 위험도에 따라 어느 대책을 시행할지, 그에 상응하는 위험도가 얼마나 감소하는지를 확인하는 것이다. 대책은 사고 빈도를 줄이거나 피해규모를 줄이는 수단이어야 한다.

위험도 분석에는 여러 가지 방법이 있으며, HAZOP은 위험도 분석 방법 중의 하나이다. HAZOP 은 계획된 공정 운전 조건에서 이탈 발생을 가정하고 그 발생원인을 검토하여 적절한 대책이 구비되어 있는지, 없다면 어떤 대책을 구비해야 하는지를 검토하는 방법이다. HAZOP은 HAZID 이후 단계에서 수행되는 것으로 HAZID 보다 자세한 분석적 기법이다. HAZID에서 미해결된 위험요소들까지 HAZOP에서 다뤄져야 한다. 두 방법은 공통점이 있다. 다수 전문가가 회의(workshop)를 하는 것, 지시어(guidewords)를 활용하는 것, 기존 또는 추가적인 안전 대책이 마련되어야 하는 것 등이다. HAZID는 개념설계를 바탕으로 위험요소를 식별하고, HAZOP은 비이상적인 공정 운전을 가정하고 P&ID 수준의 안전 시스템을 고려한다 (IMO, 2002).

위험도 분석은 불확실성을 수반한다. 이들 불확실성은 그 특징에 따라 aleatory 또는 epistemic 으로 구분된다 (USNRC, 2013). Aleatory는 사고 발생이 임의적임을 의미한다. 분석자는 사고 현상을 설명하기 위해 수학적 모형화를 도입한다. 엄밀하게 말하면, 모형화는 근사화에 관해서만 정확한 결과를 도출해 낸다. 이것은 수학적 모형화의 aleatory 특징을 의미한다. 한편, epistemic은 정보와 변수의 불완전한 것을 말한다. 전문가들은 자신의 경험과 주관적 판단으로 위험도를 결정하게 된다. 최고의 전문가일지라도 언제나 올바른 의사결정을 내리는 것은 불가능하다. 즉, 의사결정의 배경지식에 epistemic 불확실성이 내재됨을 의미하는 것이다.

본 연구는 퍼지이론을 공정 HAZOP에 반영한다. LNG 시험설비를 대상으로, 시스템의 운전 이탈을 가정한다. 지시어를 이용하여 각 사고의 발생빈도 및 피해규모를 정리한다. 이들을 언어적 변수로 도입하여 퍼지모형화를 수행하고, 모든 사고 시나리오에 관한 위험도를 할당한다.

2. 시스템 설명

대상 공정시스템은 LNG 시험설비이다. LNG는 저장탱크에서 2기압의 -165도로 저장된다. 공정은 시험장비의 성능평가를 목

적으로 하여, LNG 저장탱크, 기화기, 드럼 및 극저온 펌프로 구성된다. LNG 드럼 구획은 시스템 운전의 주요 설비이다. Fig. 1은 그 구획을 발췌한 것이다 (Ahn and Chang, 2016).

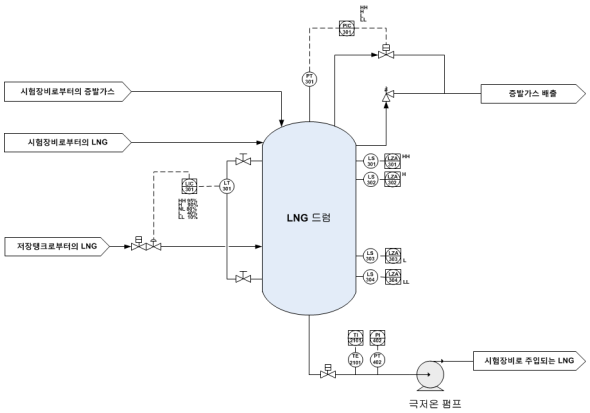


Fig. 1 LNG 드럼 공정구획

위의 공정구획에서는 다양한 위험요소와 피해결과가 존재할 수 있다. 또한, 공정이탈에 따라 적절한 지시어로 사고 현상이 설명된다. 예를 들어, 공정안전밸브(PSV)가 고장나면 드럼 내부의 액위가 상승하는 결과가 초래된다.

