

대한조선학회 특별논문집

2023년 9월 30일

September 30, 2023

Special Issue of the Society of Naval Architects of Korea
www.snak.or.kr



大韓造船學會

대한조선학회 임원

회 장	이 신 형 / 서울대학교
부 회 장	이 건 철 / 국방과학연구소
	안 병 권 / 충남대학교
	이 동 연 / 삼성중공업(주)
총무이사	우 중 훈 / 서울대학교
	김 진 환 / 한국과학기술원
기획이사	박 준 수 / 경남대학교
	우 일 국 / 한화오션(주)
	노 재 규 / 군산대학교
재무이사	류 철 호 / 인하공업전문대학
	박 종 용 / 부경대학교
사업이사	백 광 준 / 인하대학교
	차 주 환 / 목포대학교
	이 현 호 / HD현대중공업(주)
편집이사	박 영 호 / 창원대학교
	송 진 섭 / 한국기계연구원
	이 동 건 / 목포해양대학교
	백 부 근 / 선박해양플랜트연구소
	박 선 호 / 한국해양대학교
국제이사	박 현 / 부산대학교
	이 재 용 / 동의대학교
기술이사	황 인 하 / 해군
	오 민 재 / 울산대학교
홍보이사	정 석 주 / 한국조선해양플랜트협회
	안 규 백 / 조선대학교
감 사	정 준 모 / 인하대학교
	김 대 현 / (사)한국선급

특별논문집 편집위원회

편집위원	이 환 식 / 회장, HD현대중공업(주)
	선 인 규 / 부회장, 삼성중공업(주)
실무위원	김 한 영 / 총무, HD현대중공업(주)
	도 현 제 / HD현대중공업(주)
	배 원 석 / 한화오션(주)
	백 준 명 / 삼성중공업(주)
	강 덕 조 / 케이조선(주)
	박 희 윤 / 케이조선(주)
	김 영 찬 / (주)현대미포조선
	송 인 수 / 현대삼호중공업(주)

대한조선학회 특별논문집

발 행 2023년 9월 30일
발 행 인 이 신 형
편 집 인 안 병 권
발 행 소 사단법인 대한조선학회
(06130) 서울특별시 강남구 테헤란로 7길 22 (역삼동) 과학기술회관 1관 606호
TEL : (02)3452-2370, 2371 FAX : (02)554-1006
E-mail : editor@snak.or.kr
온 라 인 수협은행 1010-1195-3920(대한조선학회)
지 로 번 호 7510658

내 용

운송선을 이용한 대형 선체 구조물(FPU Hull)의 Load-out/Float-off 사례 김진호·이상열·김경환	1
Snip-End 보강재와 주변 구조에 대한 구조강도 특성 고찰 손영주·최지훈·김정택	7
열 수축을 고려한 Type C 액화 수소 저장탱크의 단열 시스템 설계 조태민·박태운·김성규·전상익·방창선	11
컨테이너 낙하에 따른 해치 코밍과 LNG 연료 배관의 구조 안전성 평가 박주신·유승수·이동연	18
선체 표면 조도에 따른 선속 영향 평가 김동섭	26
Aframax Tanker 상세구조해석 사례 고찰 변수환·남형주·이규호	32
진동 성능을 고려한 라이팅 포스트(Lighting Post) 최적 설계 이상훈·전병재·권오욱·이광일	42
도면 QR코드를 활용한 직관적 설계정보 전달 체계 구축 박태석·권오욱·박정철·전재민	47
ROPAX 선형의 Bow Thruster 위치, 사이즈 변경에 따른 저항 성능 평가 이윤재·김영우·임춘규·정이호·김찬일	54
LNG Dual Fuel C-Type Tank Testing 시 폭발 가정 Safety Plan 작성 이승훈·강용구·이재규	58
Mach 수 상사를 이용한 모형 복합재료 프로펠러의 단독 성능에 대한 수치적 연구 김성훈·이형석	64
피로 균열 강도 및 BOG 축압을 고려한 IMO Type C 액화수소탱크의 최적 설계 압력 고찰 남강수·김태준	70

CONTENTS

- 1 Case of Load-out and Float-off for FPU Hull by Heavy Transport Vessel (HTV)
Jin-ho Kim·Sang-yeol Lee·Gyung-hwan Kim
- 7 A Study on Structural Strength Characteristic between Snip-End Stiffener and Adjacent Structure
Yung-Ju Son·Jee-Hoon Choi·Jeong-Taek Kim
- 11 Insulation System Design of Type C Liquefied Hydrogen Tank Considering Thermal Contraction
Tae-Min Cho·Tae-Yoon Park·Sung-Gyu Kim·Sang-Ik Jeon·Chang-Seon Bang
- 18 Estimation of the Structural Safety between Hatch Coaming and LNG Fuel-Piping under Container Drop
Joo-Shin Park·Seung-Su Yu·Dong-Yeon Lee
- 26 Evaluation of the Effect of Vessel Speed on the Roughness of the Hull Surface
Dong-sup Kim
- 32 The Study of Fine Mesh Analysis for Aframax Tanker
Soo-Hwan Byun·Hyung-Ju Nam·Kyu-Ho Lee
- 42 Optimal Design of Lighting Posts Considering Vibration Performance
Sang-Hun Yi·Byung-Jae Jeon·Oh-Wook Kwon·Kwang-Il Lee
- 47 Establishment of Intuitive Design Information Delivery System Using QR Code in Drawing
Tae Suk Park·Oh Uk Kwon·Jung Chul Park·Jae Min Jeon
- 54 An Optimization Study on the Bow Thruster Configuration for RoPax Vessel
Yoon Jae Lee·Young Woo Kim·Choon Gyu Lim·Yi Hyo Chung·Chan il Kim
- 58 Preparation a Safety Plan Assuming an Explosion During Tank Test for Type-C LNG Dual Fuel Tank
Seung-Hun Lee·Yong-Gu Kang·Jae-Kyoo Lee
- 64 A Numerical Study on Propeller Open-Water Characteristics of Model-Scaled Composite Propellers Using Mach Number Scaling Method
Sunghoon Kim·Hyoungsuk Lee
- 70 Study on the Optimum Design Pressure of IMO Type C Liquefied Hydrogen Tank Considering Fracture Mechanics and Boil off Gas Accumulation
Kang Su Nam·Tae Jun Kim

운송선을 이용한 대형 선체 구조물(FPU Hull)의 Load-out/Float-off 사례

김진호^{1,†}·이상열¹·김경환²
한화오션(주) 해양구조/종합설계팀¹
한화에어로스페이스 인사전략실²

Case of Load-out and Float-off for FPU Hull by Heavy Transport Vessel (HTV)

Jin-ho Kim^{1,†}·Sang-yeol Lee¹·Gyung-hwan Kim²
Offshore Structure/Naval Architecture Engineering Team, Hanwha Ocean Co., Ltd.¹
HR Strategy Office, Hanwha Aerospace²

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Hull of ship or offshore floating unit is generally built in dry dock. In case there are some restrictions to build hull in dry dock, it is built on the grounds designated for construction as alternative. After hull is as complete as possible, hull is launched through load-out and float-off. Both marine operations need careful considerations because the incorrect operation may lead to the damaged hull or human casualty. In order to prevent them from happening, it is necessary for heavy transport vessel to evaluate its stability and operational capacity during load-out and float-off. This paper introduces the check points and requirements of the relative standard based on Hanwha Ocean's valuable experience.

Keywords : Heavy transport vessel(HTV, 대형 운송선), Load-out(로드 아웃), Float-off(플로트 오프)

1. 서론

일반적으로 대형 조선소에서는 건조 도크(dry dock)에서 선박 및 해양구조물의 선체(hull)를 건조한다. 건조가 거의 완료되면 도크 내에 해수를 주입하여 선체의 자체 부력(buoyancy)으로 물에 뜨게 하는 진수(launching) 방법을 적용, 선체를 도크 밖으로 이동시킨다. 그러나, 도크 일정 및 배치(batch) 등으로 도크 내 건조가 어렵다고 판단된 경우, 육상 건조 공법을 선택함으로써 문제점을 극복할 수 있을 뿐만 아니라, 연간 건조 능력을 유지 및 향상시킬 수 있다.

육상 건조 공법은 다음의 일련의 과정을 통해 수행된다. 육상에서 건조한 선체를 인벽에 계류된 진수용 바지(launching barge) 및 운송선(heavy transport vessel, HTV)에 선적 후, 바지 및 운송선이 사전에 계획된 진수 해역으로 이동한다. 투묘(anchor) 이후 바지 및 운송선을 계획 흘수(draft)까지 가라 앉혀 선체가 안전하게 진수 되도록 한다. 이 과정에서 바지 및 운송선에 선적하는 로드 아웃(load-out)과 바지 및 운송선을 가라 앉혀 진수하는 플로트 오프

(float-off)는 고도의 기술과 세심한 주의가 필요하다. 로드 아웃과 플로트 오프 시 바지 및 운송선의 흘수 및 종강도 유지를 위해 해수의 주입 또는 배출이 필요한데, 자칫 잘못된 운용은 과도한 트림(trim)이나 횡경사를 유발하여 인명 사고 및 자산의 손상과 같은 막대한 피해로 이어질 수 있기 때문이다. 이를 사전에 예방하는 차원에서, 로드 아웃과 플로트 오프 과정 동안 바지 및 운송선이 충분한 복원성(stability)과 운용 능력(operational capacity)을 가지고 있는지 검토가 필요하다.

본 논문에서는 당사 실적 프로젝트의 사례를 통해, 로드 아웃과 플로트 오프 수행 전 설계 관점에서의 검토 항목과 관련 규정의 요구사항에 대해 소개하고자 한다.

2. 대상 선체 구조물 및 운송선 개요

육상 건조 공법이 적용된 대상은 부유식 원유 생산 설비(floating production unit, FPU)의 선체 구조물로서 경하 중량(lightweight)은 약 19,000톤이며, 주요 제원은 Table 1과 같다.

[†] 교신저자 : 김진호, tanmaryuji@hanwha.com



Fig. 1 FPU hull constructed by Hanwha Ocean

Table 1 Principal particulars of FPU

Length and width	about 80.0 m
Height to top of column	about 60.0 m
Height of pontoons	about 10.0 m
Operation draft	about 35.0 m

상부 구조물(topsides)이 탑재되지 않은 상태로 로드 아웃과 플로트 오프를 수행하였다.

Table 2는 로드 아웃과 플로트 오프에 사용된 운송선의 제원을 나타내고 있다. 운용 상황에 따라 탈착 가능한 부력 탱크 2개가 있으며, 일반적으로 종방향 로드 아웃 시 선적 화물과의 간섭으로 인한 충돌을 피하기 위해 분리된다. 이 사례의 경우, 횡방향 선적방법이 적용되었고, 로드 아웃 직후 플로트 오프로 연결되었기 때문에, 부력 탱크들은 부착된 상태로 있었다. 스킵드 레일(skid rail)과 같이 로드 아웃에 필요한 임시 물품들은 사전에 정해진 위치에 배치되었다.



Fig. 2 HTV mobilized in load-out and float-off

Table 2 Principal particulars of HTV

Length overall	203.0 m
Breadth and depth	63.0 m and 11.0 m
Draft (submerged)	8.2 m (23.7 m)
Ballast capacity	3,000 m ³ /hr x 8 pumps

3. 각 활동 별 주요 요구사항

조선소 내에서 이루어지는 각종 해상 작업(marine operation activities)들은 조선소의 지리 조건, 설비 조건 및 축적해 온 지식과 경험 등을 바탕으로 최적의 방법으로 수행되고 있다. 적용된 방법이 산업계에서 공인된 안전 수준에 미치지 확인하는 절차를 가진다면, 설계/공법에 대한 신뢰도를 향상시킬 뿐만 아니라 초기에 위험 유발 요소들을 파악하여 방안을 마련함으로써 계획된 일정 내 사고 및 손실없이 작업을 마무리 지을 수 있을 것이다. 이를 위해, 노르웨이 선급(DNV)에서 제공하는 표준(standard) 중 하나인 ‘DNV-ST-N001: Marine operations and marine warranty’의 요구사항들을 기준으로 고려하였다. 본 논문에서는 복원성과 발라스트 플랜(ballast plan) 관련 주요 요구사항들을 정리하여 소개한다.

3.1 로드 아웃

로드 아웃의 검토를 위해 오퍼레이션 등급(operation class)이 가장 먼저 규정되어야 한다. 오퍼레이션 등급은 Table 3과 같이 날씨와 조수(tide)로 인한 제약 유무에 따라 5 등급으로 분류된다. 조수 변화에 따라 운송선의 흘수를 유지시키기 위해 주/배수가 필요하다면 조수 범위(tide range)는 ‘significant’로 정의된다. 그리고, 운송선의 발라스트(ballast) 시스템 및 용량으로 조석 주기(complete tide cycle) 동안 운송선의 흘수를 유지시킬 수 없다면, 로드 아웃은 조수 제약(tide restricted)이 있다고 규정한다. 마찬가지로, 로드 아웃 수행이 날씨의 영향을 받는 경우 로드 아웃은 날씨 제약(weather restricted)을 갖는다고 할 수 있다.

Table 3의 오퍼레이션 등급에 따라 발라스트(ballast) 탱크와 발라스트 펌프 용량의 요구사항이 정해지며, Table 4부터 Table 6은 오퍼레이션 등급 1, 2, 3에 대한 주요 내용들을 요약하여 보여주고 있다. Table 5와 Table 6의 내용 중 ‘any one pump system failed’는 펌프 자체의 고장뿐만 아니라 펌프와 연결된 배관 및 펌프에 전력을 공급하는 스위치 보드(switch board) 등의 파손도 포함한다. 나머지 오퍼레이션 등급을 포함한 보다 자세한 내용은 3절의 초반부에 언급된 DNV 표준을 참고하기를 바란다.

아울러, 다음 사항들도 고려하여 로드 아웃을 위해 선정된 운송선이 충분한 발라스트 탱크 용량을 갖추고 있는지 확인이 필요하다. 첫째로, 탱크 내 잔수(residual water)가 적절히 반영되어야

Table 3 Operation class

Operation class	Tide range	Tide restricted?	Weather restricted?
1	Significant	Yes	No/Yes
2	Significant	No	Yes
3	Significant	No	No
4	Zero	No	Yes
5	Zero	No	No

Table 4 Tank capacity as per operation class

1	Reversing of the operation. Tide compensation if stop of load transfer, considering maximum possible (defined) duration of the load transfer.
2	Ballasting through a complete tide cycle at any stage of the load transfer. Maximum tide variations within the operation period (T_R) shall be considered. Reversing of the operation, if applicable.
3	Ballasting through a complete tide cycle at any stage of the load transfer. Maximum tide variations for at least the coming 3-5 days shall be considered.

Table 5 Ballast pumping capacity - load compensation

	Load compensation
1	Min.200% capacity with intact system and min.120% capacity with any one pump system failed.
2	Min.130% capacity with intact system and min.100% capacity with any one pump system failed.
3	Min.130% capacity with intact system and a contingency plan covering pump system failure.

Table 6 Ballast pumping capacity - tide compensation

	Tide compensation
1	Min.150% capacity with intact system and min.100% capacity with any one pump system failed.
2	Same as operation class 1
3	Same as operation class 1

한다. 일반적으로 채워져 있던 탱크를 배수하여 완전히 빈 상태로 만드는 것은 어렵기 때문에 잔수가 발생할 수밖에 없다. 또한, 흡입구(bell mouth)의 위치, 탱크 하부의 구조 보강재 높이 및 선박의 경사(heel and trim) 정도에 따라 잔수량은 달라진다. 이에 DNV 표준에서는 탱크 하부의 구조 보강재 높이에 50cm 더한 높이를 최소 수두(water head)로 적용할 것을 제시한다. 둘째로, 각 발라스트 탱크를 용도 별로 구분/지정하여 해당 용도만 사용해야 한다. 예를 들어, 어떤 탱크의 용도를 조수 변화의 상쇄용(compensation)으로 지정하였다면, 중량물 이동으로 인한 운송선의 자세(floating position) 변화를 조정하는데 사용할 수 없다. 따라서, 운송선의 발라스트 탱크 배치 및 로드 아웃의 진행 방향 등을 고려하여 발라스트 플랜 작성 전에 각 탱크의 용도를 정할 필요가 있다.

이외에도 운송선의 복원성과 관련하여, 로드 아웃이 완료될 때까지 가로 메타센터 높이(transverse metacentric height, GM_T)는 1.0m 이상 유지되어야 하고, 예비부력 확보를 위해 요구되는 최소 건현(freeboard)은 식 (1)과 같다. 여기에서, f_{min} 은 수면으

로부터 수밀(watertight)되지 않은 개구부(opening)까지의 수직 거리를, H_{max} 는 로드 아웃이 진행되는 동안 예상되는 최대 파고를 의미한다. 최소 건현 요구사항의 만족 여부 확인을 위해 최대 조위(tide level) 및 운송선의 종/횡방향 경사도 반영되어야 한다.

$$f_{min} = 0.5 + 0.5H_{max} \quad (1)$$

마지막으로, 운송선의 바닥이 해저에 닿는 위험을 방지하기 위해, 해역 수심과 조위를 고려하여 최소 1.0m의 여유 수심(under keel clearance)의 확보가 필요하다.

3.2 플리트 오프

플리트 오프와 같은 해상 작업에서 중량물의 정보(weight and center of gravity)는 매우 중요하다. 잘못된 정보는 예상치 못한 운송선의 자세 변화를 일으켜 대형 사고로 이어질 수 있기 때문이다. 중량물의 정보는 설계단계에서 작성되는 중량 보고서(weight report) 또는 웨이징(weighing) 활동의 결과로부터 알 수 있다. 웨이징의 경우, 웨이징 시점에서 블록 또는 선체 건조 상태가 반영된 정확한 중량 정보를 알 수 있으나, 사전 준비 및 실제로 생산 공정에 영향을 미치는 부분이 있다. 이와 반대로 중량 보고서를 활용하는 경우, 생산 공정에 미치는 영향은 거의 없으나, 설계 진행도에 따른 정보 완성도의 차이 및 계산 오류 등이 있을 수 있다. 따라서, 중량 보고서를 바탕으로 플리트 오프의 계산/검토 시에는 적절한 마진을 포함시켜야 한다. 이를 위해 DNV 표준에서는 초기 복원력의 척도인 가로 메타센터 높이가 1.0m 이상일 것을 권고한다. 여기에는 자유 표면 효과(free surface effect)로 인한 수직 중심 상승량도 반영되어야 한다.

또한, 운송선의 유형 및 크기에 따라 Table 7에 제시된 최소 복원력 범위(range of stability)를 가져야 한다. 최소 복원력 범위는 정복원력 곡선에서 원점부터 복원력 소실 각도까지 의미한다. 여기에서 LOA는 전장(length overall)을, B는 최대 형폭(moulded breadth)을 의미한다.

플리트 오프가 진행되는 동안 복원력에 영향을 주는 외적, 내적 요소들이 있다. 이들 중 바람은 복원력과 반대 방향으로 작용하여 복원력을 감소시키는 효과를 일으키는 가장 대표적인 힘이다. 풍압력으로 인해 운송선이 가지고 있는 복원력의 일부가 손실된다 하더라도, 운송선은 안정성을 유지해야 할 것이다. Fig. 3에서 A와 B 면적들의 합이 복원력을, B와 C 면적들의 합이

Table 7 Intact stability range

Type and size	Intact range
Large and medium vessels, LOA > 76 m and B > 23 m	36°
Large cargo barges, LOA > 76 m and B > 23 m	36°
Vessels and barges in inland and sheltered water (out of ice areas)	24°

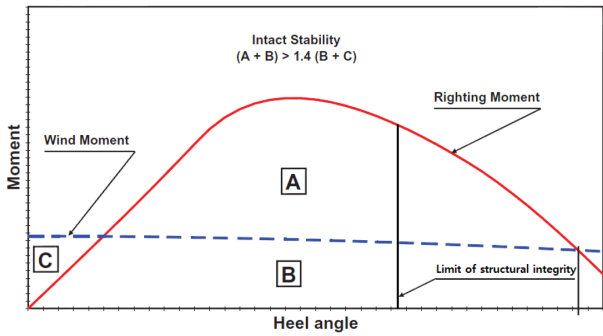


Fig. 3 Wind overturning criteria (intact case)

풍압력을 의미한다. 복원력이 풍압력보다 40% 이상 클 경우 비손상 상태에서 충분한 안정성이 있다고 판정할 수 있다. 풍압력은 풍속에 비례하며, 작업 상황(operation condition)은 1분 평균 36 m/s를, 생존 상황(survival condition)은 1분 평균 52 m/s를 적용하여 풍압력을 계산한다.

4. 각 활동 별 계산과 결과

4.1 로드 아웃

본 사례에서는 그리퍼 잭(Gripper Jack)을 이용하여 로드 아웃을 수행하였다. 이 경우 운송선의 발라스트 시스템의 고장 및 파손이 발생하면, 중량물을 다시 안벽 방향으로 옮기는 리버스 오퍼레이션(reverse operation)이 불가능하다. 따라서, 로드 아웃 시스템의 특징을 고려하여 오퍼레이션 등급을 Class 2로 선정하였다. 발라스트 플랜을 작성하기에 앞서, DNV 표준에 따라 발라스트 탱크를 용도별로 Fig. 4처럼 구분하였다. 주/배수 시 운송선의 경사에 영향을 주지 않는 중앙부에 위치한 탱크들을 조수 변화 상쇄용으로, 로드 아웃 진행방향에 위치한 탱크들을 중량물 이동 상쇄용으로 지정하였다.

Table 8은 로드 아웃의 각 단계 별 복원성, 종강도 및 발라스트 양 등을 보여주고 있다. 로드 아웃 전 과정은 총 8 단계로 구분되었고, 각 단계의 진행 시간은 선정된 오퍼레이션 등급의 요구사항(특히, 발라스트 펌프 용량)을 만족할 수 있는 범위 내에서 정해졌다. 로드 아웃은 파고의 제약을 받기 때문에, 식 (1)의 H_{max} 를 1.0 m로 가정하여 최소 요구 건현을 1.0 m로 설정하였다.

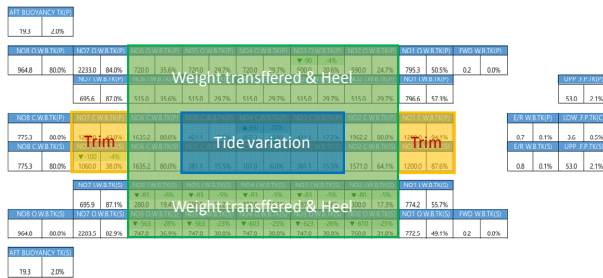


Fig. 4 Ballast tank segregation

운송선의 발라스트 펌프 용량으로 로드 아웃 수행 및 Class 2의 요구조건을 만족하는지 검토하기 위해, 각 단계 별로 주수량과 배수량을 구분 후 발라스트 펌프가 이동시킨 총 배수량을 정리하였다. Table 9는 비손상 발라스트 시스템에서 발라스트 펌프 용량이 DNV 표준 요구조건을 충족시키고 있음을 보여준다. 예를 들어, 로드 아웃 2 단계에서 발라스트 이동량은 7,874 m³이며, 요구 펌프 용량은 Table 5에 따라 발라스트 이동량의 130%인 10,237 m³이다. 이 양은 2절에서 소개된 운송선의 펌프 용량과 비교했을 때 약 85% 수준이다. 또한, 발라스트 시스템 손상 시에도 로드 아웃이 중단되지 않고 완료될 수 있음을 검증하였다. Table 8에 나와있지 않지만, 선저 여유 수심 4.98 m를 로드 아웃이 완료될 때까지 유지하였다.

조수 변화 상쇄에 대한 Table 6의 만족 여부는 로드 아웃 기간 내 조수의 최대 변화율과 매 cm 당 침하 배수톤수(tons per 1cm immersion, TPC)를 가지고 판단할 수 있다. 일반적으로 로드 아웃은 밀물 구간(rising tide)에서 수행되나, 사례에서는 썰물 구간(falling tide)에서 이루어졌다. 조수의 최대 변화율은 -0.18 m/h, 운송선의 TPC는 120 t/cm 내외였다. 즉, 최대 조위 차가 발생하는 구간에서 운송선의 흘수 유지를 위해서는 2,107m³의 발라스트 배수가 필요하다는 의미이다. 여기에 비손상 시와 손상

Table 8 Executive summary of ballast plan

Operation Class	2								
Load-out Step	Step.0 (Initial)	Step.1	Step.2	Step.3	Step.4	Step.5	Step.6	Step.7	Step.8 (Final)
Distance between the steps (m)	0.0	2.9	11.0	3.9	23.8	23.8	2.1	4.5	4.0
Duration between the steps (min.)	0	10	30	20	70	70	10	20	20
Tide (m)	0.850	0.820	0.720	0.670	0.530	0.510	0.510	0.530	0.560
Freeboard (m)	1.630	1.660	1.760	1.810	1.950	1.970	1.970	1.950	1.920
Draft (Extreme) (m)	9.37	9.34	9.24	9.19	9.05	9.03	9.03	9.05	9.08
GM (m)	40.04	39.71	38.25	1,170.73	37.60	37.22	36.58	35.08	33.78
Area ratio	48.83	47.03	40.66	37.44	35.88	34.41	31.61	25.36	21.86
Load-out weight (t)	0.0	1,515	7,260	9,307	10,681	12,056	13,892	17,904	21,471
Ballasting (t)	0.0	220	552	402	3,463	4,555	0	234	351
De-ballasting (t)	0.0	2,049	7,322	3,005	6,418	6,127	1,799	3,913	3,477
SUM of Ballast and Deballast (m ³)	0.0	2,269	7,874	3,407	9,880	10,682	1,799	4,147	3,828
Pump capacity (%) (Intact system)	-	74%	85%	55%	46%	50%	58%	67%	62%
Pump capacity (%) (One pump system failed)	-	57%	98%	85%	71%	76%	90%	69%	96%
Max. relative S.F (%)	28%	26%	42%	49%	57%	62%	67%	76%	85%
Max. relative B.M (%)	18%	20%	25%	27%	33%	34%	35%	34%	33%

Table 9 Ballast pump capacity for load transfer (intact case)

Steps	Actual Ballast (m ³)	Recommended Pump Capacity	Required Ballast (m ³) [A]*[B]	Duration between steps (min.)	Available Pump Capacity (m ³)	Req' Ballast vs. Pump capacity
	[A]	[B]	[C]	[D]	[E]	[C] / [E]
Step.1	2,269	130%	2,949	10	4,000	74%
Step.2	7,874	130%	10,237	30	12,000	85%
Step.3	3,407	130%	4,429	20	8,000	55%
Step.4	9,880	130%	12,845	70	28,000	46%
Step.5	10,682	130%	13,887	70	28,000	50%
Step.6	1,799	130%	2,339	10	4,000	58%
Step.7	4,147	130%	5,392	20	8,000	67%
Step.8	3,828	130%	4,977	20	8,000	62%

Table 10 Ballast pump capacity for tide compensation

Steps	Actual Ballast (m3)	Recommended Pump Capacity	Required Ballast (m3)	Available Pump Capacity (m3/hr)	Req' Ballast vs. Pump capacity
	[A]	[B]	[C] [A]*[B] [C]	[D]	[C] / [D]
Intact system	2,107	150%	3,161	24,000	13%
Any one pump system failed	2,107	100%	2,107	12,000	18%

시의 계수 1.5와 1.0을 고려한 값들이 운송선이 보유한 펌프 용량보다 작음을 Table 10은 보여주고 있다.

4.2 플로트 오프

운송선이 가라 앉는 동안 복원성 및 종강도 평가를 위해 복원력 계산 모델(stability model)을 생성하였다. FPU 선체가 부양하기 전까지 FPU 선체의 부력이 운송선 자세에 영향을 준다는 전제 하에 FPU 선체도 복원력 계산 모델에 포함시켰다. FPU 선체와 운송선 사이에 위치하는 로드 아웃 관련 임시 물품들은 복원력에 미치는 영향이 거의 없다고 판단하여 모델링에서 제외하였다.

Fig. 5의 측면도에서 볼 수 있는 것과 같이, 운송선은 주갑판(main deck)이 잠긴 후부터 FPU 선체 하부가 수면에 닿기 전까지 매우 작은 수선 면적을 갖게 된다. 이는 수선면의 2차 관성 모멘트(moment of inertia of area)가 줄어들어 가로 메타센터 반지름(BM_T)이 감소함을 의미한다. 가로 메타센터 반지름이 작을 수록 복원력도 작아진다. 추가 복원력, 즉 수선 면적 확보를 위해 운송선이 선수 방향으로 경사진 상태(trimmed condition)로 잠기도록 하였다.

운송선이 잠긴 후의 복원성을 위해, 잠기기 전 선미에 위치한 부력 탱크와 현측 탱크(tank located at ship's side)를 최대한

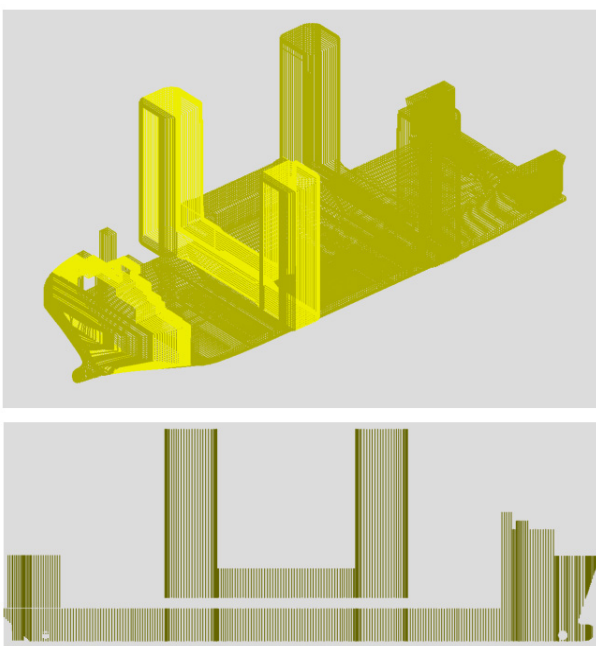


Fig. 5 Stability model for calculating float-off condition

Table 11 Summary of calculations for float-off

Step	Draft (m, moulded)			Trim (m)	Distance (m)		% of allowable		GM (m)	Area ratio
	at Mid	at FP	at AP		at BNE	at BSE	SWSF	SWBM		
1	10.48	11.15	9.80	-1.35	3.93	4.52	72.9	33.3	19.12	80.7
2	10.85	11.51	10.18	-1.34	3.57	4.15	64.0	30.1	19.76	80.8
3	12.18	14.49	9.88	-4.61	1.60	3.60	72.9	32.7	5.63	75.6
4	13.23	16.47	9.99	-6.49	0.18	3.00	81.6	41.4	2.94	70.0
5	13.93	17.29	10.57	-6.72	-0.56	2.35	81.5	46.6	6.50	68.5
6	15.36	17.65	13.06	-4.59	-1.58	0.42	82.0	29.5	14.85	66.2
7	17.37	17.18	17.57	0.39	-3.17	-3.00	89.8	30.3	20.36	69.8
8	18.36	18.49	18.23	-0.26	-3.74	-3.63	83.7	33.6	20.07	65.7
9	20.07	20.02	20.13	0.11	-5.54	-5.49	30.3	17.0	3.26	78.6
10	21.70	21.59	21.80	0.21	-7.28	-7.19	51.0	29.2	3.53	78.3



Fig. 6 Completion of float-off

가득 채웠다. 운송선이 잠긴 후 외부 충격 및 발라스트 시스템의 오류로 갑작스러운 복원성 손실을 최소화하기 위한 사전 조치이다. 또한, 잠긴 상태에서 해당 탱크들을 이용하여 횡경사를 조정할 경우, 큰 모멘트 암(moment arm)과 낮은 가로 메타센터높이로 인해 오퍼레이터가 원하는 대로 운송선 자세를 조정하는 것이 어렵기 때문이다. 주갑판이 잠긴 이후에는 중앙부에 위치한 발라스트 탱크들을 사용함으로써 급격한 자세 변화를 방지할 수 있다.

풍압력에 의한 경사 모멘트 계산을 위해 운송선과 FPU 선체의 외곽선을 기준으로 풍압 단면(windage area)을 생성하였다. 단면 형상에 의한 풍압력 변화와 수면으로부터 높이에 따른 풍속 분포(wind profile)를 반영하기 위해, 2009 MODU Code에서 제시하는 형상 계수와 높이 계수를 적용하였다.

Table 11은 앞서 설명된 조건들을 바탕으로 계산된 발라스트 플랜과 복원성 결과를 요약하여 보여준다. 표 내용 중 'BNE'와 'BSE'는 FPU 선체를 구성하는 칼럼(Column)의 하부를 가리킨다. 부호가 양수이면 칼럼 하부가 수면보다 위에, 음수이면 칼럼 하부가 수면보다 아래에 있음을 의미한다. 운송선이 잠기면서 감소하던 가로 메타센터 높이는 단계 5에서 증가한다. 트림 없이 균일하게 가라앉을 때 보다 선수 트림 상태에서 FPU 선체 하부와 수면 간 접촉이 일찍 발생하기 때문에 수선 면적이 증가된 것으로 풀이된다. 이후 증가하던 가로 메타센터 높이는 단계 9에서 갑자기 줄어드는데, 이는 FPU 선체가 부양하는 단계로 FPU 선체 부력이 더 이상 운송선의 복원성에 영향을 미치지 않음을 알 수 있으며, 계산의 전제가 성립함을 증명한다. FPU 선체가 부양한 이후 운송선 주갑판과의 여유 수심 확보를 위해 운송선을 약 1.7m 정도 더 가라 앉혔다.

5. 결론

육상에서 건조한 선체를 물에 띄우기까지 과정인 로드 아웃과 플로트 오프를 사례와 함께 살펴보았다. 해당 활동들은 조선소 안팎에서 자주 발생하기 때문에, 생산 공정 및 인도에 영향을 미치지 않도록 사전에 신뢰할 만한 수준의 검토가 필요하다. 또한, 최근 대부분 해양 공사의 경우, 주문주 또는 조선소와 계약을 맺은 해사 검정 보증인(marine warranty surveyor, MWS)이 조선소 내외에서 이루어지는 주요 해상 활동들의 안전성 평가를 한다. 이를 위해 제공되는 도면 및 정보 등이 산업계에서 공인된 안전 수준의 요구사항을 따르고 있음을 입증한다면, MWS 대응이 보다 수월할 것이다. 아울러, 운송선 계약 시 본 논문에서 언급된 표준을 활용한다면 해당 해양 공사에 보다 적합한 운송선을 선택할 수 있을 것이라고 판단한다.

References

Det Norske Veritas, January 2020. *Marine Operations and Marine Warranty*.



김진호



이상열



김경환

Snip-End 보강재와 주변 구조에 대한 구조강도 특성 고찰

손영주[†]·최지훈·김정택
한화오션(주)

A Study on Structural Strength Characteristic between Snip-End Stiffener and Adjacent Structure

Yung-Ju Son[†]·Jee-Hoon Choi·Jeong-Taek Kim
Hanwha Ocean Co., Ltd.

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Stiffeners with sniped end connections are generally used in shipbuilding design where welded connection is not necessary such as non-water tight area. There are two methods of snip-end stiffener installation in yard standards. The first method is to install the end toe of snip-end stiffener 30~40mm away from the structure located to same surface with snip-end stiffener, and the other one is that snip-end stiffener is made to overlap the opposite side structure by 25mm. However, it is sometimes applied in a 3rd case which is different from the yard standards. The 3rd case is that snip-end stiffener which has 30~40mm gap from the opposite side structure instead of 25mm overlap in particular cases. In this study, structural analysis for this 3rd case of snip-end stiffener has been carried out in view of yielding and fatigue life, and the results of strength evaluation for the 3rd case have been compared with the yard standards.

Keywords : Snip-end stiffener(스닙-엔드 보강재), Sniped end connection(스닙 엔드 연결부), Stiffener end toe(보강재 끝단 토우), Fatigue life(피로수명)

1. 서론

선박에서 기능상 Water Tight를 요구하는 Cargo Hold나 Tank 경계면의 판넬 구조에서 보강재의 끝단부는 구조강도 측면에서 Section Modulus와 Shear Area를 확보하기 위해 Weld Touch 하거나 Angle, T-bar 형상의 보강재는 Face Plate Snip 후 브라켓 처리하는 것이 일반적이다.

Non-water Tight 구조의 판넬 보강재는 Lateral Pressure의 하중이 상쇄되어 없어지기 때문에 판의 보강재가 직접적으로 하중을 견딜 필요가 없다. 그래서 Non-water Tight 구조에서는 추가 부재 또는 작업이 필요한 Weld Touch나 브라켓 처리를 하지 않고 판의 Buckling 보강을 위해 Snip-end 보강재를 주로 사용하게 된다. Non-water Tight 구역에 사용되는 이러한 Snip-end 보강재의 끝단부는 Fig. 1(1)과 같이 용접작업을 위해 같은 면의

부재에서 30~40mm 이격 되어 설치하거나, Fig. 1(2)와 같이 보강재의 끝단부가 이면 부재에서 25mm 연장되어 겹치게 끝나는 두 가지 방법이 당시의 표준으로 되어 있다. 그러나 Fig. 1(3)과 같이 Snip-end 보강재의 이면에만 부재가 있는 상태이지만, 구조적인 특성으로 25mm 연장하여 보강재 끝단부와 겹치게 배치하는 것이 불가능한 경우가 있을 수 있으며, 설계 오류로 보강재 이면의 부재와 25mm 겹치지 않게 되는 경우가 종종 발생하기도 한다. 이런 경우는 선주나 선급의 Snip-end 보강재 끝단부의 응력집중에 대한 지적 사항이 되기도 한다. 이에 따라 야드 표준과 다르게 적용되는 Snip-end 보강재가 구조강도 측면에서 표준 대비 문제가 없는지에 대한 검증의 필요성을 가지게 되었다.

따라서, 본 연구에서는 야드 표준인 Fig. 1(1), (2)에 대한 Snip-end 보강재와 표준에서 벗어난 Fig. 1(3)의 Snip-end 보강재 끝단부를 형상을 제외한 모든 조건을 동일하게 하여 Yielding 및 피로수명 관점에서 구조해석을 실시하였고, 그 결과들을 비교

[†] 교신저자 : 손영주, sonyj@hanwha.com

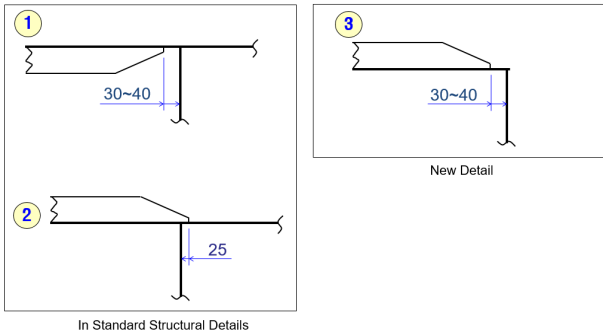


Fig. 1 Standard and new detail of snip end stiffener

하여 아드 표준 대비 Fig. 1(3)의 Snip-end 보강재가 구조강도 측면에서 실제 적용이 가능한지 검토하였다.

2. Yield Strength 측면에서의 검토

해당 구조의 구조강도 평가를 위해 유한요소기법 (FEA)을 이용하였다. 구조해석 모델의 전체 크기는 4000mm x 2100mm으로 하고 판 두께는 10.0mm, 150 x 12 FB의 Snip-end 보강재를 사용하였으며, Mesh 크기는 50mm x 50mm, 4-node Shell Element를 사용하여 구조해석을 수행하였다.

구조해석 모델은 Fig. 2와 같이 아드 표준인 모델1, 모델2와 새로운 형상의 모델3의 3가지로 검토하였다.

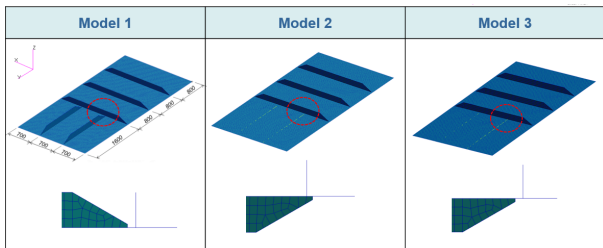


Fig. 2 F.E models for yield strength

Yield Strength의 평가를 위해 하중 조건은 Fig. 3과 같이 Non-water Tight 구조에서 발생 가능한 인장, 슬립, 수평 방향 굽힘, 수직 방향 굽힘, 비틀림의 5가지 하중 조건을 고려하였다.

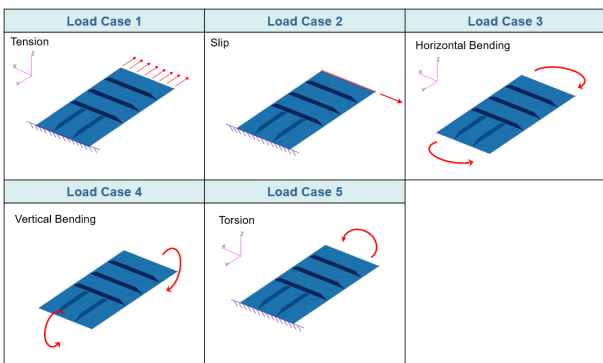


Fig. 3 Load case for yield strength

Table 1 Summary of result for yield strength

Load Case		Stress Ratio Compared with Model 1 (%)	
LC1	Tension	Model 1	0
		Model 2	+0.8
		Model 3	-0.8
LC2	Slip	Model 1	0
		Model 2	-1.9
		Model 3	-0.2
LC3	Horizontal Bending	Model 1	0
		Model 2	+0.8
		Model 3	-1.5
LC4	Vertical Bending	Model 1	0
		Model 2	+11
		Model 3	-0.8
LC5	Torsion	Model 1	0
		Model 2	-17
		Model 3	0

Non-water Tight 구조에 작용하는 하중의 방향 및 크기는 매우 다양하여 특정할 수 없기 때문에 본 연구에서는 정량적인 평가는 하지 않고 정성적인 평가를 실시하였다.

모델1, 모델2, 모델3에 동일한 하중과 경계조건을 적용하였으며, 각 모델에 대한 Yield Strength의 정성적인 비교를 위해 모델1에 대한 등가응력(Equivalent Stress)을 100%으로 두고, 모델1 대비 모델2, 모델3의 응력의 증감을 상대 비교하였다.

각 하중 조건에 대해 최대 응력은 모두 응력 집중이 발생하는 Snip-end 보강재의 끝단인 Toe부에서 발생하였으며, 각각의 모델에 대한 결과를 모델1 대비 비율로 Table 1에 정리하였다.

Table 1의 결과에서 신규 형상의 모델3이 아드 표준인 모델1 대비 수치적인 측면에서 크게 차이가 나타나는 것은 아니지만 모든 하중 조건에서 응력이 낮거나 같은 것으로 확인되어 구조강도 측면에서 신규 형상인 모델3이 가장 우수한 것으로 나타났다. 아드 표준인 모델2의 경우는 모델1 대비 인장과 수평/수직 굽힘 하중인 LC3과 LC4에서 응력이 높게 나와 모델1이나 모델3 보다 구조강도 측면에서 좋다고 할 수 없는 것으로 나타났다. 반면에 슬립과 비틀림 하중 조건인 LC2, LC5에서는 모델2가 모델1과 모델3 대비 더 낮은 응력을 보여 특정 하중에서는 모델3이 우수하였다. 이는 모델2에서 Snip-end 보강재가 이면 부재와 25mm 겹쳐져 있어 이면 부재가 슬립이나 비틀림 하중에 대해 보강재 역할을 하기 때문인 것으로 생각된다.

상기 결과를 종합하면 Yield Strength 측면에서 모델3이 가장 우수한 것으로 나타났고, 모델1, 모델2 순으로 우수한 것으로 확인된다.

3. 피로수명 측면에서의 검토

신규 형상의 모델3에 대한 구조강도 평가를 위해 Yield

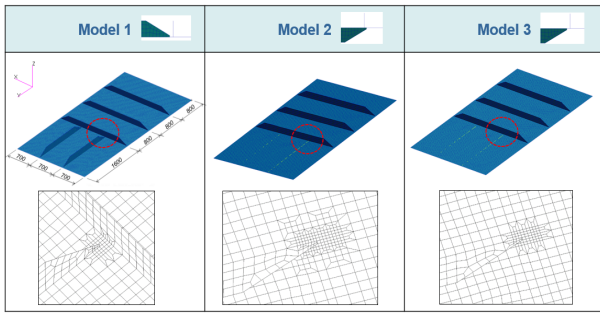


Fig. 4 F.E models for fatigue

Strength 측면에서의 검토 결과와 더불어 피로수명 측면에서의 결과를 비교해 보았다. 피로 검토는 DNV Class. Notes, No.30.7 (April 2014), Fatigue Assessment of Ship Structures의 절차 및 식을 따랐으며, S-N 커브는 Snip-end 보강재 형상을 고려하여 DNV-RP-C203을 참고하여 F3를 사용하였다.

피로수명 측면에서의 검토를 위한 구조해석 모델은 Yield Strength 검토 시 사용된 모델과 동일하며, Fig. 4와 같이 응력집중이 발생하는 Snip-end 보강재 Toe부에 대해 Mesh 크기를 판 두께인 10mm x 10mm로 하였다.

피로수명 평가를 위해 Fig. 5와 같이 Snip-end 보강재의 Toe 부에 응력집중이 자연스럽게 발생하는 인장, 슬립, 수평 방향 굽힘, 수직 방향 굽힘의 4가지 하중을 고려하였다.

모델1, 모델2, 모델3에 Fig. 5의 4가지 하중에 대해 동일한 단위 하중을 가하여 응력집중이 발생하는 Snip-end 보강재의 Toe부에서 보강재의 수평과 수직방향으로 각각 0.5t, 1.5t 떨어진 곳의 표면에 대한 주응력 값을 구한 후 외삽하여 Snip-end 보강재 Toe부에서의 Hot Spot Stress (HSS)를 구하였다.

피로수명 평가는 Yield Strength 평가와 마찬가지로 하중을 특정하는 것이 불가능하기 때문에 각 모델의 피로수명 결과를 정성적인 측면에서 비교/검토하였다.