3. 퍼지집합론

퍼지이론은 불확실한 상태를 표현하는 수학적 이론이다. Zadeh는 애매한 논리의 숫자 집합을 설명하기 위해 퍼지집합의 사고방식을 도입하였다 (Zadeh, 1965). 부족한 정보와 부정확하고 알려지지 않은 환경 속에서도, 인간은 비정교하고 모호한 논리로 이성적인 판단을 한다는 것에 기초한다. 이는 언어적 표현의 애매함을 정량화하는 것으로써, 근사치나 주관적인 수치를 반영한 규칙을 조합하여 부정확함을 표현하는 규칙기반기법이다 (Dubois and Prade, 2000).

퍼지집합 Q는 전체 집합 U에 대하여 아래와 같이 표현된다.

$$Q=(u,\mu_Q);u\in U,\mu_Q\in[0,1] \quad (1)$$

원소 u의 소속도가 1에 가까울수록 퍼지집합 Q에 속하는 정도가 높다. 퍼지집합 Q가 정규성과 볼록성을 갖으면, 퍼지수라고 불린다. 여기서는 아래 수식으로 표현되는 사다리꼴 퍼지수를 도입한다.

$$\mu_Q=\begin{cases}0, & u<a\\ \dfrac{u-a}{b-a}, & a\le u\le b\\ 1, & b\le u\le c\\ \dfrac{d-u}{d-c}, & c\le u\le d\\ 0, & d<u\end{cases} \quad (2)$$

퍼지모형화는 어떤 현상의 원인과 결과를 규칙화한 것이다. 이 원인과 결과를 입력변수와 출력변수로 나타내고, 두 변수의 관계에 퍼지논리를 적용한다. 퍼지모형화는 퍼지화, 퍼지추론 및 비퍼지화 3단계로 구성된다.

퍼지화는 크리스프값을 퍼지값으로 변환하는 것이다. 이는 언어적 변수를 퍼지수로 표현하는 것을 말한다. 여기서는 퍼지수를 결정하는데 Dubois and Prade가 채택한 방법을 활용한다.

퍼지추론과정은 IF-THEN 문장으로 결론을 이끌어낸다. 현상의 입력변수와 출력변수를 조합한 IF-THEN 문장을 생성하여 결론을 도출해내는 것이다. 다수의 문장들을 바탕으로 Mamdani 산술과정을 거쳐 퍼지출력을 얻는다. 각 문장들의 퍼지출력들을 종합하여 최종퍼지출력이 계산된다.

비퍼지화는 최종퍼지출력을 크리스프값으로 변환하는 것이다. 최정퍼지출력은 중심법(center of gravity method)으로 구해진다.

4. 불확실성을 반영한 HAZOP

HAZOP 과정에서 퍼지집합론은 불확실성을 취급하는데 이용된다. 공정 이탈에 대한 사고 빈도와 피해결과를 퍼지모형화로 도출한다.

Tables 1과 2는 사고 빈도와 피해결과 범주를 정리한 것이다. 사고 빈도가 occasional이면, 사고 빈도는 0.001 ~ 0.01 구간에 해당된다. 피해규모에 대해서도 동일하게 구간을 선정한다.

Table 1 사고 빈도 범주

수치 지표	언어적 변수	사고 빈도
1	Improbable	10^{-6} 이하
2	Remote	10^{-3} ~ 10^{-6}
3	Occasional	10^{-2} ~ 10^{-3}
4	Probable	10^{-1} ~ 10^{-2}
5	Frequent	10^{-1} 이상

Table 2 피해규모 범주

수치 지표	언어적 변수
1	Negligible
2	Marginal
3	Moderate
4	Critical
5	Catastrophic

퍼지화된 두 변수들의 범주를 모두 반영하여 IF-THEN 규칙들을 생성한다. 아래는 퍼지수를 이용한 대표적인 규칙들을 나타낸다.

- IF 사고빈도 = Occasional, 피해규모=Critical, 위험도 =ALARP
- IF 사고빈도 = Probable, 피해규모=Catastastrophic, 위험도 =Unacceptable

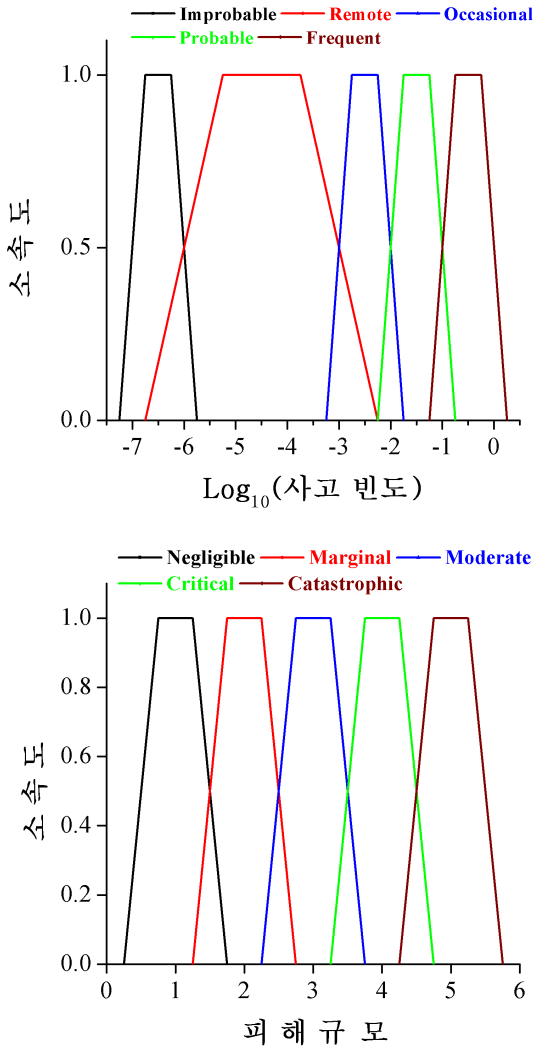


Fig. 2 사고빈도 및 피해규모에 관한 퍼지수

4. 모형시험 결과 및 해석

Table 3은 지시어를 활용한 기존 HAZOP과 불확실성을 반영한 HAZOP 결과를 나타낸다. 이는 사고의 원인과 결과에 대하여 인명, 재산, 그리고 환경에 미치는 영향을 고려하여 가장 큰 위험도를 도출한 것이다.

Table 3 기존 및 불확실성을 반영한 HAZOP 결과

지시어	기존 방식			불확실성 반영한 방식		
	사고빈도	피해규모	위험도	사고빈도	피해규모	위험도
No flow	5	3	15	-0.99	3	12
L;ess flow	5	3	15	-0.99	3	12
High temp.	4	4	16	-1.35	4	13

불확실성을 반영한 HAZOP은 동일한 위험요소에 관하여 기존 HAZOP보다 대체로 낮은 위험도들을 제시한다. 과도하게 추산된 위험도는 이후에 수행될 위험도 분석 과정에 영향을 미친다. 이는 더 보수적인 안전계층의 도입과 비용 상승의 원인으로 작용할 것이다.

5. 결 론

본 연구는 공정 위험도를 분석하는데 불확실성을 반영하였다. 이는 불확실성 취급에 퍼지논리를 도입하여, 언어적 변수의 애매모호함을 퍼지수로 정량화하고 다양한 범위의 위험도를 산출해낸다. 변수들의 조합으로 25개의 퍼지규칙이 생성되었으며, Mamdani 연산으로 위험도를 획득하였다.

동일한 공정시스템에 두 가지 HAZOP을 수행하였다. 8개의 지시어로 공정이탈을 설정하고, 위험도가 어떻게 달라지는지 평가되었다.

사다리꼴퍼지수 이외에 다른 유형의 퍼지수를 도입할 경우, 위험도평가기준이 달라질 것이다. 다양한 퍼지수의 유형과 퍼지구간의 결정 방법들을 비교한 비교연구가 필요하다.