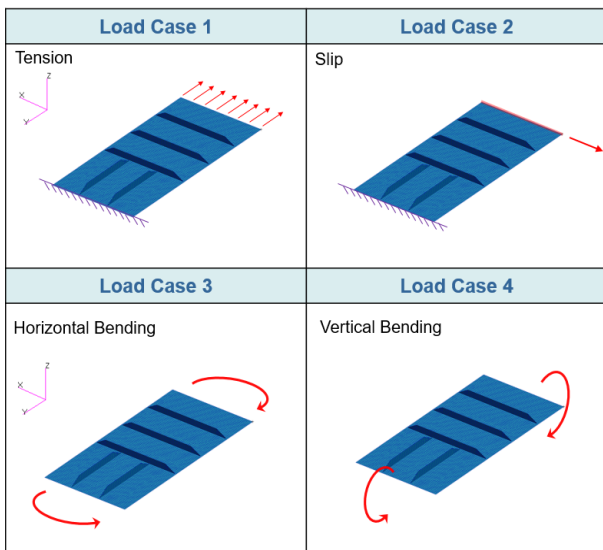


Fig. 5 Load case for fatigue strength

Table 2 Ratio of hot spot stress and fatigue life

Model		LC1	LC2	LC3	LC4
Model 1	HSS (%)	100	100	100	100
	Ftigue Life (year)	25	25	25	25
Model 2	HSS (%)	95.6	93.5	93.8	95.0
	Ftigue Life (year)	29.3	31.7	31.4	30.0
Model 3	HSS (%)	96.2	98.8	99.2	100.6
	Ftigue Life (year)	28.7	26.1	25.7	24.5

모델1의 HSS를 100%로 가정하고 모델1 대비 모델2, 모델3의 HSS 비율을 구할 수 있으며, 피로수명 25년을 만족하는 모델1에 대한 HSS Range를 구한 후 모델2, 모델3에 대한 HSS Range를 앞서 HSS 비율을 이용하여 구하였다. 이렇게 구해진 HSS Range를 이용하여 각 모델 별로 피로수명을 구해보면 Table 2와 같다.

Table 2의 결과를 바탕으로 피로수명 측면에서 모델2가 모든 하중 조건에서 모델1보다 높은 피로수명을 보여 가장 좋은 것으로 나타났다. 이러한 결과는 모델2가 Snip-end 보강재의 Toe 부분이 이면 부재와 25mm 만큼 겹치는 형상이기 때문에 이면 부재로 하중이 분산되어 모델1, 모델3 보다 피로강도 측면에서 유리한 것으로 생각된다. 야드 표준이 아닌 모델3은 LC4인 수직 방향 굽힘 하중을 제외하면 모델1 대비 좋은 것으로 나타났으며, LC4의 경우, HSS가 모델1 대비 높게 나왔으나 0.6% 차이이기 때문에 그 영향이 미비하여 실제로 문제가 되지는 않는다고 판단 된다.

4. 결론

본 연구에서는 Snip-end 보강재와 주변 구조에 대한 구조강도 특성을 인장, 슬립, 굽힘 등 다양한 하중 상태를 고려하여 Yield Strength와 피로수명 측면에서 비교/검토를 하였으며 그 결과를 정리하면 다음과 같다.

1) Yield Strength 측면에서는 야드 표준이 아닌 모델3이 야드 표준인 모델1, 모델2 대비 5가지 동일 하중 조건에서 Snip-end 보강재의 Toe 부에서 가장 낮은 등가응력을 보여 야드 표준인 모델1, 모델2 보다 더 좋은 것으로 확인되었다.

2) 피로수명 비교에서는 야드 표준인 모델2가 모델1, 모델3 대비 모든 하중 조건에서 피로수명이 높은 것으로 나타나 피로강도 측면에서 가장 좋은 것으로 나타났으며, 야드 표준이 아닌 모델3은 야드 표준인 모델1 보다 수직 방향 굽힘 하중에서 HSS가 0.6% 높게 나와 피로수명이 2% 낮게 나왔으나 인장, 슬립, 수평 방향 굽힘 하중에 대해서는 모델1 보다 피로수명이 3%~ 15% 정도 높은 것을 확인하였다.

3) 상기 Yield Strength와 피로수명 결과를 종합해 보면 야드

표준이 아닌 모델3이 야드 표준인 모델1과 모델2에 비해 구조강도가 떨어지지 않다는 것을 알 수 있었으며, 일부 하중 조건에서는 모델3이 더 우수한 경우도 있는 것으로 확인되었다.

따라서 야드 표준이 아닌 모델3에 대한 실선 적용도 구조강도적인 측면에서 문제가 없는 것으로 사료된다.



References

DNV Class No.30.7, No.30.7 (April 2014), Fatigue Assessment
DNV, RP-C203 (April 2016, Fatigue Design of Offshore Steel
Structures

열 수축을 고려한 Type C 액화 수소 저장탱크의 단열 시스템 설계

조태민[†]·박태윤·김성규·전상익·방창선
삼성중공업(주) 조선해양연구소

Insulation System Design of Type C Liquefied Hydrogen Tank Considering Thermal Contraction

Tae-Min Cho[†]·Tae-Yoon Park·Sung-Gyu Kim·Sang-Ik Jeon·Chang-Seon Bang
Ship & Offshore Research Institute, Samsung Heavy Industries Co., Ltd.

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Since liquefied hydrogen(-253° C) is cryogenic than LNG(-163° C), consideration of the insulation system is a very important factor when designing a storage tank. In this study, an IMO Type C tank is applied as a liquid hydrogen storage tank, and an inner/outer double shell structure is adopted, and an annular space is created between them. By evaluating the characteristics and economic feasibility of existing insulation materials used in cryogenic storage tanks, powder type insulation materials that are considered suitable for liquefied hydrogen storage tanks are filled in the annular space. In addition, the vacuum level is adjusted to secure thermal conductivity that satisfies the design BOR. Since the inner tank of the liquefied hydrogen tank contracts when cryogenic temperatures are applied, the annular space increases and the powder insulation on the top of the tank flows down to the bottom of the tank. On the other hand, the outer shell of the tank is in contact with room temperature, so that heat shrinkage hardly occurs. Therefore, an open area is generated at the top of the tank where the powder insulation is not covered, and the BOG increases. In this study, the insulation performance is evaluated by considering the thermal contraction of the liquefied hydrogen tank and reflecting the depth of powder insulation. A procedure was established to secure insulation performance that satisfies the design BOR by reflecting the open area and the reduction in the thickness of the insulation at the settlement point. The results of this study are expected to be useful in the design of liquefied hydrogen tank insulation systems in the future.

Keywords : Insulation system(단열 시스템), Liquefied hydrogen(액화 수소), Type C tank(Type C 탱크), Thermal contraction(열 수축)

1. 서론

지구 온난화에 대비하고 탄소중립 실현을 위해 국제해사기구(IMO)와 유럽 등은 탈 탄소 규제를 강화하고 있다. 특히 국제해사기구는 2050년까지 2008년 대비 이산화탄소의 50% 감축을 요구하고 있다. LNG는 이산화탄소를 20% 감축 가능하여 과도기로 활용될 수 있으나, 장기적으로 이산화탄소가 발생하지 않는 수소로 전환되어야 하며 이에 대한 다양한 연구가 이루어지고 있다(Lee, et al., 2019, Lee & Hwang, 2017, Kim, et al., 2020,

Kim & Choi, 2018). Fig. 1은 전세계 수소 수요를 예측한 것인데, 2050년에는 259백만톤의 수소가 필요할 것으로 보인다(Hydrogen Council, 2022).

수소는 생산방법에 따라 grey, blue, green 수소로 나뉜다. Grey 수소는 생산과정에서 이산화탄소가 배출되는 것으로서, 현재 수소 생산량의 대부분을 차지한다. Blue 수소는 grey 수소 생산 시 배출된 탄소를 포집 및 저장하여 온실가스 배출을 줄인다. Green 수소는 재생에너지를 이용하여 온실가스 발생없이 수소를 생산할 수 있으나 생산비용이 높은 단점이 있다. 따라서 수소를 경제적으로 생산가능 한 지역에서 다른 지역으로 수송하여야

[†] 교신저자 : 조태민, tm1.cho@samsung.com

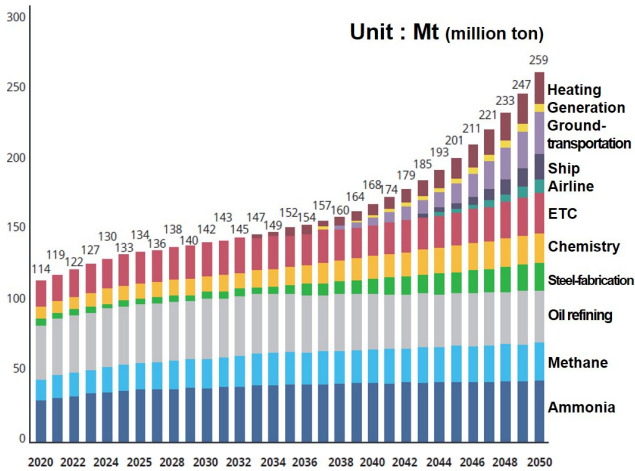


Fig. 1 Global hydrogen demand forecast (2020–2050)

하는데, 2030까지 초기 교역로가 확립되고, 2050년까지는 광범위한 교역이 이루어질 것으로 예상된다(Hydrogen Council, 2022).

수소는 액화 시 부피가 1/800로 감소되므로, 대량의 수소를 운송하기 위한 액화 수소 저장탱크 및 운송 선박의 개발이 필요하다. 액화 수소(-253°C)는 LNG(-163°C) 대비 초극저온으로 단열 시스템의 설계가 중요하다. LNG 단열재로 주로 사용되는 PUF(polyurethane foam)을 액화 수소 저장탱크에 적용 시, 3m 이상의 단열 두께가 필요하여 현실적으로 적용이 어렵다.

이러한 단열 시스템의 문제를 해결하고자, Fig. 2와 같은 이중 셸(shell) 형태의 액화 수소 저장탱크에 대한 연구가 주로 수행되고 있다 (Kawasaki, 2021). 저장탱크는 액화 수소를 수용하는 내조(inner shell)와, 내조에서 이격되어 내조를 감싸는 외조(outer shell)로 구성된다. 이러한 내/외조 사이 공간을 환형 공간(annular space)이라 부르며, 이 공간에 단열재를 시공한 후 진공을 생성하여 단열성능을 높이게 된다. 저장탱크의 형식은 BOG(boil off gas)에 따른 압력 상승을 일정기간 견딜 수 있는 IMO Type C 탱크가 주로 적용된다. 단열재로는 분말(power)인 글래스버블(glass bubble), 펄라이트(perlite), 에어로겔(aerogel) 등이 적용된다.

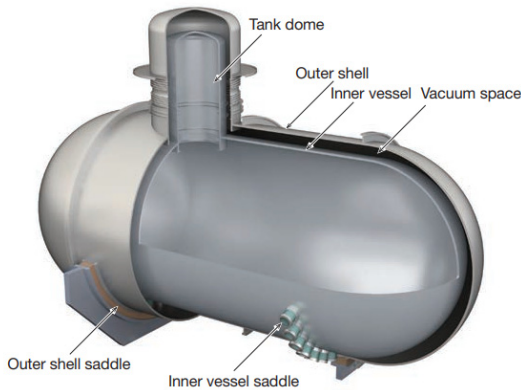


Fig. 2 Type C liquefied hydrogen tank (Kawasaki, 2021)

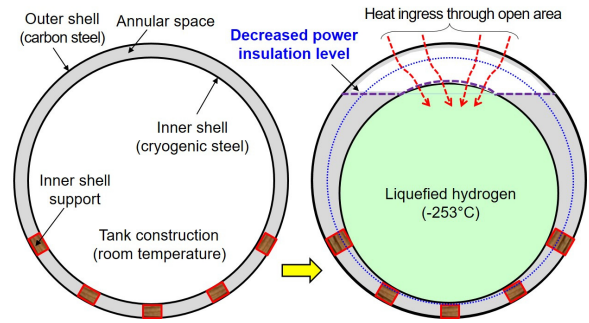


Fig. 3 Thermal contraction of Type C liquefied hydrogen tank

탱크 내조에 액화 수소가 채워질 경우, Fig. 3과 같이 열 수축이 발생하므로, 환형 공간이 증가하여 탱크 상부의 분말 단열재는 탱크 하부로 흘러내리게 된다. 한편 탱크 외조는 상온과 접하여 열 수축이 거의 발생하지 않게 된다. 따라서 탱크 상부에 분말 단열재가 덮이지 않는 개부(open) 영역이 발생하거나 단열 두께가 감소하는 영역이 발생하여 BOG가 증가하게 된다. 따라서 액화 수소 저장탱크의 열 수축에 따른, 분말 단열재 침하 깊이를 반영하여 단열성능을 평가하는 방안이 필요하다.

2. Type C 액화 수소 저장탱크

2.1 Type C 저장탱크

Fig. 4는 국제해사기구의 기준에 따른 액화 가스 저장탱크 분류를 나타낸 것이다 (IMO, 2016). 본 연구에서는 내/외조 이중 셸 구조의 Type C 탱크를 적용하였다. Type C 탱크는 최소설계압이 2bar 이상인 압력용기로서, 초극저온의 액화 수소가 운항중 증발하여 발생하는 BOG에 의한 압력 상승을 일정기간 견딜 수 있어, 기화된 수소의 낭비를 최소화 할 수 있다.

Fig. 3에 나타낸 것과 같이, 액화 수소 저장탱크의 내조는 극저온강재를 사용하는데, 수소취성(hydrogen embrittlement)에 유의하여 강재를 선정하여야 한다 (Lee, 2017). 탱크 외조는 단열 시스템에 따라 온도가 달라질 수 있으나, 통상의 탄소강(carbon

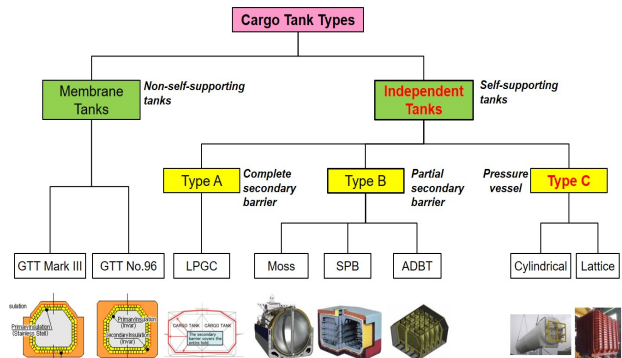


Fig. 4 Classification liquefied cargo tank (IMO IGC/IGF CODE, 2016)

steel)으로 강재 등급(steel grade) 조정 시 적용가능하다. 내/외조 연결에는 열 전달을 최소화하는 복합재 등의 소재를 적용한다.

액화 수소 저장탱크는 IMO에서 임시 지침(IMO Interim recommendation, 2016)을 제공하고 있으나, 아직 규정이 완비되지 않아 기존 IGC/IGF CODE(IMO, 2016) 및 압력용기 규정을 활용하여 설계/제조를 수행하게 된다. IGC/IGF CODE(IMO, 2016)에 따라 Type C 탱크는 저장용량이 커질수록 설계압(design pressure) 커지게 되어, 강재 두께가 증가하게 된다. 따라서 대용량 크기보다는 3000m³~ 15000m³ 크기의 중형 액화 수소 저장탱크에 상대적으로 적합하다.

2.2 극저온 단열 시스템

액화 수소 저장탱크의 단열 시스템 방식을 비교하여 Fig. 5에 정리하였다. MLI(multi-layered insulation)는 복사열을 차단하는 얇은 막의 금속 소재로 탱크 내조를 덮고, 내/외조 환형 공간에 고진공(high vacuum, 10millitorr 이하)을 적용하여 단열성능을 확보하는 방법으로써, Kawasaki 중공업에서 시범사업으로 제작한 액화 수소 운반선인 Suiso Frontier에 적용되었다(Kawasaki, 2022). MLI 단열재 시공시 먼지 등의 이물질 함유를 막기 위해 clean room 확보가 필요하고 고진공 적용으로 주로 소형 탱크에 적용된다.

패널(panel) 단열재는 기존 LNG 저장탱크에 많이 활용되었던 방법으로써 시공이 용이하며 진공을 적용하지 않아 유지/보수가 간단한 장점이 있다. 그러나 열전도도(thermal conductivity)가 상대적으로 높아 외부로부터의 열 유입이 많이 발생하게 되며, 액화 수소 저장탱크 적용시 단열재 두께가 3m 이상이 되어 현실적으로 적용이 어려운 상황이다.

진공 분말 단열 시스템은 내/외조 사이 환형 공간에 분말 단열재를 충전 후, 중진공(soft vacuum, 10~1000millitorr)을 생성하여 단열성능을 확보하는 방법으로써, 분말 단열재로 복사열을 차단하고, 진공생성을 통해 전도/대류 열전달을 최소화하는 것이다. 분말 타입 단열재로는 글래스버블, 펄라이트, 에어로겔 등이 적용되는데, 문헌조사를 보면 글래스버블의 단열성능이 우수한 것으로 알려져 있다(Fesmire, 2015, Sass, et al., 2008, Scholtens,




Item	Insulation system		
	High vacuum +MLI	Evacuated powder	Panel insulation
Heat transfer route	Conduction	Vacuum	Panel (by low conductivity)
	Radiation	MLI	Panel
Vacuum pressure	< 10millitorr (high vacuum)	10~1000millitorr (soft vacuum)	760torr (1bar) (w/o vacuum)
Insulation performance	Excellent	Good	Not good
Insulation thickness	< 300mm	300mm ~ 800mm	> 3000mm
Maintenance	Difficult	Moderate	Relatively easy
Tank capacity	Small (~3K)	Middle/large (3~15K)	Large (over 20K)
Track record	KHI 1.25K (2019)	NASA 3.2K (1968), 4.7K (2022)	KHI 40K (AIP by NK)
			

Fig. 5 Comparison of cryogenic insulation system

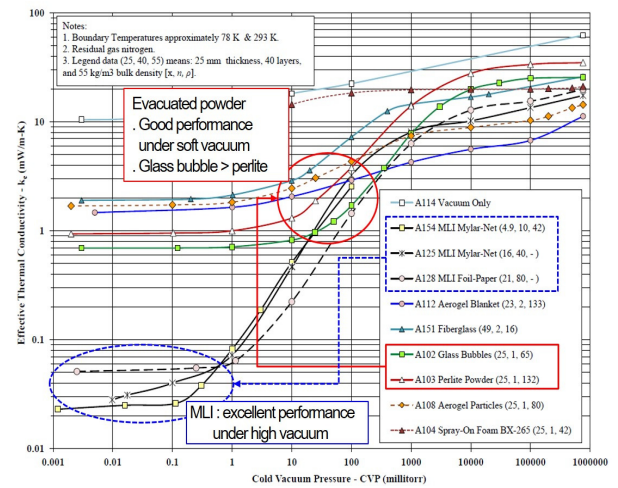


Fig. 6 Effective thermal conductivity (Fesmire, 2015)

et al., 2008). 펄라이트는 극저온 저장탱크에 적용된 사례가 많으며 (Kropschot & Burgess, 1963), NASA의 3200m³ 용량의 육상용 액화 수소 저장탱크에도 적용되었으나 펄라이트 침하현상으로 단열성능이 저하되는 현상이 보고되었다. 이에 NASA는 해당 탱크에 펄라이트 226.5m³을 추가로 주입하였는데, 이것은 전체 환형 공간의 13.8%에 해당하는 체적이다(Krenn & Desenberg, 2019).

Fig. 6은 다양한 극저온 단열재에 대해 저온진공도(CVP, cold vacuum pressure)에 따른 유효열전도도(effective thermal conductivity)를 나타낸 것이다. Fig. 6에서 X축은 저온진공도를 나타낸 것으로서, 오른쪽은 상압 조건이며 왼쪽으로 갈수록 고진공조건이다. Y축은 유효열전도도를 나타낸 것으로서 값이 적을수록 단열성능이 우수하다. 시험 조건은 상온과 액화질소(-196°C)를 각각 단열재의 양단에 적용한 것이다. MLI 단열재는 고진공에서 우수한 단열성능을 보이지만, 고진공 시공 시간이 길며, 고진공이 유지되지 않을 경우 단열성능이 급격히 나빠지는 문제가 있다.

분말 타입 단열재는 중진공에서 좋은 성능을 보이고 있으며, 글래스버블이 펄라이트보다 단열성능이 우수하였다. 글래스버블의 공급처인 3M의 경우, 아시아에서 한국에만 생산공장이 있으므로, 단열재 수급 여건, 가격, 성능 등을 종합적으로 고려하여 Type C 액화 수소 저장탱크의 단열재로 선정하였다. 단열 시스템은 내/외조 사이 환형 공간에 글래스버블을 충전하고 중진공을 생성하여 목표 단열성능을 확보하게 된다. 또한 실선 적용 시 환형 공간의 진공도를 측정하여 운항중 선상(on-board)에 비치된 진공 펌프를 작동시켜 실시간(real-time) 진공도를 제어하는 시스템을 탑재하게 된다.

3. 열 수축을 고려한 단열 시스템 설계

3.1 액화 수소 저장탱크의 열 수축

Fig. 3에 나타낸 것과 같이, 내/외조 이중 셸 구조를 가지는 Type C 액화 수소 저장탱크는 상온에서 건조된 후, 운항 시 내

조에 액화 수소를 채우게 되므로 탱크 내조는 상온에서 액화 수소 온도(-253°C)로 온도가 감소하게 되고 열 수축이 발생한다. 한편 탱크 외조는 상온에 가까우므로 열 수축이 거의 없다. 탱크 내조 소재인 SUS304의 열팽창계수(thermal expansion coefficient)는 데이터의 신뢰도가 높은 미국 국립표준기술연구소(NIST, National Institute of Standards and Technology)의 자료를 활용하였으며 Fig. 7에 나타내었다. 상온에서 -253°C까지의 열팽창계수는 1.11×10^{-5} mm/mm인데, 본 연구에서는 불확실성을 고려하여 1.2×10^{-5} mm/mm를 적용하였다. Fig. 7에서 Type C 액화 수소 저장탱크의 형상은 원기둥(cylinder) 형태의 중앙부와 양쪽 끝단에 반구(half sphere)가 배치된다. 따라서 원기둥, 반구 영역별로 탱크 내조의 체적수축량(volume contraction)을 계산하여 Fig. 8에 정리하였다. 수축 후 체적은 초기 체적의 99%로써 약 1%의 체적수축이 발생하였다.

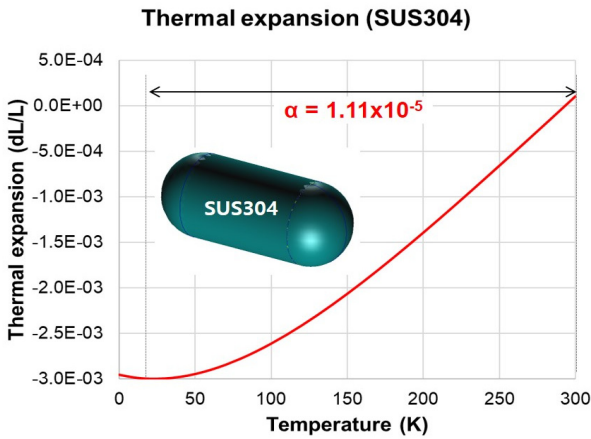


Fig. 7 Thermal expansion coefficient of SUS304 (NIST, 2023)

Parameter	Unit	Description	Sphere	Cylinder
α	mm/mm	Thermal expansion coefficient	1.2×10^{-5}	
$T_{\text{construction}}$	°C	Tank construction temperature	25	
T_{LH_2}	°C	Temperature of liquefied hydrogen	-253	
ΔT	°C	Temperature difference ($T_{\text{construction}} - T_{\text{LH}_2}$)	278	
ϵ	mm/mm	Thermal strain ($\alpha \cdot \Delta T$)	3.34×10^{-3}	
r, L	m	Size before contraction	r (radius)	r (radius), L (length)
r', L'	m	Size after contraction	$r' = r(1 - \epsilon)$	$r' = r(1 - \epsilon)$ $L' = L(1 - \epsilon)$
V	m^3	Volume before contraction	$\frac{4}{3} \pi r^3$	$\pi r^2 L$
V'	m^3	Volume after contraction	$\frac{4}{3} \pi r'^3$	$\pi r'^2 L'$
ΔV	m^3	Volume difference ($V - V'$)	$\frac{4}{3} \pi r^3 \{1 - (1 - \epsilon)^3\}$	$\pi r^2 L \{1 - (1 - \epsilon)^3\}$
V'/V	-	Volume ratio	$(1 - \epsilon)^3 = 0.99$	

Fig. 8 Volume contraction of Type C inner tank

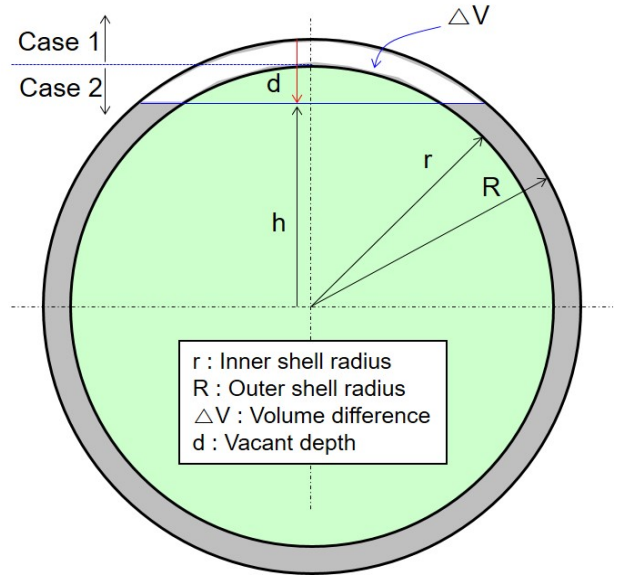


Fig. 9 Vacant depth of power insulation

탱크 내조의 열 수축에 의해 내/외조 사이 환형 공간이 커지게 되어 분말 단열재는 탱크 하부로 흘러내리게 되는데, Fig. 9와 같이 분말 단열재 침하 깊이(vacant depth)가 단열 두께보다 적은 경우를 유형1(case 1), 단열 두께보다 큰 경우를 유형2(case 2)로 구분하여 정리하였다.

3.2 유형 1: 침하 깊이 < 단열 두께

Fig. 10은 침하 깊이가 단열 두께보다 적은 경우를 나타낸 것으로써, 탱크 상부에 분말 단열재가 덮이지 않는 개부 영역은 발생하지 않는 경우이다. 기호에 대한 설명은 Table 1에 정리하였다.

수축 전후의 체적 차(ΔV , volume difference)는 식 (1)~(3)과 같이 나타낼 수 있다. 각 수식에서 양쪽 반구를 더한 구(sphere) 영역과 원기둥 영역으로 구분하여 수식 전개 후, 이를 합쳐서 체적 차를 구하게 된다.

$$\Delta V_{\text{Case1-Sphere}} = \frac{2}{3} \pi R^3 - \pi R^2 h + \frac{1}{3} \pi h^3 \quad (1)$$

$$\Delta V_{\text{Case1-Cylinder}} = \left\{ R^2 \cos^{-1} \left(\frac{h}{R} \right) - \sqrt{R^2 - h^2} h \right\} L \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Delta V_{\text{Case1}} &= \Delta V_{\text{Case1-Sphere}} + \Delta V_{\text{Case1-Cylinder}} \\ &= \frac{2}{3} \pi R^3 - \pi R^2 h + \frac{1}{3} \pi h^3 \\ &\quad + \left\{ R^2 \cos^{-1} \left(\frac{h}{R} \right) - \sqrt{R^2 - h^2} h \right\} L \end{aligned} \quad (3)$$

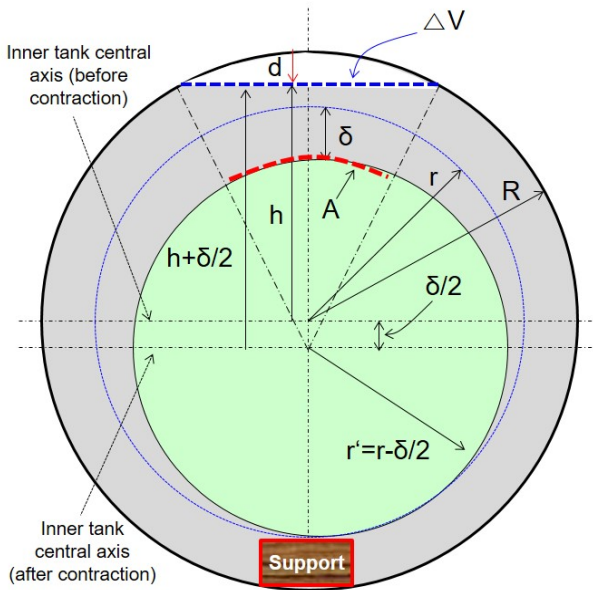


Fig. 10 Tank contraction: case 1 (vacant depth < insulation thickness)

Table 1 Description of symbol in tank contraction

Symbol	Description
r	Inner tank radius
R	Outer tank radius
L	Cylinder length
d	Vacant depth
ΔV	Volume difference
A	Insulation thickness reduced area
A_{open}	Insulation not covered (open) area
δ	Contraction of inner tank diameter
r'	Inner tank radius, after contraction = $r - \delta/2$
t_A	Average insulation thickness in the area where the insulation thickness is reduced

체적 차가 구해지면 단열 두께가 감소한 영역도 식 (4)~(5)과 같이 계산할 수 있다.

$$A_{Case1_Sphere} = 2\pi r^2 \left[1 - \frac{h + \frac{\delta}{2}}{\sqrt{R^2 + h\delta + \frac{\delta^2}{4}}} \right] \quad (4)$$

$$A_{Case1_Cylinder} = 2rL \left[\cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{\sqrt{R^2 + h\delta + \frac{\delta^2}{4}}} \right) \right] \quad (5)$$

단열 두께가 감소한 영역의 평균 단열 두께(t)는 식 (6)~(7)과 같이 계산할 수 있다. Fig. 11은 유형 1에 대한 식 (1)~(7)을 종합적으로 정리한 것이다.



Item	Cylinder 	Sphere 
ΔV	$\left\{ R^2 \cos^{-1} \left(\frac{h}{R} \right) - \sqrt{R^2 - h^2} h \right\} L$	$\frac{2}{3} \pi R^3 - \pi R^2 h + \frac{1}{3} \pi h^3$
A	$2rL \left[\cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{\sqrt{R^2 + h\delta + \frac{\delta^2}{4}}} \right) \right]$	$2\pi r^2 \left(1 - \frac{h + \frac{\delta}{2}}{\sqrt{R^2 + h\delta + \frac{\delta^2}{4}}} \right)$
t_A	$R - r - \frac{d}{2} + \delta$	$R - r - \frac{d}{2} + \delta$
A_{open}	0	0

Fig. 11 Summary of case 1 (vacant depth < insulation thickness)

$$t_{A_Case1_Sphere} = R - r - \frac{d}{2} + \delta \quad (6)$$

$$t_{A_Case1_Cylinder} = R - r - \frac{d}{2} + \delta \quad (7)$$

3.3 유형 2: 침하 깊이 > 단열 두께

Fig. 12는 침하 깊이가 단열 두께보다 큰 경우를 나타낸 것으로써, 탱크 상부에 분말 단열재가 덮히지 않는 개부 영역이 발생하는 경우이다.

수축 전후의 체적 차는 식 (8)~(10)과 같이 나타낼 수 있다.

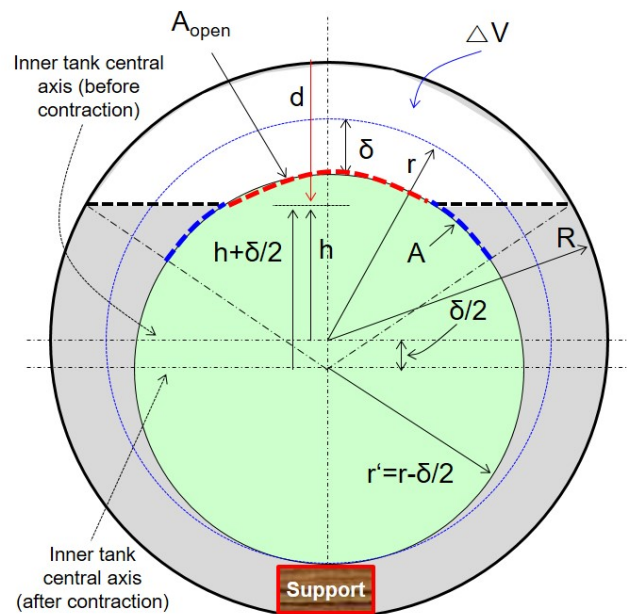


Fig. 12 Tank contraction: case 2 (vacant depth > insulation thickness)

$$\Delta V_{Case2_Sphere} = \frac{2}{4}\pi R^3 - \pi R^2 h + \frac{1}{3}\pi h^3 - \left[\frac{2}{3}\pi r^3 - \pi r^2 \left(h + \frac{\delta}{2} \right) + \frac{1}{3}\pi \left(h + \frac{\delta}{2} \right)^3 \right] \quad (8)$$

$$\Delta V_{Case2_Cylinder} = \left\{ R^2 \cos^{-1} \left(\frac{h}{R} \right) - \sqrt{R^2 - h^2} h \right\} L - \left\{ r^2 \cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{r} \right) - \sqrt{r^2 - \left(h + \frac{\delta}{2} \right)^2} \left(h + \frac{\delta}{2} \right) \right\} L \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \Delta V_{Case2} &= \Delta V_{Case2_Sphere} + \Delta V_{Case2_Cylinder} \\ &= \frac{2}{3}\pi R^3 - \pi R^2 h + \frac{1}{3}\pi h^3 - \left[\frac{2}{3}\pi r^3 - \pi r^2 \left(h + \frac{\delta}{2} \right) + \frac{1}{3}\pi \left(h + \frac{\delta}{2} \right)^3 \right] \\ &\quad + \left\{ R^2 \cos^{-1} \left(\frac{h}{R} \right) - \sqrt{R^2 - h^2} h \right\} L \\ &\quad - \left\{ r^2 \cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{r} \right) - \sqrt{r^2 - \left(h + \frac{\delta}{2} \right)^2} \left(h + \frac{\delta}{2} \right) \right\} L \quad (10) \end{aligned}$$

단열 두께가 감소한 영역은 식 (11)~(12)와 같으며, 단열 두께가 감소한 영역의 평균 단열 두께는 식 (13)~(14)와 같이 계산할 수 있다.

$$A_{Case1_Sphere} = 2\pi r^2 \left(\frac{h}{r} + \frac{\delta}{2r} - \frac{h + \frac{\delta}{2}}{\sqrt{R^2 + h\delta + \frac{\delta^2}{4}}} \right) \quad (11)$$

$$A_{Case1_Cylinder} = 2rL \left[\cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{\sqrt{R^2 + h\delta + \frac{\delta^2}{4}}} \right) - \cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{r} \right) \right] \quad (12)$$

$$t_{A_Case2_Sphere} \approx \frac{R-r}{2} \quad (13)$$

$$t_{A_Case2_Cylinder} \approx \frac{R-r}{2} \quad (14)$$

단열재 개부 영역은 식 (15)~(16)과 같이 계산할 수 있다.

$$A_{open_Case2_Sphere} = 2\pi r^2 \left(1 - \frac{h}{r} - \frac{\delta}{2r} \right) \quad (15)$$

$$A_{open_Case2_Cylinder} = 2\cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{r} \right) rL \quad (16)$$



Item	Cylinder 	Sphere 
ΔV	$\left\{ R^2 \cos^{-1} \left(\frac{h}{R} \right) - \sqrt{R^2 - h^2} h \right\} L - \left\{ r^2 \cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{r} \right) - \sqrt{r^2 - \left(h + \frac{\delta}{2} \right)^2} \left(h + \frac{\delta}{2} \right) \right\} L$	$\frac{2}{3}\pi R^3 - \pi R^2 h + \frac{1}{3}\pi h^3 - \left[\frac{2}{3}\pi r^3 - \pi r^2 \left(h + \frac{\delta}{2} \right) + \frac{1}{3}\pi \left(h + \frac{\delta}{2} \right)^3 \right]$
A	$2rL \left[\cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{\sqrt{R^2 + h\delta + \frac{\delta^2}{4}}} \right) - \cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{r} \right) \right]$	$2\pi r^2 \left(\frac{h}{r} + \frac{\delta}{2r} - \frac{h + \frac{\delta}{2}}{\sqrt{R^2 + h\delta + \frac{\delta^2}{4}}} \right)$
t_A	$\approx \frac{R-r}{2}$	$\approx \frac{R-r}{2}$
A_{open}	$2\cos^{-1} \left(\frac{h + \frac{\delta}{2}}{r} \right) rL$	$2\pi r^2 \left(1 - \frac{h}{r} - \frac{\delta}{2r} \right)$

Fig. 13 Summary of case 2 (vacant depth > insulation thickness)

Fig. 13은 유형 2에 대한 식 (9)~(16)을 종합적으로 정리한 것이다.

3.4 단열 시스템 설계 순서도

Fig. 14는 열 수축을 고려한 단열 시스템 설계 순서도(flow chart)를 나타낸 것이다. 탱크 치수, 단열 두께, 설계 BOR을 입력하고, 열팽창계수, 밀도, 기화잠열 등의 상수를 정의한다. 이러한 입력데이터를 바탕으로 본 연구에서 수식으로 정리된 체적수축량, 침하 깊이, 단열 두께가 감소한 영역과 평균 단열 두께, 단열재 개부 영역 등을 계산하게 된다. 이후 설계 BOR을 만족하는 유효열전도도와 대응되는 저온진공도를 계산한다. 유효열전도도와 저온진공도는 참고문헌 (Fesmire, 2015)을 참조하여 곡선적합 (curve fitting)한 관계식을 이용한다. 계산된 유효열전도도와 저온진공도가 적용가능한 범위이면 설계를 완료하게 된다.

본 연구에서는 돔 구조(dome structure)가 없는 경우에 대해 수식을 전개하였으나, 돔 구조가 있는 경우에도 추가 검토를 통해 수식을 정리할 수 있다.

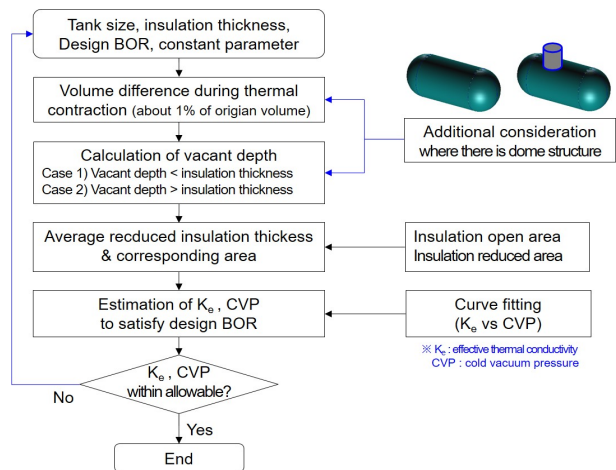


Fig. 14 Flow chart of insulation system design

4. 결론

액화 수소는 LNG보다 극저온으로써, 저장탱크 설계 시 단열 시스템 대한 설계가 매우 중요하다. 본 연구에서는 액화 수소를 저장하기 위하여 IMO Type C 탱크를 적용하며, 내/외조 이중 셸 구조를 채택하였다. 극저온 저장탱크에 사용되는 단열재의 특성을 평가하여 액화 수소 저장탱크에 적합하다고 평가된 분말 타입 단열재를 내/외조 사이 환형 공간에 충전하고, 설계 BOR을 만족시키는 열전도도를 확보하기 위해 진공 수준을 조절하는 방법을 선정하였다.

특히 내조 열 수축에 따른 영향을 상세히 평가하였다. 내조 열 수축으로 수축 전 체적 대비 약 1%의 체적 수축이 발생하였으며, 이를 기반으로 분말 단열재 침하 깊이를 산출하였다. 따라서 내조 상부에 분말 단열재가 덮이지 않는 개부 영역과 단열재 두께 감소 영역을 산출할 수 있으며, 설계 BOR을 만족하는 열전도도와 진공도를 산출하는 일련의 절차를 수립하였다. 본 연구의 성과물은 분말 단열재가 적용되는 액화 수소 저장탱크 단열 시스템의 설계에 유용하게 활용될 것으로 기대된다.

References

- Fesmire, J.E., 2015. Standardization in cryogenic insulation systems testing and performance data, *Physics Procedia*, 67, pp.1089–1097.
- Hydrogen Council, 2022. Hydrogen decarbonization pathways.
- IMO, 2016. The international code for the construction and equipment of ships carrying liquefied gases in bulk (IGC code). *Resolution MSC.370(93)*.
- IMO, 2016. International code of safety for ships using gases or other low-flashpoint fuels (IGF Code). *Resolution MSC.391(95)*.
- IMO, 2016. Interim recommendations for carriage of liquefied hydrogen in bulk. *Resolution MSC.420(97)*.
- Kawasaki, 2021. Hydrogen Transportation – Development of Liquefied Hydrogen Carrier. *Kawasaki Technical Review No. 182*, pp.35–40.
- Kim, T.H. Choi, B.I. Han, Y.S. & Do, K.H., 2020. Thermodynamic Analysis of a Hydrogen Liquefaction Process for a Hydrogen Liquefaction Pilot Plant with a Small Capacity. *Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society*, 31(1), pp.41–48.
- Kim, S.Y. & Choi, D.K., 2018. Hydrogen Liquefaction and Storage Technology and Its Application. *KIC News*, 21(3), pp.20–28.
- Krenn, A. & Desenberg, D., 2019. Return to service of a liquid hydrogen storage sphere. *Cryogenic Engineering Conference*, Connecticut, USA, 21–25 July 2019.
- Kropschot, R.H. & Burgess, R.W., 1963. Perlite for Cryogenic Insulation. *Proceedings of the 1962 Cryogenic Engineering Conference*, pp.425–436.
- Lee, J.M. Kim, S.K. Kim, J.H. Kim, M.S. & Kim, T.Y., 2019. Cryogenic Technology for Storage and Supply of Hydrogen Fuel. *Journal of the society of naval architects of Korea*, 56(1), pp.15–24.
- Lee, S.Y. & Hwang, B.C., 2017. Hydrogen Embrittlement of Three High-Manganese Steel Tested by Different Hydrogen Charging Methods. *Korean Journal of Metal and Materials*, 55(10), pp.695–702.
- National Institute of Standards and Technology, 2023. <https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/materialproperties.htm>
- Sass, J.P. Fesmire, J.E. Nagy, Z.F. Sojourner, S.J. Morris, D.L. & Augustynowicz, S.D., 2008. Thermal performance comparison of glass microsphere and perlite insulation systems for liquid hydrogen storage tanks, *AIP Conference Proceedings 985*, pp.1375–1382.
- Scholtens, B.E. Fesmire, J.E. Sass, J.P. Augustynowicz, S.D. & Keckle, K.W., 2008. Cryogenic thermal performance testing of bulk-fill and aerogel insulation materials, *AIP Conference Proceedings 985*, pp.152–159.



조태민

박태윤

김성규

전상익



방창선

컨테이너 낙하에 따른 해치 코밍과 LNG 연료 배관의 구조 안전성 평가

박주신[†]·유승수·이동연
삼성중공업(주) 조선해양연구소

Estimation of the Structural Safety between Hatch Coaming and LNG Fuel-Piping under Container Drop

Joo-Shin Park[†]·Seung-Su Yu·Dong-Yeon Lee
Ship & Offshore Research Institute, Samsung Heavy Industries Co., Ltd.

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

As the world's trade volume increases after the corona, the container volume is increasing by about 20%. On the other hand, the new market of container ship has passed a boom period of 4.3 million TEU in 2021 and 2.6 million TEU in 2022, but freight rates have been plummeting since the second half of last year. Nonetheless, discussions on ordering container ships are ongoing order. Recently, with the International Maritime Organization(IMO) tentatively agreeing to achieve Net Zero, which makes carbon emissions zero in the shipping industry by 2050, demand for orders for eco-friendly ships is expected to increase significantly. Currently, each shipbuilder is focusing on developing eco-friendly ships based on methanol, ammonia, and hydrogen fuels to replace LNG, which is in the limelight as an eco-friendly fuel. Due to the nature of container ships, they use special ports with supported crane facilities, and containers may fall during operation due to internal/external factors. In this study, the structural damage characteristics of the structure and piping due to container drop were numerically analyzed when the LNG fuel pipeline penetrates the hatch coaming. Since there is no analysis procedure or requirement criteria considering the above-mentioned situation, the failure strain of the member was calculated through nonlinear analysis to determine whether it was safe or not. The load conditions according to the drop position were considered model width both 670mm and 1000mm of the hatch coaming stay, and the maximum height that could be absorbed when the container weight was determined. It is expected that the structural safety evaluation procedure will be a reference for preparing initial specifications for similar projects in the future.

Keywords : Container ship(컨테이너선), Net zero(탄소 배출량 제로), Container drop(컨테이너 낙하), Nonlinear analysis(비선형 해석), Structural damage(구조 손상)

1. 서론

국제해사기구(IMO)는 제80차 해양환경보호위원회 연례회에서 2050년까지 해운업에서 발생하는 탄소 배출량을 제로로 만드는 데 합의하였다. IMO가 탄소 배출 규제를 속도를 내면서 세계 온실가스 배출량의 2.7%를 차지하는 해운업계는 발 빠른 대응 전략을 준비해야할 상황이다. 특히 해운사에서는 탄소 부담금과 친환경 연료 추진 신조 선박을 확보하는데 비용 증가가 예상되고 있다. 단계적으로 온실가스를 배출하지 않는 무탄소 에너지원

(Carbon Free Energy)으로 전환하는 것이 최종 목표이다. 기존 선박들에서 배출되는 황산화물의 90%를 감소시킬 수 있는 액화 천연가스(LNG)는 가장 주목을 받고 있고 높은 기술력과 결합되어 친환경 비즈니스 패러다임을 만들고 있다. LNG 연료 추진선은 연료 공급 시스템의 안전성 확보가 매우 중요하며, 사용 가능한 압력과 온도 조건을 유지하는 높은 기술력을 필요로 하고 있다. 최근 몇 년 동안 LNG 연료 추진 초대형 컨테이너선의 발주가 활발하게 진행되고 있으며, 화물창 내 일부 공간에 LNG 연료 탱크를 구성하고, 엔진까지 배관 라인을 연결하여 추진 시스템을

[†] 교신저자 : 박주신, jooshin.park@samsung.com

구성하고 있다. 컨테이너선은 컨테이너를 전문으로 수송하는 선박이며, 초대형인 경우 부두에 설치된 전용 크레인을 이용하여 적재 및 하역을 수행한다. 이러한 과정 중에서 작업자의 실수 혹은 장비, 노후 컨테이너 연결 장치의 문제가 발생하여 컨테이너가 선박에 낙하하는 시나리오에 대한 구조 안전성 검증 요청이 접수되고 있다. 해양프로젝트의 경우 선급과 선주의 기술 스펙에 낙하 사고에 대한 하중 정의, 평가방법 그리고 기준 등이 명확하게 제시되어 있으나 운반선의 경우 언급한 조건에 부합하는 근거가 없는 상태이다. 본 연구에서는 컨테이너 하역 및 적재하는 과정 중에서 발생할 수 있는 낙하 사고에 대해 해치 코밍 하부의 배관 파이프의 구조 안전성을 평가하기 위하여 비선형 수치해석 방법을 기반으로 하여 발생 가능한 변수들에 대한 시리즈해석을 수행하였다. 기존 선행 연구와의 차별성은 컨테이너 낙하 시 해치 코밍 구조와 관통 파이프의 파단이 연쇄적으로 거동한다고 가정하였으며, 다양한 낙하 조건에 대해서도 빠르게 결과를 예측할 수 있어서 초기 기술 대응에 효과적이다. 기존 선행연구를 요약하면 다음과 같다.