참 고 문 헌

장광필, 장대준 (2013). 해양플랜트 공정 및 안전설계, 동명사, 파주.

Ahn, Junkeon and Chang, Daejun (2016). "Fuzzy-based HAZOP study for process industry", Journal of Hazardous Materials, Vol 317, pp 303-311.

DNV (2002). Marine risk assessment - Offshore Technology Report, 2001/063.

Dubois, D. and Prade, H. (2000). Fundamentals of Fuzzy Sets, Springer, Berlin.

IMO (2002). Guidelines for Formal Safety Assessment for Use in the IMO Rule-Making Process.

Kureghian, A.D. and Ditlevsen, O. (2009). "Aleatory or epistemic? Does it matter?", Structural Safety, Vol 32, pp 105-112..

USNRC (2013). Guidance of the Treatment of Uncertainties Associated with PRAs in Risk-Informed Decisionmaking, NUREG-855.

Zadeh, L.A. (1965). "Fuzzy sets", Int. Contr., Vol 8, pp 338-353.

안전성을 고려한 공정설계의 비교 평가 방법에 관한 연구

노일용* · 장대준*
*한국과학기술원 기계공학과

Comparative evaluation method for process plant design considering safety

Yeelyong Noh* and Dajun Chang*
*Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejon, Korea

KEY WORDS: Safety 안전성, Economics 경제성, Risk assessment 위험도 평가 , Process design 공정 설계

ABSTRACT: 공정 설계는 여러 설계 대안들에 대하여 효율성, 경제성 및 안전성 등에 관한 비교 평가를 통해 최적 설계 대안을 제시하는 것을 목표로 한다. 공정의 효율을 높이기 위한 설계는 설계 초기 단계에서 위험 요소 (Hazard) 를 제거하거나 줄이는 것을 목표로 하는 본질적 안전 설계 원칙과 충돌하는 경우가 자주 발생한다. 본 연구는 안전성을 공정 플랜트 설계의 비교 평가에 반영하기 위한 방법을 제안하였다. 공정의 효율과 경제적 측면을 비교 평가 할 수 있는 경제성 분석 방법에 안전성을 반영하기 위하여 안전 투자비용을 고려하였다. 각 설계 대안이 가지는 위험도 (Risk)를 정량적으로 추산하고 이 위험도를 합리적으로 실현 가능하게 최대한 낮추는데 필요한 경제적 비용을 안전 투자비용으로 정의하였다. 사례 연구로써 LNG 부유식 가스 저장 및 재기화 설비 (Floating, Storage, Regasification Unit, FSRU)에서 증발 가스 (Boil-off Gas, BOG)를 연료로 사용하는 가스 터빈의 폐열을 열원 (Heat source)으로, LNG 재기화 공정에서 LNG 냉열을 열 흡수원 (Heat sink)으로 이용하는 랭킨 사이클 (Rankine cycle)의 작동 유체 선택에 관한 연구를 수행하였다.

1. 서 론

석유 및 가스 산업의 사고 사례에서 볼 수 있듯이 한 번의 사고로 인해 막대한 인명 및 재산 피해가 발생하므로 안전은 가장 중요한 설계 요소 중 하나이다. 공정의 안전성은 본질적 안전 설계 방법과 안전 시스템을 통하여 달성할 수 있다.

전통적으로 공정의 안전은 위험요소를 전체 설계 과정에 거쳐 다양한 방법 (HAZID, HAZOP, QRA, etc.)으로 파악하고 추가적인 안전 시스템을 설치하여 위험요소에 의한 사고를 예방 및 완화하는 방식으로 달성하였다.

위험도가 높은 설계는 안전 시스템에 대한 과도한 투자를 발생시키고 설계 단계에서 지속적으로 문제를 일으킨다. 따라서 설계 초기 단계에서 위험요소 (Hazard)를 제거하거나 줄이는 본질적 안전 설계 방법을 적용하여 효율적으로 공정의 안정성을 확보하는 것이 중요하다.

본질적 안전 설계 방법은 다음과 같은 원칙을 따른다. a) 위험물질 (Hazardous material)의 양 최소화 ('Minimize'), b) 위험물질을 위험하지 않는 물질로 대체 ('Substitute'), c) 위험요소로 인한 피해를 완화시키는 설계 ('Moderate') d) 불필요한 복잡성 제거 ('Simplicity') (Frank Lees, 2012).

본질적 안전 설계를 통한 위험 요소 회피와 추가적인 안전 시스템을 통한 위험도 감소 방안에 대한 기존의 연구는 설계의 안전성을 효과적으로 달성하는 것을 목표로 한다. 하지만, 이러한 안전성을 높이는 설계는 공정의 효율성이나 경제적 측면과 상충할 수 있다. 일반적으로 냉동 사이클이나 발전 사이클의 작동 유체의 경우 가연성이나 독성 물질이 위험성은 크지만, 효율과 경제적인 측면에서 훨씬 유리하다.

본 연구에서는 설계 대안들이 가지는 위험도를 효율 및 경제성 측면과 함께 종합적으로 판단하기 위해 위험도를 정량적으로 평가하고 위험도 허용 기준 원칙을 고려하여 설계를 안전하게 하는데 필요한 위험도 기반 합리적 안전 투자비용을 제안한다.

2. 안전 투자 비용

2.1 위험도 허용 기준

안전성을 평가하기 위한 일반적인 위험도 허용 기준은 위험을 '합리적으로 실행 가능한 최대한 낮게' (As low as reasonably practicable, ALARP) 라는 원칙을 따른다.

개인 위험도 (Individual risk)에 대한 위험도 허용 기준은 Fig. 1 과 같다. 위험도 기준은 전체 플랜트의 공정 및 비공정 위험도에 대해 적용하는 것이므로 설계 대안의 공정에 대한 초기 위험도는 최대 위험도 허용 기준 보다 낮아야 한다.

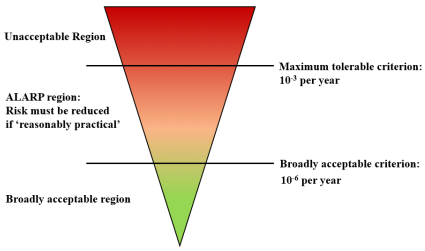


Fig. 1 Typical individual risk acceptance criteria

Table 1 Lethality of fire and explosion

Lethality, %	1	50	90
Probit	2.67	5.00	6.28
Thermal radiation, kW/m^2 (t=60s)	8.0	15.8	23.0
Peak pressure, barg	0.17	0.91	2.32

2.2 안전 투자 비용 추정

'합리적으로 실행 가능한 최대한 낮게' 원칙에 따라 위험도를 줄이기 위해서 안전에 투자하는 비용과 이익 (위험도 감소)에 대한 비용 편익 분석 (Cost-benefit analysis)이 필요하다. 안전에 대한 투자가 이익인 위험도 감소와 비교하여 현격하게 불균형 (Grossly disproportion)하지 않는다면 안전에 대한 투자는 합리적으로 실행 가능한 투자로 여겨지고 이는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다 (Reniers and Erp, 2016). 따라서, 식 (1)로부터 합리적으로 실행 가능한 최대 안전 투자 금액을 위험도 감소와 DF에 의해 얻을 수 있다.

$$\frac{Costs}{Benefits} \leq Disproportion\,Factor\,(DF) \tag{1}$$

안전에 대한 투자로 얻는 이익인 위험도 감소는 보통 사망자수의 감소로 표현되고, 이를 금전적 단위로 변환하는 것이 필요하다. 사망에 대한 금전적 가치로서 'Value of statistical life (VoSL)' 또는 'Value of preventing a fatality (VPF)' 로 표현되며, IMO 에서 $3 million 값을 제안하였다 (IMO, 2007).

DF는 위험도를 기반으로 결정되며 Goose에 의해 제안된 식 (2)를 통해 계산 할 수 있다 (Goose, 2006).

$$DF = \log(N_{av}) \times \log(10^5 \times EV) \times \log(\frac{N_{\max}}{N_{av}}) + 3 \tag{2}$$

여기서 N_{av}, EV, $N_{\max}$ 는 사고 당 평균 사망자수, 연간 평균 사망자수와 한 사고의 최대 사망자수를 각각 나타낸다.