Kim et al. (2012)는 LNG를 추진 연료로 사용하는 운반선 시스템을 구성하기 위하여, 탱크 컨테이너 모델의 적용성 연구를 수행하였다. 저자들은 LNG 벙커링 방법, 연료 공급 시스템 그리고 배치의 유용성을 검토하여 구조 설계의 방향을 결정하였다. 탱크부는 IGC code를 적용하였고, 프레임부는 한국선급 지침을 참고하였다. 정적 하중 시험에 대한 유한요소해석을 수행하여 부재 배치를 확정하였다. 탱크 컨테이너의 철도 운송 시 발생할 수 있는 충격 조건에 대해 동적 하중 시험을 수행하였으며, 한국선급에서 제시하는 허용기준을 모두 만족하였다.

Kim and Kim (2019)은 선박 및 해양구조물의 낙하 사고에 대한 판 구조의 설계 개념을 정립하고 부재 치수 결정 및 구조 안전성 평가를 쉽게 할 수 있는 간이 해석법을 제시하였다. 연구를 위하여, 기존에 수행한 프로젝트의 시방서와 구조해석 보고서, 선급 요구치 그리고 직접 해석법 적용 시 재료 물성치/평가 기준 적용성을 검토하였다. 낙하물 충돌에 의한 설계 영향도를 검토하기 위하여 다양한 변수(요소의 크기, 형상, 재질)를 고려하였고 간이 해석을 수행하여도 충분한 정확도를 확보할 수 있음을 입증하였다.

Lee and Ryu (2021)는 해양 플랫폼 프로젝트 진행 시 의사결정도구로 주로 사용되는 QRA(Quantitative Risk Assessment)의 개선된 평가 절차를 개발하였다. 연구의 대상은 해양 플랫폼 구조 설계 시, 다양한 낙하 물체에 의한 에너지 초과 곡선 응답이었다. 이를 통하여 고 위험군 관리 항목을 분류하여 구조 설계에 반영하는 수정된 절차를 제시하였다. 특히, 낙하 방향에 따른 흡수에너지와 충격 에너지 차이를 검증하기 위하여 수치해석과 실험 결과를 비교하였다. 특정 방향으로 물체가 낙하하면 충격에너지가 흡수에너지보다 최대 4.7배 더 큰 것이 확인되었다. 제안된 절차를 적용하면 낙하 상황 시 구조물의 손상 용량과 빈도에 의한 결과를 평가할 수가 있어서 장점이 많다고 강조하고 있다.

Zhenhui Liu (2022)는 북해에서 사용되고 있는 해양 플랫폼 데크 구조를 대상으로 컨테이너 낙하에 따른 구조 응답을 수치해석 프로그램인 ABAQUS를 이용하였다. NORSOK과 DNV/선급에서 제시하고 있는 평가 기준은 허용 소성 변형률이며 구조 응답에서 구해진 응력을 고려하지 않는다. 연구에서는 이러한 단점을 보완하기 위하여 응력 상태에 따라 소성 변형률 기준이 좀더 보수적이지만 여러가지 다른 충돌조건에서도 충돌 에너지 예측이 잘 일치함을 확인하였다. 그러나 제안된 방법은 컨테이너의 코너가 국부적으로 충돌되는 하중 조건에서는 결과 예측의 차이가 발생하였고, 이러한 조건을 예측할 수 있는 추가 연구가 필요함을 제안하였다.

2. 컨테이너 해치 코밍과 배관

2.1 해치 코밍과 LNG 연료 배관 결합 구조

일반적인 컨테이너선 해치 코밍의 위치는 선박 쪽의 최 외곽 측면에 위치하며, 형상은 Fig. 1과 같다. 컨테이너선의 경우 상부가



Fig. 1 Typical hatch coaming in the container ship

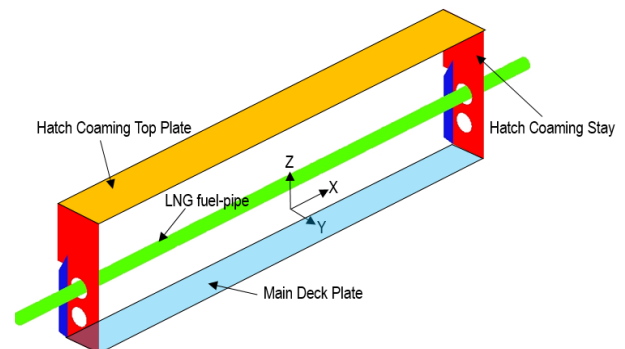


Fig. 2 Arrangement of the hatch coaming and LNG fuel pipe in the container ship

개방되어 있기 때문에 선박의 프레임과 상부의 구조적 강도가 필수적으로 확보되어야 하는데, 해치 코밍 구조를 통하여 확보한다. 해치 코밍은 데크 상부로 돌출되어 있고 코밍 스테이(Coaming stay)에 관통 홀을 시공하여 연료 배관 파이프가 지나가는 배치를 갖고 있으며, Fig. 2와 같다.

2.2 컨테이너 낙하 시나리오

컨테이너가 전용 하역 설비를 갖춘 항구에 도착하면 크레인 설비를 이용하여 컨테이너의 하역과 적재 작업이 이뤄진다. 빠른 시간내 작업을 마무리하기 위해서는 선체 구조물과 주변 컨테이너와 간섭이 발생하지 않는 최소 높이로 이동하게 되고, Fig. 3과 같은 조건에서는 해치 코밍 상부로 약 5m 떨어진 위치에서 작업이 되고 있다. 작업 시 발생할 수 있는 컨테이너의 최대 낙하 높이는 최상위 컨테이너 높이와 같게 되며, 10단일 경우 26m로 가정할 수 있다. 컨테이너 낙하 조건은 총 2가지이며, 벌크헤드와 인접한 LC-02와 벌크헤드 사이 코밍 스테이 낙하 조건 LC-01이며 Fig. 4에서 나타내고 있다.

컨테이너 낙하 시 접촉 면적은 1m로 고려하였으며, 모서리부가 국부적으로 충돌하는 거동을 확인하기 위해서는 3차원 비선형 동적 거동을 모사할 수 있는 외연적 방법 기반 프로그램을 이용해야 한다.

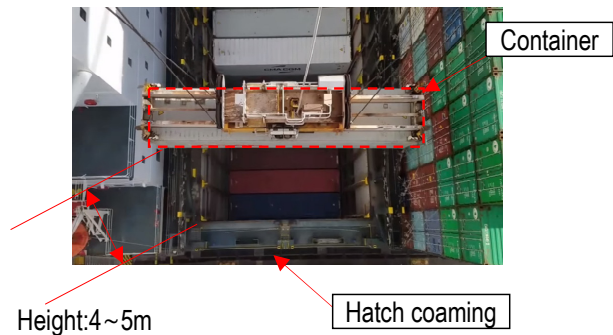


Fig. 3 Container drop height under loading/unloading of the container

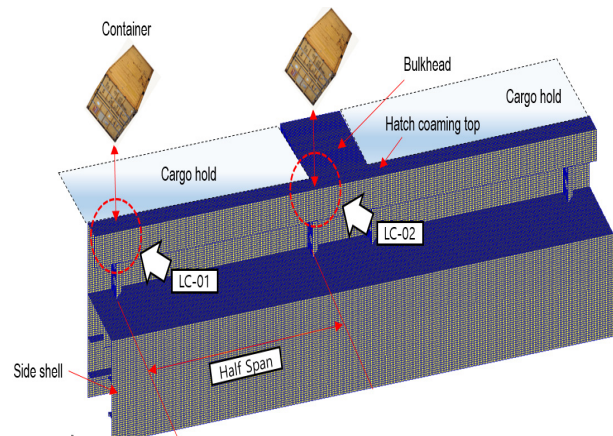


Fig. 4 Load condition according to drop location

3. 구조해석 및 결과

3.1 해석 모델링 및 조건

4절점을 갖는 셸(Shell)요소를 사용하여 선측 외판과 해치 코밍, 스테이의 소성을 포함한 대변형 해석을 위하여 한 개의 요소의 크기는 50mm로 분할하였다. 해치 코밍은 E470재료(항복 응력 470MPa)이고 코밍 하부는 E400(항복 응력 400MPa) 나머지 선체 부재는 AH36(항복 응력 355MPa)으로 구성되어 있다. 모델은 149,549개의 절점과 150,196개의 요소로 구성되어 있으며 Fig. 5와 같다. 비선형 해석은 Nastran V.2017을 사용하였고, 모델링과 결과 출력은 Patran V.2016이며 낙하 위치가 모델에 비교하여 작기 때문에 모델의 모서리부에는 고정 조건을 부여하였다.

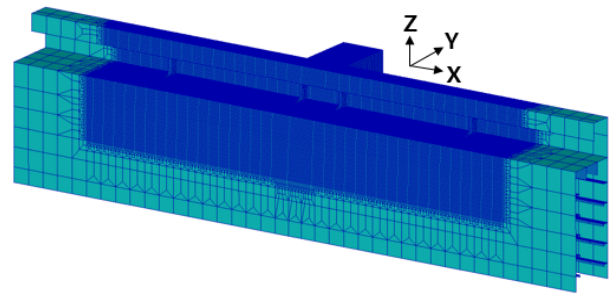


Fig. 5 Analysis model

3.2 비선형 해석 기법

비선형 해석은 두가지 하중 조건, 코밍 스테이 폭이 670mm와 1,000mm인 모델을 이용하였다. 비선형 해석 시 해가 수렴할 때까지 반복 계산은 뉴튼랩슨법(Newton Raphson)을 사용하였다. 해의 수렴 조건은 반복 계산에서 구해진 내력과 외력의 차이가 허용 오차인 0.01%보다 작을 때 수렴한 것으로 설정하였다. 구조 모델의 재료적, 기하학적 비선형성을 모두 고려하였고, 요소의 항복 후 구조물의 강성 변화에 따라 하중 패턴을 변화시키는 방법(Adaptive method)을 선택하였다. 해석은 MSC Nastran SOL 400을 사용하여 비선형 해석을 수행하였다.

3.3 LNG 연료 파이프 선형 해석

컨테이너 낙하 시 해치 코밍 스테이의 변형이 증가하면서 관통하는 배관 파이프의 상단 혹은 하단부와 접촉하게 된다. 이러한 조건에서의 소성 변형률을 계산하기 위하여 코밍 스테이 사이에 있는 파이프의 선형 해석을 통하여 최대 주응력을 Fig. 6과 같이 계산하였다. 파이프는 SUS316L 재질이며 파단 변형률이 40%이다. 계산된 주응력값을 입력 변수로 Neuber's 식(DNV CN 30.7, 2014)을 통하여 소성변형률을 계산할 수 있으며, Fig. 7의 거동 그래프와 같이 표현할 수 있다.

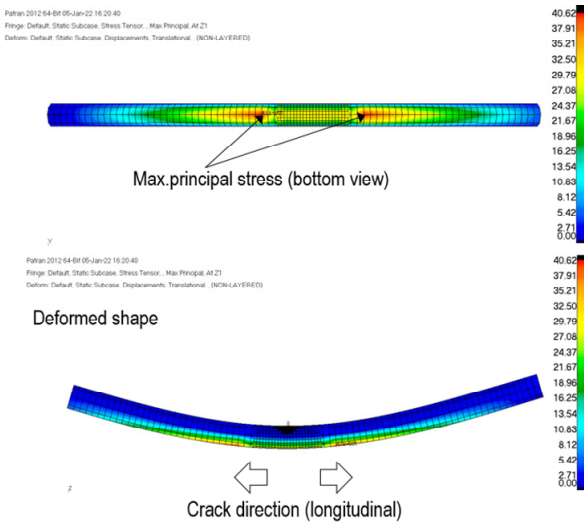


Fig. 6 Results of principal stress and deformed shape for pipe

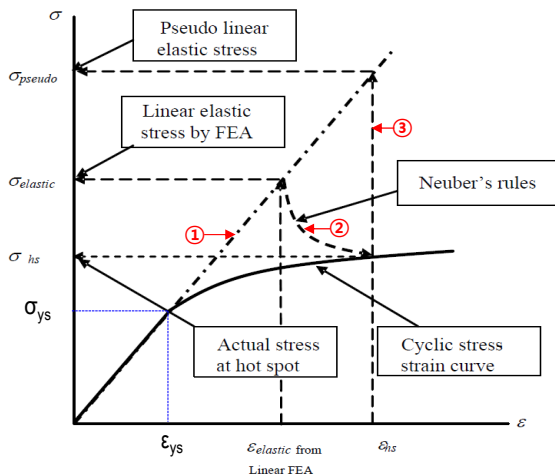


Fig. 7 Calculation method of allowable plastic strain used Neuber's rule (DNV CN 30.7, 2014)

Neuber's 식에서 사용하는 주요 변수를 Table 1에서 정의하고 있으며, 식 (1)은 탄성 응력을 소성 응력으로 보정하는 계산을 시작하여 식 (2), (3), (4)를 순차적으로 계산한다.

Table 1. Summary of the inputs using Neuber's formula

Parameter	Description
$\sigma_{elastic}$	Elastic stress (MPa)
σ_{yield}	Yield stress (MPa)
σ_{pseudo}	Pseudo stress (MPa)
E	Young's modulus (MPa)
k_e	Plasticity correction factor
ϵ_{hs}	Pseudo linear elastic strain
ϵ_{ys}	Strain at yield stress

$$k_e = \sigma_{elastic} 10^{-3} + 0.53 \quad (1)$$

$$\sigma_{pseudo} = k_e \sigma_{elastic} \quad (2)$$

$$\sigma_{pseudo} = E \epsilon_{hs} \quad (3)$$

$$\sigma_{yield} = E \epsilon_{ys} \quad (4)$$

Neuber's 계산식은 탄성 응력 결과를 이용하여 소성 변형율을 예측할 수 있으며, 소성 변형이 발생할 때 탄성 응력-변형률을 실제 응력-변형률로 변환할 수 있다. LNG 연료 파이프의 재료인 SUS316L의 파단변형률은 40%이므로, 40%를 소성허용변형률로 가정하였다. 최종적으로 해치 코밍의 소성허용변형률에 LNG 연료 파이프의 소성허용변형률을 더한 값이 구조물이 견딜 수 있는 최대 소성 허용 변형률이다.

3.4 New analysis procedure

본 연구에서 제안하는 컨테이너 낙하에 따른 LNG 연료 배관이 지나가는 해치 코밍에 대한 구조 안전성 평가 절차서는 Fig. 8과

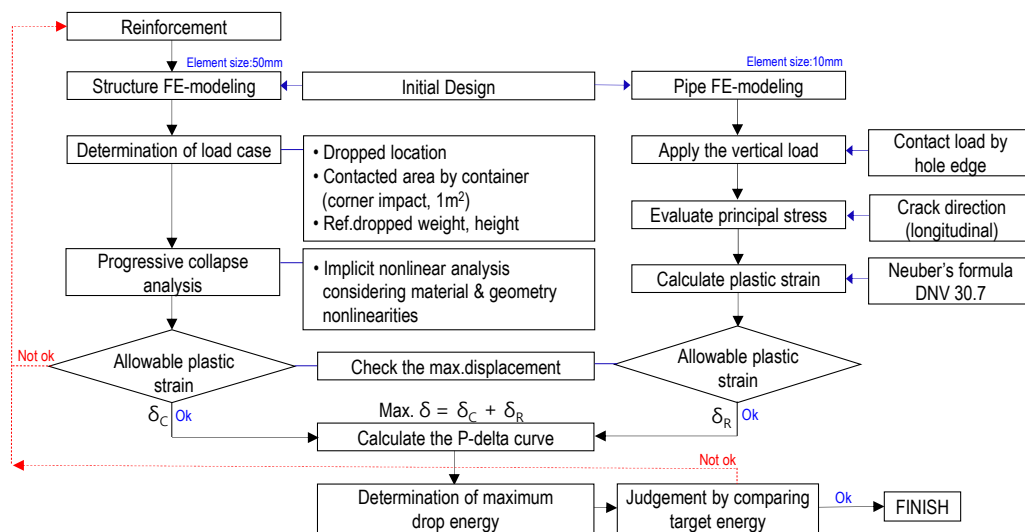


Fig. 8 Analysis procedure of container drop scenario on hatch coaming

같다. 컨테이너 낙하 위치, 낙하 시 접촉 면적, 컨테이너 무게와 낙하 높이를 결정하고 구조 모델링을 통하여 비선형 구조해석을 수행한다. 해치 코밍 상단부에 컨테이너의 모서리부가 충돌한 조건에 대해서 파단이 발생하는 최대 운동에너지를 계산한다. 코밍 스테이의 변형이 증가하면서 배관 파이프와 접촉이 발생하고 이로 인하여 배관 파이프의 파단에 의한 LNG 누출이 발생할 수 있다. 이러한 조건을 검토하기 위하여 파이프에서의 주응력을 계산한 뒤 Neuber's 식을 사용하여 소성 변형을 계산한 뒤 소성허용변형률을 결정하였다. 해치 코밍과 LNG 연료 파이프의 소성 변형률을 합산한 결과가 컨테이너 낙하 조건에서의 LNG 연료가 누출될 수 있는 한계 조건으로 지정하였다. 하중 증가에 따른 붕괴 곡선 이력을 이용하여 최대 흡수 에너지를 결정하여 컨테이너가 낙하할 시 발생하는 위치 에너지와 비교하여 안전율로 정의하였다.

3.5 코밍 스테이 변형 형상

컨테이너 낙하에 의한 코밍 스테이 폭 670mm와 1,000mm 조건에서 낙하 위치 두가지(LC-01, 02)에 따른 변형 형상 결과를 Fig. 9에 나타내고 있다. 작업자의 통행로가 위치한 방향으로 간섭을 피하기 위하여 비대칭 구조 배치를 갖고 있고, 이로 인하여 비대칭 변형 결과를 나타내고 있다. 연료 배관 파이프가 지나가는 개구부는 폭 200mm와 두께 30mm의 덧판(Doubling pad)가 반영되어 있다.

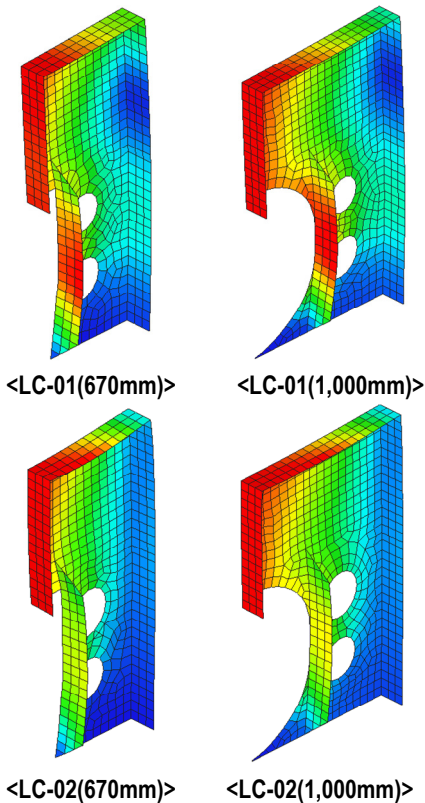


Fig. 9 Deformed shape of the hatch coaming stay for modified design

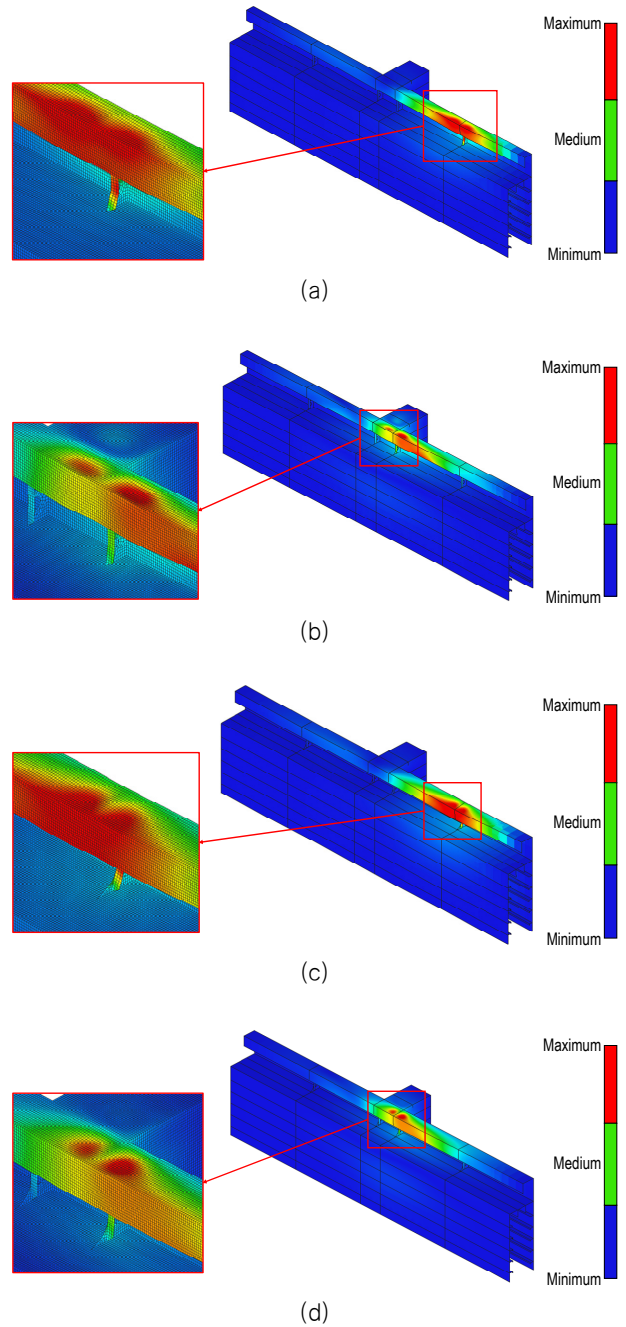


Fig. 10 Deformed shape: (a) hatch coaming stay width 670mm, LC-01; (b) hatch coaming stay width 670mm, LC-02; (c) hatch coaming stay width 1,000mm, LC-01; (d) hatch coaming stay width 1,000mm, LC-02

Fig. 10은 전체 해석 모델에서 낙하 위치와 코밍 폭에 따른 변형 형상을 나타내고 있다. 벌크헤드(Bulkhead) 사이에 낙하하는 LC-02 조건에서 처짐 분포가 넓게 나타나며, 벌크헤드 주변부 낙하 조건에서는 수직 강성이 크기 때문에 국부적인 처짐이 발생하는 경향이 발생하였다. 해치 코밍 상단부 폭 차이에 의한 처짐 형상은 차이가 없으며 개구부 주변의 변형값도 유사하게 나타났다.

3.6 해치 코밍 붕괴 거동 (폭 670mm)

해치 코밍 상단 폭 670mm 모델에서 컨테이너 낙하에 따른 비선형 붕괴 거동을 Fig. 11에 나타내고 있다. 일부 선형 구간을 지나면서 급격한 비선형 거동을 보여주며 주요 지점(A, B, C)에서의 최대 응력을 Fig. 12에서 보여주고 있다. 작업자 통로와 간섭을 피하기 위하여 형성된 비대칭 구조의 처짐에 의해 개구부의 왼편에 응력이 집중되고 있다. 해치 코밍의 파단 변형률 20%와 배관 파이프 40%를 합한 60%에서의 최대 흡수 에너지는 8,444kJ이다.

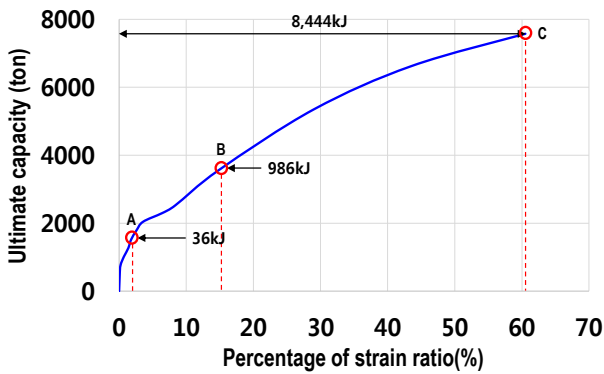
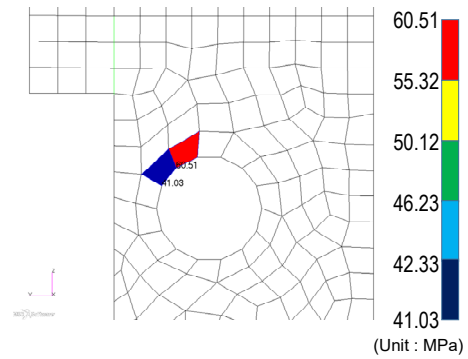


Fig. 11 Progressive collapse behavior : Coming stay width 670mm, (LC-01)



(c)

Fig. 12 Result of maximum plastic strain for modified design: Coming stay width 670mm(LC-01): (a) point A; (b) point B; (c) point C

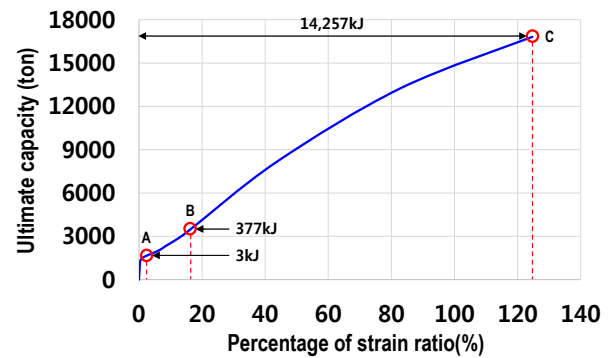
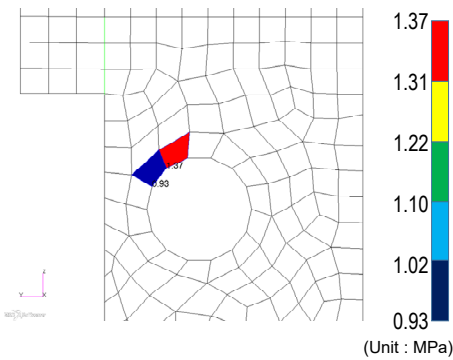
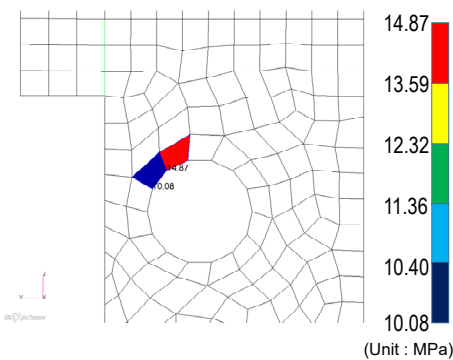


Fig. 13 Progressive collapse behavior for modified design: Coming stay width 670mm, (LC-02)

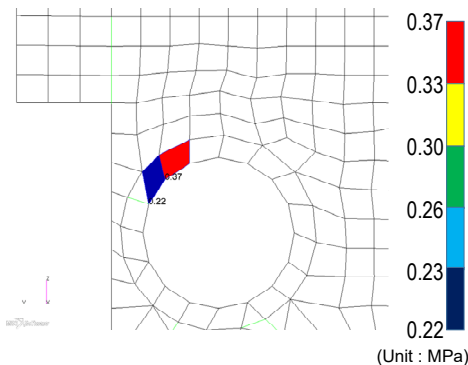
해치 코밍 폭 1,000mm의 최대 소성변형률 60%에서의 최대 흡수 에너지는 1,0,500kJ이며 하부 구조 강성에 따라서 약 24%의 흡수 에너지 증가를 보이며 Fig. 13에서 거동 결과를 Fig. 14에서는 주요 지점에서의 최대 응력 결과를 나타내고 있다. 하중 증가에 따른 비선형 붕괴 거동의 경향은 유사하게 나타나며 B 지점을 지나면서 해치 코밍 하부 선체 구조에서 하중 분담이 발생하면서 강성 기울기가 유지되는 특징이 있다.



(a)



(b)



(a)

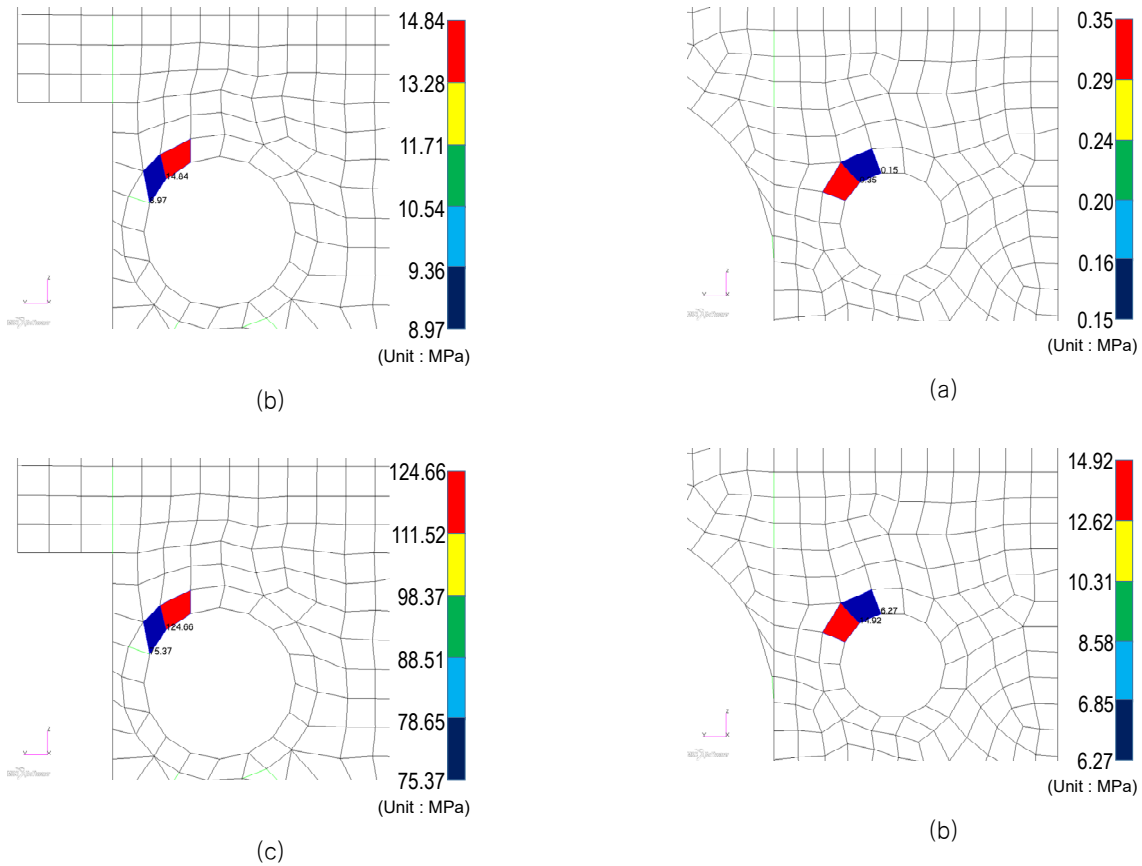


Fig. 14 Result of maximum plastic strain for modified design: Coming stay width 670mm(LC-02): (a) point A; (b) point B; (c) point C

3.7 해치 코밍 붕괴 거동 (폭 1,000mm)

해치 코밍 상단 폭 1,000mm 모델에서 컨테이너 낙하에 따른 비선형 붕괴 거동을 Fig. 15에 나타내고 있다. 하중 분담 면적이 증가하면서 흡수 에너지는 증가하는 경향을 나타내고 있으며, 최대 응력이 발생하는 결과를 Fig. 16에 보여주고 있다.

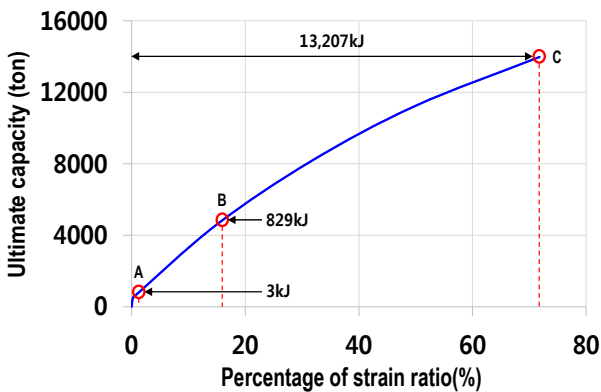


Fig. 15 Progressive collapse behavior for modified design: Coming stay width 1,000mm, (LC-01)

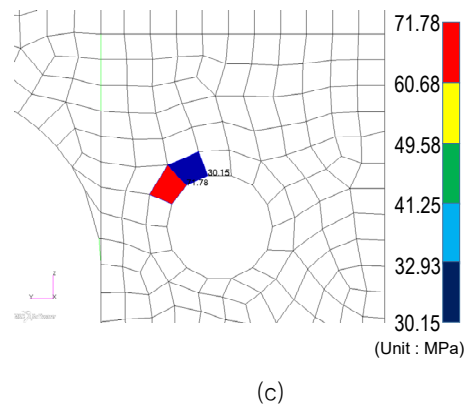


Fig. 16 Result of maximum plastic strain for modified design: Coming stay width 1,000mm(LC-01): (a) point A; (b) point B; (c) point C

3.8 낙하에 의한 안전성 검토

연구에서 고려한 해치 코밍 상단부 폭 670mm와 1,000mm 모델에 대해서 낙하 높이 5m와 컨테이너 중량 16톤일때의 안전성을 Table 2와 3에 정리하였다. 폭 670mm에서는 하중 조건 LC-01에서 컨테이너 중량이 16톤에서는 낙하 높이가 10.4m 조건까지 현재 구조는 흡수할 수 있으며, 구조의 파단과 배관 파이프의 파단을 고려한 기준이다. 폭 1,000mm에서는 동일한 컨테이너 중량에서 최대 낙하 높이가 16.2m까지 허용할 수 있다.

Table 2 Summary of the drop energy against dropped container (width=670mm)

H/coaming Stay width (mm)	Load Case	Container Weight (ton)	Drop height (m)	Safety Ratio
670	LC-01	16	5	2.07
	LC-02	16	5	3.49

Table 3 Summary of the drop energy against dropped container (width=1,000mm)

H/coaming Stay width (mm)	Load Case	Container Weight (ton)	Drop height (m)	Safety Ratio
1,000	LC-01	16	5	3.24
	LC-02	16	5	8.78

4. 결론

컨테이너의 적재 및 하역 시 해치 코밍으로 낙하가 발생한 사고 상황에 대한 구조 안전성 평가를 수행하기 위하여 새로운 평가 절차를 개발하여 유한요소해석을 수행하였다. 실제 작업 조건을 일반화할 수 없기 때문에 컨테이너 중량은 16톤, 낙하 높이는 5m를 기준으로 가정하였다. 일반적으로 컨테이너의 강성은 해치 코밍 보다 작아서 낙하 충격 시 컨테이너가 대부분의 에너지를 흡수한다. 또한 낙하 속도에 따른 소성 경화 및 변형률을 고려하지 않고, 위치에너지 물리량이 운동에너지와 동일하게 전달되는 것으로 고려하였다. 해치 코밍 폭 두가지 모델에 대해서 현재 구조가 흡수할 수 있는 최대 에너지를 계산할 수 있도록 안전율로 정량화 하였으며, 최소 값은 폭 670mm이고 벌크헤드 사이 중앙의 코밍 스테이에 낙하하는 하중 조건에서 2.07이다. 본 연구에서 제안한 방식은 빠른 시간내에 컨테이너 낙하에 따른 구조 안전성 여부를 판단할 수 있어서 초기에 설계 변경 가능성을 검토하기에 유리하며, 상세한 파괴 역학을 예측하기에는 적용성의 한계가 있다는 점에 대해서는 언급하고 싶다.

References

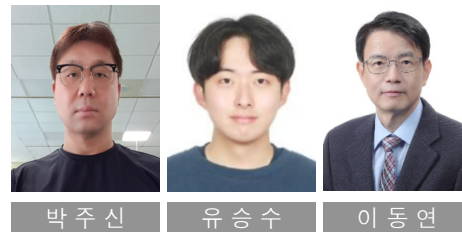
Tae-Woo Kim, Yong-Suk Suh, Ki-Bok Jang, Min-Sung Chun, Kang-Dae Lee and Kyong-Ho Cha., 2012, A study and design on tank container for fuel tank of LNG fueled ship, *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 49, No. 6, pp.504-511.

Ul-Nyeon Kim and Han-Byul Kim.,2019, A study on the design concept and simplified analysis method in dropped object accidents by lifting crane, *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 56, No. 3, pp.251-262.

Kwang-Kook Lee and Hyun-Su Ryu.,2021, Dropped object impact analysis considering frequency and consequence for LNG-FPSO topside module, *Journal of the Applied Sciences*, Vol. 11, pp.1-23.

Zhenhui Liu.,2022, Numerical simulation of dropped container impacts with an offshore platform decks in the North Sea, *Journal of Engineering for the Maritime Environment*, Vol. 236, pp.273-282.

Det Norske Veritas(DNV).,2014, Classification Notes No. 30.7, *Fatigue Assessment of Ship Structures*.



선체 표면 조도에 따른 선속 영향 평가

김동섭[†]
케이조선(주) 기술연구소 선형설계연구파트

Evaluation of the Effect of Vessel Speed on the Roughness of the Hull Surface

Dong-sup Kim[†]
Research Institute of Technology Hull Form Design Research Part, K Shipbuilding Co., Ltd.

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Shipbuilding process is normally completed with pier mooring at quay to improve building efficiency before latter outfitting process. In case of the ship which has long term of pier mooring, biofouling occurs at its hull surface. Also, the increase of sea temperature due to greenhouse gas intensifies the biofouling contamination at its surface. The increasement of biofouling leads higher hull roughness and this increases surface friction. Friction resistance occupies about 70% of entire resistance at ship's ongoing condition. According to this matter, the speed of the ship is reduced and the rate of fuel oil consumption rises. This study focuses on the speed variance according to hull roughness and measured it with temperature. And the increase of speed and decrease of the rate of fuel oil consumption is confirmed via remeasurement of hull roughness and speed after repainting.

Keywords : Ship speed, ISO15016:2015, Hull Roughness, Under water survey & cleaning, Ship hydrodynamic performance, Greenhouse gas, Energy Efficiency Design Index

1. 서론

도크 회전율은 현재 조선소의 선박 건조 능력과 밀접한 관계를 가지고 있다. 따라서 조선소에서는 도크 회전율을 상승시키기 위하여, 후행공정(의장품 공정)등이 완료되지 않은 상태에서 선박을 진수 하여 안벽에 계류하며 공정을 완료한다. 일반적으로 안벽 계류 기간은 약 2개월 미만이나, 공정상에 문제가 발생하거나, LNG 선과 같이 후행 공정의 기간이 긴 선박의 경우 안벽 계류에 따른 선체 외판의 오염이 발생하게 된다. Science지에 따르면 온실가스에 의한 전 지구적 기후변화가 온도를 상승시키며 에너지 순환에 심각한 불균형을 일으키고 있다. 이렇게 발생한 에너지는 바다에 흡수되면서 해수 온도를 급격히 상승시키고 있다. 이러한 해수 온도의 상승은 선박의 수선 하부 면과 추진기관인 프로펠러에 발생하는 생물학적 오염물의 증가를 일으키고 있다. 생물학적 오염물의 증가는 선체 표면 조도를 증가시켜 선체 표면 마찰 저항 증가가 발생되며, 이는 선박의 운항 속도 감소 및 연료 소비 상승으로 귀결될 것으로 예상된다.

국제 해사 기구(IMO)에서는 새롭게 건조되는 선박에는 선박 에너지 설계 효율 지수(Energy Efficiency Design Index)를 도입하였으며, 현재 운항중인 선박에는(Energy Efficiency Existing Ship Index), CII(Carbon Intensity Indicator)를 도입하기로 결정하였다. 선박 에너지 설계 효율 지수는 해운분야 이산화탄소 감축을 통한 온실가스(GHG) 배출량 규제를 위한 기술적 조치의 일환으로 MEPC 62차에서 선박의 에너지 효율 설계 지수(EEDI)를 2013년 1월부터 적용되는 강제 규정으로 채택하여 2013년 이후 건조되는 신조선 에너지 효율 설계 지수(EEDI) 적용이 강제화 하였다. 그리고 2025년 이후 건조되는 신조선은 선종별로 기준선 대비 30% 이상의 에너지 효율 향상이 요구되며 해당 에너지 설계 지수를 충족하지 못하는 선박은 운항이 전면 금지된다. 또한 MEPC 70차에서는 선박연료소모량, 자료수집시스템의 강제화 결정으로 국제 항행 선박은 연간 연료 사용량, 운항 거리 및 운항 시간 등의 연료 소모량 자료수집과 보고(IMO Data Collection System)가 의무화되었다. 최근 MEPC 74차에서는 EEXI와 CII 지수 도입이 확정되었다. EEXI는 2023년 1월 1일부로 5000ton 이상의 국제 운항을 하는 선박에 적용되었으며 해당 지수를 만족시

[†] 교신저자 : 김동섭, dongsup@kshipbuilding.com

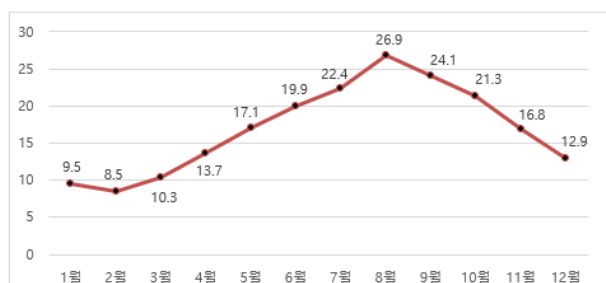
키지 못하는 선박은 즉시 운항 정지상태에 놓이게 된다. CII지수는 운항적 측면과 관련이 있으며, EEXI를 만족시킨 선박을 대상으로 매년 CII등급을 산정(A to E 등급)하여 3년이상 D등급을 부여 받거나, 당해년도 E등급을 부여 받은 선박의 경우 SEEMP (Ship Energy Efficiency Management Plan)를 통해 선박의 운항 관련 제반 사항을 관리하며 운항에 불이익 및 항구 입출항 시 추가 세금 부과 등의 방법이 이루어 질 것으로 예상된다. EEDI, EEXI와 연계된 선박 연료 소모량 저감, 선박의 속도 향상 및 대기오염물질 배출 감소는 선주사 및 조선소를 비롯한 모든 해양관련 산업계의 공통된 관심사로서 프로펠러 부가 장비 공기 유탄 시스템(ALS), 선형 선박 운영 최적화 및 저 마찰 방오도로 등의 다양한 연구가 진행되고 있다. 선체 성능 계측 관점에서 선체 표면 조도의 개선은 선박의 운항 중 발생하는 마찰 저항을 최소화 하기 위한 사실상 일종의 에너지 저감 효과로 고려된다. 이 부분은 정확한 영향 평가 기준 정립 등 추가 적인 연구와 검토가 필요하며, 선체 및 프로펠러 성능 변화 측정 방법에 대한 표준인 ISO 19030을 통해 선주사 및 선박운용사의 관점에서 이러한 성능변화 정도를 참조하고 있다.

2. 선체 표면 조도에 따른 영향 분석

2.1 월별 해수온도 및 표면 조도 변화

월별 해수 온도변화량 비교는 가덕도 기상 관측소에서 계측된 데이터를 이용하였으며, 월 평균 최저 해수온도는 2월에 약 8.5도로 계측 되었으며, 월 평균 최고 해수온도는 8월에 26.9도로 계측 되었다. 인근 해역에서 계측되는 년 평균 해수온도는 약 17도로 계산되며, 5월과 11월에 계측되는 결과와 유사하였다.

월별 평균 해수 온도의 비교와 실선 Hull Inspection을 통해 월별 평균 해수온도에 따른 Biofouling 발생 상태를 비교 분석하였다. Biofouling 상태 확인을 위한 계측 선박은 실험 대상선박과는 다른 크기의 선박이지만, 모두 Series Vessel이며 선체 외판에 도장된 도료는 모두 동일한 성분이다. 선체 진수 수 안벽 계류



가덕도 기상 관측소 월별 해수온도

1월	3월	5월	7월	8월	9월	10월	12월
9.5	10.3	17.1	22.4	26.9	24.1	21.3	12.9

Fig. 1 월별 해수 평균 온도

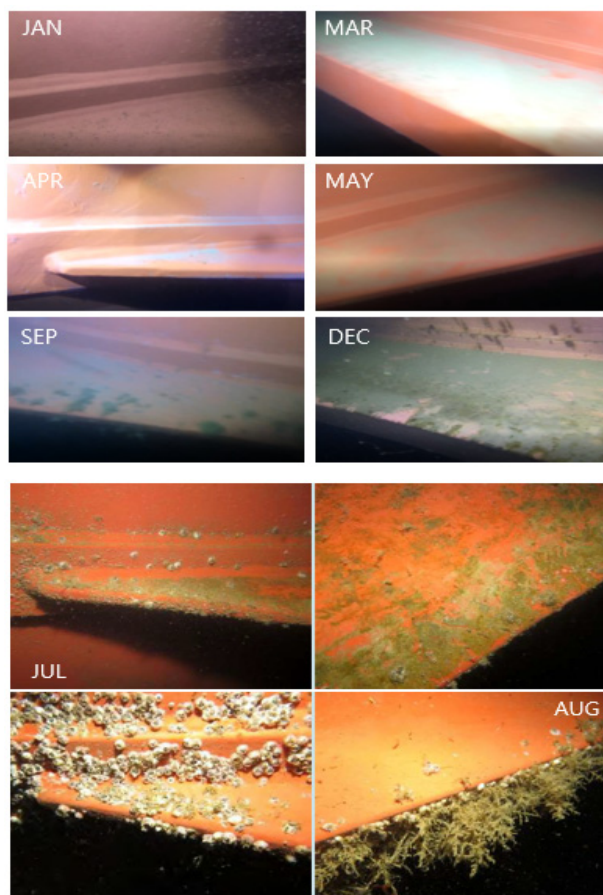


Fig. 2 월별 Hull Inspection 계측 결과

위치 및 진수 후 계측 일정도 동일하며, 안벽 공사 중 선체에 어떠한 조치도 가하지 않은 상태이다. 또한, 7월과 8월 계측한 선박은 동일한 선박으로 해수 온도의 상승이 큰 7월에 1차 Hull Inspection을 수행하였으며, 8월에 2차 Hull Inspection을 수행하였다.

Hull Inspection결과에 따르면, 해수 온도가 상대적으로 낮은 봄, 가을, 겨울에는 선체 외판에 Biofouling 현상의 발생이 적거나, Slime 정도의 오염만 발생되었다. 하지만, 해수온도가 상대적으로 높은 7월에는 선체 외판에 Biofouling이 일부 발생되었으나, 해수온도가 최고점에 도달한 8월에는 Biofouling이 심각한 상황으로 확장되는 것을 알 수 있다.

2.2 Biofouling 상태에 따른 영향

MEPC 60/4/21에 따르면, 통상적으로 Hull roughness 10mic 증가 시 Speed loss 0.1% 증가로 인지되고 있다. 즉 100mic 증가 시 Speed loss는 1% 증가하게 되며, Speed loss의 1% 증가라 함은 Shaft power가 3% 증가되야 속도 유지가 된다. 따라서 선박의 속도 1% 감소는 연료 소모가 3% 늘어난다는 이론이다.