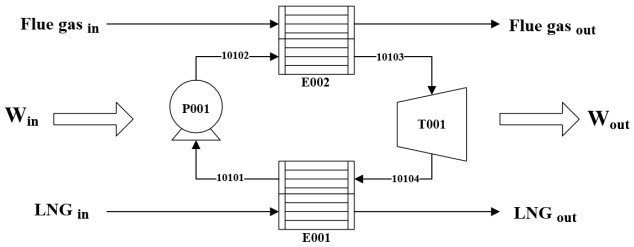
3. 정량적 위험도 추산

정량적 위험도 평가 (Quantitative risk assessment, QRA)는 사고 발생 빈도와 피해 규모를 추산으로 이루어진다. 사고 위험도를 표현하는 여러 방법 중 'Potential loss of life (PLL)'은 식 (3)과 같이 표현된다.

$$PLL = \sum_j (F_j \cdot C_j) \tag{3}$$

여기서 F_j 와 C_j는 사고 시나리오 j에 대한 연간 사고 발생 빈도와 예측되는 사망자수를 각각 나타낸다.

Fig. 2 Schematic of Rankine cycle



사고 발생 빈도는 사건 수 분석 (Event tree analysis) 방법에 의하여 얻어진다. 초기 사건을 일반적으로 장비 및 배관에서의 누출로 가정할 수 있고 누출 빈도에 초기 점화 또는 지연 점화 확률을 고려하여 화재 및 폭발 빈도를 추산 할 수 있다.

사고에 의한 피해를 산정하기 위해서는 먼저 사고의 물리적 영향에 대한 취약성 (Vulnerability) 을 정의하여야 한다. 화재 및 폭발에 대한 사람의 취약성은 각각 식 (4)와 식 (5) 같은 프로빗 (Probit) 함수로 나타낼 수 있다. 계산된 프로빗 값은 Finney 표를 통해 치사율로 변환 되고 Table 1 과 같이 정리 할 수 있다.

$$\Pr = -14.9 + 2.56\ln(I^{4/3}t) \tag{4}$$

$$\Pr = 5.13 + 1.37\ln(P^{\circ}) \tag{5}$$

여기서 I 와 t는 복사열 (kW/m^2)과 노출 시간 (seconds)을 각각 나타내고, P° 는 폭발 과압 (barg)을 나타낸다.

4. 사례 연구

액화 천연가스 부유식 가스 저장 및 재기화 설비 (LNG floating, storage, regasification unit, LNG FSRU)에서 증발 가스 (Boil-off Gas, BOG)를 연료로 사용하는 가스 터빈의 폐열을 열원 (Heat source)으로, LNG 재기화 공정에서 LNG 냉열을 열흡수원 (Heat sink)으로 이용하는 랭킨 사이클 (Rankine cycle)에 대한 사례 연구를 수행하였다. Fig. 2와 같이 랭킨 사이클을 나타낼 수 있고 작동유체로 프로판을 사용할 경우 위험도 추산과 안전 투자 비용을 산정하였다.

사고 발생 빈도를 추산하기 위해 먼저 누출 빈도를 산정하였다. OGP 자료를 바탕으로 장비에 대한 누출 빈도는 Table 2와 같다 (OGP, 2010). 각 장비의 누출 빈도에는 장비로 들어오는 스트림 라인에 대한 누출빈도를 포함한다.

점화 확률에 대한 다양한 모델 중 본 연구에서는 Cox 모델을 사용하였다 (Cox, 1990). 초기 누출 속도 (Leak rate) 와 상 (phase) 에 따라 초기 점화와 지연 점화 확률이 결정되고 각 사고 시나리오에 대한 발생 빈도는 Table 3과 같다.

Table 2 Leak frequency with hole size

Hole diameter(mm)		Leak frequency (10^{-3} per year)			
Range	Nominal	P001	E002	T001	E001
1 - 10	5	8.90	5.70	11.30	6.60
10 - 50	30	0.84	0.86	1.25	0.96
50 - 150	100	0.21	0.34	0.37	0.40

Table 3 Accident frequency

Case		Frequency (10-3peryear)			
HD (mm)	Scenario	P003	E002	T002	E001
5	Fire	0.016	0.035	0.032	0.001
	Explosion	0.136	0.278	0.328	0.035
	No effect	8.743	5.388	10.94	6.564
30	Fire	0.006	0.021	0.036	0.002
	Explosion	0.050	0.163	0.142	0.020
	No effect	0.783	0.672	1.071	0.937
100	Fire	0.004	0.023	0.050	0.003
	Explosion	0.032	0.173	0.106	0.021
	No effect	0.177	0.167	0.216	0.375

사고 피해를 산정하기 위하여 널리 사용되는 상업용 툴인 DNV Phast를 사용하여 화재 및 폭발로 인한 피해를 추산하였다. Phast 시뮬레이션을 통하여 Fig.3 과 같이 물리적 영향의 수준 별 영역을 얻을 수 있다. 이 결과를 바탕으로 사고 시나리오별 사망자수를 추정하면 Table 4와 같다.

사고 발생 빈도와 피해 규모의 계산 결과를 통해 PLL은 6.4×10^{-3} fatalities per year 로 추산되고 DF 값은 4.8로 산정되었다. 안전 수단을 통한 위험도 감소는 잔여 위험도가 작을 경우 초기 위험도와 같다고 가정 할 수 있다. 따라서, 랭킨 사이클에 대한 합리적으로 실행 가능한 최대 안전 투자 금액은 $\$9.2\times10^{4}$ per year 로 추산된다.

5. 결 론

본 연구에서는 설계 대안이 가지는 위험도를 정량적으로 추산하고 위험도를 기반으로 안전 설계 원칙과 안전에 대한 경제성을 고려한 안전 투자 비용을 제안하였다. 안전 투자 비용을 기존의 경제성 평가에 반영함으로써 설계 대안들의 비교 평가 시 경제성과 안정성을 종합적으로 고려하여 최적의 설계 대안을 선택 할 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 국토교통부 LNG 플랜트사업단의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

Fig. 3 Contours of physical impact levels using Phast software

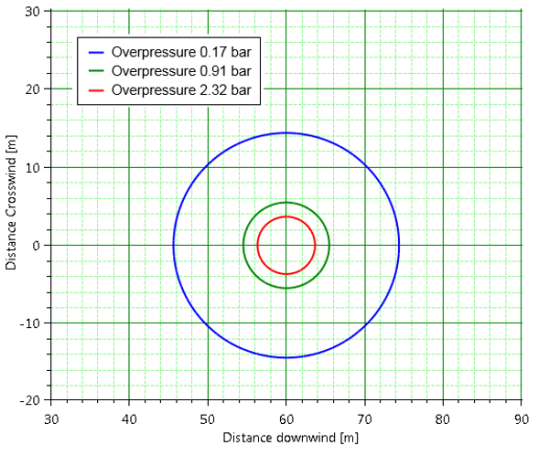


Table 4 Number of fatalities

Case		Fatality			
HD (mm)	Scenario	P003	E002	T002	E001
5	Fire	1.0	2.0	1.0	0.0
	Explosion	0.0	1.0	0.0	0.0
	No effect	0.0	0.0	0.0	0.0
30	Fire	5.0	38.0	4.0	1.0
	Explosion	2.0	1.0	1.0	0.0
	No effect	0.0	0.0	0.0	0.0
100	Fire	15.0	50.0	44.0	2.0
	Explosion	1.0	1.0	1.0	1.0
	No effect	0.0	0.0	0.0	0.0

참 고 문 헌

A.W. Cox, F.P. Lees and M.L. Ang (1990). Classification of Hazardous Locations.

Frank Lees (2012). “Chapter 32 Inherently Safer Design”, Lee’s Loss Prevention in the Process Industries, 4th ed., Butterworth-Heinemann, Oxford.