방오 도료 시장에서의 평균 hull roughness 는 120mic이며, 성능이 좋지 못한 도료의 경우에는 200mic 이상으로 알려져 있다. 또한, Heavy slime의 경우 매끈한 선체인 경우 대비 shaft

Table 1. A range of representative coating and fouling conditions. The Naval Ships' Technical Manual (NSTM) rating is a fouling index used by the US Navy based on Naval Ships' Technical Manual (2002). The values of equivalent sand roughness height (k_s) and average coating roughness (R_{30}) are based on the measurements of Schultz (2004).

Description of condition	NSTM rating*	k_s (μm)	R_{30} (μm)
Hydraulically smooth surface	0	0	0
Typical as applied AF coating	0	30	150
Deteriorated coating or light slime	10-20	100	300
Heavy slime	30	300	600
Small calcareous fouling or weed	40-60	1000	1000
Medium calcareous fouling	70-80	3000	3000
Heavy calcareous fouling	90-100	10,000	10,000

*NSTM (2002).

Fig. 3 Biofouling 영향

power가 19% 증가하며, 이는 선박의 속도 감소로 귀결되며 선박의 속도 감소는 약 6.3% (예, 20 knots 6.3% 손실인 경우 (20-1.26) 18.74 knots)가 된다. Medium calcareous의 경우 shaft power는 52% 증가하며, 선박의 속도는 약 17.3% (ex. 20 knots 17.3% 손실인 경우 (20-3.46) 16.54 knots)가 된다.

이는 MEPC 60/4/21[14]에 근거한 additional shaft power 수치이며, 선박의 속도 감소로의 변환은 일반적인 이론 적용하여 산출한 선박 속도 손실 비이다. MEPC 60/4/21에 근거한 additional shaft power 증가분은 전체 선박의 면적 100%에 fouling이 발생하였을 경우이며, 예를 들어 전면적의 20% fouling의 경우, 1/5가 될 것으로 예상된다. 하지만, 선박의 형상 특성상 fouling의 발생 부위나 면적, 분포에 따라 additional shaft power의 추정치는 변동된다.

2.3 Biofouling 선체 발생 위치에 따른 영향

선박에서 마찰저항은 전 저항의 약 70%를 차지 하고 있다. 선체 표면을 지나가는 유속이 빨라 질수록 마찰 저항은 커져 선 수 Bulb 하단 근처에서 극대화되며, 선미부 반류구간에서 유속이 감소하여 마찰 저항도 최소화된다. 선미부 하단에서 선미 Bulb 구간은 반류의 영향을 적게 받아 마찰 저항이 크다.

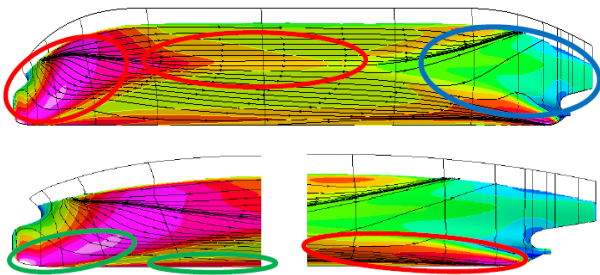


Fig. 4 CFD 해석을 통한 선체 저항 발생 분포

3. 선체 검사 및 속도 측정 결과

3.1 표면 거칠기 측정 결과 및 시운전 결과 분석

Speed test를 통해 제거되는 Bio-fouling의 정도 확인을 위해 속도시험 전 Underwater surveys 를 실시하였다. 추진기 영향을

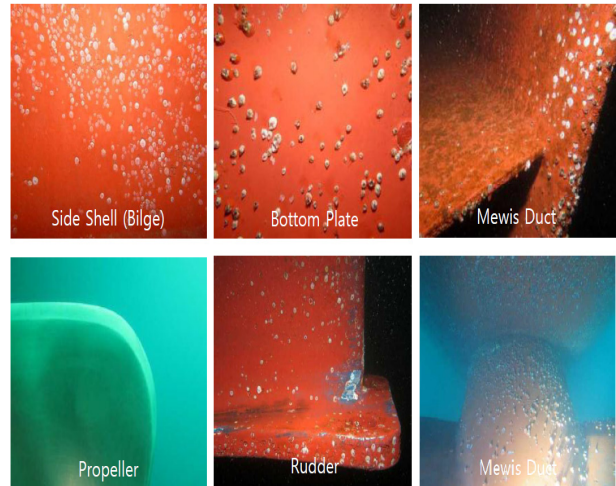
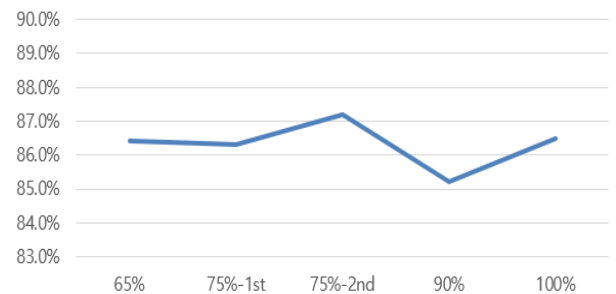


Fig. 5 Underwater surveys 결과



	65%	75%	75%	90%	100%
Test/Model	86.4%	86.3%	87.2%	85.2%	86.5%

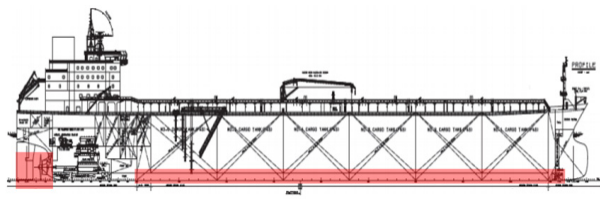
Fig. 6 선체 오염 선박 시운전 결과

배제 하기 위해 시운전 수행 전 Propeller의 경우 Cleaning 수행 하였으며, Propeller 이외의 영역에서는 Cleaning 수행하지 않았다. Underwater surveys 를 통하여 선체 수선하부 많은 구역에서 Bio-fouling 의 발생이 확인하였으며, 일부 지역에서는 barnacle 의 발생이 확인됨.

해당 선박 속도 시운전은 대한해협에서 12월에 수행하였으며, 해상 환경은 양호한 상태였다. 계속된 결과는 ISO15016:2015 선속 시운전 해석법을 이용하여 보정하였다.

대상 선박의 수선 하부면 선체 표면 정확한 Biofouling상태 확인을 위하여 대상 선박을 도크에 재 입거 하여 선체 표면 검사를 수행하였다. 선체 표면 검사 결과 대상 선박 선체 하부 전체의 넓은 면적에 걸쳐 Barnacle 부착 및 Paint 손상이 다수 발견되었으며, Rudder, Mewis Duct, Bilge Keel 대부분에서 Barnacle 부착 및 Paint 손상 다수 발견되었다. 또한, Rudder에 그물로 추정되는 물체가 걸려 심하게 손상된 흔적이 발견되었다. 또한, Barnacle이 Paint를 밀어 올리며 성장하여 마치 Barnacle위에 Paint가 도포된 것 같은 현상이 전 영역에 걸쳐 발견되었다.

선체 Fouling 상태 점검 결과, Barnacles 등으로 오염 범위는 선체표면의 50% 이상임을 확인 하였다. 특히, 선수/선미 Bulb



	Bottom Area		Side Shell	
	Area(m ²)	Percent(%)	Area(m ²)	Percent(%)
Fwd	3468.5	42.7	4645.7	57.3
Aft	2322.1	32.0	4930.0	68.0
Total	5790.6	37.7	9575.7	62.3

Fig. 7 선체 Biofouling 상태 점검 결과

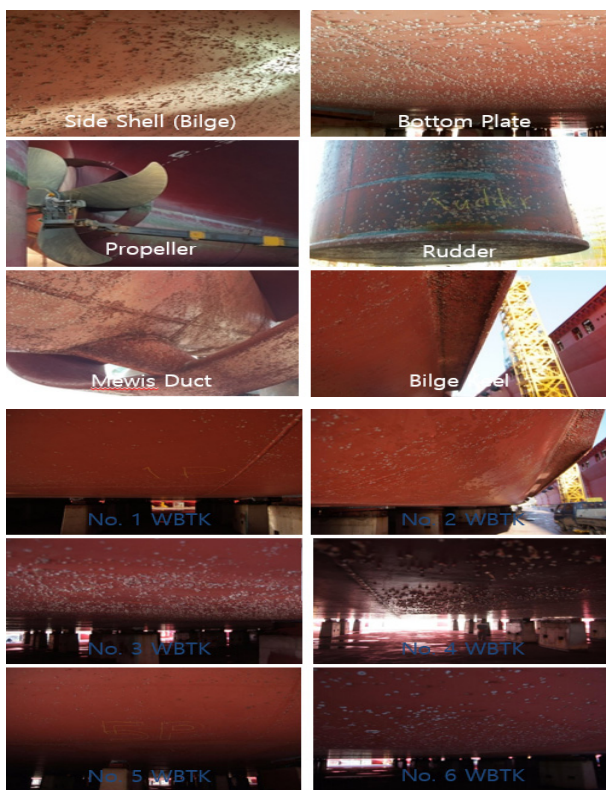


Fig. 8 Dry Dock에서 수행된 Hull Inspection 결과

하단, Bilge keel, Bottom부 등 마찰저항 영향이 큰 부분이 심하게 오염되었음을 확인하였음.

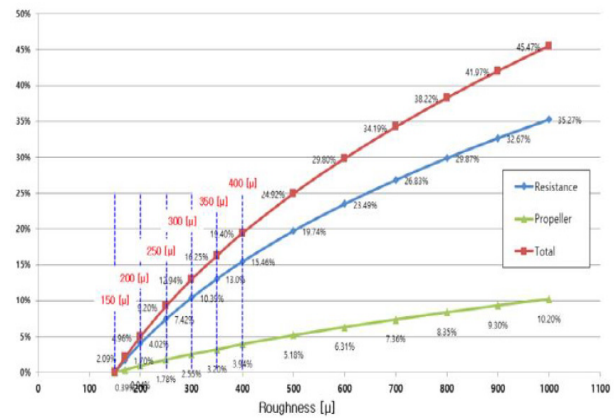
선체 표면의 Roughness 증가로 인해 선미부 경계층이 두꺼워져 마찰저항과는 별도의 부가저항 발생이 예상되며, 선미 반류 증가에 의한 프로펠러 효율 감소가 예상되었다. Mewis Duct 표면의 Fouling 이 추진기로 유입되는 Flow에 악영향을 미쳐 추진 효율 손실이 예상됨. 따라서, Barnacle 로 인한 저항 증가분 제거 후 정상 성능 복구 가능한 것으로 예측되었다.

ITTC Performance Prediction Method[19]에 따라 Roughness 와 저항과의 상관관계 추정하였으며, 추정된 저항으로 추진효율을 재 계산한 결과, 저항 증가의 약 25%에 해당하는 추진효율 저하 예상되었다.

$$\Delta C_F = 0.044[(k_S/L_{ML})^{(1/3)} - 10 \cdot R_e^{(1/3)}] + 0.000125 \quad (1)$$

ΔC_F = Roughness of Hull Surface

k_S = Standard Value $150 \cdot 10^{-6}$



표면조도	150 μ	300 μ	350 μ	400 μ
저항증가	0%	12.9%	16.3%	19.4%

Fig. 9 표면조도 변화에 따른 저항 증가량

3.2 표면 거칠기 개선 결과 및 시운전 결과 분석

본선의 표면 조도 계측을 위하여 TQC회사의 계측기 SP-DC9000을 사용하였다. SP-DC9000의 선체 표면 거칠기 계측기는 크게 제어장치(본체)와 센서(프로브)로 구성되어 있으며, 제원은 아래와 같다. 센서는 선체 표면에 접촉식으로 표면 거칠기가 계측되며, 표시부를 통해 계측 결과를 확인할 수 있다. 측정된 결과는 컴퓨터와 유선으로 연결한 뒤 제조사에서 제공하는 전용 프로그램을 이용하여 전송이 가능하다. 측정 전 계측기의 교정을 통해 계측기의 정도를 높였으며, 교정은 제조사(TQC)에서 제공한 교정판(Calibration plate)을 이용하였다.

계측 지점의 선정은 계측기 제조사(TQC)에서는 최소 100구역 이상의 계측 구역을 설정하는 것을 권장하며, 국제수조협회(ITTC)에서는 계측 시 계측지점에서 최소 3번 이상의 계측을 권장하고 있다. 본 연구에서는 대상 선박의 선체 표면을 재 도장 후 선체를 총 120구획으로 나누어 각각의 구획을 12번에 걸쳐 반복하여 측정 후 평균 값을 추출하였다. 120구획에 각각 12회 반복 계측에 대한 평균 결과는 평균 조도 79 μm, 최고 조도 93 μm 및 최저 조도 64 μm 로 확인되었다.

Table 1 계측기 SP-DC9000 제원

Accuracy	+/- 5 microns or <2%
Memory	8 batches / 960 locations, over 10,000 reading
Unit / Speed	micron / 50 mm/s
Speed	50 mm/s
Sensor weight	approx 630g
Control unit weight	approx 350g

선체 표면 조도에 따른 선속 영향 평가

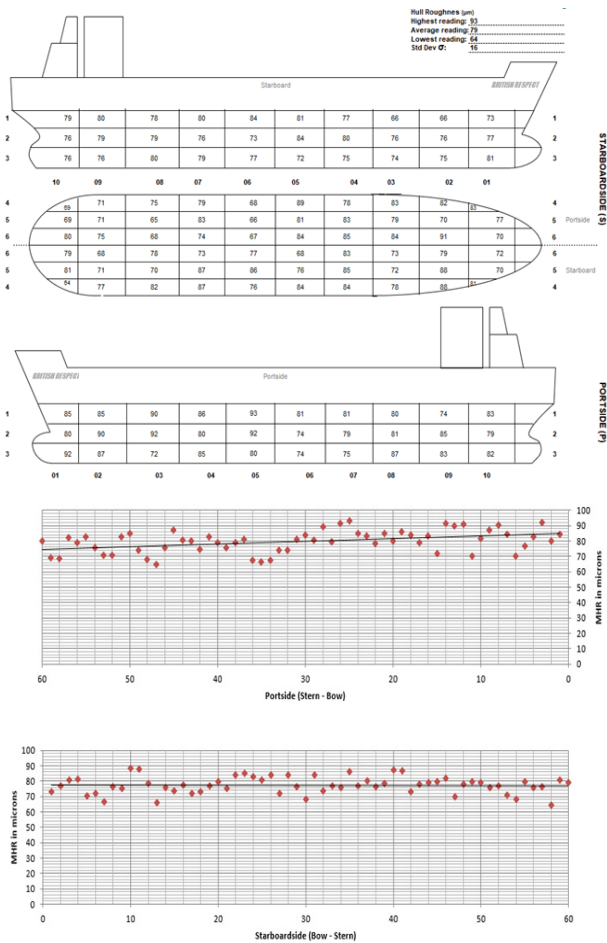


Fig. 11 Hull roughness 측정 결과

해당 선박 속도 시운전은 비교 대상과 동일한 대한해협에서 1월에 이루어졌으며, 풍속은 B.F.2로 정수 중 상태와 유사한 해상 환경이었다.

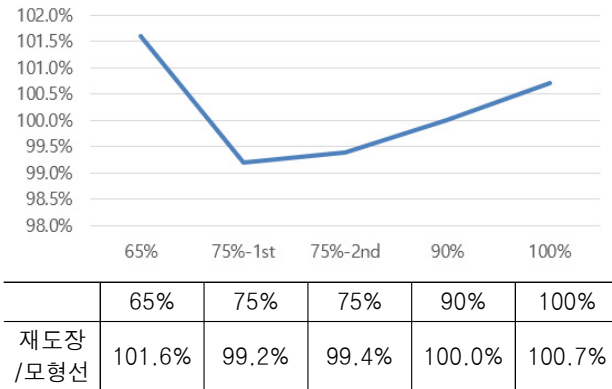
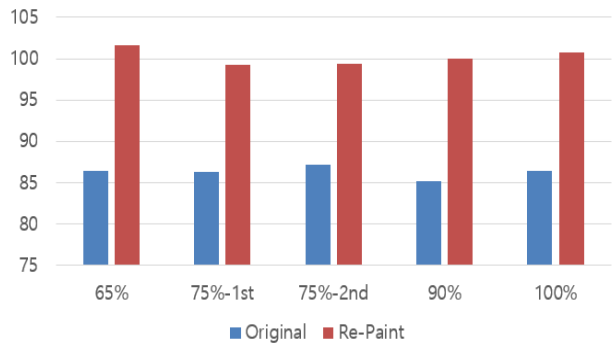


Fig. 12 Hull Roughness 개선 선박 시운전 결과

3.3 표면 거칠기 개선 전 후 결과 분석

Biofouling이 심각한 선박의 속도 시운전 결과와 선체 재도장 후 수행된 속도 시운전 결과는 평균 약 14% 정도의 차이가 확인



	65%	75%	75%	90%	100%
Original	86.4%	86.3%	87.2%	85.2%	86.5%
재도장	101.6%	99.2%	99.4%	100.0%	100.7%

Fig. 13 선속 시운전 수행 결과 비교

되었다. 이에 선체 표면 조도가 선박의 속도에 미치는 영향력을 확인할 수 있었다.

속도 시운전 결과를 모형시험 결과와 비교 분석한 결과 모형 시험 결과 대비 저항을 약 40% 증가시키면, 대상선박의 속도 시운전 결과와 유사한 경향을 보임을 알 수 있다. 이때, 프로펠러 RPM Margin은 약 1.5%로 대상 선박의 속도 시운전 결과와 일치함을 알 수 있다. 따라서 대상 선박의 속도 저하는 선체의 저항 40% 증가로 인하여 대상 선박의 속도가 저하되었다.

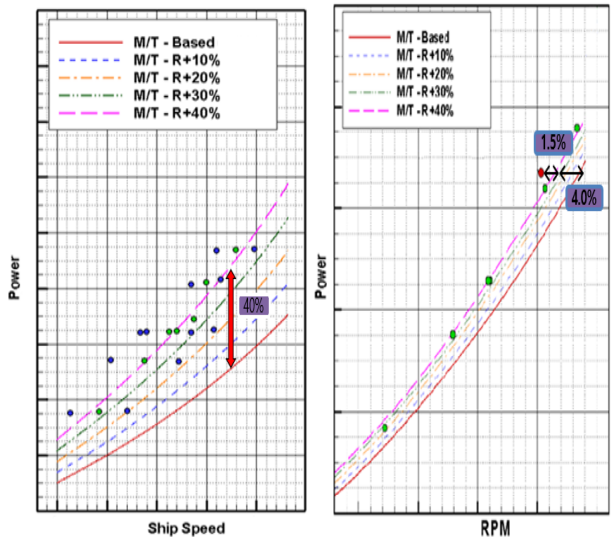


Fig. 14 모형시험과 시운전 결과 비교 분석

3.4 동형선 실험 결과 분석

대상 선박은 총 7척의 동형선이 존재하며, 동형선은 실선 속도 시운전 전 Hull Cleaning을 수행하여, Clean hull 상태에서 속도 시운전을 수행하였다. 모든 동형선의 선속 시운전 수행 환경은 B.F.4 이하의 환경에서 수행되었다. 7척의 동형선 속도 시운전 결과와 모형시험 결과 비교 값은 아래와 같다.

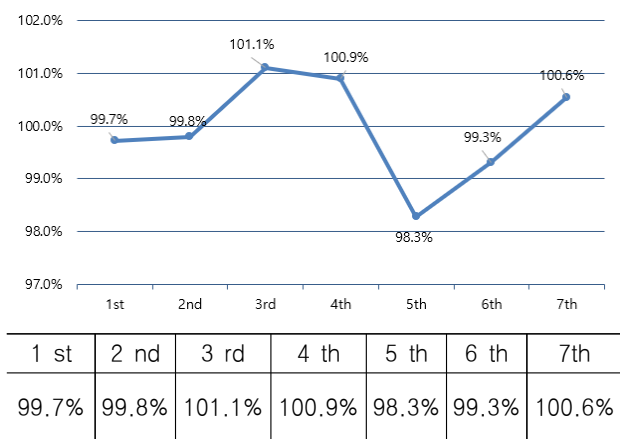


Fig. 15 동형선 선속 시운전 결과 분석

4. 결론

본 연구의 목적은 선체 표면 거칠기에 따른 선박의 저항성능 변화에 대한 연구로 대상선박과 선체 표면 거칠기를 개선한 선박의 실선 속도 시운전 결과를 비교하는 연구를 수행하였다. 월별 해수 온도에 따른 Biofouling 변화를 측정하여 해수의 온도 변화와 Biofouling 발생의 상관관계를 얻을 수 있었으며, 해수온도가 높은 하절기의 경우 Biofouling 이 급속도로 확산됨을 확인할 수 있었다. 선체 표면 거칠기를 확인하기 위하여 대상 선박을 Re-docking 하여 Hull Inspection을 수행하였으며, 그 결과 선체 표면 거칠기가 선박에 미치는 영향을 예측하였다. 또한, 선체 표면 거칠기를 개선하기 위하여 재 도장을 수행하였다. 재 도장 후 선체표면 거칠기 계측기(TQC DC-9000)을 이용하여 120구획에 각각 12회 반복 계측하였다. 계측된 선체 표면 거칠기의 평균값은 조도 79µm이다.

선체 표면 거칠기를 개선한 선박의 실선 속도 시운전을 재 수행하여, 선체 오손이 심각한 선박과 선체 오손 문제를 개선한 선박의 시운전 결과 비교 및 선박 에너지 설계 효율지수에 대하여 비교 분석하여 선박의 속도 변화량 및 속도가 에너지 설계 효율 지수에 미치는 영향을 분석하였다. 본 연구를 통해 해수 온도별 선체 오손 발생 상황을 예측할 수 있으며, 선체 표면 거칠기에 따라 선박의 속도를 추정할 수 있을 것으로 예상 된다.

References

Lijing Cheng, "How Fast are the oceans warming?" Science 363.6423: 128-129, (2019)

IMO, 2001. International convention on the control of harmful anti-fouling system on ships, IMO, London

MEPC 60/4/21 (IPPIC)-The importance of using effective anti-fouling coatings in relation to greenhouse gas emissions from shipping. (2010)

ITTC, "7.5-02-03-01.4 1978 ITTC Performance Prediction Method", ITTC, (1978)

ITTC, "ITTC Recommended Procedures and Guidelines: Full Scale Measurements Speed and Power Trials Hull and Propeller Survey (2002)

ISO, 2016. ISO19030 Ships and marine technology - measurement of changes in hull and propeller performance, ISO, Geneva.

ISO, 2015, ISO15016:2015, "Ships and marine technology - Guidelines for the assessment of speed and power performance by analysis of speed trial data", ISO, (2015)



김 동 섭

Aframax Tanker 상세구조해석 사례 고찰

변수환[†]·남형주·이규호
케이조선(주) 구조설계팀

The Study of Fine Mesh Analysis for Aframax Tanker

Soo-Hwan Byun[†]·Hyung-Ju Nam·Kyu-Ho Lee
Hull Structure Design Team, K-Shipbuilding Co., Ltd.

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The large sized tanker is demanded in response to market trend and Aframax tanker is one of them. The Aframax tanker have stringer, deck transverse and vertical web frame which are round type with toe that the stress is concentrated. Therefore the critical positions due to stress have to be assessed by fine mesh analysis. In this study, the fine mesh analysis was performed and assessed for Aframax tanker and propose the method of reinforcement.

Keywords : Aframax tanker(아프라마क्स 탱커), Fine mesh analysis(상세구조해석)

1. 서론

당사는 주력 선종인 MR Tanker선을 포함하여 최근 Aframax Tanker를 수주함으로써 선종 다변화 및 수주 물량 확보에 중점적으로 나서고 있다. Aframax Tanker는 product oil 및 chemical을 주로 선적하는 MR Tanker와는 달리 crude oil 및 product oil을 선적하므로 corrugate type이 아닌 plane type의 bulkhead를 가지고 있으며 plane type transverse bulkhead를 지지하기 위해 stringer라는 구조물을 가지고 있다. Upper deck를 지지하는 deck transverse와 center line bulkhead를 지지하는 vertical web는 cargo hold 내부에 위치하며 그 끝단은 stress 분산을 위하여 round type으로 설계되어 있다. 본선에서는 기존 Aframax Tanker 대비 효율적인 design과 최신 CSR BC & OT를 적용함에 따라 새롭게 설계된 구조에 대하여 구조해석을 통한 design 검증이 필요하였다. 이에 본 연구에서는 CSR BC&OT에서 요구하는 critical positions에 대해 상세구조해석(Fine mesh Analysis)을 수행함으로써 design 검증을 수행하고자 한다.

2. 본론

2.1 Fine mesh positions

CSR BC & OT에서 Fine mesh positions은 mandatory 구간과 screening 구간으로 나뉜다.

2.1.1 Mandatory positions

Mandatory positions는 Midship cargo hold region에 해당하는 position으로 1) Upper & Low hopper knuckle, 2) Connection of

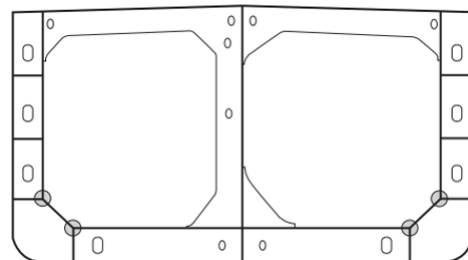


Fig. 1 Mandatory areas for Fine mesh analysis on web frame

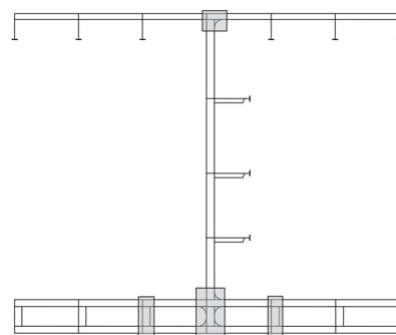


Fig. 2 Mandatory areas for Fine mesh analysis i.w.o T-BHD

[†] 교신저자 : 변수환, kevin9@kshipbuilding.com

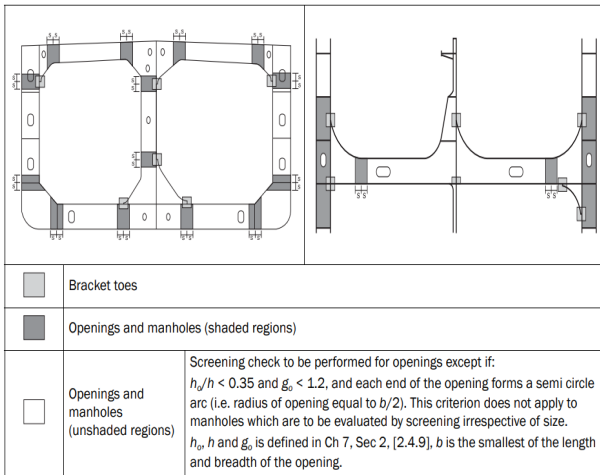
deck and double bottom longitudinal stiffeners to transverse bulkhead, 3) Bracket at the heel of horizontal stringer가 있다.

2.1.2 Screening positions

Screening positions는 full cargo hold region에 해당하는 position으로 bracket toes와 opening 등의 screening factor가 허용 screening factor를 넘는지 기준을 상세구조해석의 수행 여부를 결정한다.

- $\lambda_{sc} < \lambda_{scperm}$
- λ_{sc} : Screening factor
- λ_{scperm} : Permissible screening factor

Table 1 Screening areas for oil tanker



2.1.3 Screening criteria

각 위치 별 허용 screening factor는 아래와 같다.

Table 2 Screening factor (λ_{sc}) and permissible screening factor (λ_{scperm})

Type of Details	Screening factors, λ_{sc}	Permissible screening factors, λ_{scperm}	
		S+D	S
Within the whole cargo hold region			
Openings for which their geometry is not required to be represented in the cargo hold model in accordance with Ch 7, Sec 2, [2.4.9] in way of webs of primary supporting members, such as transverse web frame as indicated in Table 1 and Table 2, horizontal stringers as indicated in Table 3, floors and longitudinal girders in double bottom.	Table 5	1.70	1.36
Manholes (2)	λ_y	0.85 λ_{yperm}	
Bracket toes on transverse web frames as indicated in Table 1 and Table 2, horizontal stringers and transverse plane bulkhead to double bottom connection or buttress structure specified in Table 3.	Table 6	1.50	1.20
Heels of transverse bulkhead horizontal stringers specified in Table 3.	Table 7	1.50	1.20
Connections of transverse lower stool to double bottom girders and longitudinal lower stool to double bottom floors as indicated in Figure 5. The connection of lower hopper to transverse lower stool structure as indicated in Figure 5. The connection of topside tank to inner side as indicated in Figure 6. The connection of corrugation and upper supporting structure to upper stool as indicated in Figure 7.	λ_y	0.75 λ_{yperm}	
Hatch corner area.	λ_y	0.95 λ_{yperm}	
where:			
λ_y	: Coarse mesh yield utilisation factor, as defined in Ch 7, Sec 2, [5.2.4].		
λ_{yperm}	: Coarse mesh permissible yield utilisation factor, as defined in Ch 7, Sec 2, [5.2.4].		
K_{sc}	: Screening stress concentration factor, taken as:		
	$K_{sc} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{cal}}$		
σ_{max}	: Von Mises fine mesh stress, in N/mm ² , for the considered detail calculated in the midship cargo hold region according to [2].		
σ_{cal}	: Von Mises coarse mesh stress, in N/mm ² , for the considered detail calculated in the midship cargo hold region according to Ch 7, Sec 2.		
c_1	: Von Mises coarse mesh stress, in N/mm ² , for the area in way of considered detail.		
f_r	: Fatigue factor defined in [6.2.1].		
(2)	: For each screened detail, σ_{max} and σ_{cal} are to be taken from the corresponding elements in the same plane position.		
	: The representative element which has maximum yield utilisation factor around the manhole and the large opening is to be verified against criterion.		

Bracket toe와 transverse bulkhead의 horizontal stringer의 screening factor는 아래와 같다.

Table 3 Screening factor for bracket toes of PSM

λ_{sc} : Screening factor taken as:

$$\lambda_{sc} = C_a \left(\frac{b_2}{d_2} \right)^{0.5} \sigma_{vm} + 0.50 \left(\frac{A_{beam=50}}{b_2 t_{50}} \right)^{0.5} |\sigma_{beam}| \frac{k}{235}$$

C_a : Coefficient taken as:

$$C_a = 1.0 - 0.2 \left(\frac{R_a}{1400} \right)^2$$

b_2, d_2 : Height of shell element in way of bracket toe in cargo hold FE model, in mm.

$A_{beam=50}$: Sectional area of beam or rod element in cargo hold FE model representing the face plate of bracket, in mm².

σ_{beam} : Beam or rod element axial stress determined from cargo hold FE analysis, in N/mm².

σ_{vm} : Von Mises stress of shell element in way of bracket toe determined from cargo hold FE analysis, in N/mm².

t_{50} : Net thickness of shell element in way of bracket toe, in mm.

R_a : Leg length, in mm, not to be taken as greater than 1400 mm.

T-BHD 근처 horizontal stringer의 heel 부분 screening factor는 아래와 같다.

Table 4 Screening factor for heels of transverse bulkhead horizontal stringers

λ_{sc} : Screening factor taken as:

- For heels at side horizontal girder and transverse bulkhead horizontal stringer, at the locations 1, 2 and 3 in figure below.

$$\lambda_{sc} = 1.67 \sigma_{x} \frac{k}{235}$$

- For heel at longitudinal bulkhead horizontal stringer, at the location 4 in figure below.

$$\lambda_{sc} = 3.2 |\sigma_x| \frac{k}{235}$$

σ_x : Axial stress in element x direction determined from cargo hold FE analysis in accordance with the coordinate system shown, in N/mm².

σ_{vm} : Von Mises stress of shell element in way of heel determined from cargo hold FE analysis, in N/mm².

2.2 Aframax 상세구조해석

2.2.1 상세구조해석 position

본 연구에서 수행한 상세구조해석 position은 아래와 같다.

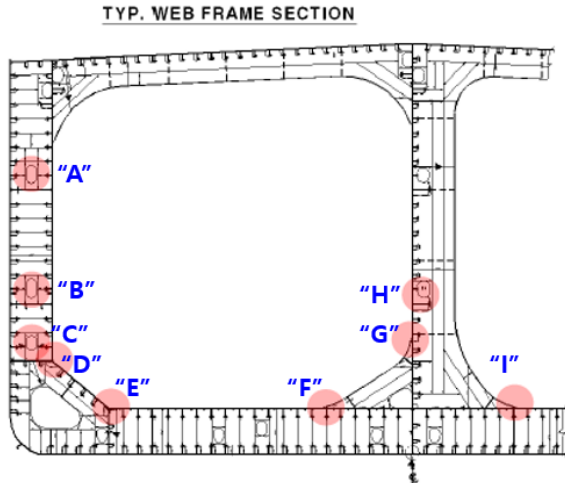


Fig. 3 Fine mesh analysis positions at Typ. Web.

TYP. O.T. BHD ELEVATION

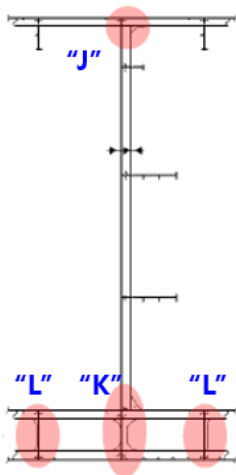


Fig. 4 Fine mesh analysis positions i.w.o T-BHD

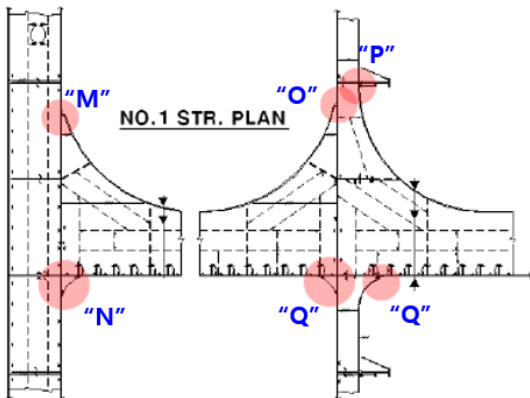


Fig. 5 Fine mesh analysis positions i.w.o Stringer

2.2.2 하중 및 경계 조건

하중 및 경계 조건은 CSR BC & OT에 따라 적용하였다.

Table 5 Sea-going loading condition

No.	Loading pattern	Still water loads		Dynamic load cases			
		Draught	C_{PMAC} : % of perm. SWBM	C_{PACC} : % of perm. SWSF	Midship cargo region		
Seagoing conditions							
B1		0.9T _{SC}	100% (sagging) 100% (hogging)	100%	HSM-1 HSA-1 HSM-2 FSM-2	BSP-1P/S BSP-1P	N/A OST-2P
B2		0.9T _{SC}	100% (sagging) 100% (hogging)	100%	HSM-1 HSA-1 HSM-2 FSM-2	BSP-1P/S BSR-1S BSP-1S	N/A OST-2S
B3		0.9T _{SC}	100% (hogging)	100% ⁽¹⁾ Max SFLC	HSM-2 FSM-2	N/A	N/A
				100% ⁽⁴⁾ Max SFLC	HSM-2 FSM-2	N/A	N/A
				100%	N/A	BSP-1P/S	N/A
B4		0.6T _{SC}	100% (sagging)	75%	HSM-1	BSP-1P	OSA-2P/S
B5		0.6T _{SC}	100% (sagging)	75%	HSM-1	BSP-1S	OSA-2P/S
B6		0.6T _{SC}	100% (sagging)	100% ⁽¹⁾ Max SFLC	HSM-1	N/A	N/A
				100% ⁽⁴⁾ Max SFLC	HSM-1	N/A	N/A
				100%	N/A	BSP-1P/S	N/A
		0%	100% ⁽⁵⁾ Max SFLC	HSM-2	N/A	N/A	

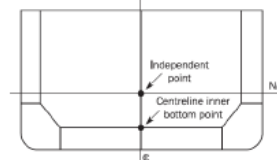
Table 6 Harbour & tank testing loading condition

Harbour and testing conditions					
B8		0.33T _{SC}	100% (sagging)	100% ⁽¹⁾ Max SFLC 100% ⁽²⁾ Max SFLC	N/A
B9		0.33T _{SC}	100% (sagging)	75%	N/A
B10		0.33T _{SC}	100% (sagging)	75%	N/A
B11		T _{SC}	100% (hogging)	100% ⁽¹⁾ Max SFLC	N/A
				100% ⁽²⁾ Max SFLC	N/A

(1) The shear force is to be adjusted to target value at aft bulkhead of the mid-hold.
 (2) The shear force is to be adjusted to target value at forward bulkhead of the mid-hold.
 (3) For the mid-hold where $x_{mid} \leq 0.5L$ and $x_{mid} \geq 0.5L$, the shear force is to be adjusted to target value at aft bulkhead of the mid-hold.
 (4) For the mid-hold where $x_{mid} \leq 0.5L$ and $x_{mid} \geq 0.5L$, the shear force is to be adjusted to target value at forward bulkhead of the mid-hold.
 (5) This load combination is to be considered only for the mid hold where $x_{mid} > 0.5L$ or $x_{mid} < 0.5L$.

Table 7 Boundary constraints at model ends

Location	Translation			Rotation		
	δ_x	δ_y	δ_z	θ_x	θ_y	θ_z
Aft End						
Independent point	-	Fix	Fix	M_{trans}	-	-
Cross section	-	Rigid link	Rigid link	Rigid link	-	-
End beam. see [2.5.4]						
Fore End						
Independent point	-	Fix	Fix	Fix	-	-
Intersection of centreline and inner bottom	Fix	-	-	-	-	-
Cross section	-	Rigid link	Rigid link	Rigid link	-	-
End beam. see [2.5.4]						



2.2.3 허용 강도

CSR BC & OT에서의 허용 기준은 아래와 같다.

Table 8 Permissible stress for each structure

Structure component	load combination S+D (Seagoing Conditions)		load combination S (Harbour Conditions)			
	$\lambda_{perm} = 1.00$ $\lambda_{perm} = 0.90$ (Corr Bhd with L Stool)		$\lambda_{perm} = 0.80$ $\lambda_{perm} = 0.72$ (Corr Bhd with L Stool)			
	Permissible von-Mises or axial stress N/mm ²		Permissible von-Mises or axial stress N/mm ²			
	Mild steel	AH32 steel	AH36 steel	Mild steel	AH32 steel	AH36 steel
Plating of all longitudinal hull girder structural members, primary supporting structural members and bulkheads.						
Face plate of primary supporting members modelled using shell or rod elements.	235.00	301.28	326.39	188.00	241.03	261.11
Dummy rod of corrugated bulkhead.						
Corrugation of vertically corrugated bulkheads with lower stool.	211.50	271.15	293.75	169.20	216.92	235.00

2.2.4 상세구조해석 결과 및 평가

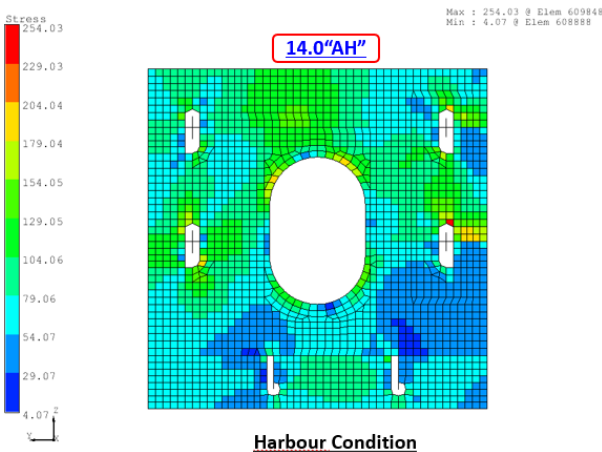
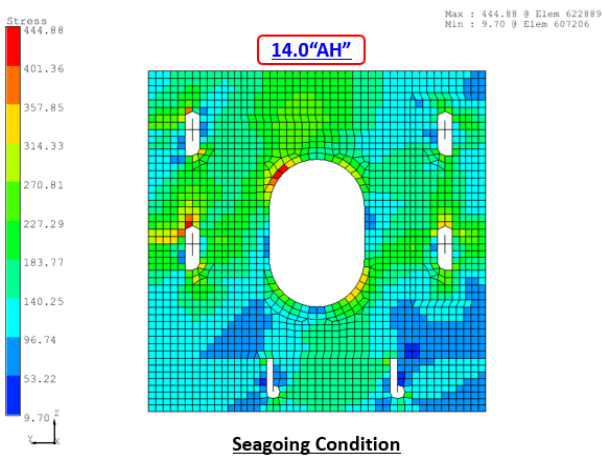


Fig. 6 Fine mesh analysis result of "A" position

"A" opening은 14.0"AH"으로 해석 결과가 허용 계수를 초과하지 않았다.

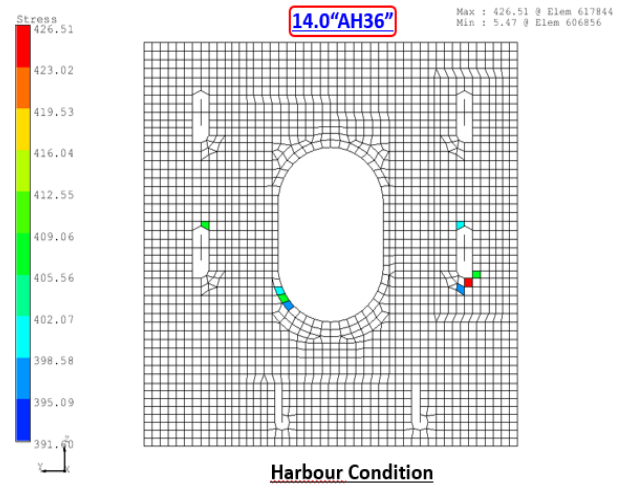
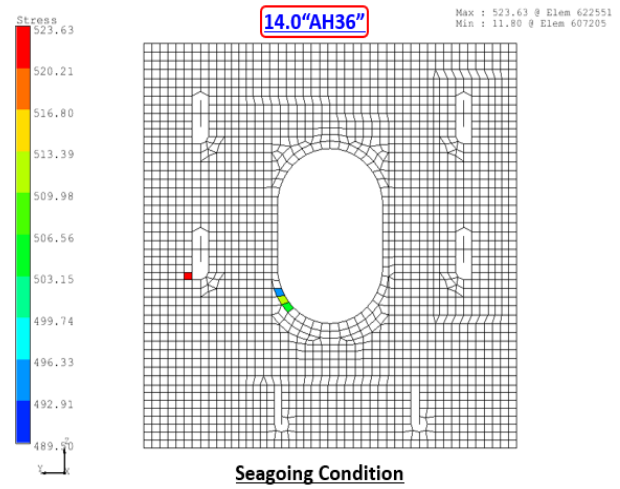
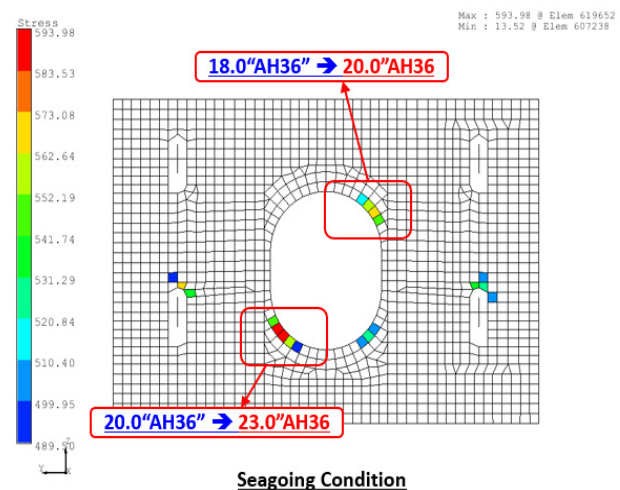


Fig. 7 Fine mesh analysis result of "B" position

"B" opening은 14.0"AH36"으로 해석 결과가 허용 계수를 초과하지 않았다.



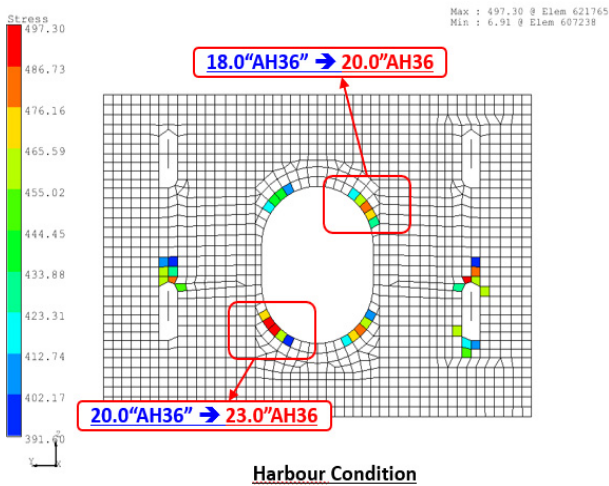


Fig. 8 Fine mesh analysis result of "C" position

"C" opening은 free edge 부분에서 허용 계수를 초과하여 각각 20.0"AH36, 23.0"AH36"으로 두께를 증가시켰다.

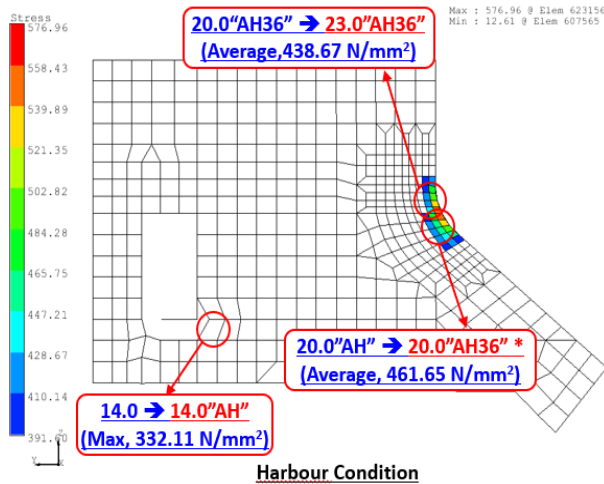
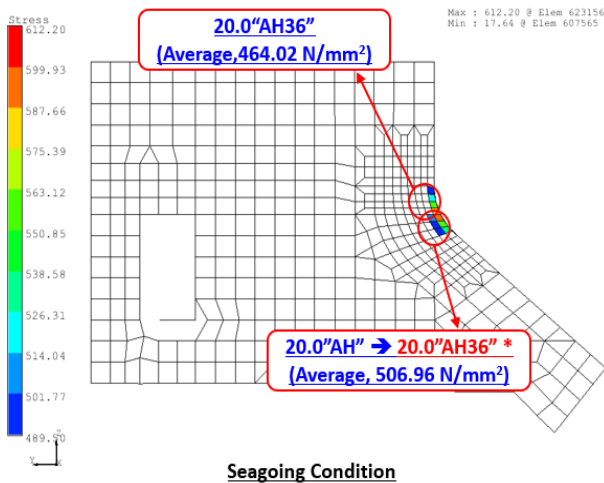


Fig. 9 Fine mesh analysis result of "D" position

Upper hopper knuckle의 Web Floor("D")는 허용 계수를 초과

하여 23.0"AH36, 20.0"AH36"으로 두께를 증가시켰고 slot 주변이 허용 계수를 초과하여 "AH"으로 material을 변경하였다.

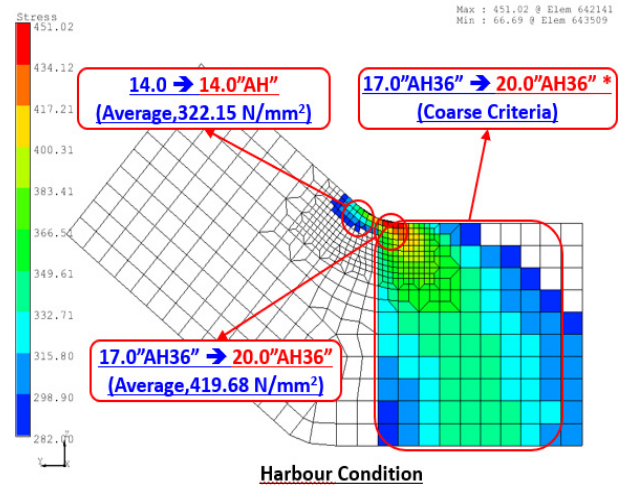
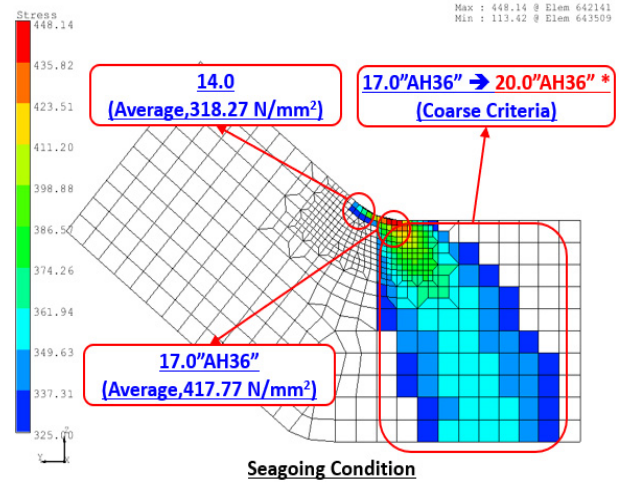
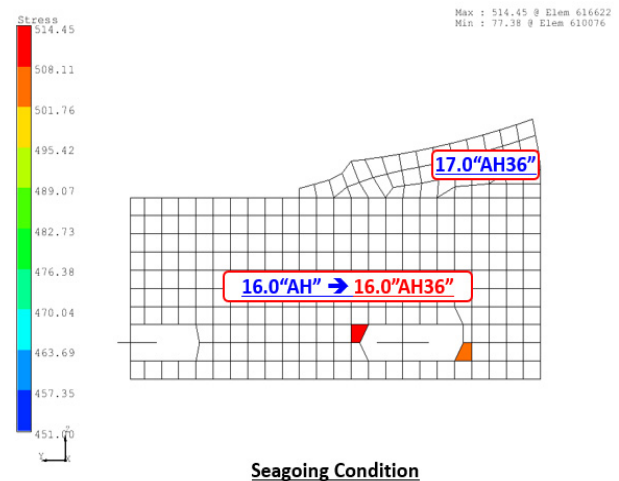


Fig. 10 Fine mesh analysis result of "E" position

Low hopper knuckle의 Web Floor ("E")는 허용 계수를 초과하여 14.0"AH, 20.0"AH36"으로 두께를 증가시켰다.



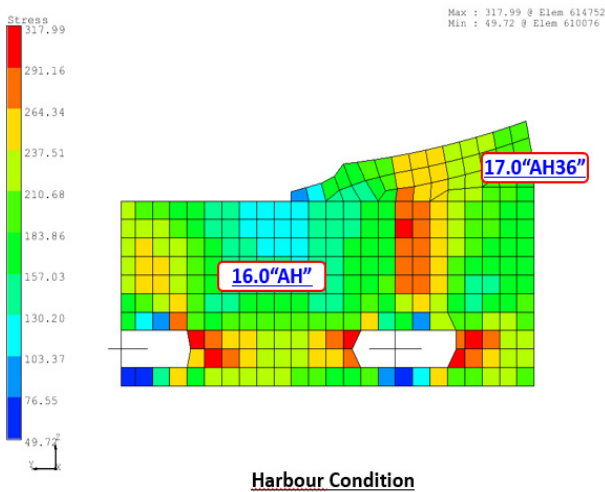


Fig. 11 Fine mesh analysis result of "F" position

Large bracket 하부 toe ("F")는 17.0"AH36으로 허용 계수를 만족하였으나 종부재 stiffener의 slot 주위가 허용 계수를 초과하여 "AH36"으로 material을 변경하였다.

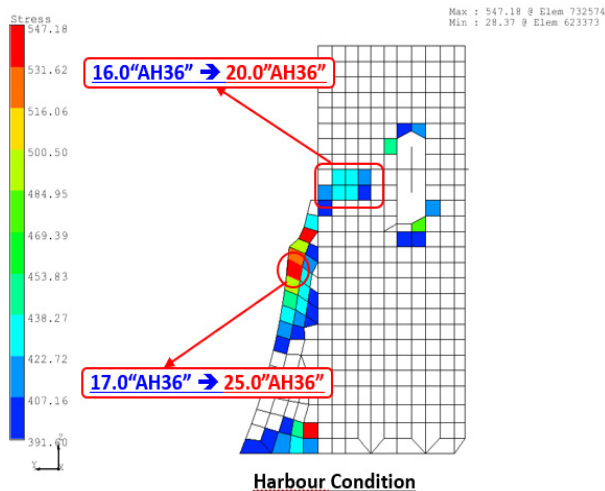
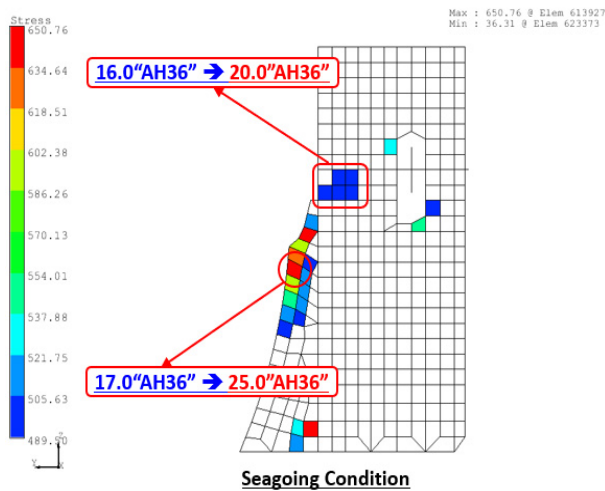


Fig. 12 Fine mesh analysis result of "G" position

Large bracket 상부 toe ("G") 및 Web Frame이 허용 계수를 초과하여 25.0"AH36, 20.0"AH36으로 두께를 증가시켰다.

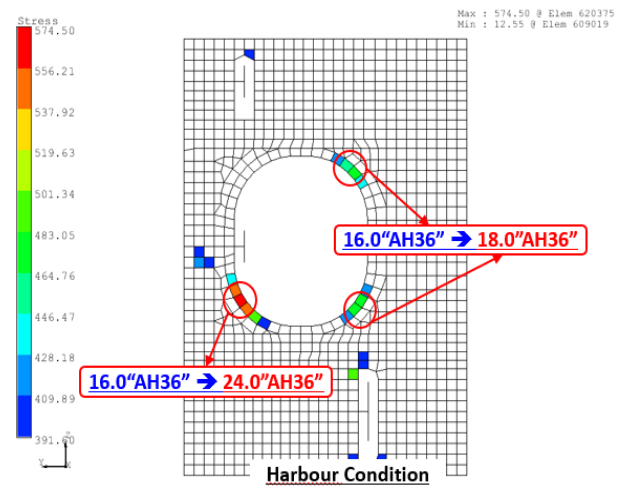
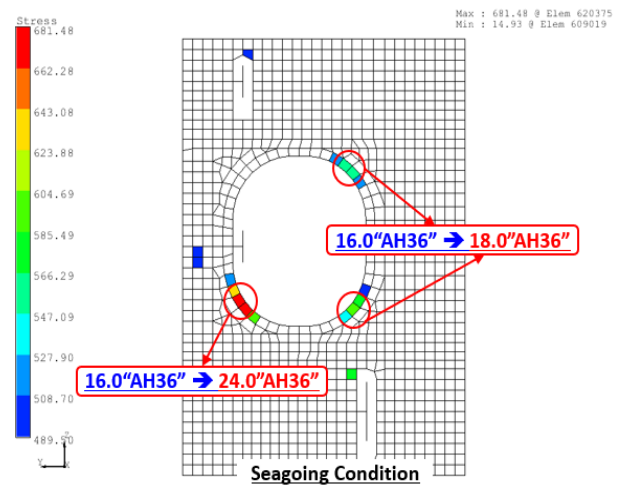
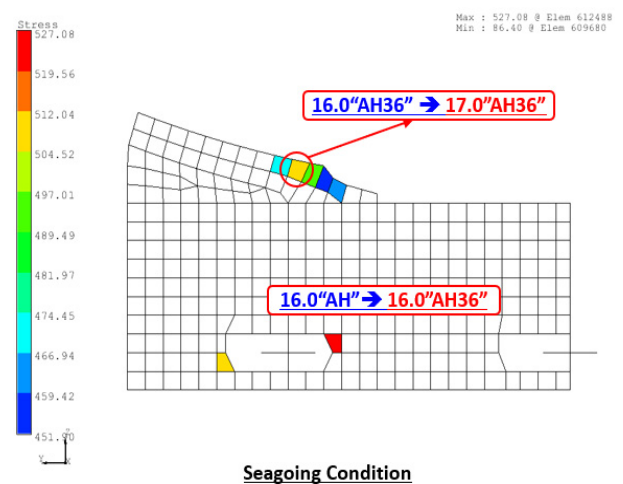


Fig. 13 Fine mesh analysis result of "H" position

PMA용 stiffener 주변 opening ("H")은 허용 계수를 초과하여 24.0"AH36, 18.0"AH36으로 두께를 증가시켰다.



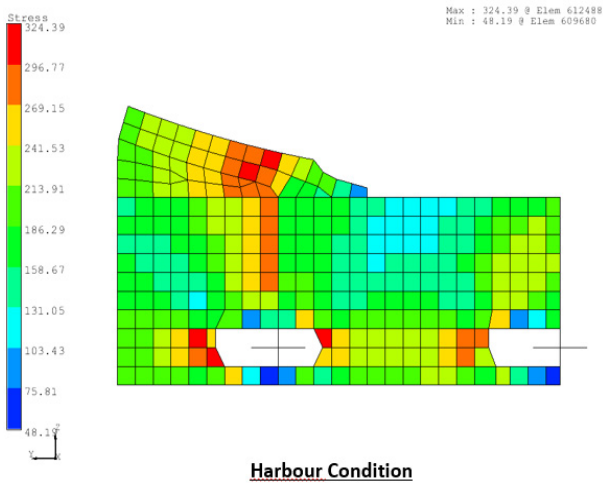


Fig. 14 Fine mesh analysis result of "I" position

Vertical Web Frame의 toe ("I")와 주변 중부재 stiffener가 허용 계수를 초과하여 toe는 17.0" AH36"으로 두께를 증가시켰고, slot은 "AH36"으로 material을 변경하였다.

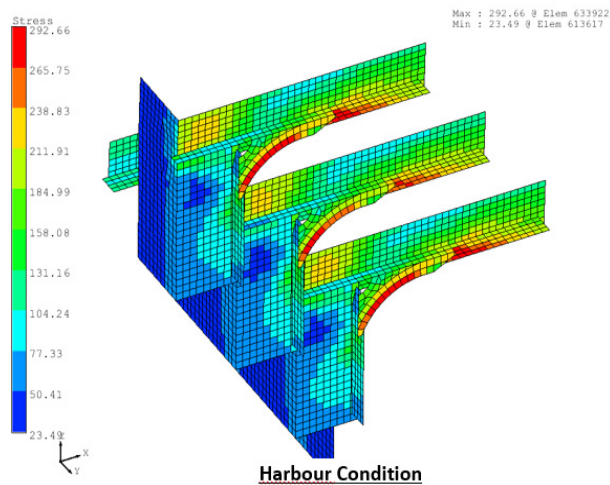
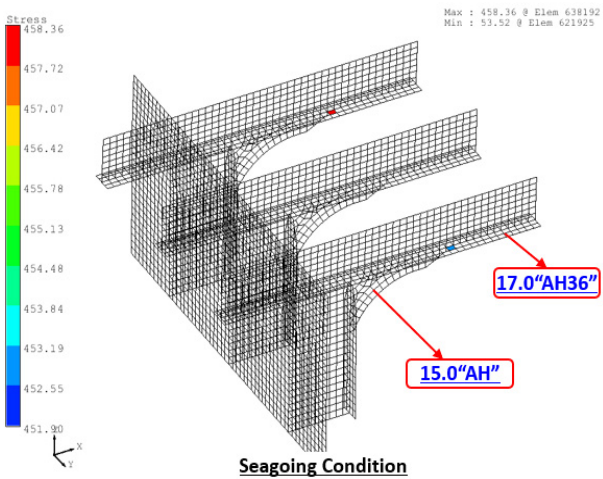


Fig. 15 Fine mesh analysis result of "J" position

T-BHD와 Upper Deck가 교차하는 위치 ("J")의 bracket 및

중부재 stiffener의 두께는 모두 허용 계수를 만족하였다.

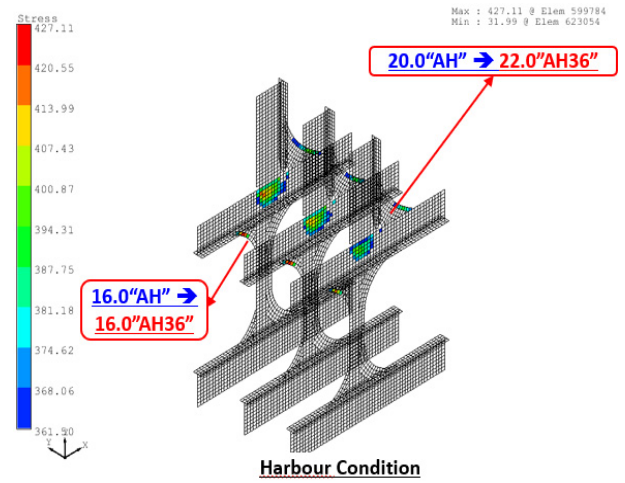
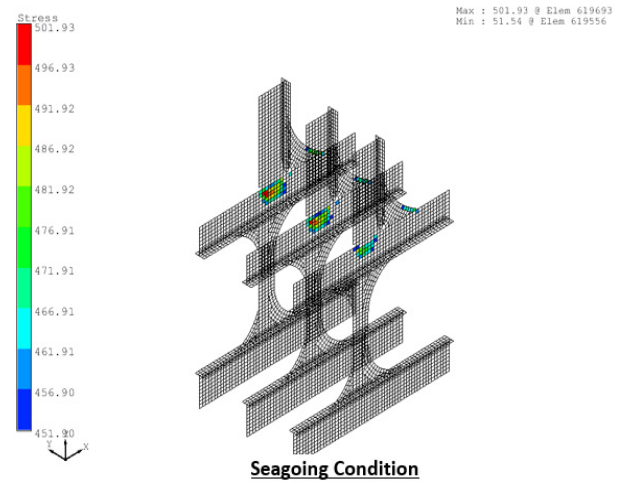
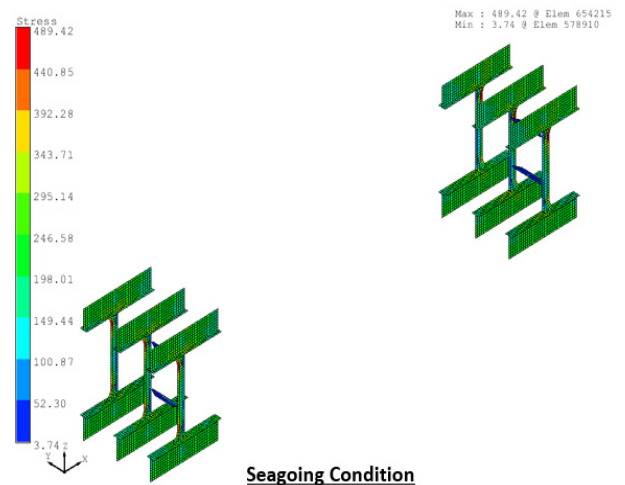


Fig. 16 Fine mesh analysis result of "K" position

T-BHD와 Inner bottom이 만나는 위치("K")의 vertical stiffener end bracket과 이중저 구조의 back bracket이 허용 계수를 초과하여 22.0" AH36", 16.0" AH36"으로 각각 두께 및 material을 증가시켰다.



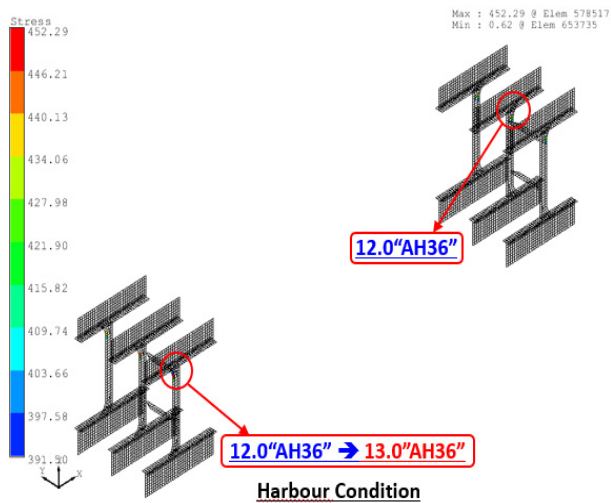


Fig. 17 Fine mesh analysis result of "L" position

T-BHD 선수미 방향 floor ("L")에서는 선미 web stiffener가 허용 계수를 초과하여 13.0"AH36"으로 두께를 증가시켰다.

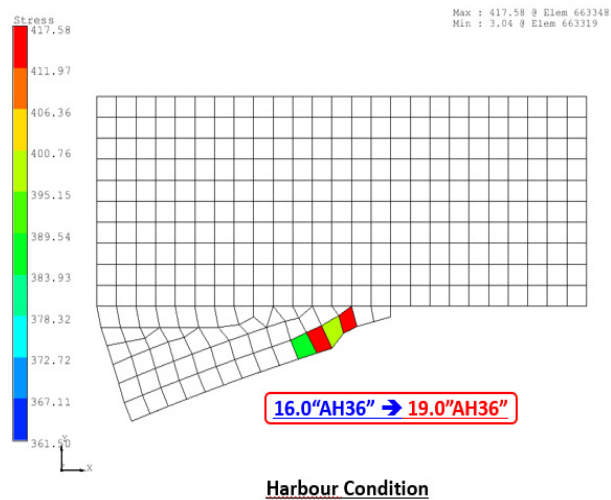
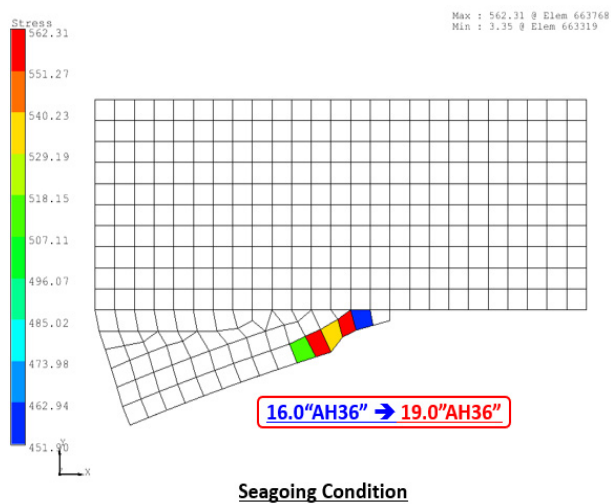


Fig. 18 Fine mesh analysis result of "M" position

Inner hull과 만나는 stringer의 toe ("M")는 허용 계수를 초과하여 19.0"AH36"으로 두께를 증가시켰다.

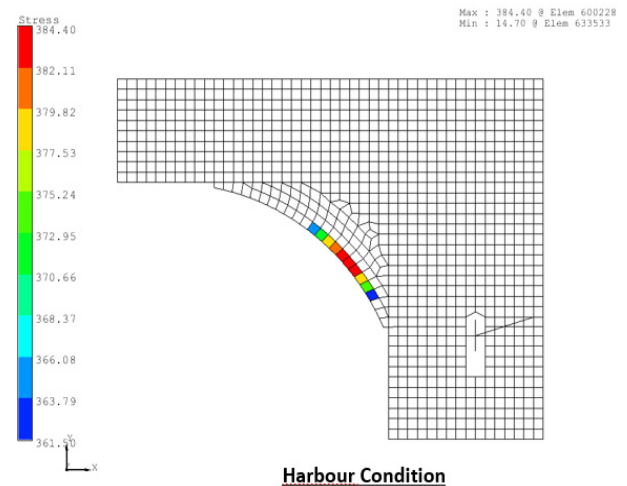
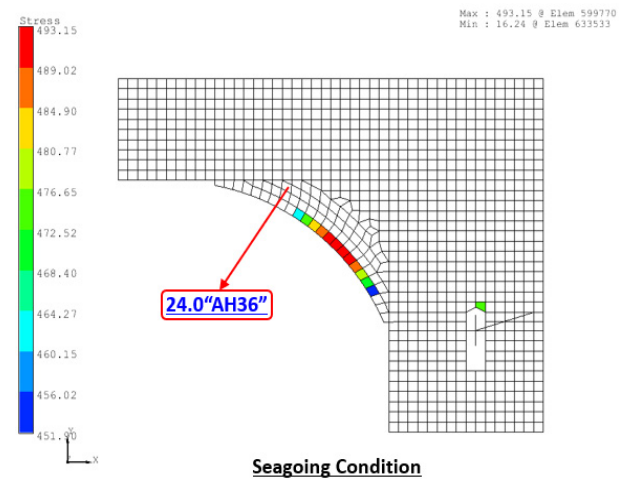
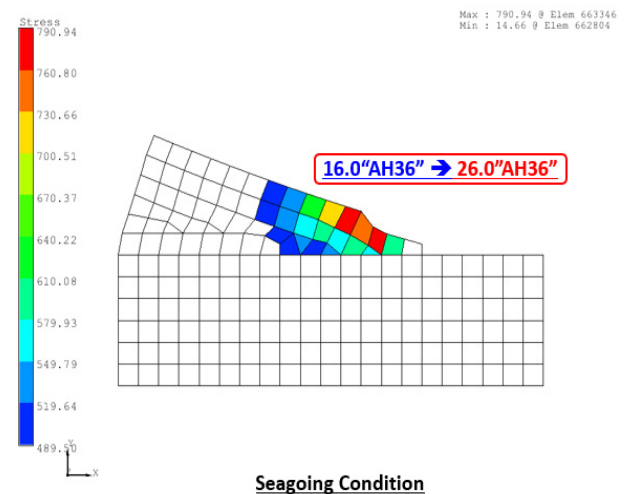


Fig. 19 Fine mesh analysis result of "N" position

Inner hull 부근 stringer back bracket ("N")은 허용 계수를 만족하였다.



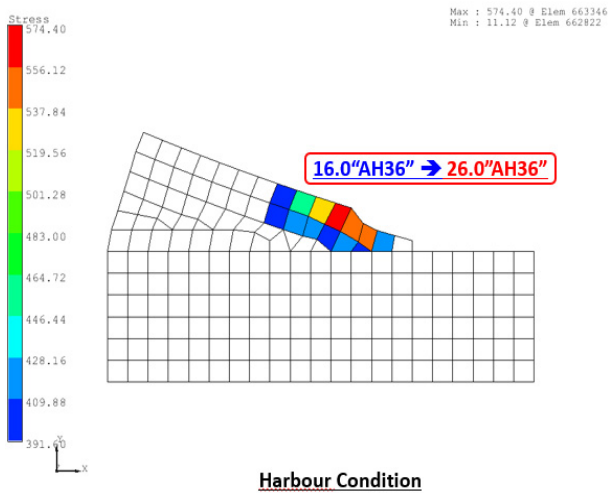


Fig. 20 Fine mesh analysis result of "O" position

C.L BHD와 만나는 stringer toe ("O")는 허용 계수를 초과하여 26.0"AH36"으로 두께를 증가시켰다.

PMA용 stiffener와 stringer가 만나는 지점 ("P")은 허용 계수를 초과하여 22.0"AH36"으로 두께를 증가시켰고 tripping bracket은 "AH"으로 material을 변경하였다.

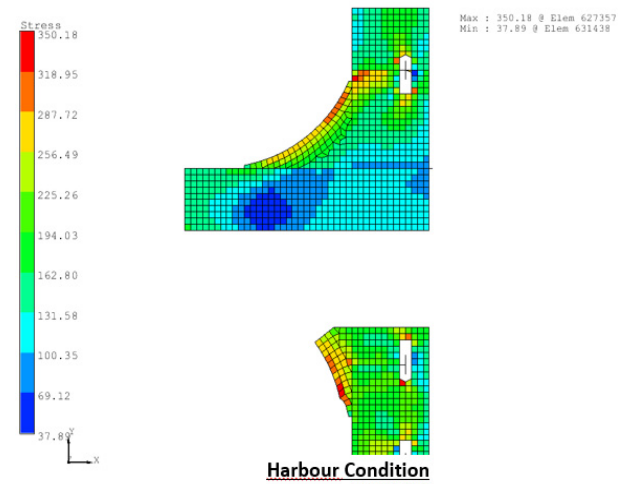
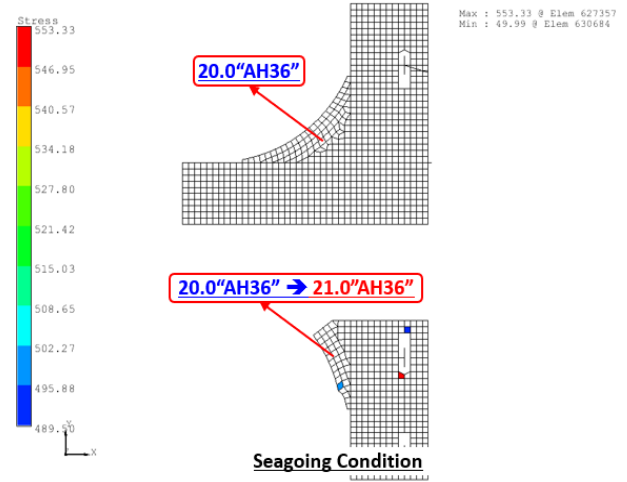


Fig. 22 Fine mesh analysis result of "Q" position

PMA용 stiffener와 stringer 만나는 T-BHD 지점 ("Q")에서는 stiffener toe가 허용 계수를 초과하여 21.0"AH36"으로 두께를 증가시켰다.

3. 결론

본 연구에서는 최근 수주한 Aframax Tanker의 상세구조해석을 수행하여 구조적 안정성을 검증하였다. 해석 결과에 따라 두께의 증가 및 판의 material을 변경하였고 또한 상세구조해석만으로 평가하기 힘든 부분은 fatigue factor ($f_f = 1.2$)를 적용하여 추후 fatigue해석 수행으로 재 검증하고자 하였다.

그리고 본 연구를 바탕으로 향상된 design연구 및 선급 JDP 등을 통해 보다 좋은 조건의 수주 환경을 만드는데 기여하고자 한다.

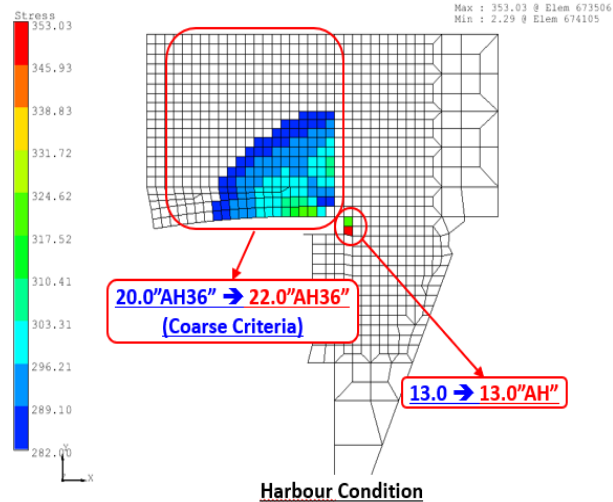


Fig. 21 Fine mesh analysis result of "P" position

References

IACS, 1 Jan.2020, Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers



진동 성능을 고려한 라이팅 포스트(Lighting Post) 최적 설계

이상훈^{1,†}·전병재¹·권오욱¹·이광일²
케이조선(주) 기술연구소 진동소음연구파트¹
케이조선(주) 기술연구소 스마트용접연구파트²

Optimal Design of Lighting Posts Considering Vibration Performance

Sang-Hun Yi^{1,†}·Byung-Jae Jeon¹·Oh-Wook Kwon¹·Kwang-Il Lee²
Noise & Vibration Research Part, Research Institute of Technology, K Shipbuilding Co., Ltd.¹
Smart Welding Research Part, Research Institute of Technology, K Shipbuilding Co., Ltd.²

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

To avoid resonance in ship structures, it is necessary to increase the fundamental natural frequencies. However, certain structures may be susceptible to resonance caused by the third harmonic component of propeller blade count, requiring caution. Taking this into consideration, this study focuses on welded cantilever-type lighting posts and conducts stress evaluation of weld joints, vibration analysis using the finite element method, and measurement of natural frequencies through impact hammer testing. Excessive vibration responses were observed in the existing model at specific propeller shaft speeds. However, it was confirmed that the application of an optimal design significantly improves the excessive vibration response.

Keywords : Vibration(진동), Natural Frequency(고유진동수), Lighting Post(라이팅 포스트), Resonance(공진), Optimal Design(최적 설계)

1. 서론

선박의 국부구조(기관실, 선미, 거주구 등) 공진회피 설계를 위해서는 프로펠러 날개 수 2차 성분에 의한 기진주파수보다 높은 기본 고유진동수를 갖도록 하는 것이 일반적이다. 이를 위해서는 강성을 증가시켜야 하며, 경하중량의 증가를 수반한다. 그런데, 일부 구조물은 프로펠러 날개 수 2차 성분보다 높게 설계되었지만, 3차 성분에 의한 기진주파수와 공진이 발생할 가능성이 높은 경우도 있다.

선박의 레이더 마스트(Radar Mast)와 브릿지윙(Bridge Wing) 등 외팔보 형태의 구조물은 강성 증가의 한계가 뚜렷하므로 주요 기진주파수보다 낮은 구간에 위치하도록 설계되어야 한다. 또한, 이러한 구조물은 2차 고유진동수를 최대 기진주파수보다 높게 설계해야 한다. 그러나, 상대적으로 낮은 차수의 기진주파수 성분은 추진축의 회전수 변화량에 따라 주파수 변화가 크므로, 사전 검토가 필요하다.

본 연구는 추진축의 특정 회전수에서 과도한 진동 응답이 발

생하는 콤팩스 데크의 라이팅 포스트(Lighting Post)를 대상으로, 기본 고유진동수를 기진주파수보다 낮추고, 2차 고유진동수는 기진주파수보다 높도록 최적 설계안을 제안하고자 한다. 이를 위해 라이팅 포스트(Lighting Post)의 고유진동수를 측정하고, 유한요소법(FEM)을 이용하여 진동 해석을 수행하였다. 결과적으로, 라이팅 포스트(Lighting Post)의 최적 설계안을 적용할 경우, 과도한 진동 응답을 크게 개선할 수 있음을 확인하였다.

2. 본론

2.1 기존 라이팅 포스트(Lighting Post) 검토

2.1.1 디자인

Fig. 1은 기존 라이팅 포스트(Lighting Post)의 3차원 모델이다. 기둥의 중앙부에서부터 지지대(Support)가 대각선으로 데크(Deck)와 연결되어 있어, 안정적인 형태라고 판단된다.

[†] 교신저자 : 이상훈, hotpotato@kshipbuilding.com

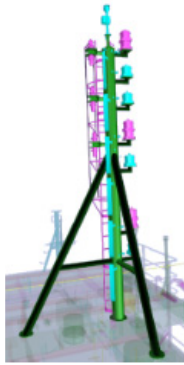


Fig. 1 Lighting Post (Original Concept)

2.1.2 유한요소해석(Fine Element Analysis)을 이용한 고유진동수 확인

Fig. 2는 고유진동수 확인을 위한 유한요소해석 모델이다. 기둥은 쉘 요소(Shell Element)를 사용하였고, 지지대는 빔 요소(Beam Element)를 사용하여 모델링하였다. 진동 해석에 사용한 프로그램에 대한 정보는 Table 1과 같다.

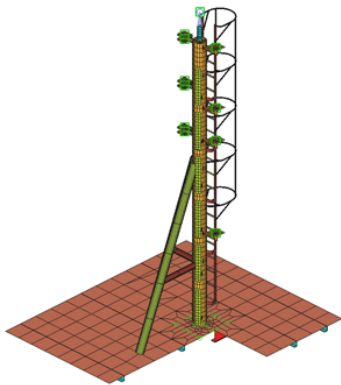


Fig. 2 Model for Fine Element Analysis

Table 1 Information of Analysis Tool

Pre-Post Processor	FEGate 5.0
Solver	MSC Nastran

SEAVE ANALYSER
RESULTS: 14 05 0095 HQ - EISENVECTOR
TRANS: MNG, DISP, WPRN, LSTR, MMS, STRS, E

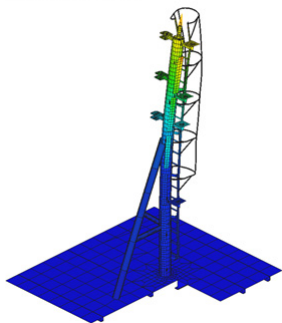


Fig. 3 Result of Fine Element Analysis

Fig. 3은 유한요소해석에 의한 고유진동수와 진동의 모드 형상(Mode shape) 결과이다.

유한요소해석 결과상으로, 해당 구조물의 고유진동수는 약 15.9 Hz이며, 진동모드는 대각선 지지대를 기준으로 상부 구조물이 선박의 종방향으로 진동하는 형태로 나타났다.

여기서, 15.9 Hz는 해당 선박의 주요 기진주파수를 여유있게 상회하는 값이다.

2.1.2 진동 응답 계측 결과

Fig. 4는 시운전에서 기존 라이팅 포스트(Lighting Post)의 진동 응답을 계측한 결과이다.

그래프(Graph)에서 확인할 수 있듯이, 추진축의 특정 회전수에서 프로펠러 날개 수 3차 성분의 기진력에 의해 과도한 진동이 발생하는 것을 확인할 수 있다.

여기서, 추진축의 회전수는 77 RPM이었으며 이에 해당되는 주파수는

$$77 \text{ RPM} \div 60 \text{ sec/min} \times 4 \text{ (Number of Blade)} \times 3 \text{ (Order)} = 15.4 \text{ Hz}$$

로, 유한요소해석 결과와 0.4 Hz, 약 2.5%의 오차를 보였으므로 유한요소해석 결과를 신뢰할 수 있는 수준인 것으로 판단하였다.

다행스럽게도 진동 응답 크기가 상대적으로 높은 주파수는 해당 선박의 주요 운항 속도에 해당되지 않지만, 각 선급에서 가이드하고 있는 기준치인 30 mm/s를 상회한다.

따라서, 전체적인 진동 수준을 낮출 수 있는 방안을 발굴해야 할 필요가 있다.

Table 2는 진동 계측장비 및 계측방법 정보이다.

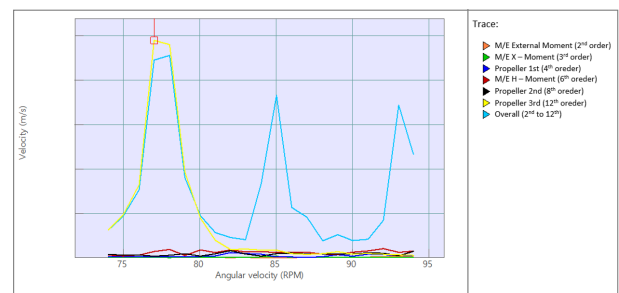


Fig. 4 Result of Vibration Measurement

Table 2 Information of Vibration Measurement Instrument

Accelerometer	CTC AC144-2D
Analyzer	OROS
Type of Analysis	Synchronous Order Analysis

2.2 라이팅 포스트 최적화(Lighting Post Optimization)

기존 라이팅 포스트(Lighting Post)를 최적화하기 위해서 Fig.

5와 같이 대각선 지지대를 삭제하여 외팔보 형태의 구조물로 검토하였다. 이에 따라 구조물의 기본(1차) 고유진동수는 기존 대비하여 현저하게 낮아질 것으로 예상되며, 2차 고유진동수가 프로펠러 날개 수 3차 성분에 의한 기진주파수를 초과한다면, 이상적인 설계로 평가할 수 있다.

2.2.1 외팔보의 고유진동수

외팔보의 고유진동수를 구하는 공식은 아래와 같다.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{3EI}{m \cdot L^3}}$$

여기서,

L = 외팔보의 길이

I = 2차 관성 모멘트

이다.

간략한 계산식을 통해 외팔보 형태의 라이팅 포스트(Lighting Post)의 고유진동수를 예측할 수 있다.

이 계산식에서 볼 수 있듯이, 라이팅 포스트(Lighting Post)의 높이(L)가 원하는 고유진동수를 결정하는 중요한 요인이다.

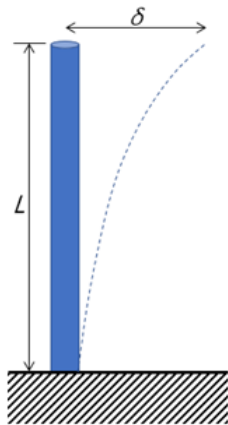


Fig. 5 Concept Drawing of Lighting Post

2.2.2 유한요소해석(Fine Element Analysis)을 이용한 고유진동수 확인

2.1.2에서 언급한 기존 라이팅 포스트(Lighting Post)의 유한요소해석 검토 방식과 동일한 방법으로 외팔보 형태의 라이팅 포스트(Lighting Post)를 모델링하고(Fig. 6), 고유진동수를 확인하였다.

유한요소해석 결과는 Fig. 7~8 및 Table 3과 같이, 선박의 종방향 및 횡방향으로 1차 진동 모드가 발생하며, 두 진동모드는 각각의 고유진동수인 것을 확인할 수 있다. 이는 라이팅 포스트(Lighting Post) 하부 구조의 경계조건(Boundary Condition)이 서로 다르며, 라이팅 포스트(Lighting Post)에 설치되는 라이팅 받침대 등의 부가 구조물이 질량 분포와 강성을 변화시키기 때문으로 추정된다.

유한요소해석 결과에 따르면 각 방향의 1차 모드는 프로펠러 날개 수 1차 성분에 해당하는 기진 주파수보다 낮고, 2차 모드는 프로펠러 날개 수 3차 성분에 해당하는 기진 주파수보다 높으므로, 추진축의 상용 운전 회전수 내에서 주요 기진력과의 공진은 없을 것으로 예상된다.

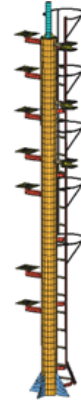


Fig. 6 Model for Fine Element Analysis

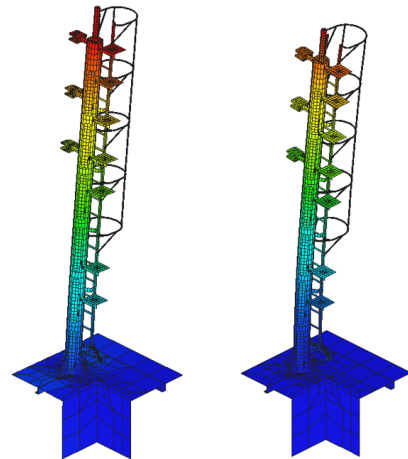


Fig. 7 The 1st Vibration Mode of Longitudinal & Transverse Direction

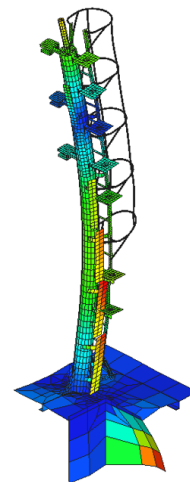


Fig. 8 The 2nd Vibration Mode of Longitudinal Direction

Table 3 Result of Fine Element Analysis

No.	진동 방향	$f_{n_analysis}$
1	종방향 1차	3.2 Hz
2	횡방향 1차	4.7 Hz
3	종방향 2차	26.2 Hz

2.2.3 용접장 검토

다음은 제닝(Jenning)의 응력 계산 표(Fig. 9)의 내용을 이용하여 용접부에 작용하는 응력을 계산하고 그 안정성을 확인하는 과정을 나타내었다.

응력의 방향도 종방향과 횡방향, 두 가지의 경우를 모두 고려하여 계산하였다.

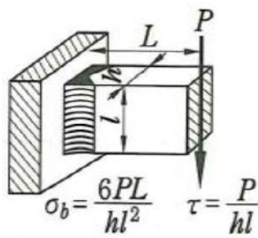


Fig. 9 Jenning's Stress Calculation Table

$$\begin{aligned}
 h &= 12\text{mm}(\text{Leg Length in Full Penetration Weld}) \\
 l &= 250\text{mm} \times 2(\text{No. of Bracket}) \\
 P_T &= m \times a_T \\
 &= \text{mass} \times \text{Transverse Acceleration by Ship Motion} \\
 &= 664\text{kg} \times 9.4\text{m/s}^2 = 6,242\text{N}(\text{Transverse Force}) \\
 P_L &= m \times a_L \\
 &= \text{mass} \times \text{Longitudinal Acceleration by Ship Motion} \\
 &= 664\text{kg} \times 1.6\text{m/s}^2 = 1,062\text{N}(\text{Longitudinal Force}) \\
 L &= 3,355\text{mm}(\text{Center of Gravity of Lighting Post}) \\
 \therefore \tau_T &= 1.0\text{MPa}, \tau_L = 0.2\text{MPa} \\
 \sigma_T &= 41.9\text{MPa}, \sigma_L = 7.1\text{MPa},
 \end{aligned}$$

전단 응력 τ 는 용접 길이인 l 과 반비례하고 굽힘 응력 σ 는 l^2 과 반비례하므로 l 이 길수록 용접부에 작용하는 응력을 줄일 수 있다는 것을 위 식을 통해 알 수 있다.

σ_{weld}	minimum yield stress of the weld deposit, and is not to be less than: 305N/mm² for welding of normal strength steel 375N/mm ² for welding of higher strength steels with yield strength of 265 to 355N/mm ² 400 N/mm ² for welding of higher strength steel with yield strength of 390N/mm ²
-----------------	---

Fig. 10 Minimum Yield Stress of the Weld Deposit

선박의 운동에 의한 횡방향 가속도가 종방향 가속도보다 높으므로 횡방향의 응력이 더 크다는 것을 확인할 수 있다.

용접부에 작용하는 최대 응력은 Fig. 10의 Common Structural Rules에서 규정하고 있는 용접부에 대한 허용 응력 기준보다 작으므로 용접 길이는 충분하다고 판단할 수 있다.

2.2.4 충격 해머 시험(Impact Hammer Test)

충격 응답 시험은 구조물의 건전성을 평가하기 위해 사용되는 비파괴 검사 방법 중 하나이다. 이 방법은 충격을 가해 구조물의 응답을 측정하여 다양한 파라미터를 분석하여 구조물의 건전성, 결함 및 손상 정도 등을 평가할 수 있다.

본 연구에서는 Fig. 11과 같이 충격 해머 시험(Impact Hammer Test) 방법을 사용하였으며, 실험 결과 데이터는 주파수 응답 함수로 변환하였다.

그 결과는 Fig. 12과 Table 4와 같다.



Fig. 11 Impact Hammer Test

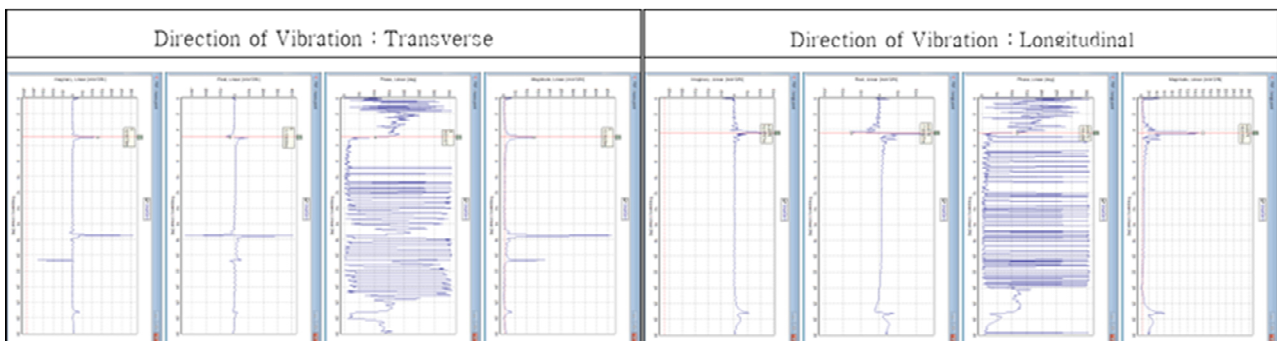


Fig. 12 Result of Impact Hammer Test

Table 4 Result of Impact Hammer Test

No.	진동 방향	f_{n_modal}
1	종방향 1차	4.4 Hz
2	횡방향 1차	5.0 Hz
3	종방향 2차	27.2 Hz

2.3 시운전 선박 검증

2.1.3에서 기존 라이팅 포스트(Lighting Post)의 진동응답을 예측했던 방법과 동일하게 시운전 선박에서 검증하였다.