Genserik L.L. Reniers and H.R. Noël Van Erp Safety (2016). Operational safety economics. JohnWiley & Sons.

M.H Goose (2006). Gross disproportion, step by step-a possible approach to evaluating additional measures at COMAH sites. Inst Chem Eng Symp Ser No 151.

IMO (2007). Guidelines for Formal Safety Assessment (FSA) for use in the IMO rule-making. Vol MSC83/INF.

OGP (2010). Process Release Frequencies. Int Assoc Oil Gas Prod.

해양 CCS에서 액체 이산화탄소 주입공정의 에너지 절감 방안

민일홍 · 허철(한국해양대학교)

Energy Saving Method of Liquid CO2 Injection Process in Offshore CCS

Il-Hong Min, Cheol Huh(Korea Maritime and Ocean University)

해양 CCS(Carbon Capture & Storage)는 온실가스 감축을 위한 대안으로서, 대규모 화력발전소나 제철소에서 배출되는 CO2를 포집하여 해양 지중에 위치한 대수층이나 고갈 유-가스전에 주입하는 기술이다. 포집된 CO2가 해양 지중 저장소까지 경제적으로 운송되고 주입될 수 있도록 상세한 분석이 수행되어야 한다. 본 연구에서는 CO2 운송 및 주입시스템을 해저파이프라인, 라이저, 해양플랫폼의 탑사이드, 주입정으로 나누어 수치모델을 설계하였다. 그리고 해수 온도
와 같은 계절적인 환경변화의 영향과 CO2 누적에 따른 저장소의 압력 변동의 영향을 고려하여 CO2 운송 및 주입시스템에 대한 분석이 수행 되었다. 분석 결과는 운용 기간 동안 안정적인 주입을 위해 해양플랫폼에서 세심한 상 변환 제어가 필요하다는 것을 보여주었다. 기존의 CO2 상 변환공정은 가열만을 이용하기 때문에 증발잠열에 의한 많은 양의 에너지 소비가 요구된다. 본 연구에서는 이를 개선하고자 분리기, 해수열원, 압축기 배출열원을 이용한 새로운 CO2 가열공정을 제안 하였다. 해양플랫폼에 요구되는 에너지 면에서 기존공정과 제안된 공정을 비교분석 하였을 때, 제안된 공정은 기존공정보다 14~19 % 더 효율적 이였다. 또한 주요 설계변수가 얻어졌으며, 변수 연구를 통한 운전조건의 범위가 제안되었다.

Offshore CCS (Carbon Capture & Storage) is an alternative to greenhouse gas reduction, which captures CO2 from large-scale thermal power plants or steelworks and injects them into aquifers or depleted oil-gas fields located in the offshore. A detailed analysis should be carried out to ensure that the captured CO2 can be transported and injected economically into the offshore geological storage facilities. In this study, numerical model was designed by dividing CO2 transportation and injection system into subsea pipeline, riser, topside of offshore platform, and injection well. An analysis of the CO2 transport and injection system was carried out considering the effects of seasonal environmental changes such as seawater temperature and the effect of pressure increase on storage due to CO2 accumulation. The results of the analysis showed that careful phase change control is required on the offshore platform for stable injection during operation. Since the existing CO2 phase change process uses only heating, a large amount of energy consumption due to latent heat of evaporation is required. In this study, a new CO2 heating process using separator, seawater heat source, and compressor discharge heat source was proposed to improve energy consumtion. The proposed process was 14 ~ 19% more efficient when comparing the existing process with the proposed process in terms of the energy required for offshore platform. Key design prameters were obtained and range of operating conditions through parametric studies was proposed.

KEY WORDS: Carbon Captuer & Storage 탄소 포집 및 저장, CO2 injection process CO2 주입 공정, CO2 phase change control CO2 상변환 제어, Energy saving 에너지 절감, Design variable 설계변수

이 발표논문집은 2017년도 정부재원(과학기술진흥기금 및 복권기금)으로
한국과학기술단체총연합회의 지원을 받아 발간되었음
This work was supported by the Korean Federation of
Science and Technology Societies(KOFST) Grant funded by the Korean Government.