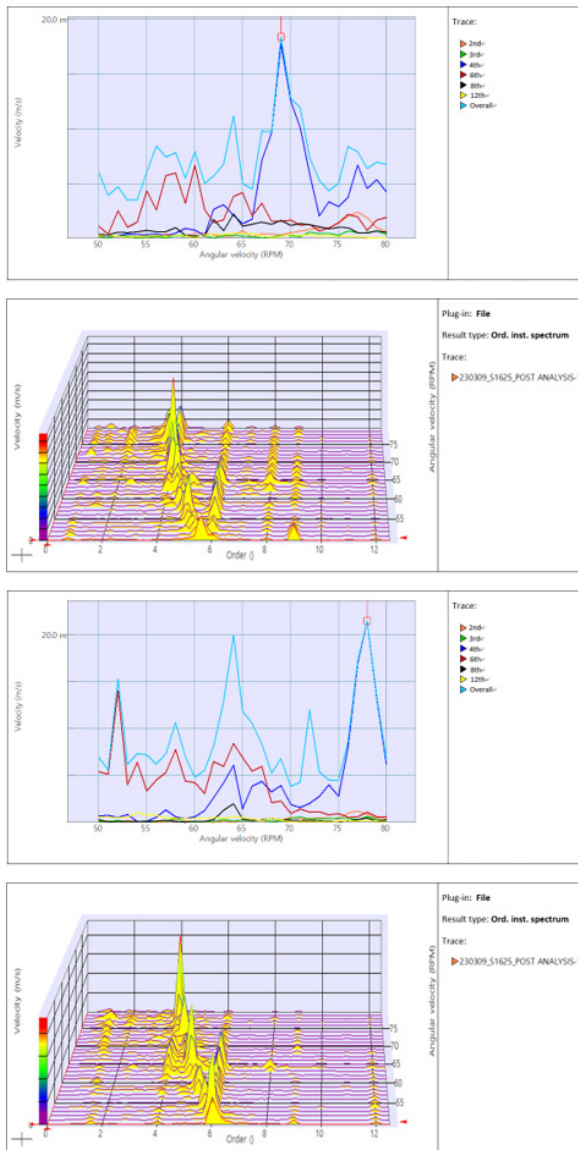


Fig. 13 Result of Vibration Response Measurement

Fig. 13에서 알 수 있듯이, 진동 응답 크기에 가장 큰 영향을 미치는 성분은 프로펠러 날개 수 1차 성분으로, 최대 응답 크기는 횡방향에서 나타나며 선급 기준치를 여유롭게 만족하는 수준이다.

고유진동수를 분석해보면, 종방향은 프로펠러 날개수 1차 성분(4.77 Hz)보다 낮은 주파수(4.6 Hz)에서, 횡방향은 보다 높은 주파수(5.2 Hz)에서 고유진동모드가 나타났다.

3. 결론

본 연구에서는 기존 라이팅 포스트(Lighting Post)의 구조를 개선하여 대각선 지지대를 삭제하고 브라켓(Bracket)만으로 지지된 외팔보 형식의 라이팅 포스트(Lighting Post)를 설계하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 도출하였다.

1) 개선된 라이팅 포스트(Lighting Post)를 적용한 결과, 최대 진동 응답값이 기존의 고유진동수보다 획기적으로 낮아졌고, 추진축의 상용운전 구간에서 주요 선급이 요구하는 30 mm/s 이내를 만족했다.

2) 기존의 고유진동수보다 확연히 낮아진 고유진동수로 인해, 라이팅 포스트(Lighting Post)를 가진하는 주요 성분이 변경되었다. (프로펠러 날개수 3차 → 1차)

3) 충격 해머 시험 및 시운전 계속 결과, 각 방향 1차 고유진동수가 유한요소해석 결과치보다 높았다. 추후에는 브라켓 높이 조정, 포스트 높이 및 위치 변경 등을 통해 강성을 조절하여 1차 고유진동수를 더 낮추는 방안이 검토되어야 할 것으로 판단된다.

따라서, 이 연구 결과는 라이팅 포스트(Lighting Post)의 설계와 구조 개선에 대한 참고 자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

References

Korean Register, 2014. Control of ship vibration and noise - 3rd edition. Text Books.
 Daniel J. Inman, 2013. Engineering vibration 4th edition.
 Daniel J. Inman, 2006. Vibration with control.



도면 QR코드를 활용한 직관적 설계정보 전달 체계 구축

박태석[†]·권오욱·박정철·전재민
현대미포조선(주) 종합설계부

Establishment of Intuitive Design Information Delivery System Using QR Code in Drawing

Tae Suk Park[†]·Oh Uk Kwon·Jung Chul Park·Jae Min Jeon
Naval Architecture & Design Administration Department, Hyundai Mipo Dockyard Co., Ltd.

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The utilization of 3D models is a crucial aspect in the Digital Transformation (DT) towards a "Smart Shipyard." The real-time transmission of 3D model data can be beneficial for improving the skills of non-experts on the field. In particular, the platform allows users to read QR codes on 2D drawings and intuitively view design information that may be difficult to interpret from the drawings in a 3D web viewer. This enables more efficient work processes, leading to improved quality and productivity enhancements.

Keywords : Hull Design Information(선각 설계 정보), QR Code(QR 코드), 3D Web Viewer(3D 웹 뷰어)

1. 서론

현재 조선업계는 오랜 침체기를 겪었던 조선업 경기가 호황기로 다시 접어들었음에도 불구하고 타 산업계로 이직한 경력 기술자들의 리턴이 거의 없어 외국인 노동자로 채울 수밖에 없는 큰 어려움을 겪고 있다. 이런 어려움을 타개하기 위해 국내 조선사들은 다양한 신 DT 기술을 접목하여 '스마트 조선소' 전환을 가속화하고 있다.

디지털 트랜스포메이션(DT) 기술을 활용한 '스마트 조선소' 전환에서 3D 모델의 활용은 중요한 요소이다. 기존의 2D 도면은 단순하고 일방적인 정보전달 방식이었지만, 3D 모델을 통해 실시간으로 데이터를 전달하고 사용자들이 웹 상에서 직접 조작하며 상호작용할 수 있는 플랫폼을 구축함으로써 저 숙련자들의 숙련 향상에 도움이 될 것이다. 특히 해당 플랫폼은 도면 QR코드와 연계하여 2D 도면으로 이해하기 어려운 설계정보를 색상으로 구분한 3D 데이터로 제공함으로써 현장에서 보다 더 정확한 정보 전달이 가능하다. 이를 통해 업무의 효율성과 품질 향상, 현장 생산성 향상을 기대할 수 있다.

따라서 본 연구의 목적은 CAD에서 생성된 3D 데이터를 2D 도면의 QR코드와 연계하여 현장 작업자가 웹 상에서 볼 수 있는 3D 모델의 시각 정보 플랫폼을 구현하는 것이다.

이번 구축에는 선체의 강재 재질과 Grinding에 관련된 설계정보를 직관적 시각 정보로 보여주는 것을 주요 구성 요소로 하고 있다.

2. 관련 연구

2.1 선박 강재의 종류와 특징

강재는 선박의 재료로 사용되기 위해 압연, 열처리 등의 가공 과정을 거친 강철을 의미하며, 95% 이상의 철분과 탄소, 망간, 크롬, 니켈 등의 성분을 포함하는 금속이다. 강재의 화학성분 조성에 따라 다양한 Grade가 정의되며, 각 Grade에 따라 항복강도, 인장강도, 충격강도 등의 물리적 특성이 다르다.

1) 선체구조용 연강재 (Mild Steel)

선체용 연강재 국제 표준 규격에 따라, 선각 구조의 부재에 사

용되는 연강의 종류가 규정되어 있다. 이 연강은 항복강도가 모두 235N/mm² 이상이며, 인장강도는 400 ~ 520 N/mm² 이상입니다. 일반적으로 선체에 많이 사용된다.

Grade A:

가장 일반적인 강재로, 12.5mm까지의 두께가 인정된다. A급 강재는 대부분의 부재에 사용되며, 강도가 중요한 부분을 제외하고 많이 사용된다.

Grade B:

A급 강재보다 우수한 노치인성을 가지고 있어 충격시험을 행할 필요가 없다. 노치인성은 강재가 충격 에너지를 흡수할 수 있는 성질로, 균열에 대한 강인성을 나타낸다.

Grade D:

충격 테스트에서 노치인성을 보증하며, 최대 두께는 25mm까지 허용된다.

Grade E:

강재 내에서 균열이 전파되지 않도록 하기 위해 사용된다. 이 강재는 배의 가장 중요한 부분에서 사용되며, 균열을 정지시키는 역할을 한다. 용접이음인 경우 큰 균열로 진전할 수 있기 때문에 중요한 역할을 한다.

2) 선체구조용 고장력 강재 (High Tensile Steel)

고장력 강재는 연강과 제조 방법에 큰 차이가 없다. 그러나 인장 강도를 증대하기 위해 탄소량을 증가시키는 것은 신장율을 약화시키고 노치인성을 급격하게 저하시키며 용접성을 나쁘게 만드는 단점이 있다.

고장력 강재에서는 탄소량을 억제하고 대신 합금 원소 (Cu, Nb, Ni, Mn, Mo, V 등)를 첨가하여 강도를 증대시키면서도 가공성, 용접성, 노치인성 등을 향상시키는 방법을 사용한다. 이렇게 함으로써 용접용 고장력 강재는 강도를 높이면서도 다른 기계적 특성을 개선할 수 있다.

3) 낮은 온도에 노출될 경우,

- 극저온항 선박의 경우 : 설계온도, 판두께에 따라 B, D, E, F 등급의 강재 사용
- LPG 저온 연료탱크 (-55 ~ -50도) : LT 저온강 사용
- LNG 극저온 연료탱크 (-163도) : SUS304L 스테인리스강, 9% 니켈강, AL5083 알루미늄합금강, 고망간강 사용

4) 화학운반선 화물창과 같이 내부식 성능이 중요한 경우,

: 스테인레스강(SUS304, SUS316) 같은 합금강 사용

* 특수강 (E-Grade, LT강, 니켈강, SUS강)들은 일반적인 강재와는 다른 특징과 용도를 가지는 강재로 특별 관리가 필요하다. (Park, 2011; Yang, 2014).

2.2 Grinding의 정의와 특징

Grinding은 연마재를 사용하여 재료의 표면을 감소하거나 평활하게 만드는 과정을 말한다. 연마 기계나 도구를 사용하여 연마 입자를 활용하여 작업물에서 미세한 양의 재료를 제거하여 원하는 형상, 마무리 또는 치수 정확도를 얻을 수 있다. Grinding은 조선, 제조업, 금속가공, 건설 및 자동차 등 다양한 산업에서 금속, 세라믹, 플라스틱 및 기타 복합 재료의 정밀하고 매끄러운 표면을 얻기 위해 흔히 사용한다.

도면에 표기되는 Grinding Symbol은 Fig. 1과 같은 예시로 정의할 수 있다.

Symbol	Detail Explanation	
SC	CASE1 : 3 Grinding + BURR Removal 	CASE2 : 1 Grinding (Surface treatment)
RC	1 Grinding + BURR Removal 	
C	1 Grinding + BURR No removal 	
NG	Null	

Fig. 1 Grinding Symbol

2.3 QR코드 기술의 주요 특징

QR 코드는 1994년에 일본 토요타 자동차의 자회사인 덴소 웨이브가 개발하여 자동차 부품 관리를 위해 사용되었다. 이후 AIM International과 JEIDA 등의 표준화 기구에서 표준 규격을 제정하고, 2000년에는 ISO/IEC 18004 표준으로 제정되었다.

QR 코드의 이름인 "Quick Response"는 빠른 응답이 가능하다는 의미를 가지고 있으며, 디코딩 속도가 빠르다는 특징을 가지고 있다. QR 코드는 대용량 데이터 저장, 많은 기록 가능, 고밀도 패턴, 오류 정정 기능 등을 포함한 다양한 특징을 가지고

있다. 이러한 특징으로 인해 QR 코드는 다양한 응용 분야에서 사용되고 있다. 덴소 웨이브는 QR 코드 기술의 특허권을 보유하고 있었으나, 표준화된 기술로 인해 2000년 이후부터 특허권을 행사하지 않겠다고 선언하였다. 이로 인해 다양한 기업과 개발자들은 QR 코드를 자유롭게 사용하고 발전시킬 수 있었다 (Wikipedia, 2010).

QR코드의 일반적인 구성은 Fig. 2와 같다.



Fig. 2 QR Code Concept

1. 경계: QR코드를 다른 이미지와 구분하는 공간.
2. 파인더 패턴: QR코드임을 알 수 있게 해주는 세개의 정사각형 코드 방향을 잡아주는 패턴.
3. 얼라인먼트 패턴: 코드 스캔 방향을 가리키는 정사각형 패턴, 주로 큰 크기의 QR코드에 사용.
4. 타이밍 패턴: 코드 내 정보가 담긴 개별 단위를 인지하기 좋게 해주는 패턴, 해독을 돕는 역할.
5. 버전 정보: QR코드의 버전을 나타낸다.
6. 개별단위: 앞에 언급한 5개 구성요소를 제외한 희거나 검은 작은 사각형들은 각각 데이터를 담은 단위(cell) 역할을 한다 (Samsung Newsroom, 2018).

QR 코드의 주요 장점은 다음과 같다:

1. 대용량 데이터 저장: QR 코드는 다른 바코드에 비해 매우 큰 용량으로 데이터를 저장할 수 있다. 최대 7,089자의 정보를 담을 수 있어 다양한 유형의 데이터를 효율적으로 저장할 수 있다.
2. 고밀도 패턴: QR 코드는 고밀도 패턴으로 구성되어 있어 작은 공간에 많은 데이터를 표현할 수 있다. 이를 통해 작은 크기의 QR 코드를 인쇄하거나 표시하는 것이 가능하다.
3. 오류 정정 기능: 일부 손상된 코드 영역이나 왜곡된 부분이 있어도 QR 코드는 내장된 오류 정정 기능을 통해 인식이 가능하다. 따라서 일부 손상이나 훼손이 발생해도 코드를 정확하게 해석할 수 있다.
4. 빠른 디코딩: QR 코드는 빠른 디코딩 속도를 가지고 있어 빠르게 인식될 수 있다. 이는 사용자에게 편의성을 제공하고 실시간 정보 전달에 유용하다.
5. 다양한 응용 분야: QR 코드는 다양한 분야에서 활용된다. 광고, 마케팅, 결제 시스템, 식음료 업계, 정보 공유 등 다양한 용도로 사용될 수 있다.

QR 코드는 간편하고 효율적인 데이터 전달 및 인식을 가능하게 해주는 기술로 널리 사용되고 있다.

2.4 2D도면의 설계정보 한계

Fig. 3과 Fig. 4의 공작도 Tree Data와 가공도의 Grinding 작업은 일정 수준의 도면 독도 능력이 필요하다. 그러나 조선업계에서는 인력난으로 신규 외국인이나 저 숙련 작업자가 증가하면서 Grinding작업이 누락되거나 불필요 구역 “Over Grinding”이 계속 발생하고 있다. 이로 인해 지속적으로 품질 문제가 발생하고 있으며, 이러한 문제를 해결하기 위해 외국인 및 저숙련 작업자도 쉽게 이해할 수 있는 직관적인 설계정보 확인 시스템의 필요성이 대두되고 있다.

```

U01_TT1A/1S/S RC 122)
U02_TT1M/1S/S RC 122)
U03_TT20M/3M/S 122)
|- M0101_TT2M/1S/S SC 10,22,29,30)
|- S0101_TB49M/1S/S SC 16,26,27,28,29,38)
|- S0201_GR4N/1S/S (29,38)
    
```

Fig. 3 Sample: Grinding Information in Assembly Tree

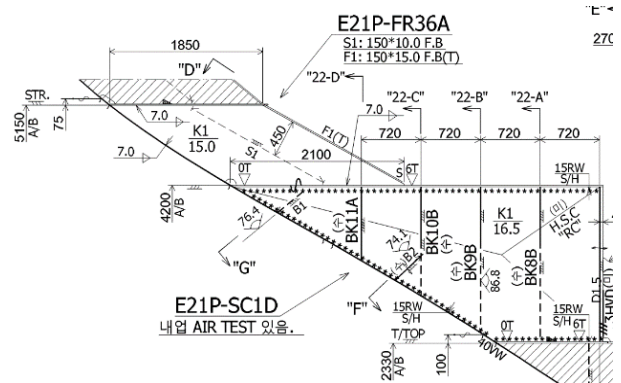
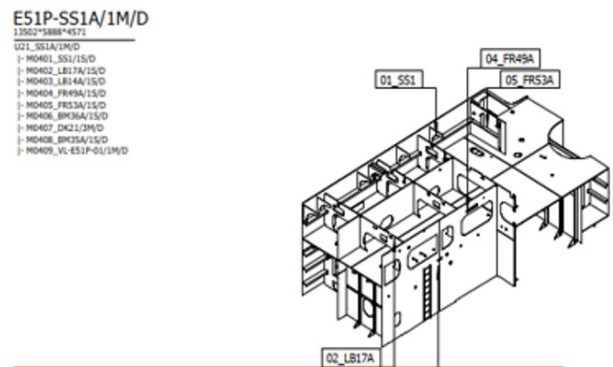


Fig. 4 Sample: Grinding symbol in Assembly Drawing

(Fig. 5) 도면에 특이 재료의 정보를 보여주기 위해서는 따로 상세 도면을 만들어 제공해야 한다.



*Please refer to the detail drawing for E Grade information

Fig. 5 Sample: Unusual materials are confirmed in detail drawing

그래서 도면을 많이 사용하는 조선산업 분야에서는 이런 2D 도면의 한계점을 보완하기 위해 추가적인 상세 설계정보를 보여 줄 수 있는 3D 모델을 생산 현장에서 활용하려고 다양한 개발을 진행하고 있다.

3. 시스템 프로세스 및 구성

3.1 시스템 프로세스

QR코드를 활용한 설계정보 전달 시스템의 프로세스는 다음과 같다:

1. 도면 출도: 도면 출도 시스템은 도면에 QR 코드를 생성하여 도면을 출도한다.
2. 현장 작업자의 스캔: 현장 작업자가 상세 설계정보를 필요로 할 때, 모바일 기기로 해당 도면의 QR 코드를 스캔한다.
3. QR 코드 해석: 모바일 기기에서 QR 코드를 해석하여 QR 코드에 있는 URL 주소를 보여준다.
4. 3D 모델 뷰어 확인: QR 코드를 통해 URL 주소에 접속하여 현장 작업자는 3D 모델을 통해 도면과 연결된 3D 모델의 상세정보를 시각적으로 확인할 수 있다.

이러한 프로세스를 통해 QR 코드를 활용하여 현장 작업자는 도면과 연결된 3D 모델의 상세정보를 편리하고 신속하게 얻을 수 있으며, 작업의 정확성과 효율성을 향상시킬 수 있다(Fig. 6). 현장에서 모바일 기기를 사용하기 위해서는 모바일 기기와 연결할 수 있는 네트워크 구성이 필요하다.

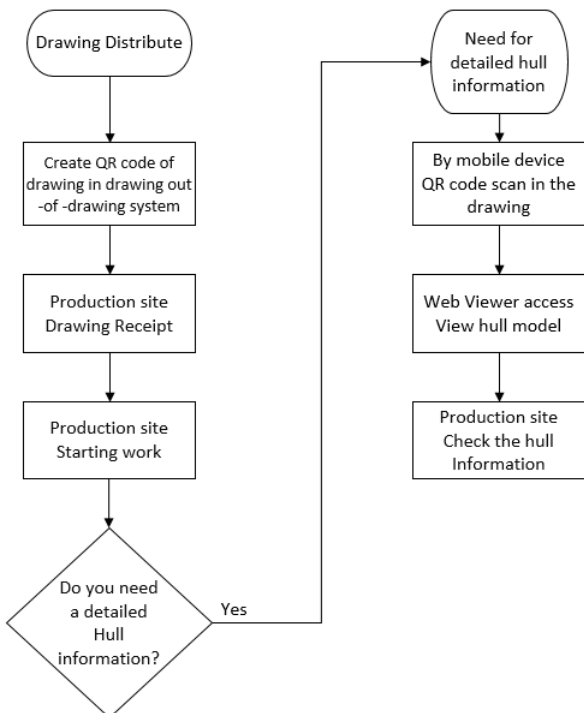


Fig. 6 System Flowchart

3.2 어플리케이션 구성

Fig. 7에서 보는 것과 같이 시스템 구성은 다음과 같이 나눌 수 있다.

1. 선체 생산도 QR코드
2. 모바일 기기 (& 키오스크)
3. 모바일용 3D모델 뷰어

이러한 구성을 통해 모바일 기기나 키오스크를 사용하여 현장에서 빠르고 정확하게 정보를 확인할 수 있다.

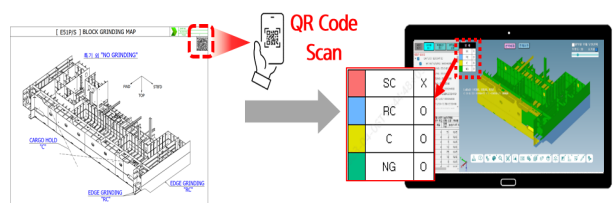


Fig. 7 System Diagram

3D 모델 뷰어에서 제공되는 모든 정보는 CAD 시스템에서 추출되는 설계 마스터 데이터인 BOM, 2D 도면, 3D 모델 등을 기반으로 서비스되어진다. 이러한 설계 마스터 데이터는 3D 모델 뷰어를 통해 시각적으로 표현되고, 사용자들은 해당 정보를 웹 브라우저나 모바일 기기를 통해 직접 확인할 수 있다. 따라서 3D 모델 뷰어는 CAD 시스템에서 추출된 설계 마스터 데이터를 기반으로 정보를 제공하는 역할을 수행한다(Fig. 8).

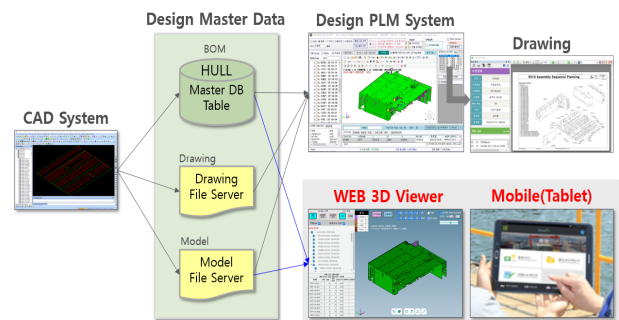


Fig. 8 System Configuration

4. 어플리케이션 개발 및 실행

4.1 어플리케이션 개발

어플리케이션의 기능은 시스템 프로세스를 기본 바탕으로 개발되었으며, 사용자의 요구 기능을 추가 도출하였다. 이를 토대로 주요 기능을 분류하여 어플리케이션 메뉴를 구성하였으며, 아래 <Table 1>에 기능을 정리하였다.

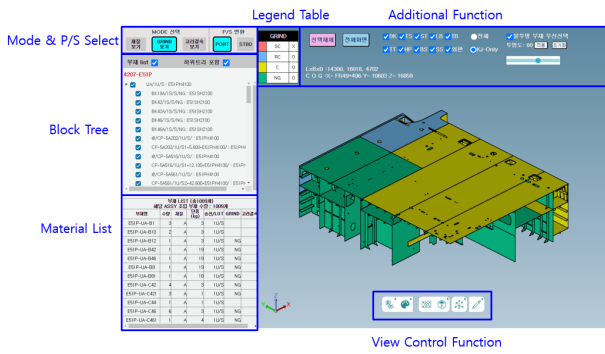


Fig. 9 Application Configuration

Table 1 Main function of application

Function Name	Function Explanation
Texture View	Displaying the material by color
Grinding View	Displaying the grinding type by color
Piece attachment View	Displaying the piece attachment by color
Material List	Areas that show details of the material Info.
ASP View	Areas that show Assembly Sequence Plan
3D Model Viewer	Areas that show 3D model
Selected Material Highlights	When selecting the material, the 3D model highlights in the viewer
Panel Show/Hidden	Panel Show/Hidden in 3D model viewer
Transparency	Control the transparency of materials
P/S Shift	PORT/STBD Shift

도면 QR코드 생성은 도면 출도 시스템에서 PDF 파일을 생성하는 과정에서 도면에 자동으로 QR코드를 추가하도록 구현되어 있다(Fig. 10, Fig. 11).

도면 QR 코드는 모바일 기기의 카메라 기능을 사용하여 스캔한다. 도면 유형에 따라 재질 보기(Material View), GRIND 보기(Grinding View) 또는 고리결속(Piece attachment View)로 설계 정보가 화면에 표시된다. 표시된 어셈블리 트리에서 구성 요소나



Fig. 10 Drawing distribute system

범례를 선택함으로써 재질, Grinding 또는 고리 결속 조건에 따라 3D 모델의 색상 변화를 3D 모델 뷰어에서 관찰할 수 있다 (Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14).

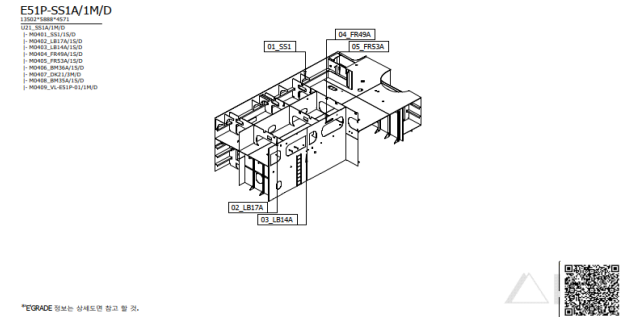


Fig. 11 QR Core generated in the drawing

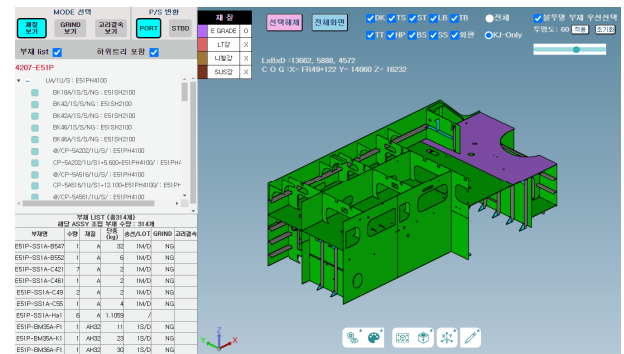


Fig. 12 Example of texture view

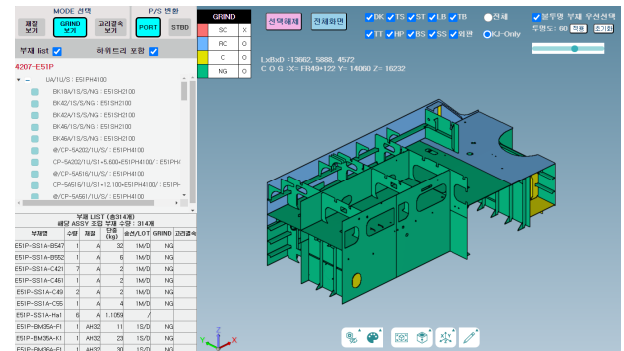


Fig. 13 Example of grinding view

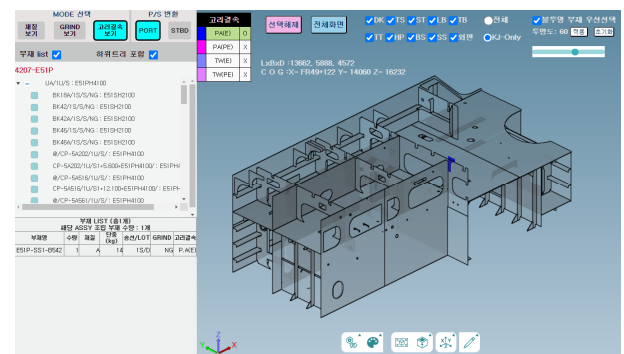


Fig. 14 Example of piece attachment view

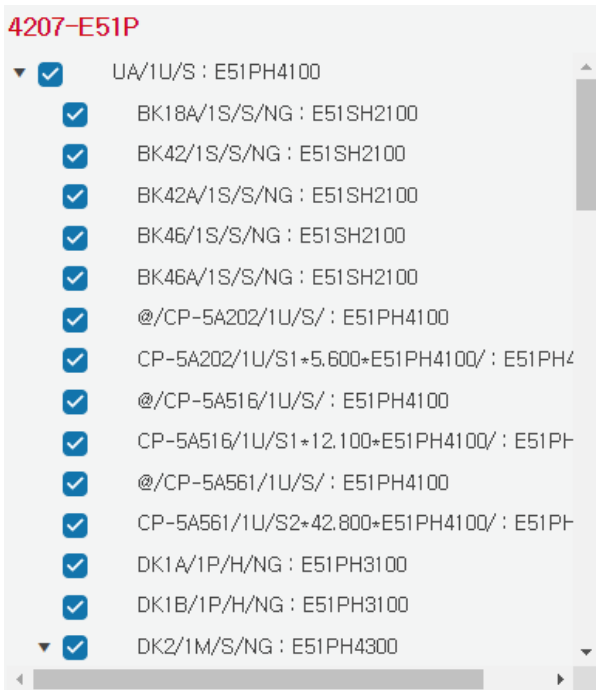


Fig. 15 ASP Tree (Assembly Sequence Panning)

Material List					
NAME	Qty	W	LOT	GRIND	T
E51P-UA-B1	3	A	3	1U/S	
E51P-UA-B10	2	A	3	1U/S	
E51P-UA-B12	1	A	3	1U/S	NG
E51P-UA-B42	1	A	19	1U/S	NG
E51P-UA-B46	1	A	19	1U/S	NG
E51P-UA-B8	1	A	19	1U/S	NG
E51P-UA-B81	1	A	18	1U/S	NG
E51P-UA-C42	4	A	3	1U/S	NG
E51P-UA-C421	3	A	1	1U/S	NG
E51P-UA-C44	1	A	1	1U/S	
E51P-UA-C46	6	A	3	1U/S	NG
E51P-UA-C461	1	A	4	1U/S	NG
E51P-UA-C49	1	A	5	1U/S	NG
E51P-UA-C491	1	A	3	1U/S	NG
E51P-UA-C52	2	A	3	1U/S	NG
E51P-UA-C521	2	A	3	1U/S	NG

Fig. 16 Material List

도면의 QR코드를 스캔하여 불러오는 어셈블리 트리는 단위 블록의 자재들로 구성된 어셈블리 트리 구조를 형성한다. 각 단위 블록은 고유한 식별자를 가지고 있으며, 해당 단위 블록을 구성하는 자재들이 하위 수준에서 계층적으로 표시된다(Fig. 15).

처음에는 단위 블록 전체 모델의 자재 리스트가 표시되며, 이후에는 어셈블리 트리에서 선택한 모델 파트의 자재 리스트가 표

시됩니다. 이 방식을 통해 사용자는 초기에 전체 모델의 자재를 파악하고, 그 다음에는 선택한 모델 파트의 자재에 대한 정보를 확인할 수 있다(Fig. 16).

Deck의 Show/Hidden 옵션 기능을 사용하여 Deck를 선택적으로 보이게 하거나 숨길 수 있다. 이 기능을 사용하면 원하는 Deck를 선택적으로 표시하거나 숨기는 것으로 사용자는 필요한 정보에 집중할 수 있다.

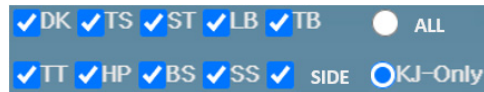


Fig. 17 Deck Show/Hidden function

3D 모델의 색상 투명도를 조절할 수 있는 기능을 통해 모델 뒤에 숨어있는 모델들도 확인할 수 있다.

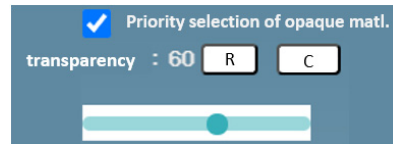


Fig. 18 Transparency control function

PORT/STBD전환 기능으로 도면의 QR코드를 스캔하지 않고도 PORT, STBD 구역으로 빠르게 전환할 수 있다.

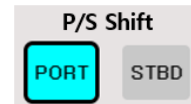


Fig. 19 PORT/STBD shift function

해당 어플리케이션을 위해 웹 서비스가 구현되어 있으며, <Table 2>와 같은 데이터들을 생성한다. 이 데이터들은 어셈블리 트리를 구성하는 데이터, 블록 전체 모델 파트를 구성하는 데이터, 선택된 모델 파트를 구성하는 데이터, 재질 범례를 구성하는 데이터, 그리고 Grinding 범례를 구성하는 데이터를 포함한다.

Table 2 Web service configuration

Web Service Name	Function Explanation
GetHullTreeAspInfo	Get the ASP Data
GetHullTreeCheckNodeInfo	Get the Hull Part Data
GetPartMakerInfo	Get the selected Part
GetBlockQualityInfo	Get the Quality Data
GetBlockGrindInfo	Get the Grinding Data

4.2 어플리케이션 실행

아래 Fig. 20처럼 모바일 기기의 사진 촬영 기능을 이용하여 도면의 QR코드를 스캔한다.

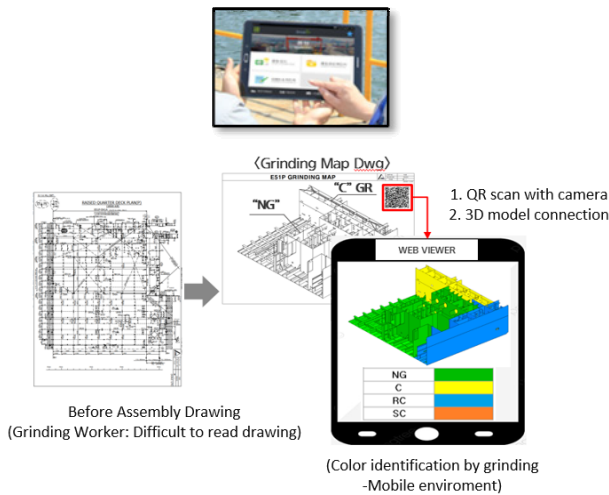


Fig. 20 QR Code Scan

QR코드 스캔하여 생성된 URL주소로 접속을 하면 최종 Fig. 21과 같은 3D 모델 뷰어 화면이 나오게 되며 여기서 설계정보를 직관적으로 확인할 수 있다.

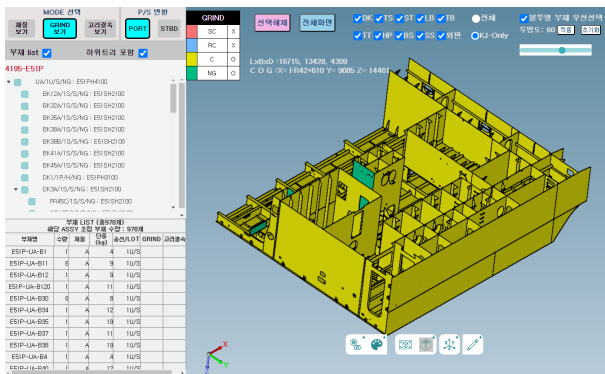


Fig. 21 3D Model & Design information after scanning QR Code

5. 결론

최근에는 디지털 트랜스포메이션(DT) 기술을 활용하여 ‘스마트 조선소’로의 전환을 위한 개발이 활발히 진행되고 있다. 본 연구는 웹 기반 설계 3D 모델 뷰어를 구현하기 위한 기술과 구축 과정을 설명하였으며, 실제 현장에서의 활용을 통해 공정 생산성 향상과 오작 방지 효과를 입증하였다.

모바일 기기로 QR 코드를 스캔하고 URL을 클릭하는 과정이 초기에는 불편해 보일 수 있다. 그러나 이를 통해 현장 작업자들이 설계자에게 전화로 문의하지 않고 현장에서 실시간으로 3D 모델을 확인할 수 있으므로 공정 효율성 향상에 도움이 될 것이다.

연구에서 구현한 어플리케이션은 현장에서의 3D 모델 사용을 중심으로 다루었다. 앞으로는 실질적인 효과를 발휘하기 위해 현

장 사용자 경험을 고려한 3D 모델 뷰어의 개선, 3D 모델 활용 작업 프로세스 최적화, 원활한 3D 모델 이용을 위한 현장 인프라 구축 연구가 필요하다.

국내 조선산업이 경쟁력을 강화하고 글로벌 시장에서 선도적인 역할을 지속하기 위해서는 스마트 조선소 구축이 필수적이다. 이를 위해서는 생산 현장에서의 3D 데이터 활용에 대한 연구와 개발을 지속적으로 진행해 나가야 한다.

References

- Han, I.W., Park, Y.H., An, G.B. and An, Y.H., 2009. Development Trends of Steel Plates for Ship Building and Off-Shore Construction and It's Weldability.
- Kim, S.T., Cha, S.Y., Ban, M.H. and Park, K., 2011. *QR code*. Seongandang: Seoul.
- K. Saranya, R.S. Reminaa and S. Subhitha, 2016. Modern applications of QR-Code for security.
- Park, M.W. and Park, J.P., and Jung, S.G., 2012. An Implementation of QR Code based On-line Mobile Augmented Reality System.
- Park, H.J., 2011. *Type of materials used in shipbuilding* [Online] (Update 19 November 2011) Available at: <https://m.blog.naver.com/PostView.naver?blogId=75hyoung&logNo=30124188941&navType=by> [Accessed 1 June 2023].
- Park, S.H., 2010. A study and direction on bar code revolution - Design QR codes in Korea and overseas.
- Sang, M.J. and Kim, K.S., 2021. Design and Implementation of Piping Spool Management Android Application using QR Code.
- Samsung Newsroom, 2018. *Let's revisit a neglected technology!-'1994-born QR code'* [Online] (Update 5 September 2018) Available at: <http://bit.ly/2AjzIQG> [Accessed 12 June 2023].
- Wikipedia, 2010. *QR code* [Online] (Update 25 May 2023) Available at: https://ko.wikipedia.org/wiki/QR_code [Accessed 12 June 2023].
- Yang, H.S., 2014. *Ship material science*. Gihanjae: Seoul.



ROPAX 선형의 Bow Thruster 위치, 사이즈 변경에 따른 저항 성능 평가

이윤재[†]·김영우·임춘규·정이호·김찬일
(주)현대미포조선 기본계획부

An Optimization Study on the Bow Thruster Configuration for RoPax Vessel

Yoon Jae Lee[†]·Young Woo Kim·Choon Gyu Lim·Yi Hyo Chung·Chan il Kim
Initial Planning Department, Hyundai Mipo Dockyard Co., Ltd.

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

An optimization study on the configuration of the bow thrusters for minimization of hull resistance has been conducted by means of numerical and experimental analysis. The various configurations with several sizes and location have been examined in this study. Through CFD analysis and model test, it has been confirmed the optimized configuration of bow thrusters can be reduced the resistance of about 9%.

Keywords : Bow thruster(바우 스러스터), Ropax(로팍스 선), Resistance(저항), Numerical analysis(수치해석)

1. 서론

Ro-Pax(Roll-on Roll-off Passenger) 선은 여객과 Ro-Ro화물을 운송할 수 있는 선박이다. 따라서, 기항지의 극한 해상환경에서도 Tug boat의 도움 없이 신속하고 안전한 이안과 접안을 위한 우수한 조종 성능이 요구되며, 온실 가스 저감을 위한 탄소 배출량 규제에 대응하기 위해 연료 소모량 최소화를 위한 우수한 저항 성능의 선형 개발이 요구된다.

가혹한 환경 외력 조건에서 선박의 안정적인 자세 제어를 보조하기 위해서는 고출력 용량 및 다수의 Bow thruster 설치가 요구된다. 그러나, 다수의 대직경 개구부는 선박의 운항 시 저항증가의 주요 원인이 된다. 선종별로 차이가 있을 수 있으나, 2기 이상의 대직경 bow thruster 설치 시 선박 전 저항은 6% 이상 증가할 수 있으며, 2기의 Bow thruster에 대한 위치 최적화 등을 통해 저항 감소 효과에 대해 연구(Bae et al. 2012) 사례가 있다. 본 연구에서는 4기의 Bow thruster에 대해 위치 및 직경 변화 등에 따른 CFD 수치 해석을 수행하고 CFD 저항 성능 해석 결과와 모형시험 결과를 비교 분석을 하였다.

2. 수치 해석

2.1 대상 선형 및 설계 변수

본 연구의 대상 선형은 당시의 220m Ro-Pax 선으로 선박의 제원 및 해석 조건은 Table 1과 같다.

Table 1 Principal particulars

Item	Dimension
LBP	205.5 m
B	30.8 m
Draft	6.7 m
Fn	0.225

대상선의 초기 기본 설계 단계에서 4개의 bow thruster와 개구부 직경은 3m로 결정되었다. 초기 위치는 ballast 흡수 기준으로 bow thruster 효율 감소 최소화를 위해 maker에서 제공하는 지침을 참조하여 Fig. 1과 같이 결정하였다.

[†] 교신저자 : 이윤재, yjlee@hmd.co.kr

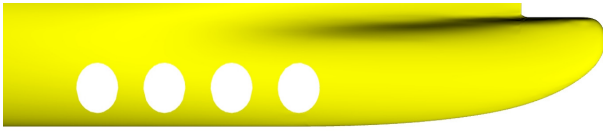


Fig. 1 Original bow thruster configuration

Table 2 Optimization variables

Item	Variables
Bow thruster position	X-position
	Z-position
Tunnel diameter	3.0 m
	2.8 m

위치 및 사이즈 최적화를 위한 설계 변수는 Table 2와 같이 4개 항목으로 결정하였으며, 각 bow thruster의 위치는 효율 감소 최소화를 위한 bow thruster 간격 및 중심에서 흘수선까지의 간격은 최소 요구조건을 만족하는 범위 내에서 수행하였다.

2.2 수치 해석

수치해석을 위한 격자계는 정렬 격자계를 사용하였으며, 격자 수는 약 300만개이며 Fig. 2와 같다. 모형시험에는 Bow thruster tunnel grid가 적용되지만, 수치해석에서는 계산의 효율성을 위해 적용하지 않고 각 case 별로 저항 성능을 비교 검토하였다. 수치 해석 경계는 Fig. 3과 같으며, FP로부터 1.5LBP, AP로부터 1.5LBP, 선체중심으로부터 좌현으로 1.0LBP이다.

수치해석은 상용 해석 프로그램인 Fluent 19.0을 사용하였으며, 자유수면은 VOF(Volume of fluid)기법을 사용하여 고려하였으며,

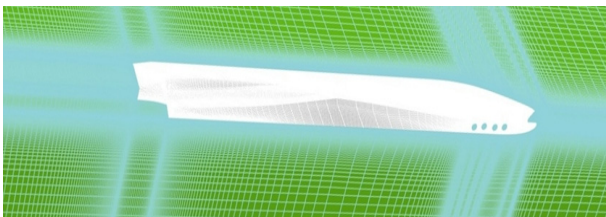


Fig. 2 Grid system

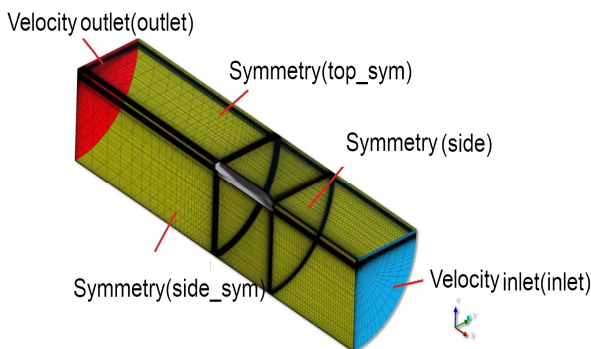


Fig. 3 Boundary condition

난류모델은 realizable k-e, 압력 방정식은 standard, 속도 압력 연성은 coupled 방법을 사용하여 수치해석을 수행하였다.

3. 위치 최적화 CFD 해석 결과

저항 최소화를 위한 bow thruster 위치는 동일한 stream line (유선 흐름)에 위치 시키는게 일반적이지만 대상 선박에는 4기의 bow thruster가 설치되기 때문에 불가능하다. 또한, 위치 제어 요구 조건 및 흘수 조건 제약으로 bow thruster 설치 중심에서 수선면 상부 방향으로의 이동량에도 제한 조건이 있다. 여러 제한 조건을 고려하여 위치 최적화 해석을 수행하였으며, 유의미한 결과를 보이는 case는 Table 3과 같다. bow thruster 위치는 선수부터 선미로 No.1 ~ No.4로 지정하였으며, 각 case별 위치는 case 1의 초기 위치를 기준으로 변화량을 표기하였다.

Table 3 Bow thruster configurations

Case	Variable	No.1	No.2	No.3	No.4
Case 1 (Initial)	Diameter (m)	3.0	3.0	3.0	3.0
	X-position (m)	-	-	-	-
	Z-position (m)	-	-	-	-
Case 2	Diameter (m)	2.8	2.8	3.0	3.0
	X-position (m)	+3.2	+2.4	-	-
	Z-position (m)	+0.5	-0.2	-	-
Case 3	Diameter (m)	2.8	3.0	3.0	3.0
	X-position (m)	+3.2	+1.2	-	-
	Z-position (m)	+0.5	+0.3	+0.3	-0.1
Case 4	Diameter (m)	2.8	2.8	2.8	2.8
	X-position (m)	+3.2	+2.4	+0.8	-
	Z-position (m)	+1.3	+0.9	+1.3	+0.5

각 case별 상세 bow thruster의 위치 및 형상은 Fig. 4와 같다. Bow thruster 초기 위치는 bare hull 대비 약 18%의 유효마력이 증가하는 결과를 볼 수 있다. 이는, 각 bow thruster가 stream line을 따라 정렬 배치되지 않아 bow thruster tunnel 상호간의 유동 간섭이 증폭되고, 곡률 변화가 큰 선체 하부에 일렬 배치되어 유동이 선체를 따라 원활하게 흐르지 못하게 되어 압력 분포의 가파른 변화가 발생됨으로써 저항 성능이 크게 저하되었다.

Case 2를 통해서 No.1&2 bow thruster 직경을 변경하여 동일한 stream line상에 위치시킴으로써 약 3.4%의 저항성능 향상을

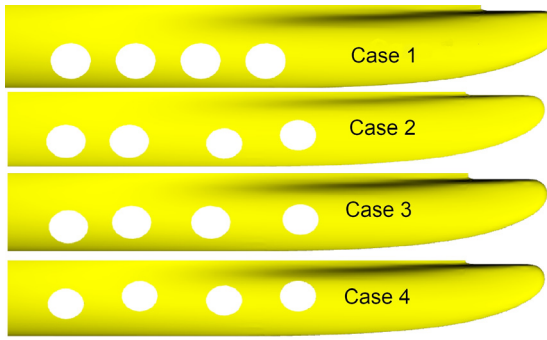


Fig. 4 New bow thruster configurations

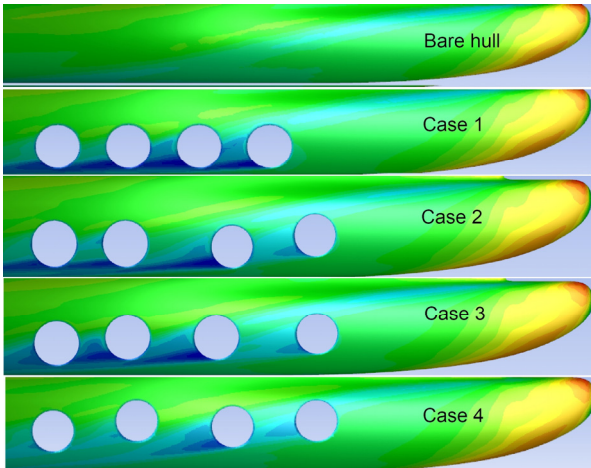


Fig. 5 Pressure distributions

Table 4 Comparison of resistance

Case	EHP
Bare hull	100.0 %
Case 1	118.2 %
Case 2	114.8 %
Case 3	114.1 %
Case 4	108.9 %

확인하였다. Case 3에서는 No.1의 직경만 변경시키고 No.2 & 3의 중심위치를 상부로 이동하여 Case 2 대비 약 0.7%의 저항 성능 향상을 확인하였다. Case 2와 3의 결과로 동일한 stream line에 bow thruster를 위치 시키고, 중심을 상부로 이동시킴으로써 저항 성능 개선이 있음을 확인하였다. 선박의 운항 항로 특성상 shallow water draft(천 흘수)에서 위치 제어가 가능해야 하기 때문에 bow thruster 효율을 최대로 유지하기 위해서 tunnel 직경을 case 4와 같이 변경하고 설치 위치를 상부로 이동하면서 최적화 작업을 수행하였다. Fig. 5에서 확인할 수 있듯이 초기 배치에 비해 case 4에서 bow thruster 상호 간섭이 현저하게 줄어들었으며, 압력 변화를 최소화하여 bow thruster에 의해 발생하는 저항 감소를 통해 유효마력이 약 9.3% 감소 됨을 본 연구를 통해 확인하였다. 각 case별 압력 분포 비교는 Table 4에 나타내었다.

Table 4의 bare hull 유효 마력은 stock propeller 단계에서 수행된 bare hull 모형 시험과 수치 해석 결과 분석을 통해 확인된 보정 계수를 적용하여 유효마력을 100.0%로 표기하였으며, 정량적인 비교가 가능하도록 각 case별 동일 보정 계수를 사용하여 유효마력 추정결과를 나타내었다.

4. 모형 시험

위치 및 사이즈 최적화를 위한 수치해석을 통해 약 9.3%의 저항 감소를 확인하였으며, 최적화된 bow thruster configuration의 유효마력 상대 비교를 위해 Table 4의 bare hull, case 1 & case 4 항목에 대해서 모형시험을 MARIN(Maritime Research Institute Netherlands)의 예인수조에서 수행하였다. 수치해석에서는 bow thruster configuration에 따른 저항의 상대 비교를 위해 상세한 bow thruster tunnel grid를 적용하지 않았으나, 모형 시험에서는 유선 흐름에 따른 각도로 grid bar를 설치하여 수행하였으며, 모형선의 상세 형상은 Fig. 6과 같다.



Fig. 6 Model ship

저항 성능은 수치해석과 모형시험 모두 bare hull의 유효마력을 기준으로 증가되는 값을 비교하였으며, Table 5에서 확인할 수 있듯이 수치 해석과 모형시험 결과 모두 case 4에서 약 9%이상 저항이 감소됨을 확인할 수 있다. 또한, 수치해석 결과는 모형시험 결과와 약 1.7%의 차이로 높은 신뢰성을 확인하였다.

Table 5 Comparison of resistance between model test and CFD analysis

Case	EHP	
	CFD	Model test
Bare hull	100.0 %	100.0 %
Case 1	118.2 %	116.7 %
Case 4	108.9 %	107.2 %

5. 결론

본 연구에서는 bow thruster의 위치 및 사이즈 변경에 대한 수치해석을 통해 선박의 저항성능을 비교 분석하여 다수의 bow thruster 설치에 따른 저항 증가 최소화 효과를 확인하였으며,

모형시험을 통해 검증하였다. 다수의 bow thruster 설치의 경우 stream line에 따라 배치하고 상대적으로 선저보다 곡률 변화가 적은 상부에 위치시킴으로 저항 성능 개선이 확인되었으며, 4개의 bow thruster 모두 위치 및 사이즈 최적화를 통해 약 9.5% 저항 성능 개선을 확인하였다. 모형시험과 수치해석을 통한 저항 성능 해석결과는 1.7%의 차이로 상당히 높은 신뢰도를 확인하였다. 따라서, 다수의 bow thruster 설치 시 초기 위치 선정은 수치 해석을 통해 저항 증가를 최소화 시킬 수 있다는 것을 확인하였다.

이번 연구에서는 bow thruster tunnel grid를 제외하고 수치 해석을 수행하였다. 이로 인해서 수치해석 결과에서 상대적으로 저항 증가량이 모형시험 대비 크게 나타난 것으로 사료되며, 향후 연구에서는 bow thruster grid를 고려한 수치해석을 적용한다면 실선의 저항 성능 추정 정도를 보다 높일 수 있을 것으로 기대된다.

References

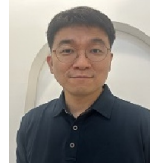
Bae, J.H., Song J.S., Kwon J. H., Hong C.B. and Choi S.H., 2012. A Numerical Study on the optimization of Bow

thruster for Shuttle tanker. Proceedings of the symposium of The Korean Association of Ocean Science and Technology Societies, Yeosu, Republic of Korea 31 May & 1 June 2012.

Karola van der Meij, 2022. Calm water model tests with stock & design propellers. *MARIN Report No 33394-6-DT/DWB*



이윤재



김영우



임춘규



정이효



김찬일

LNG Dual Fuel C-Type Tank Testing 시 폭발 가정 Safety Plan 작성

이승훈¹·강용구^{2,†}·이재규²

(주)현대삼호중공업 선체설계부¹

(주)현대삼호중공업 선각기술설계부²

Preparation a Safety Plan Assuming an Explosion During Tank Test for Type-C LNG Dual Fuel Tank

Seung-Hun Lee¹·Yong-Gu Kang^{2,†}·Jae-Kyoo Lee²

Hull Design Department, Hyundai Samho Heavy Industries Co., Ltd.¹

Hull Production Engineering & Design Department, Hyundai Samho Heavy Industries Co., Ltd.²

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The tank test for type-C LNG dual fuel tank is carried out either hydro-static or hydro-pneumatic condition according to IGF code. When the tank is tested under hydro-pneumatic condition, the energy of compressed air increases in inverse proportion to the amount of water inside the tank. Even if the IMO type-C tank has been used for the long time without any problems and its defect-free reliability has been verified by intensive NDT in advance, assuming that air leak is occurred, it's necessary to consider following problems. When the energy of compressed air is leaked to the outside by a defect during tank testing, workers could be exposed to a dangerous environment. This paper describes the preparation of the safety plan for a safe working condition assuming an air leak during tank testing for type-C LNG dual fuel tank.

Keywords : Hydro-pneumatic test(공유압 시험), Tank test(탱크 시험), LNG dual fuel Tank(LNG 연료 탱크), IMO type C tank

1. 서론

2021년 국제해사기구(IMO)가 선박의 이산화탄소(CO₂) 배출량을 70% 감축하는 안건을 채택하면서, LNG 이중 연료 추진선 발주가 꾸준히 증가하고 있다. LNG 연료는 기존 선박 연료유 대비 황산화물(SO_x) 배출이 거의 없고, 질소산화물(NO_x)과 이산화탄소 배출을 25% 정도 저감 가능하여 무탄소 에너지 추진선이 개발/보급되기 전까지는 친환경 에너지로 주목 받을 전망이다.

현재 IGF(International Code of Safety for Ships Using Gases or Other Low-Flashpoint Fuels) Code에 따라 건조된 LNG 이중 연료 추진선은 원유운반선, 살물선, 자동차운반선, Container선, LNG선이 대표적이다. 원유운반선, 살물선 및 자동차운반선은 C-Type 연료 탱크를 적용하며 원유운반선과 살물선은 보통 Upper Deck 상부에 연료탱크를 배치하고 자동차운반선은 선박의 복원성을 고려하여 Inner Bottom 상부에 배치한다.

Container선은 거주구 하부에 B-Type 연료 Tank 또는 멤브레인 연료 Tank를 배치한다. LNG선은 별도의 연료 Tank 없이 화물창의 LNG를 연료로 사용한다.

특히, C-Type 연료 Tank는 특정 설계압력에서 문제없이 견디도록 압력용기로 제작되어야 하며 제작 후에는 비파괴 검사인

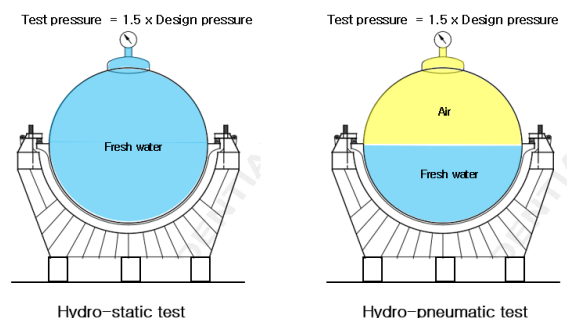


Fig. 1 Hydro-static Test vs Hydro-pneumatic Test

[†] 교신저자 : 강용구, ygkang@hshi.co.kr

RT 및 Tank Test를 통하여 구조적 안정성을 검증하여야 한다. Tank Test 압력은 설계압력의 1.5배가 되어야 하며 IGF Code에 따라 Tank 내부에 100% 청수를 채우고 공기압으로 가압하는 Hydro-static Test 또는 부분 충수 후 공기압으로 가압하는 Hydro-pneumatic Test를 실시할 수 있다.

본 논문에서는 Hydro-pneumatic Test 실시 중 C-type Tank 결함으로 발생할 수도 있는 폭발을 가정하고 발생 폭발압에 대한 구조물의 전도, 강도평가 및 Safety Plan 작성 사례들에 대하여 소개하고자 한다.

2. C-Type DF Tank Testing 실시 방법

C-Type DF Tank Testing은 앞에서 설명한 바와 같이 Hydro-static 또는 Hydro-pneumatic Test로 실시할 수 있다. 두 가지 Test의 장단점 상대 비교는 아래 표와 같다.

Table 1 Comparison of Hydro-static vs Hydro-pneumatic Test

Item	Hydro-static	Hydro-pneumatic
주/배수 시간	많음	적음
발청 제거량	많음	적음
폭발가정시 위험도	적음	많음
국내 실적	많음	적음

LNG DF Tank 제작 공정 중 Tank내부 Cleaning 작업은 미세 Particle들이 필터를 막아 연료공급을 차단시켜 발생하는 엔진 shutdown 방지를 위한 필수공정으로 매우 중요하다. 따라서, DF Tank의 유지보수 및 Tank 제작기간을 고려하여 대부분의 국내 조선소에서는 C-Type DF Tank Testing을 Hydro-pneumatic 조건으로 실시하고 있다.

Hydro-pneumatic test를 실시했던 초기 소형 사이즈(1,000m³ 이하) DF Tank의 경우, Tank 용량이 작음에 따라, 폭발 가정의 위험도 평가가 간과되었다.

그러나 최근 건조되는 DF Tank 용량은 1,000m³ 이상으로 일부 선급에 의해 폭발 시 발생할 수 있는 위험한 상황에 대한 안전성 검토가 이슈화 되었다.

참고로, Tank 폭발에 대한 위험도 평가 요구 ASME (American Society of Mechanical Engineers, 미국기계학회)에 언급되어 있으며 IGF 와 ASME의 Tank Test 비교는 아래와 같다.

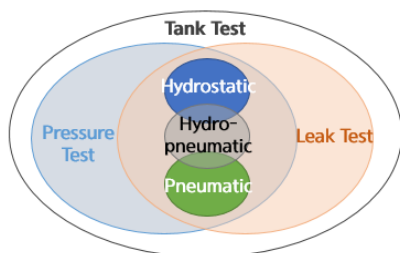


Fig. 2 Pressure vessel tank test

Table 2 Comparison of IGF vs ASME

Code	Pressure Test		Leak Test	Explosion 고려
	Hydro-(static/pneumatic)	Pneumatic		
IGF	1.5 x P _D	Test 불가	규정無	규정無
ASME	1.3 x P _D	1.1 x P _D	If necessary	Risk evaluation

IGF : International Code of Safety Ships using Gases or Low flashpoint Fuels(2015)

ASME : American Society of Mechanical Engineers

IGF Code에는 폭발에 대한 규정은 없으나, 보일러 압력용기 설계 규정을 기반으로 하는 ASME 규정에는 폭발에너지가 기준치 271 MJ을 초과할 경우에 폭발을 고려하여 위험도 평가를 수행하여야 한다. 건조 예시 호선은 DF Tank 용량이 1,000 m³ 이상이며 Hydro-pneumatic Test를 실시할 경우, Tank Test 압력에 의해 압축된 공기의 에너지는 271 MJ을 초과하게 되어 폭발 발생 가정하에 작업자의 안전에 문제가 없도록 적절한 조치를 취해야 하는 상황이 발생한다. 폭발 위험도 평가관련 하여 선급과 여러 차례 논의를 했지만 폭발 가능성에 대한 Data 기반 기술적 자료의 부재로 인해 IGF 규정에 없음에도 불구하고 압축공기의 에너지양이 상당히 크기 때문에 선급에서 요구한 폭발 가정한 Safety Plan을 작성하였다.

3. 선급의 Documentation 요구 사항

선급에서 요구한 서류화 항목은 ASME Code에 따라 만족시켜야 하는 Tank내 가압할 기체의 품질 관리에 대한 사항과 Tank Test를 고려한 위험도 평가 및 ASME Code에 따른 Pressure Test Procedure 사항이다.

3.1 Gas Quality Control (ASME 501-6.2)

Tank Test 수행 시 Tank에 가압하는 기체에 대한 규정으로 질소 사용을 원칙으로 하나 대안으로 Clean, Dry, Oil-Free Air 사용이 가능하므로 제반 여건상 Dry Air로만 사용키로 최종 협의 하였다.

3.2 Risk Evaluation Considerations for Pneumatic Pressure Test

상기 사항에 대한 상세 요구 사항은 다음과 같다.

- 1) Pressure Test 조건 최고 응력부 Strain Gauge로 Monitoring 실시
- 2) Kingery-Bulmash Blast Parameters를 적용하여 Blast Barrier

강도 평가

- 3) Tank 폭발 시 폭발에너지 Release 방법
- 4) 상기 항목 고려로 결정된 안전조치 사항이 반영된 Map 작성

3.3 Pressure Test Procedure

IGF Code 요구치를 최소로 하고 ASME 501-6.3.10이 반영된 Test Procedure를 작성해야 한다. 상세 사항은 다음과 같다.

- 1) Empty Tank일 때 모든 Strain Gauge의 Zero Positions을 체크한다.
- 2) 1.7 Bar까지 Pressure 상승시키고 10분간 유지한다.
- 3) Leakage 여부를 Visual Inspection으로 확인한다.
- 4) 만약 Leakage 결함 발견 시 압력을 Release하고 수리 후 1)항목부터 실시한다.
- 5) Test Pressure의 50%까지 점진적으로 증가시킨다.
- 6) 최소 10분간 Pressure를 유지시킨다.
- 7) Test Pressure의 10%를 초과하는 Pressure Loss가 발생한다면 System Pressure를 Test Pressure의 25%까지 낮추고 Leakage에 대한 부분을 점검해야 한다. 만약 Leakage 결함 발견 시 압력을 Release하고 수리 후 1)항목부터 실시한다.
- 8) Pressure Loss가 발생하지 않았다면 Inspector의 승인하에 다음 단계를 실행한다.
- 9) Test Pressure의 10%씩 상승시키고 5분동안 Pressure Gauge를 관찰한다.
- 10) Pressure Loss가 발생한다면 System Pressure를 Test Pressure의 25%까지 낮추고 Leakage에 대한 부분을 점검해야 한다. 만약 Leakage 결함 발견 시 압력을 Release하고 수리 후 1)항목부터 실시한다.
- 11) Test Pressure까지 도달하면 IGF에서 요구한대로 최소 2시간 유지하고 Pressure Gauge를 관찰한다.
- 12) System 전반적으로 Pressure Loss가 발생하지 않았다면 Pressure를 Release 시킨다.
- 13) 만약 Leakage가 발생되었다면 모든 System을 점검하고 수리하여 2)항부터 다시 수행한다.

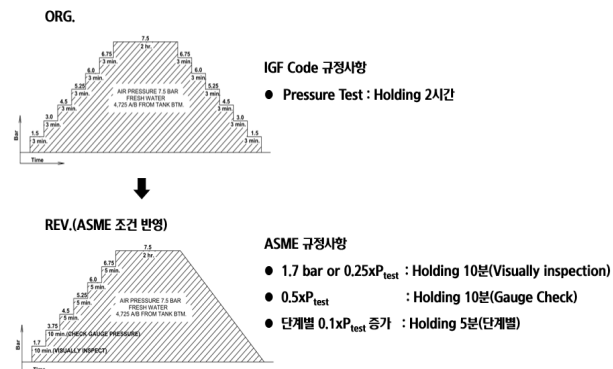


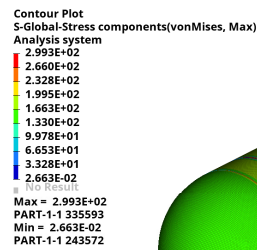
Fig. 3 Pressure test procedure

4. Risk Evaluation Considerations for Pneumatic Pressure Test

3.2절에 대한 상세 사항에 대해서 설명하면 다음과 같다.

4.1 Strain Gauge Monitoring 실시

Tank Testing 입력하에 결함에 의한 Tank의 이상 거동을 모니터링 하기 위해 strain gauge를 고응력 발생부에 설치하였다. 물론 결함 발생 위치를 특정할 수 없으므로 Tank 전반에 걸쳐 모니터링 하기 위해 strain gauge를 다수 부착해야 하나 제작 공정



Location	Material	Max. von-Mises stress	Allowable Stress
lwo. sump well	VL 9Ni	299.3	382.5 (0.9R _{eH})

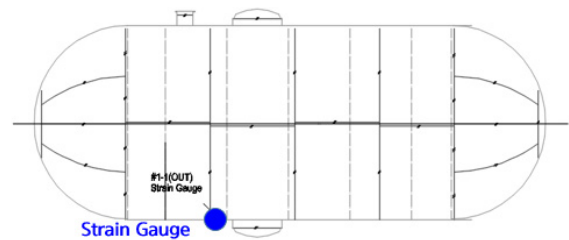


Fig. 4 구조해석최대응력 발생부 확인 및 Gauge 위치설정

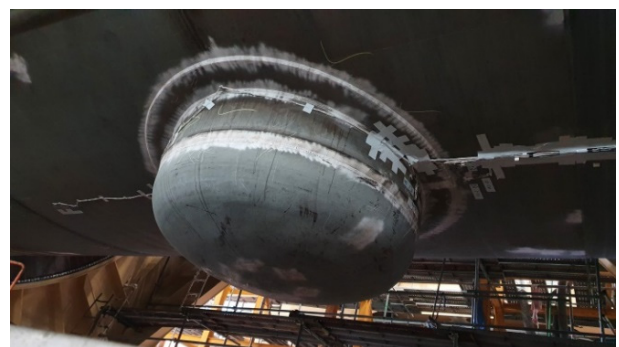


Fig. 5 Tank에 부착된 Strain Gauge

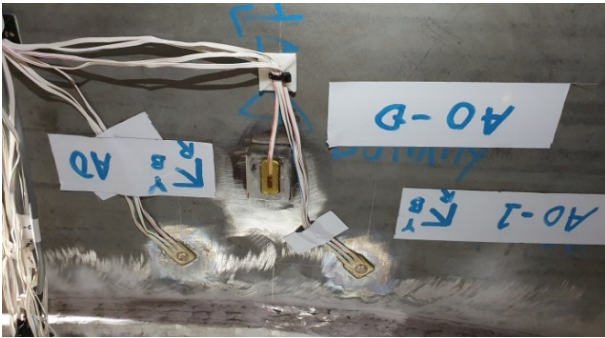


Fig. 6 Strain Gauge 상세



Fig. 7 Tank에서 일정거리 이격된 모니터링 장소

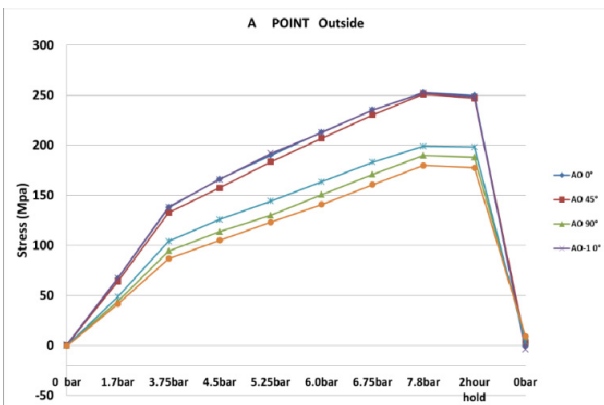


Fig. 8 Strain 값을 응력으로 치환한 선도

및 Tank 제작 비용을 고려하여 구조해석상 고응력이 발생하는 Sump Well과 Tank 외판이 연결되는 용접부 주위에 설치하기로 협의하였고, 실제 Test시에는 앞서 설명한 3.3.3의 절차로 진행 할때 갑자기 계측값이 크게 변화하는지에 대하여 지속적으로 모니터링 하였다. 스트레인 Gauge의 부착, 일정 거리 이상 이격된 장소에서는 모니터링 현장, 기록 장비 및 응력 커브 등은 아래 Fig. 4~8에서 참조할 수 있다.

4.2 Kingery-Bulmash Blast Parameters 적용 Blast Barrier 강도 평가

폭발이 발생한다면 Tank 내 압축에너지가 한 순간에 외부로 전달되기 때문에 일반작업자들의 안전을 위해서 안전이격거리를

산정하고 Tank Testing 작업자들의 안전을 위해서는 추가의 Blast Barrier 설치 및 그에 대한 구조 강도 평가도 실시해야 한다. 작업의 순서는 다음과 같다.

1) Tank 내부의 공기 Volume의 크기 및 Tank Test 압력등 기본적인 정보에 따라, 압축에너지의 등가 TNT 중량을 계산한다.

$$E = 2.5 \times P_{at} \times V [1 - (P_a / P_{at})^{0.286}]$$

여기서,

E= 압축된 에너지, J

P_a = 절대대기압, 101 kPa

P_{at} = 절대테스트압, kPa

V = Tank내 압축되는 부피, m^3

그리고,

$$TNT = E / 4,266,920 \text{ (kg)}$$

2) 작업자들의 안전이격거리를 산정한다.

$$R = R_{scaled} (2 \text{ TNT})^{1/3}$$

Table 3 Values for R_{scaled}

R_{scaled} ($m/kg^{1/3}$)	신체 손상정도	구조기능상실정도
20	-	유리창
12	고막파괴	콘크리트블럭벽
6	폐손상	벽돌벽
2	치명적	-

예를 들면, 폐손상을 방지를 위한 최소안전거리 R은 R_{scaled} 값을 $6m/kg^{1/3}$ 로 적용하여 계산하면 된다.

일반작업자의 최소안전거리 R은 R_{scaled} 값을 $12m/kg^{1/3}$ 로 적용하여 계산하였고 Tank, Test 작업자들은 R_{scaled} 값을 $6m/kg^{1/3}$ 로 적용하여 최소 이격거리를 계산하였다. 추가로 Tank Test 작업자들에게는 작업중에는 청력보호구를 착용하도록 조치하였다.

3) Kingery-Bulmash Blast Parameters를 이용하여 폭발하중을 계산한다.

폭발하중방정식들은 실험 데이터를 기반으로 세워진 경험식이며, 가장 보편적으로 사용되는 것이 Kingery-Bulmash 방정식이다.

Kingery-Bulmash Blast Parameters를 이용하여 폭발하중계산은 UN(United Nations)의 IATG(International Ammunition Technical Guidelines)의 Web Site에서 제공하는 계산기를 이용하여 계산할 수 있다.

참고로, IATG는 군용탄약관련 국제 기술 지침이다. 군용 화약류 안전기준에서는 모든 인원에게 대한 보호를 위한 기술적인 내용이 포함되어 있고 Kingery-Bulmash Blast Parameters를 이용하여 설계 하중 계산을 제공한다. (제공사이트주소 : <https://unsafeguard.org/>)

un-safeguard/kingery-bulmash) 등 TNT 중량 143kg 및 Blast Barrier 가 Tank에서 이격된 거리 38.2m를 입력하면 아래 그림과 같은 하중을 얻을 수 있다.

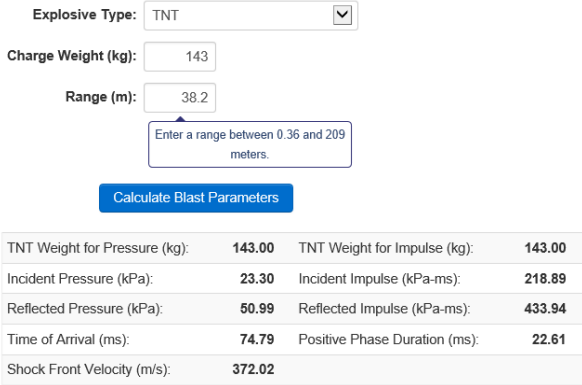


Fig. 9 Kingery-Bulmash 식에 의해 계산된 폭발 하중

4) Blast Barrier 전도 및 강도 평가

작업자들을 보호하는 Blast Barrier는 폭발후 Barrier에 도달하고 발생하는 반사압(Reflected Pressure)에 대하여 다음과 같은 항목이 검토되어야 한다.

- 첫 번째, 반사압에 밀리지 않아야 한다.
- 두 번째, 반사압에 전도되지 않아야 한다.
- 마지막으로, 반사압에 붕괴되지 않아야 한다.

Tank와 Blast Barrier가 일치하는 가상선과 Blast Barrier인 컨테이너 박스의 벽면과 이루는 각도를 고려하여 수평력 및 수직력을 도출하고, Steel과 지면상태를 적절하게 고려한 마찰계수, 컨테이너 박스 자중 및 컨테이너 박스 안 각종 장비들의 중량 등을 고려하여 계산하면 폭발하중에 대하여 컨테이너 박스가 미끄러짐(Sliding)이 발생하는지 알 수 있다.

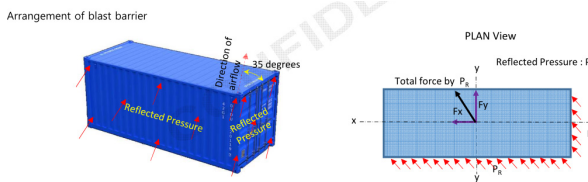


Fig. 10 Blast barrier에 작용하는 하중

본 프로젝트의 평가 결과, Blast Barrier인 컨테이너 박스는 Sliding이 발생하는 것으로 판단되어 Sliding 수평/수직력을 고려하여 추가적인 보강재 Size와 용접부 강도평가 후 적절한 용접각장을 적용하여 보강하였다.

Sliding이 발생하지 않으면 그 다음 고려하는 사항은 전도이다. 폭발하중에 의한 Overturning Moment와 컨테이너 자중과 그 안에 있는 각종 장비들의 자중에 의한 Resisting Moment 크기를 서로 비교해야 한다. 본 프로젝트의 경우, 최종 계산된 Resisting Moment 값이 더 커서 전도는 되지 않는 것으로 판단하였다.

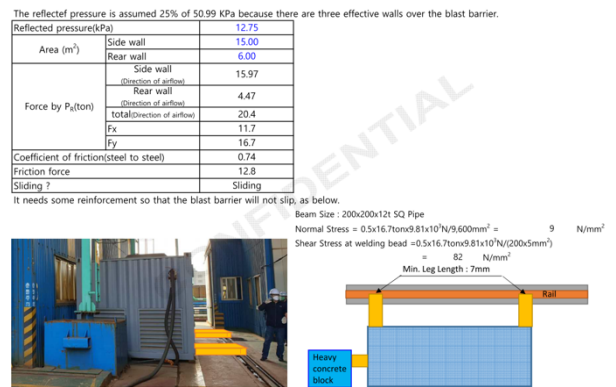


Fig. 11 미끄러짐 방지를 위한 보강안

Table 4 Overturning moment vs Resisting Moment

Moment by selfweight about x-x axis(ton-m)	17.29 x 0.5 x 2.4 =	20.7
Overturning moment about x-x axis(ton-m)	16.7 x 0.8 =	13.4
Moment by selfweight about y-y axis(ton-m)	17.29 x 0.5 x 3.0 =	51.9
Overturning moment about y-y axis(ton-m)	11.7 x 0.8 =	9.4
Overturning ?		No overturning

마지막으로 폭발하중이 컨테이너 Wall에 작용할 때 Blast Barrier로서 역할 기능이 가능하도록 최종 붕괴가 발생하지 않는지에 대하여 검토해야 한다.

폭발 하중을 컨테이너 박스의 Wall에 적용하고 평가 한 결과, 구조부재는 소성변형이 발생하지만 파단이 발생하는 Ultimate Strength를 초과하지 않아 최종 붕괴는 발생하지 않는 것으로 판단하였다.

- In this assessment, it is ignored that factory wall functions as first barrier reducing the blast overpressure
- Strength assessment considering plastic failure has been performed to evaluate the structural behavior of blast barrier.
- Most area of the wall becomes plastic deformation. However, the blast barrier endures without any fracture up to 2.5 barg of overpressure.

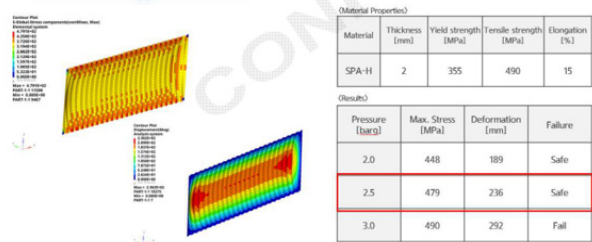


Fig. 12 Blast Barrier 최종 강도 평가

4.3 폭발에너지 Release 방법

공장내 폭발이 발생한다면 에너지를 최대한 개방된 공간으로 Release 시켜주는 것이 중요하다. Tank Test를 수행하는 공장은 Main Steel 골재에 조립식 판넬로 구성되었으며 한쪽 측면에 Block을 반출할 수 있는 Big Door가 설치된 구조이다. 에너지 Release 방안에 대한 선급과의 여러 차례 협의한 결과, Tank Test 중에는 현실적 대처 가능한 방법인 Big Door를 개방하는 것으로 조치하였다.

4.4 안전조치 사항이 반영된 Safety Map 작성

앞에서 계산하고 언급한 사항들을 정리하여 Safety Map으로 작성하여 최종 선급 승인을 득하였다.

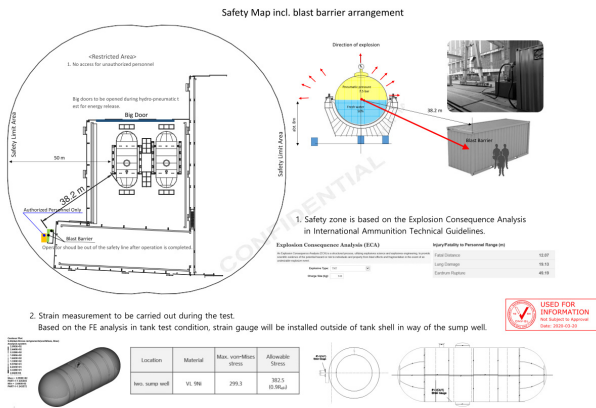


Fig. 12 안전조치 사항이 반영된 Map

Tank에서의 Blast Barrier까지의 거리가 명기되었고, 이 거리와 등가 TNT 중량을 고려하여 안전거리를 계산한 후 그 안전거리 이상에서 일반작업자들과 격리되도록 Safety Limit Area를 표시하였다.

Tank가 배치된 공장의 Big Door는 Tank Test 중에는 모두 개방하도록 명기하였고 Blast Barrier 뒤편 Tank Test 관련 작업자들은 청력보호구를 착용하도록 하였다. 또한 Safety Limit Area내에는 허가 받은 작업자들만 Blast Barrier 뒤편에 있어야 하는 조건도 포함되었다. 마지막으로 Strain Gauge를 Tank Test 조건 해석결과에 따라 가장 응력이 높게 발생한 Sump Well 주위에 설치하여 모니터링 한다는 것도 명기하였다.

5. 결론

지금까지 본 논문에서는 IMO C-type LNG DF Tank에 대하여 폭발 가정하에 발생하는 하중에 대한 안전성 평가에 따른 조치사항들이 반영된 Safety Plan 작성 사례에 대하여 소개하였다. 또한 폭발

하중에 대해 강도상 안전성을 확보되어야 하는 Blast Barrier인 컨테이너 박스에 대하여 보강안을 마련하여 조치하였다.

이번 사례처럼 선박에 설치되는 압력용기 Tank는 Test Pressure를 고려하여 사전 위험도 평가 수행이 필요할 수 있다.

마지막으로 본 프로젝트 수행에 적용한 ASME Code는 보일러 및 Pipe에 대한 규정으로, Size가 매우 큰 선박 연료탱크에 적용하는 것에 대한 합리적 근거가 현재는 전무하다. 따라서 LNG 연료 저장용 탱크의 재질을 고려하여 Fracture Mechanics 관점의 폭발 양상 및 구조 안전성에 대한 연구가 더 필요해 보인다.

References

ASME PCC-2-2018, 2018. Repair of Pressure Equipment and Piping, The American Society of Mechanical Engineers, New York, USA.

International Code of Safety for Ship Using Gases or Other Low-flashpoint Fuels, 2019. International Maritime Organization, London, United Kingdom.

United Nations Office of Disarmament Affairs (UNODA), "International Ammunition Technical Guidelines: Formulae for Ammunition management", UN IATG 01.80:2015 [E], UN Safer Guard, 2015

Jeon, Doo-Jin Lee, Min-Jae Han, Sang-Eul, 2016. A Modified Equation of Parameter of Free-air Blast Load Journal of the Korean Association for Spatial Structures *v.16 no.4* , pp.117 - 123



Mach 수 상사를 이용한 모형 복합재료 프로펠러의 단독 성능에 대한 수치적 연구

김성훈[†]·이형석
HD현대중공업(주)

A Numerical Study on Propeller Open-Water Characteristics of Model-Scaled Composite Propellers Using Mach Number Scaling Method

Sunghoon Kim[†]·Hyongsuk Lee
HD Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Unlike metallic marine propellers that consider only hydro-dynamic scaling, composite propellers must consider hydro-elastic scaling, which also considers the deformation of the propeller blade. The hydro-elastic scaling of the composite propeller is numerically studied using the Mach number scaling, which must be performed at the same flow velocity as full-scale propellers. The composite propeller was designed to have the same shape as the KP458 propeller under the design load condition using fluid-structure interaction analysis based on BEM-FEM. BEM-FEM and RANS-FEM based FSI analysis for the composite propeller was used to analyze the performance of the model composite propeller for each flow velocity and advance ratio according to the Mach number scaling. It was confirmed that the structural stress distribution of the model-scaled propeller and the full-scaled propeller were almost similar, and that the change in shape and performance of the propeller was also almost identical.

Keywords : Composite propeller(복합재료 프로펠러), Propeller Open-Water characteristics (POW, 프로펠러 단독성능), Mach no. scaling (마하수 상사), Fluid-Structure Interaction (FSI, 유체-구조 연성)

1. 서론

복합재료 프로펠러는 기존 금속재 프로펠러에 비해서 추진 성능이 뛰어나며, 가볍고 진동, 소음 성능이 우수할 뿐 아니라 캐비테이션 저감 효과가 우수하다고 알려져 있다. 이러한 장점으로 90년대에 요트와 같은 레저용 선박에 주로 적용되었고, 2000년대에는 저소음/진동 특성을 기반으로 네덜란드, 독일, 영국 등에서 수중함 등 특수선 분야에서 주로 적용되어왔다.

높은 연료효율 및 축계 경량화를 요구하는 상선까지 적용에 대한 연구까지 확대되었으며, 일본의 나카시마 프로펠러는 다년간의 연구를 통하여 2014년 세계 최초로 직경 2m급의 복합재료 프로펠러의 상용화에 성공하였다. 나카시마 프로펠러는 주로 일본 내 화물선 및 페리선과 같은 중소형 선박 5척 이상에 복합재료 프로펠러를 적용한 실적을 보유하고 있으며, 실선 운용 결과 연비 6% 향상, 기관실 진동 40% 감소 등의 우수한 성능이 있다

고 주장하고 있다. 국내에서는 HD현대그룹에서 2m 급의 복합재료 프로펠러 설계, 제작하여 실증한 경험이 있다.

하지만, 이러한 복합재료 프로펠러의 장점에도 불구하고, 제작, 설계 분야에서 뛰어넘어야 할 기술적 도전과제만 있는 것이 아니라 모형시험 방법에 대한 연구도 많이 부족한 상황이다. 유체역학적 상사의 만족만 요구되는 금속재 프로펠러 달리, 복합재료 프로펠러는 하중에 따라 형상 변화가 발생하기 때문에 유체역학적 상사와 형상 변형까지 고려한 구조 변형까지 고려된 유탄성학적 상사가 요구된다.

복합재료 프로펠러 모형시험 상사 방법에 대한 연구는 Young이 Froude 수 상사와 Mach 수 상사에 대해서 분석한 바 있다. (Young, 2010) Froude 상사는 금속 프로펠러와 동일하게 Froude 수를 일치시켜 모형 시험을 수행하기 때문에 Froude 수를 일치할 수 있고, 따라서 자유 수면 효과를 고려할 수 있는 예인수조에서의 저항 시험을 가능하게 하여 ITTC 방법 등 기존에

[†] 교신저자 : 김성훈, sunghoon.kim.prop@hd.com

정립된 실선 성능 추정 방법을 통해 실선 프로펠러의 추진 성능을 예측할 수 있다는 장점이 있다. 그러나, 모형시험 시 실선 프로펠러와 동일한 변형이 재현되도록 실선 프로펠러와는 물성이 다른 재료 선택과 적층 설계가 필요하다는 단점이 있다. 이를 위해서 Froude 수가 일치하는 모형 복합재료 프로펠러의 재료는 실선 복합재료 프로펠러의 재료와 밀도는 동일하게 유지하면서 탄성계수가 축적비에 따라 달라져서 적절한 재료 수급이 거의 불가능한 상황이다.

반면, Mach 수 상사법은 모형 복합재료 프로펠러의 재료와 적층 설계가 실선 복합재료 프로펠러와 동일하고 시험 유속 조건을 실선 스케일에 맞추어 수행하는 방법이고, 따라서 모형 제작을 위한 재료 수급의 문제는 없기 때문에 현실적으로 가능한 유일한 상사법이다. 다만, 실선 복합재료 프로펠러와 동일한 유속에서 작동해야 동일한 변형이 발생하여 유탄성학적 상사를 만족할 수 있기 때문에, 실선과 동일한 유속이 가능한 시험 장비와 고용량 동력계가 필요한 단점이 있다. 또한, Froude 수가 일치하지 않기 때문에 기존의 ITTC 방법 등을 사용하여 실선 복합재료 프로펠러의 추진 성능을 추정할 수 없다.

Young은 Mach 수 상사법에 대해서 BEM-FEM 연성해석만 수행하여 레이놀즈 수 효과에 대한 연구를 수행하지는 않았고 (Young, 2010), 본 연구에서는 이를 보완하기 위해 BEM-FEM 연성해석 뿐 아니라 점성영향을 고려한 CFD-FEM 해석을 수행하여 레이놀즈 수 효과도 확인하고자 하였다. 최종적으로 자항 성능과 공동 성능 시험법을 개발을 위한 첫 걸음으로 복합재료 프로펠러의 단독성능 확장법을 검토하고자 한다.

2. 수치적 기법

2.1 BEM-FEM 연성해석 수치적 기법

프로펠러 날개의 유동 해석을 위해 포텐셜을 기저로 한 경계 요소법(Boundary Element Method)을 사용하였다. Green의 2차 정리를 이용하여 프로펠러 주변의 속도 포텐셜에 대한 정상 상태의 유동 지배방정식을 (1)과 같이 표현할 수 있다. 날개 뒷단에서 순환을 만족할 수 있도록 kutta 조건을 사용하여 반복연산을 수행하여 날개 주변의 유동을 계산하였다 (Lee, 1987; Hsin, 1990).

$$2\pi\phi(p) = \int_{S_0} \left[\phi(q) \frac{\partial}{\partial n_q} \frac{1}{R(p; q)} - \frac{\partial \phi(q)}{\partial n_q} \frac{1}{R(p; q)} \right] ds + \int_{S_0} \left[\Delta \phi(q) \frac{\partial}{\partial n_q} \frac{1}{R(p; q)} \right] ds \quad (1)$$

BEM-FEM 연성해석 기법은 프로펠러 날개 끝 부근에 입력을 과도하게 예측하는 문제를 보완하기 위해 P. Maljaars가 제안한 tip correction model을 적용하였다 (Maljaars, 2018).

구조해석 방법은 Abaqus 6.14을 이용하여 계산을 수행하였다. FEM 해석을 위해 SC8R continuum shell 격자를 이용하였다.

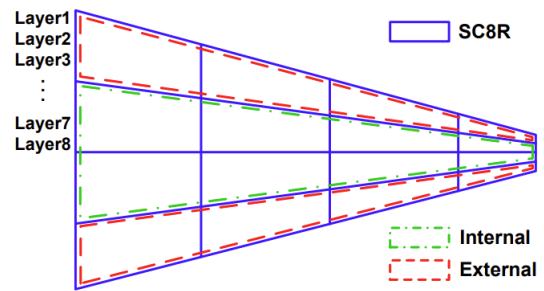


Fig. 1 Simplified Element Model (Lee H, 2018)

정상 상태의 계산이기 때문에, 유체의 부기질량 및 유체동역학적 감쇠 모델은 적용하지 않았다. Fig. 1에서의 그림에서처럼 복합재료의 적층 모델은 적층 근사모델을 사용하였다. 해석에는 6,400개의 구조 요소를 사용하였다 (Lee, 2014). 프로펠러가 회전, 변형하면서 발생하는 원심력과 코리올리 힘의 영향도 해석에 반영하여 계산을 수행하였다.

BEM-FEM 유체구조 연성해석은 분할연성 2-way (iterative) coupled 해석방법을 사용하여 날개의 변형이 수렴할 때까지 계산을 반복 수행하였다. 또한, 해석의 안정성을 확보하기 위하여 Aitken dynamic relaxation 기법을 적용함으로써 계산의 수렴성을 향상하였다 (Küttler, 2008).

2.2 CFD-FEM 연성해석 수치적 기법

본 연구에 사용된 유동 지배방정식은 비정상 난류 Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 사용된 난류 모델은 k-w sst 방정식을 사용하였고, 사용된 상용 CFD 프로그램은 Star-CCM+ 14.06을 사용하였다. 계산의 조건은 균일류에서의 단독 성능 해석이기 때문에 MRF(Multiple Reference Frame) 기법을 사용하여 계산을 하였다. 구조해석 방법은 BEM-FEM 연성해석 방법과 동일하게 Abaqus 6.14를 사용하였고, 사용된 복합재료 적층 모델 및 구조 요소도 동일한 방법을 이용하였다. 또한, CFD 해석은 지배방정식은 비정상 유동이지만, 수렴된 이후에는 형상 변화가 없기 때문에, 별도의 부기질량 및 유체동역학적 감쇠 모델을 적용하지 않고 계산을 수행하였다. FSI 연성해석 기법은 Star-CCM+와 Abaqus에서 제공하는 FSI 연성 library를 활용하였으며, 사용된 FSI 알고리즘은 가장 일반적으로 사용되는 block Gauss-Sidel iteration 방법을 이용하였다.

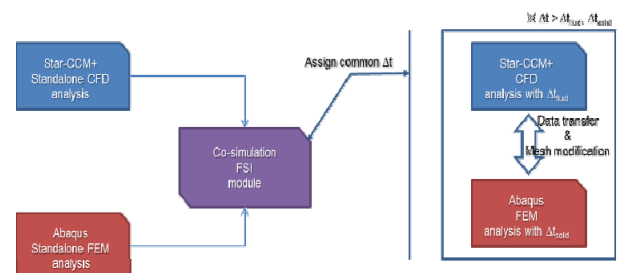


Fig. 2 Integrated analysis concept of co-simulation with STAR-CCM+ and Abaqus (S. Han, 2015)

3. 해석 결과

3.1 복합재료 추진기 역설계

대상 프로펠러는 벤치마킹용으로 널리 사용되고 있는 KVLCC 용 프로펠러인 KP458을 사용하였다. 설계 하중 조건에서 BEM-FEM 및 CFD-FEM 연성 해석을 통해 역설계를 수행하였고, 설계 하중 조건에서 KP458의 형상이 되도록 설계를 진행하였다. 복합재료 특성인 Bend-Twist 특성을 가지도록 설계를 했기 때문에, 프로펠러 형상 변화는 pitch 분포와 rake 분포만 변하고 다른 형상들은 변화가 발생하지 않는다. Fig. 3과 4는 각각 하중이 가해지지 않았을 때의 복합재료 프로펠러의 pitch와 rake 형상을 나타낸다. 설계 하중에 가까워질수록 KP458 형상에 동일해지도록 설계되었다. 실선 프로펠러 직경은 9.86m이며 모형 프로펠러의 직경은 0.28m이고, 축척비(scale ratio)는 35.214이다.

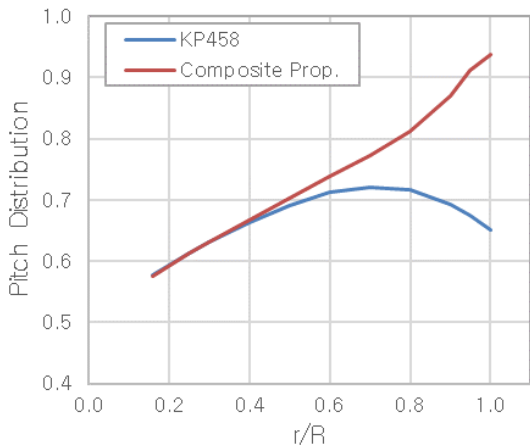


Fig. 3 Pitch Distribution of Composite Propeller

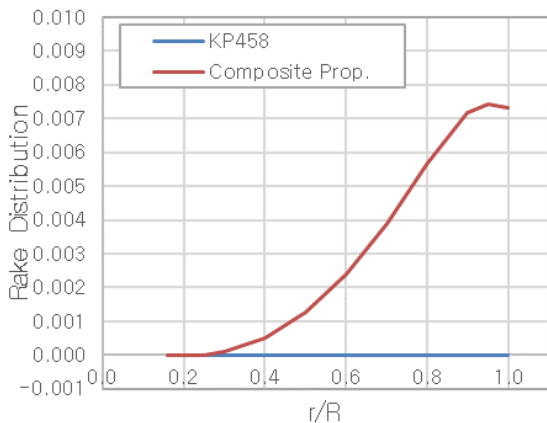


Fig. 4 Rake Distribution of Composite Propeller

3.2 복합재료의 단독성능 FSI 해석 결과

Mach 수 상사법은 동일한 실선과 동일한 선속에서 POW 시험을 수행해야해서 모형 프로펠러도 동일하게 11knots에 해석을 진행하였다. 11knots에서 동일한 전진비(advanced ratio)가 되도록

프로펠러의 회전속도를 정해서 계산을 수행하였다. Fig. 5는 11knots에서 모형, 실선 복합재료 프로펠러의 각각의 단독 성능 곡선이다. BEM-FEM은 레이놀즈 수 효과를 고려하지 않기 때문에, 기존 연구 (Young, 2010)와 유사하게 실선과 모형 프로펠러의 해석 결과가 동일하게 나온 것을 확인할 수 있었다.

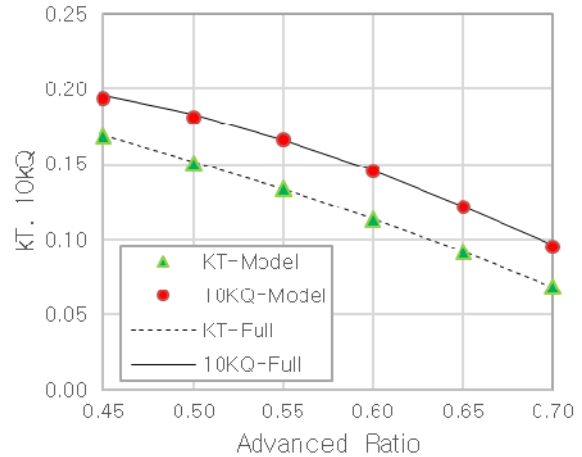


Fig. 5 POW of Composite Propeller at 11knots (BEM-FEM)

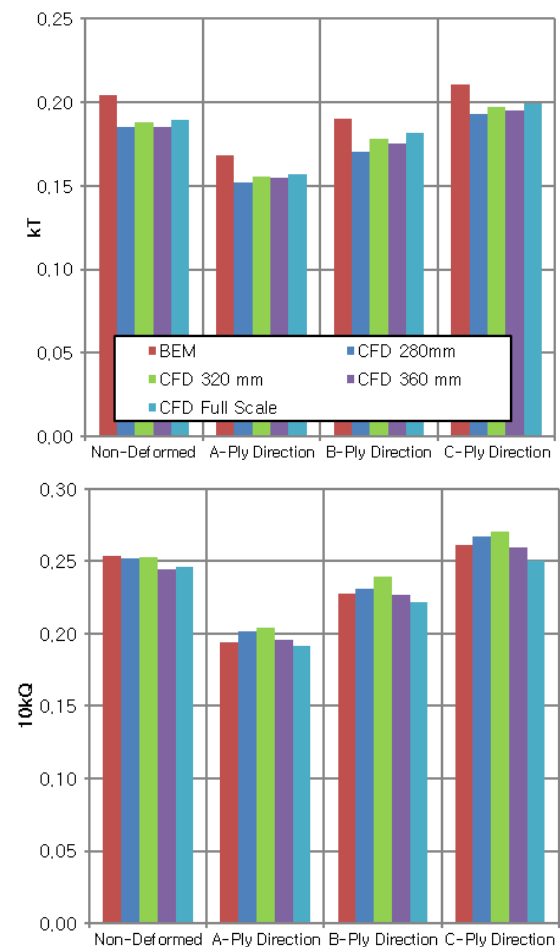


Fig. 6 Thrust Coefficient (upper) and Torque Coefficient (lower) of Composite Propeller at 11knots ($J=0.45$, CFD-FEM)

Fig. 6은 전진비가 0.45, 유속이 11knots일 때의 CFD-FEM 연성해석을 통해 계산된 복합재료 프로펠러의 추력, 토크계수이다. 레이놀즈 수 효과를 보기 위해서, 280mm, 320mm, 360mm 모형 직경 3개의 경우와 함께 실선 크기의 복합재료 프로펠러의 단독 성능을 해석을 수행하였다. 레이놀즈 수 효과로 인하여 모형직경이 커질수록 추력계수는 조금씩 증가하고, 토크계수는 감소하는 경향이 발생하였다. 복합재료의 적층 방향에 따라 레이놀즈 수에 따른 경향성에 영향을 줄 수 있기 때문에, 이를 확인하고자 적층 방향 3개(A, B, C 방향)에 대해서 동일하게 해석을 수행하였다. Fig. 6의 적층 방향에 따른 해석 결과 예서와 같이, 추력, 토크 계수가 변화하는 방향이 모두 동일하게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 7은 전진비가 0.45, 유속이 11knots일 때의 복합재료 프로펠러의 직경 크기에 따른 pitch와 rake의 형상 변화를 나타낸 것이다. 프로펠러의 pitch는 직경과 상관없이 거의 동일하게 변하는 것을 볼 수 있었고, rake는 프로펠러 끝단에서 약간의 차이가 있지만, 그 차이가 매우 작기 때문에 프로펠러 성능에 영향을 끼치는 수준은 아니다.

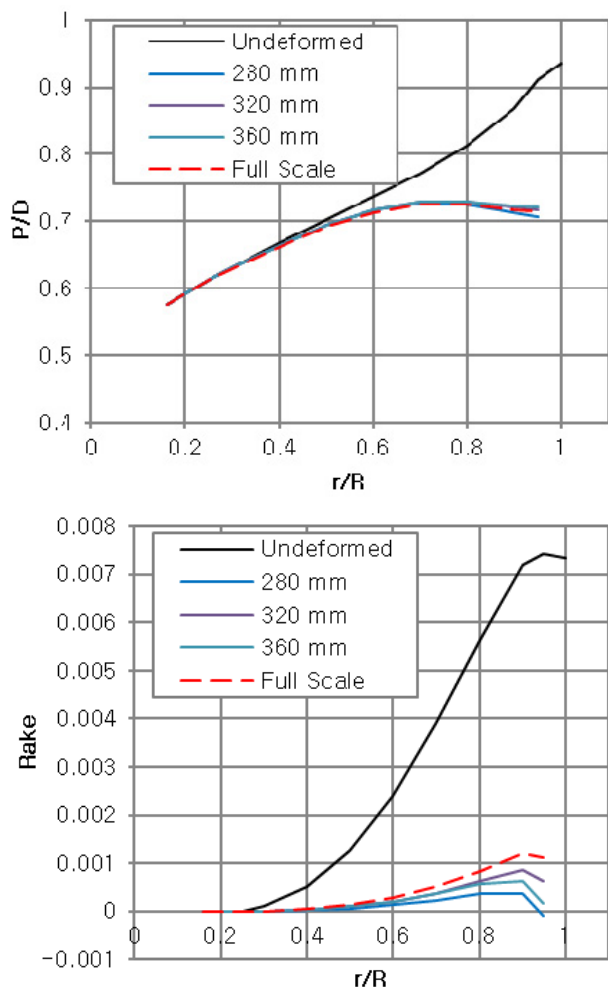


Fig. 7 Pitch Distribution (upper) and Rake Distribution (lower) of Composite Propeller at 11knots (J=0.45, CFD-FEM)

Fig. 8은 모형과 실선 복합재료 프로펠러의 Tsai-Hill failure criteria를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이, 두 개의 failure criteria가 매우 유사하기 때문에, Mach 수 상사법은 모형과 실선의 구조의 failure mode가 유사함을 확인할 수 있다.

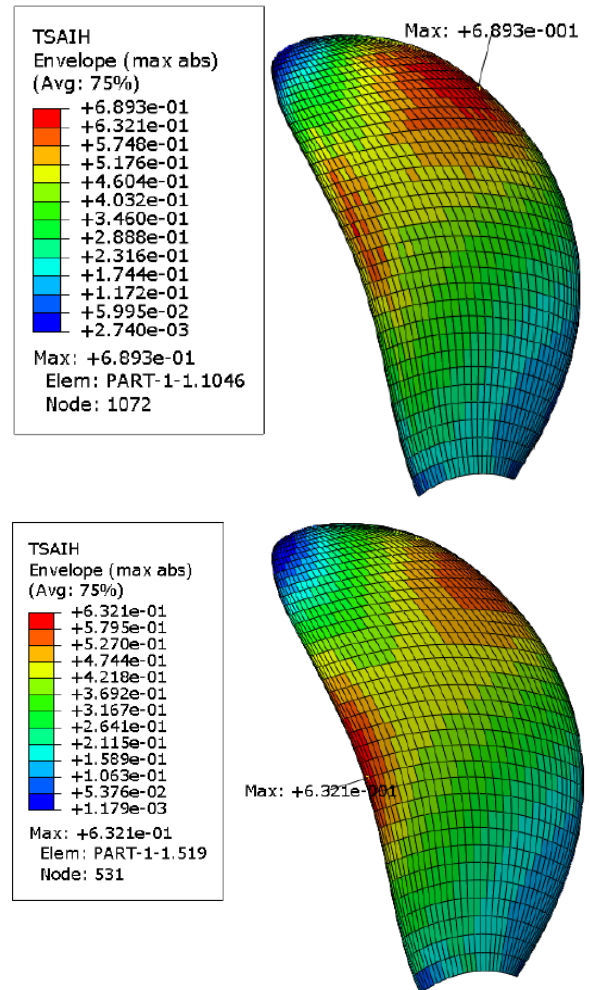


Fig. 8 Tsai-Hill Failure Criteria of Full Scale (Upper) and Model Scale (Lower) Composite Propeller at 11knots (J=0.45, CFD-FEM)

3.3 복합재료 프로펠러 단독성능 확장법

복합재료 프로펠러는 유속별로 형상변화량이 다르기 때문에 Fig. 9과 10에서처럼 속도별로 프로펠러 단독 성능 곡선이 다르다. 따라서, 복합재료 프로펠러는 유속별로 시험, 해석을 통해서 유속별 단독 성능 곡선을 구해야 된다.

유속별로 pitch 변화가 다르기 때문에, 식 (2)에서와 같이 유속별로 단독성능 실선 확장을 위한 ΔK_T 가 달라지게 된다.

$$\Delta K_T = -\Delta C_D \cdot 0.3(P/D + \Delta P/D_{CP})(c \cdot Z/D) \quad (2)$$

$$\Delta K_Q = \Delta C_D \cdot 0.25(c \cdot Z/D) \quad (3)$$

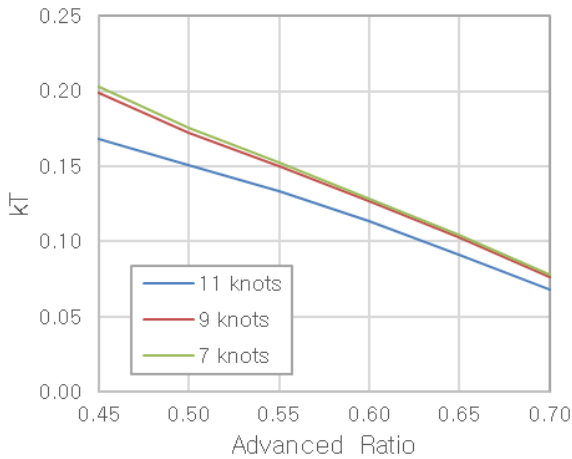


Fig. 9 Thrust coefficient of Composite Propeller according to Flow Velocity (BEM-FEM)

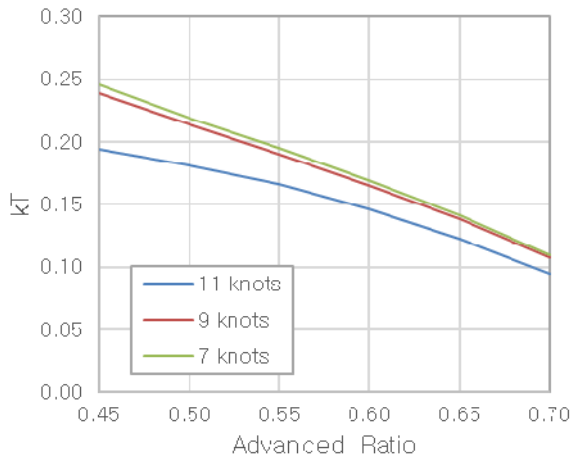


Fig. 10 Torque coefficient of Composite Propeller according to Flow Velocity (BEM-FEM)

그러나, 복합재료 프로펠러의 단독성능 모형시험을 통해 매번 형상 변화를 계속하고 계속한 양을 이용하여 ΔK_T 를 구하는 것은 비용이 많이 든다. 따라서, 식 (2)의 $\Delta P/D_{CP}$ 를 모형시험에서 계속된 아래 식 (4), (5)를 통해 간단하게 하고자 한다. 먼저, ΔK_T 를 변형 전의 프로펠러 형상에 의한 부분($\Delta K_{T,R}$)과 형상 변화로 생기는 부분($\Delta K_{T,CP}$)으로 분리하고, 후자에 대해서 식 (5)를 이용하여 근사적으로 구하는 방법을 제시하고자 한다. 프로펠러의 P/D가 커지면 K_T 가 증가하고 P/D가 감소하면 K_T 가 감소하는 상관 관계를 반영하여, 근사식을 도출하였다.

$$\Delta K_T = \Delta K_{T,R} + \Delta K_{T,CP} \tag{4}$$

$$\Delta K_{T,CP} = (K_{T,CP} - K_T) * \Delta K_T \tag{5}$$

고안된 새로운 근사식을 이용을 3가지의 직경의 복합재료 프로펠러에 대해서 ΔK_T 를 계산하였고, 실제 변화했을 때의 pitch 변화를 계산하여 ΔK_T 를 계산하였다. Fig. 11에서 보듯이 실제 두 값은 거의 유사한 값인 것을 확인할 수 있었다.

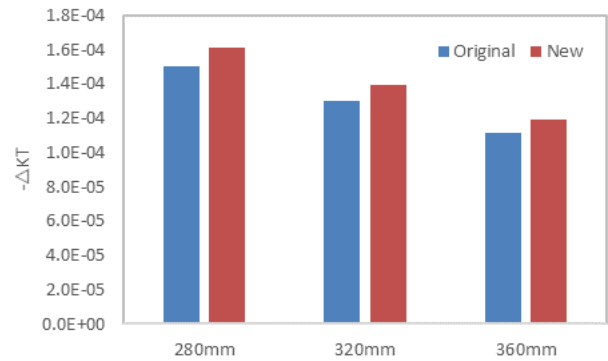


Fig. 11 ΔK_T Calculated by Original and New Method

4. 결론

운항 조건별로 형상의 변화가 없어 유체역학적 상사만 고려하여도 되는 기존 선박용 금속 프로펠러와 달리 조건에 따라 날개 형상이 변하는 복합재료 프로펠러는 유탄성학적 상사까지 고려해야 한다. 본 연구에서는 모형 프로펠러에서 실선 프로펠러와 동일한 복합재 재료와 적층 방식을 사용하고, 실선 프로펠러와 동일한 유속에서 작동하는 Mach 수 상사 조건에서의 복합재료 프로펠러의 유탄성학적 상사에 대해 수치적으로 고찰하였다.

설계 운항 조건에서 KP458의 설계 형상을 갖도록 역설계된 복합재료 프로펠러에 대해 BEM-FEM 및 CFD(RANS)-FEM 연성 해석을 수행하여 Mach 수 상사에 따라 유속 및 전진비 별 모형 복합재료 프로펠러의 단독 성능 해석을 수행하였다.

모형 프로펠러와 실선 크기의 프로펠러의 구조 응력 분포가 유사하였으며, 프로펠러의 형상 변화와 성능 변화도 거의 유사한 것을 확인할 수 있었다. CFD-FEM 연성해석을 통해 레이놀즈 수 효과에 따른 단독 상태에서의 모형과 실선 프로펠러의 형상 차이는 거의 없는 것을 확인할 수 있었다. 또한, 본 연구에서는 해석 결과를 토대로 복합재료 프로펠러의 단독성능 확장 근사식을 도출하였고, 유탄성 해석을 토대로 $\Delta P/D_{CP}$ 를 정확하게 도출한 결과와 잘 일치함을 확인하였다.

추후 연구에서는 Mach 수 상사를 활용한 자항 및 공동 상태에서의 형상 및 성능 변화를 검토할 예정이며, 이를 바탕으로 복합재료 프로펠러의 모형 시험 절차를 수립할 예정이다.

후기

본 연구는 국방기술진흥연구소에서 지원하는 핵심기술 과제 20-102-D00-012 (함정용 저소음 복합재 추진기 핵심기술 개발)의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

References

H. Lee, M-C Song, J.C. Suh and B.J. Chang, 2014, Hydro-elastic analysis of marine propellers based on a BEM-FEM coupled

- FSI algorithm, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* (6), 562–577
- H. Lee, 2018, A Study on the BEM-FEM based Hydro-elastic Analysis of Composite Marine Propellers., PhD thesis, SNU
- J. Lee., 1987, A Potential Based Panel Method for the Analysis of Marine Propellers in Steady Flow, PhD thesis, MIT, Dept. of Ocean Engineering.,
- P. Maljaars, L. Bronswijk, J. Windt, N. Grasso and M. Kaminski, 2018, Experimental Validation of Fluid-Structure Interaction Computations of Flexible Composite *Propellers in Open Water Conditions Using BEM-FEM and RANS-FEM Methods*, *Journal of Marine Science and Engineering*, 6(2), 51
- S. Han, H. Lee, M. Song, and B.J. Chang, Investigation about Performance of Composite Propeller using FSI Simulation, *Proceedings of the Annual Autumn Conference of SNAK*, Dept. of Naval Architecture Engineering., Geoje, 4–6 November, 2015
- U. Küttler and W. Wall, 2008, Fixed-point fluid-structure interaction solvers with dynamic relaxation, *Computational Mechanics*, 43, pp. 61–72.
- Y.L. Young, Dynamic hydro-elastic scaling of self-adaptive composite marine rotors, *Composite Structures*, 92, pp.97–106.



김성훈



이형석

피로 균열 강도 및 BOG 축압을 고려한 IMO Type C 액화수소탱크의 최적 설계 압력 고찰

남강수·김태준[†]
(주)HD현대중공업 액화가스저장연구실

Study on the Optimum Design Pressure of IMO Type C Liquefied Hydrogen Tank Considering Fracture Mechanics and Boil off Gas Accumulation

Kang Su Nam·Tae Jun Kim[†]
Cargo Containment System Research Department, HD Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

With the global environmental regulations, interest in hydrogen, one of the representative green energy sources, is increasing. In line with the trend, each government and company is starting to prepare for a hydrogen society, and the shipbuilding industry is preparing for the liquefied hydrogen carrier market. For cargo containment system which is one of the key elements of the development of liquefied hydrogen carrier, various types such as membrane and independent type A, B and C tanks defined in the IGC code are being investigated. In the case of small and medium-sized carriers currently under development, IMO type C tank is most likely to be applied, which is advantageous for improving thermal insulation performance through the application of a vacuum insulation system and minimizing cargo loss by accumulating boil-off gas during transportation. The minimum design pressure for type C tank is defined in IGC code to ensure that the dynamic stress is sufficiently low, so that an initial surface flaw will not propagate more than half the thickness of the shell during the lifetime of the tank. However, it is necessary to consider whether it is reasonable to apply the formula for determining the minimum design pressure to LH2 since LH2 has properties which are quite different from those of conventional cryogenic cargoes such as LNG or LPG. In this paper, the background of the formula in IGC code has reviewed, and the compatibility of those with the LH2 type C tank has carried out.

Keywords : Liquefied hydrogen carrier(액화수소운반선), IMO type C tank, IGC code, Design pressure(설계 압력), Fracture mechanics(파괴 역학), Boil-off gas(기화 가스), Vacuum insulation system(진공단열시스템)

1. 서론

대표적인 청정에너지인 수소는 생산 방식에 따라 그레이 수소, 블루 수소, 그린 수소로 분류된다. 그 중 그린 수소는 탄소배출이 가장 적은 수소로서 풍력, 태양광 등 신재생에너지를 통해 얻은 전기를 이용해 물을 전기 분해해 생산하며, 국가별 자연 환경에 따라 그린 수소 생산능력에 차이가 있어 국가간 수소에너지 운송 수요가 창출될 것으로 예상된다. 선박 운송은 전통적인 장거리 대량 운송 방식으로서 수소 사회에 대비한 액화수소운반선 개발이 필수적이다.

액화수소는 37.8°C에서 증기압이 0.28MPa를 초과하는 화물 이므로, 액화수소운반선은 IMO IGC code의 요구 사항을 충족하도록 설계되어야 한다. IGC code에서는 멤브레인, 독립형 타입 A, B 및 C와 같은 다양한 유형의 CCS(Cargo Containment System)를 정의하고 있으며, 화물의 특성을 고려하여 적합한 CCS의 타입과 사양을 결정하는 것은 액화수소운반선의 안전성과 경제성 측면에서 매우 중요하다.

1.1 액화수소의 특성

Table 1은 현재 대형 상선으로 운송되는 가장 낮은 온도의

[†] 교신저자 : 김태준, tj.kim@hd.com

Table 1 Physical properties of LH2 compared to LNG

Property	LH2	LNG
Temperature (at 1atm)	-253°C	-163°C
Density (at 1atm)	71 kg/m ³	424 kg/m ³
Latent Heat (at -253°C)	447 kJ/kg	510 kJ/kg

화물인 LNG와 비교한 LH2(액화수소)의 특성을 나타낸 것이다.

식 (1)에 따르면 동일한 단열시스템을 적용한 CCS가 외기 온도 45°C 조건에 노출되어 있다고 가정하였을 때, LH2는 설계 온도 차이로 인해 LNG보다 CCS로 유입되는 열량이 1.43배 더 많다.

$$Q = k \frac{\Delta T}{h} \quad (1)$$

여기서 Q, k, ΔT, h는 각각 유입된 열량, 단열재의 열전도율, 외기와 내부 화물의 온도 차, 단열재의 두께이다.

Table 1으로부터 LH2의 밀도와 잠열은 각각 LNG의 약 0.17배와 0.88배임을 알 수 있고, CCS로 유입되는 열량을 고려하면, 식 (2)의 BOR(Boil-Off Rate) 추정식에 의해 동일한 사양의 CCS에 담긴 LH2의 BOR은 LNG보다 약 9.6배 높음을 알 수 있다.

$$BOR = \frac{Q}{\rho \times V \times H} \times 3600 \times 24 \times 100 \quad (2)$$

여기서 ρ, V 및 H는 각각 화물의 밀도, 화물창 부피 및 화물의 잠열이다.

1.2 액화수소탱크의 타입 결정

단순 산술적으로 판단했을 때, LH2 운반선이 기존의 LNG운반선과 유사한 수준의 BOR을 만족하기 위해서는 약 9.6배 높은 수준의 단열능력이 요구된다. 따라서 LNG운반선의 CCS에 전통적으로 사용되는 보온재 형태인 PUF(Polyurethane Foam), EPS(Expanded Polystyrene), 멤브레인시스템 등의 단열 성능은 액화 가스 운반선에 일반적으로 적용되는 LH2 운반선의 목표 BOR인 0.2%/day를 만족시키기에는 부족하다.

진공단열시스템은 단열 성능이 가장 우수한 보온시스템으로서 LH2 CCS에 적합한 것으로 알려져 있다. 진공단열시스템은 내부 탱크와 외부 재킷 구조로 구성된 환형 공간에 진공을 형성하여 대류 및 전도에 의한 열 전달을 차단하는 시스템이다. 내부 탱크의 화물이 누출되면 외부 탱크가 저온에 노출되어 저온 취화 및 진공 감소로 인한 단열 성능 손실과 같은 구조적 문제가 발생한다. 따라서 높은 피로균열강도를 보장하고 화물 누설의 가능성을 제거한 IMO Type C 탱크는 진공단열시스템을 구성하는 내부 탱크로 적합하다.

2. Type C 탱크의 설계 최적화

IMO Type C 탱크는 높은 내압을 견디기에 유리한 형태인 구형 또는 원통형 형상으로 이루어지며, 탱크의 외판에 작용하는 주요 응력 성분은 면내 응력인 hoop stress로 식 (3)과 같이 표현된다.

$$\sigma = \frac{Pr}{t} \quad (3)$$

여기서 P, r 및 t는 내부 압력, 탱크 내부 반경 및 탱크 외판 두께이다.

판과 보강재로 이루어진 일반적인 판넬 구조는 보강재의 배치 간격 및 형상 조절을 통해 구조 최적화를 수행한다. 그러나 Type C 탱크는 식 (3)과 같이 탱크 내부 압력 및 직경과 탱크 외판의 두께가 정비례하므로, 선박에 요구되는 탱크의 크기(직경)가 결정될 경우, 탱크의 설계 최적화 방법은 최적의 설계 압력을 도출하는 것이다.

일반적으로 Type C 탱크의 설계 압력을 결정할 때, 다음 두 가지 압력을 고려하여 둘 중 높은 압력을 설계 압력으로 설정한다.

2.1 IGC code의 최소 설계 압력

IGC code는 Type C 탱크에 대해 식 (4)의 최소 설계 압력을 요구한다. 이는 Type C 탱크의 특징인 2차 방벽을 설치하지 않아도 되는 기준이다. 즉, 해당 설계 압력을 견딜 수 있도록 설계된 탱크는 파괴 역학 측면에서 충분한 강도를 가지므로 화물의 누출 가능성이 없는 것으로 간주되어 2차 방벽이 요구되지 않는다는 의미이다.

$$P_0 = 0.2 + AC(\rho_r)^{1.5} \text{ (MPa)} \quad (4)$$

where,

$$A = 0.00185 \left(\frac{\sigma_m}{\Delta\sigma_A} \right)^2$$

여기서 ρ_r, C, σ_m 및 Δσ_A는 각각 설계 온도에서의 상대 화물 밀도, 탱크의 치수 특성 계수, 강재의 설계 멤브레인 응력 및 확률 수준 10⁻⁸에서의 허용 변동 응력이다. 페라이트강, 마르텐사이트강, 오스테나이트강의 경우 허용 변동 응력은 55MPa로 정의되어 있다.

2.2 BOG 축압

BOG(Boil-Off Gas) 축압은 선박의 운항 기간 동안 발생하는 BOG를 탱크에 축적하기 위해 탱크가 견뎌야 하는 최소 압력이다. 액화 가스를 운반하는 선박은 운항 중 탱크 내부에서 발생하는

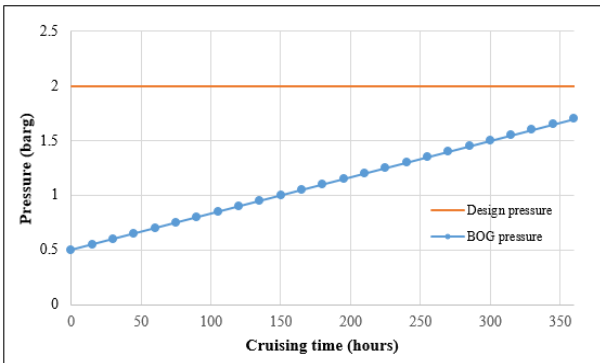


Fig. 1 BOG pressure and design pressure

BOG로 인해 탱크 내부 압력이 지속적으로 상승할 경우 탱크가 폭발할 위험에 노출된다.

IGC code는 이를 방지하기 위해 BOG 처리를 위한 여러 가지 방법을 제시하고 있으며, 탱크 내 축적, 재액화, GCU(Gas Combustion Unit)를 이용한 산화 등의 방법 중 선택하여 적용할 수 있다.

선박의 시스템 구성 방식에 따라 차이가 있을 수 있으나, 탱크 내 축적을 통해 BOG를 처리할 경우에는 보온시스템의 사양, 선박의 항해 기간 등을 고려하여 항해 기간 동안 BOG 축적으로 인해 도달할 수 있는 최대 탱크 압력을 산정하여야 하며, 탱크의 설계 압력은 그 압력보다 높게 설정한다.

3. 화물에 따른 설계 압력

3.1 IGC code의 최소 설계 압력

Table 3과 Fig. 2는 다양한 화물에 대해 탱크 크기에 따른 IGC code의 최소 설계 압력의 계산 결과이다. 식 (4)는 탱크의

Table 2 Design parameters for pressure calculation

	LPG	LNG	LH2
ρ_r	0.61	0.5	0.071
Temperature (°C)	-50	-163	-253
Tank material	LT32	9% Ni.	STS
σ_m (MPa)	146.7	213.3	116.7

Table 3 Minimum design pressure in IGC code for tanks of various size

Volume (m ³)	Diameter (m)	Design pressure (barg)		
		LPG	LNG	LH2
5,000	21.22	3.60	4.09	2.03
10,000	26.73	4.02	4.63	2.04
20,000	33.68	4.54	5.31	2.05
30,000	38.55	4.91	5.79	2.05
40,000	42.43	5.20	6.18	2.06

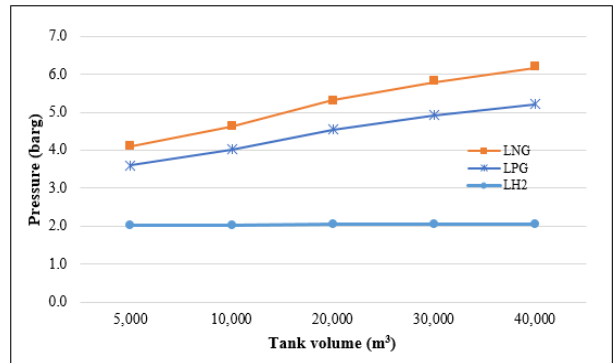


Fig. 2 Minimum design pressure in IGC code for tanks of various size

형태에 따른 치수 특성 계수 C를 포함하고 있으므로, 문제를 단순화하기 위해 모든 탱크의 형상은 구형으로 가정하였다. 계산에 사용된 각 화물의 물성치와 강재의 종류 및 설계 멤브레인 응력은 Table 2와 같다.

Fig. 2의 결과에서 LNG 탱크의 IGC code 최소 설계 압력은 탱크 부피가 증가함에 따라 증가하는 경향을 나타내고 있으나, LH2 탱크의 IGC code 최소 설계 압력은 탱크 부피 증가에도 불구하고 거의 변화를 보이지 않는다. 식 (4)는 탱크의 부피와 밀도가 증가함에 따라 더 높은 설계 압력을 요구하는 형태를 취하고 있으나, LH2의 경우, 밀도가 70.8kg/m³로 매우 작아 탱크의 부피 증가가 최소 설계 압력에 미치는 영향이 미미함을 확인할 수 있다.

이에 따라 기존 IGC 코드에서 취급하던 화물과 물성이 현저히 다른 LH2에도 동일한 요건을 적용하는 것이 적절한지 검토할 필요가 있다.

3.2 운용을 고려한 설계 압력의 타당성

BOR과 그로 인한 압력 상승의 속도는 보온시스템의 사양에 따라 다르며, 도달할 수 있는 최대 압력은 선박의 항해 기간과 화물 적재 조건에 따른 탱크의 초기 압력에 따라 달라진다.

터미널에서 선박으로 화물을 적재하는 과정에서 화물 탱크 내부에는 많은 양의 BOG가 발생한다. 이때 발생하는 BOG를 터미널로 되돌려 탱크의 압력을 낮게 유지하고 탱크가 운전 중 사용할 수 있는 압력 범위를 충분히 확보하여 탱크의 안전성을 높인다. 터미널의 상황과 그에 따른 적재 절차에 따라 달라질 수 있지만 가능한 한 탱크 내 압력을 낮게 유지하는 것이 일반적이다. 따라서 탱크의 초기 압력은 0.2barg로 가정하였으며, 항해 기간은 상선의 평균 항로를 고려하여 15일로 가정하였다.

BOG 압력 계산에서 고려한 보온시스템의 사양은 Table 4와 같다.

Fig. 3, 4는 Table 4에서 가정한 각 조건에 대해 항해 기간 동안 발생한 BOG가 모두 탱크에 축적되었을 때 도달할 수 있는 최대 압력과 IGC code의 최소 설계 압력을 비교하여 표현한 것이다.

Table 4 Assumed insulation system for BOG pressure calculation

	Insulation material	Insulation thickness (mm)	Vacuum pressure (mtorr)
LNG Case 1	PUF	300	-
LNG Case2	PUF	600	-
LH2 Case 1	Perlite	600	100
LH2 Case 2	Glass bubble	600	100

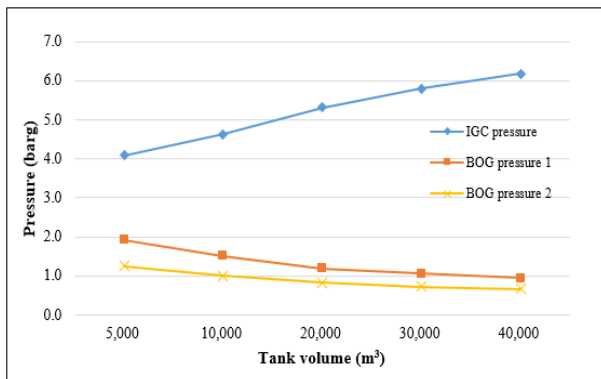


Fig. 3 BOG pressure for LNG tank

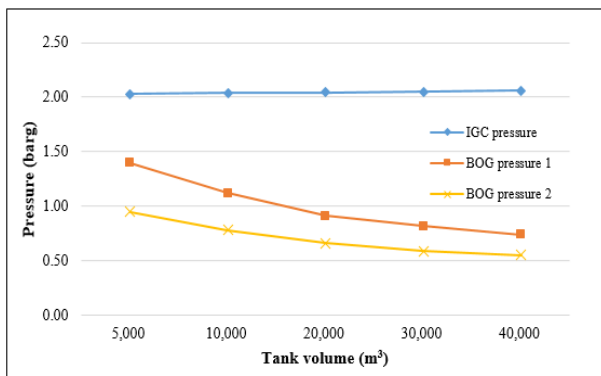


Fig. 4 BOG pressure for LH2 tank

Figs. 3, 4에 따르면 LNG 및 LH2 탱크에 대해 검토한 모든 경우에서 IGC code의 최소 설계 압력이 BOG 축압 압력보다 높은 것을 확인할 수 있다. 운용 측면에서 최소 설계 압력은 충분히 보수적으로 계산된다.

4. IGC 설계 압력 고찰

4.1 IGC 설계 압력 설정 배경

2차 방벽이 요구되지 않는 Type C 탱크는 탱크의 설계 수명 동안 탱크 외판에 관통 균열이 발생할 가능성이 없는 탱크이다. 따라서 IGC code는 파괴 역학적 관점에서 탱크 표면의 관통 균열

Table 5 Assumed initial crack

Shape	a	2c
	0.2B (does not exceed 6mm for steel, 12mm for aluminum)	10a

발생을 방지할 수 있는 최소한의 탱크 강도를 확보하기 위한 방법으로 최소 설계 압력 계산식을 제시하였으며, 계산식의 도출 과정은 다음과 같다 (Kime, Lakey and Dickey, 1977).

탱크의 설계 수명 동안 관통 균열이 발생하지 않는 조건을 도출하기 위해 IGC code는 탱크의 건조 과정에서 발생할 수 있는 초기 표면 균열의 모양과 크기를 Table 5와 같이 가정하였다.

가정된 초기 균열이 선박의 운동 가속에 의한 동적 하중에 의해 진전하였을 때, 선박의 설계 수명 동안 진전된 균열의 깊이가 외판 두께의 50%를 초과하지 않을 경우, 관통 균열에 대해 안전한 것으로 정의하였다.

균열 진전 평가는 10^{-8} 의 확률 수준을 가지는 선박 운동 가속도에 의한 동적 하중에 대해 형상 계수 1.0을 가지는 Weibull 분포에 따라 10^8 반복 하중을 가하여, 식 (5)의 Paris Law에 따라 진전된 균열의 길이를 기준으로 평가하였다. 해당 평가 기준에 따라 10^{-8} 의 확률 수준을 가지는 선박 운동 가속도에 의해 탱크 외판에 작용하는 변동 응력 범위가 110MPa를 초과하지 않을 경우 관통 균열이 발생하지 않음을 도출했으며, 안전율 2.0을 고려하여 55MPa의 변동 응력 범위를 허용 값으로 설정하였다.

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \tag{5}$$

where,

$$\Delta K = \Delta\sigma Y\sqrt{\pi a}$$

여기서 N, $\Delta\sigma$ 및 Y는 각각 응력 작용 횟수, 변동 응력 범위 및 균열 유형 및 치수에 따른 기하학적 계수이다.

IGC code에서 제시한 허용 변동 응력 범위의 타당성 검증을 위해 다양한 두께의 Stainless Steel 판에 대해 BS7910(2013)의 절차에 따라 균열 진전 계산을 수행하였다. 계산에 사용된 계수는 BS7910(2013)에 따라 Table 6과 같이 적용하였다.

Table 6 Material factors for steel including austenitic

	C	m	ΔK_{th}^*
Value	5.21×10^{-13}	3	63

* ΔK_{th} is threshold stress intensity factor.

Table 7은 다양 두께의 Stainless Steel 판에 대해 10^{-8} 수준의 변동 응력의 크기 따른 최종 균열 진전 깊이를 계산한 결과이다.

계산 결과에 따르면 최종 균열 진전 깊이가 판 두께의 50%

Table 7 Final crack depth due to dynamic stress range

$\Delta\sigma$ (MPa) \ B(mm)	B(mm)				
	10	20	30	40	50
95	2.45	6.78	13.32	11.88	11.35
100	2.62	7.82	>15	13.92	13.12
105	2.84	9.23	>15	16.66	15.42
110	3.14	>10	>15	>20	18.44
115	3.56	>10	>15	>20	22.50
120	4.10	>10	>15	>20	>25
125	4.86	>10	>15	>20	>25

이상이 되기 위한 최대 변동 응력 범위는 판 두께에 따라 95MPa에서 125MPa까지 분포하며, 그 평균값은 109MPa이다. 이는 IGC code에서 도출한 변동 응력 범위 110MPa와 유사한 수준임을 확인할 수 있으며, 안전 계수 2.0을 고려하면 IGC code에서 제시한 허용 변동 응력 범위 55MPa는 타당한 값으로 판단된다.

탱크 외판에 가해지는 hoop stress는 탱크 내부 압력과 정비례 관계를 가지므로 동적 응력 범위와 동적 하중, 설계 허용 응력과 최대 설계 압력은 식 (6)과 같이 표현 가능하다.

$$\frac{\sigma_m}{\Delta\sigma} = \frac{P_{max}}{\Delta P} \quad (6)$$

where,

$$\Delta P = 2a\rho_r h \times 0.1$$

$$a \approx 1.22 - \frac{\sqrt{h}}{9}$$

$$P_m = P_0 + 0.1\rho_r h$$

여기서 a와 h는 각각 10^{-8} 확률 수준의 선박 운동 가속도와 탱크의 수두이다.

식 (6)을 P_0 에 대해 정리하면, 식 (7)과 같이 표현할 수 있고, 이 과정에서 IGC code는 선형 근사를 통해 식 (4)를 제시하였다.

$$P_0 = 0.1\rho_r h \left\{ 2 \frac{\sigma_m}{\Delta\sigma} \left(1.22 - \frac{\sqrt{h}}{9} \right) - 0.1 \right\} \quad (7)$$

4.2 IGC 설계 입력의 액화수소탱크 적용 적합성

모든 탱크에 대해 10^{-8} 확률 수준의 선박 운동 가속도가 0.9g로 작용한다고 가정했을 때, 각 탱크의 외판에 작용하는 변동 응력 범위는 Table 8과 같다.

탱크를 IGC code의 최소 설계 압력 기준으로 설계하였을 때, LNG 및 LPG 탱크의 변동 응력 범위는 54.5MPa에서 71.7MPa 범위에서 분포하는 것을 확인할 수 있으며, 이는 IGC code에서 제시한 안전 계수 2.0을 포함한 허용 변동 응력 범위인 55MPa

Table 8 Dynamic stress range for various tanks

Volume (m ³)	Diameter (m)	Dynamic stress range (MPa)		
		LPG	LNG	LH2
5,000	21.22	54.5	59.9	11.4
10,000	26.73	58.3	64.3	13.9
20,000	33.68	61.7	68.2	16.8
30,000	38.55	63.5	70.3	18.7
40,000	42.43	64.7	71.7	20.1

과 비교했을 때, 타당한 값으로 보인다.

그러나 LH2 탱크는 약 20MPa 이하의 변동 응력 범위를 보이고 있으며, 이는 IGC code에서 정의된 허용 변동 응력 범위의 40% 미만이다. 즉, LH2 탱크를 IGC code의 최소 설계 압력 기준으로 설계했을 때, IGC code에서 요구하는 Type C 탱크의 파괴 역학적 강도 기준을 초과하여 과도한 보강이 이루어졌음을 의미한다. IGC code에서 요구하는 최소 설계 압력의 목적은 탱크 외판의 관통 균열을 방지하는 것이므로, 최소 설계 압력 계산식 도출 배경에서 알 수 있듯이 변동 응력 범위가 55MPa 이하이면 IGC code에서 요구하는 Type C 탱크의 요건을 만족할 수 있다.

식 (7)을 이용하여, Table 8에서 LH2 탱크에 대해 계산된 변동 응력 범위가 55MPa이 되기 위한 LH2의 새로운 최소 설계 압력(Min. P_0)을 계산한 결과는 Table 9와 같다.

Table 9 Minimum vapor pressure

Volume (m ³)	Diameter (m)	IGC code(MPa)		Min. P_0 (MPa)	
		P_0	$\Delta\sigma$	P_0	$\Delta\sigma$
5,000	21.22	2.03	11.4	0.20	55
10,000	26.73	2.04	13.9	0.25	55
20,000	33.68	2.05	16.8	0.32	55
30,000	38.55	2.05	18.7	0.36	55
40,000	42.43	2.06	20.1	0.40	55

계산 결과에 따르면 현재 IGC code에서 요구하는 최소 설계 압력은 약 2barg 수준인 반면, 파괴 역학적 강도 기준을 만족하기 위한 최소 설계 압력은 탱크의 크기에 따라 약 0.2~0.4barg 수준으로 확인된다. 즉, LH2 탱크의 경우 현재 IGC code의 최소 설계 압력 요구치의 약 25% 이하의 압력으로 설계되더라도 Type C 탱크에 대해 요구되는 파괴 역학적 강도 수준을 만족함을 확인할 수 있다.

Fig. 5는 화물의 밀도 변화에 대해 IGC code에서 제시하고 있는 최소 설계 압력 계산식 (4)와 Type C 탱크의 파괴 역학적 강도 기준으로부터 직접 도출한 식 (7)을 비교한 결과이다.

Fig. 5에 따르면 화물 밀도가 1.0 부근인 영역에서는 두 계산 결과가 비교적 잘 일치하는 것으로 보이지만, 밀도가 낮은 영역에서는 두 계산 결과가 차이를 보인다. 특히 LH2와 같이 밀도가 매우 낮은 경우에는 그 차이가 더욱 벌어지는 것을 알 수 있다.

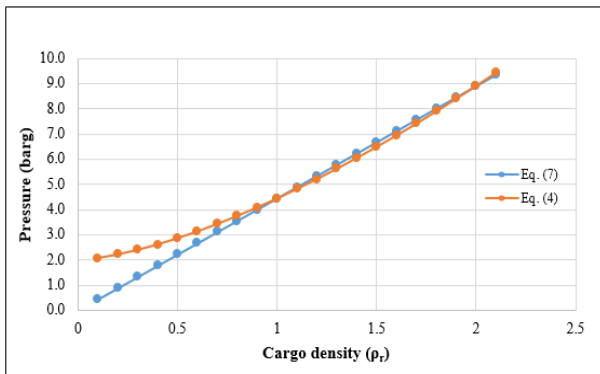


Fig. 5 Comparison of IGC formula and direct derived equation

현재 IGC code의 규정을 적용받는 화물은 부탄, 에탄, 메탄, 프로판 등 전통적으로 선박으로 운송되던 제품으로 밀도 분포가 0.5~1.0 정도이다. 따라서 IGC code 제정 당시 LH2와 같이 밀도가 극히 낮은 화물에 대한 관심이 부족했던 것으로 보인다.

5. 액화수소탱크의 최적 설계 압력

Fig. 6은 다양한 크기의 LH2 탱크에 대해 IGC code의 최소 설계 압력과 BOG 축압에 의한 최대 압력에 더하여, 새롭게 계산된 파괴 역학적 강도 기준을 만족하는 최소 설계 압력을 함께 나타낸 것이다.

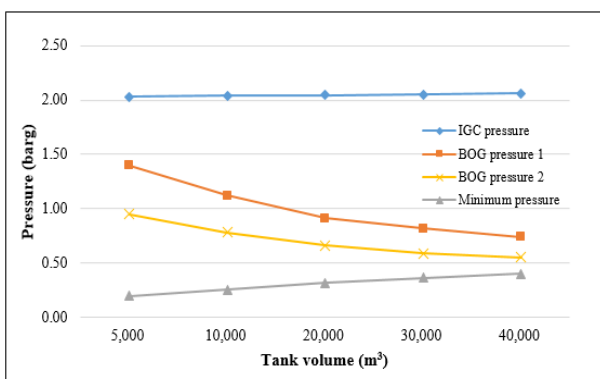


Fig. 6 Design pressure of LH2 tank

현재 IGC code에 따르면 LH2 탱크의 설계 압력은 IGC code에서 제시하는 최소 설계 압력으로 설정되어야 하지만, IGC code의 설계 압력을 새롭게 도출된 최소 설계 압력으로 수정한다면 구조적 안정성을 충족하면서 축압에 의한 운용 효율만을 고려하여 탱크를 설계할 수 있다.

PD5500(2021)에 따라 구형 압력 용기의 외판 두께는 식 (8)에 따라 계산할 수 있다.

$$B = \frac{2P_m r}{4\sigma_m - 1.2P_m} \tag{8}$$

Table 10 Relative weight of cargo tank

Volume (m ³)	IGC pressure		BOG pressure 1		BOG pressure 2	
	P ₀	Weight	P ₀	Weight	P ₀	Weight
5,000	2.03	1	1.40	0.79	0.95	0.64
10,000	2.04	1	1.12	0.70	0.78	0.59
20,000	2.05	1	0.91	0.63	0.66	0.54
30,000	2.05	1	0.82	0.60	0.59	0.52
40,000	2.06	1	0.74	0.57	0.55	0.51

Table 10은 LH2 탱크의 설계 압력 변화에 따라 식 (8)에 의해 외판 두께가 결정된 탱크의 상대 중량을 나타낸다.

BOG 축압에 따른 압력 변화는 보온시스템 사양 및 탱크의 크기에 따라 차이가 있으나 현재 IGC code의 설계 압력을 새롭게 도출된 최소 설계 압력으로 수정할 경우 탱크의 중량을 약 20~50% 가량 절감 가능하다.

6. 결론

본 연구에서는 LH2의 화물 특성을 고려하여 LH2 운반선에 적합한 탱크 타입을 결정하고 탱크의 최적 설계 압력을 검토하였다. 최적 설계 압력 검토 과정에서 IGC code에서 요구하는 Type C 탱크의 최소 설계 압력 계산식 도출 배경을 검토한 결과, 현재 IGC code의 요구치가 LH2와 같이 극도로 낮은 밀도를 가지는 화물의 저장 탱크에 적용하기에는 과도한 점이 있음을 확인하였다.

LH2는 밀도가 매우 작기 때문에 선박 운동에 따른 화물의 변동 하중이 탱크 외판의 균열 진전에 미치는 영향이 미미하다. 현재 IGC code에서 요구하는 최소 설계 압력이 아닌 실제 파괴 역학적 강도 측면에서 요구되는 압력과 BOG 축압에 필요한 압력을 고려하여 최적의 설계 압력을 도출하면 탱크 중량을 약 20% 이상 감소시킬 수 있다.

본 연구에서 알 수 있듯이 LH2와 같이 기존에 취급하지 않던 새로운 화물이나 구조물이 등장할 경우 기존 규정을 그대로 적용하는 것이 타당인지에 대한 검토 과정이 필요할 것으로 보인다.

References

BS7910 (2013) Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures
 DNV-RU-SHIP Pt.2 Ch.2 (2023) Rules for Classification of Ships, Materials and Welding

IGC Code (2014) International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk
Kime, J.W., Lakey, R.J., and Dickey, T.R. (1977). "A Review of the IMCO Code for Gas Ships"
PD5500 (2021) Specification for unfired fusion welded pressure vessels.



대한조선학회 특별논문집



大韓造船學會