

초대형 컨테이너선 구조 설계를 위한 비선형 파랑하중 생성 및 적용

정병훈^{†*}, 류홍렬^{**}, 최병기^{*}

(주) 현대중공업 선박해양연구소^{*}

(주) 현대중공업 조선사업본부^{**}

Generation & Application of Nonlinear Wave Loads for Structural Design of Very Large Containerships

Byoung Hoon Jung^{†*}, Hong Ryeul Ryu^{**} and Byung Ki Choi^{*}

Marine Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.^{*}

Shipbuilding Division, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.^{**}

Abstract

In this paper, the procedure of generation and application of nonlinear wave loads for structural design of large container carrier was described. Ship motion and wave load was calculated by modified strip method. Pressure acting on wetted hull surface was calculated taking into account of relative hull motion to the wave. Design wave height was determined based on the most sensitive wave length considering rule vertical wave bending moment at head sea or following sea condition. And the enforced heeling angle concept which was introduced by Germanischer Lloyd (GL) classification had been used to simulate high torsional moment in way of fore hold parts similar to actual sea going condition. Using wave load generated from this dynamic load calculation, FE analyses were performed. With this result, yielding, buckling, hatch diagonal deflection and fatigue strength of hatch corners were reviewed based on the requirement of GL classification. The results of FE analysis show good compatibility with GL classification.

※Keywords: Very large containership(초대형 컨테이너선), Wave load analysis(파랑하중해석), Design wave(설계파), Load transfer(하중전달), Dynamic loading approach(직접하중해석), Heeling angle(경사각도), Load case(하중조건), Germanischer Lloyd classification(독일선급)

1. 서론

최근 해상 물동량의 증가와 운송 효율 및 이윤 증대를 위해 초대형 컨테이너 운반선의 발주 및 건조가 잇따르고 있다. 컨테이너 운반선이 점점 대형화되면서 우선적으로 직면하게 되는 문제는 무엇보다도 그 설계에 있어서 발생하는 불확실성을 어떻게 제거할 수 있는냐는 것이다. 다시 말하면 기존 선박에 비해 주요 치수 및 화물 적재 용량이 증가함으로 인해 발생하는 여러 가지 불확실한 요소들을 얼마나 합리적으로 설계에 반영할 수 있는가 하는 문제이다. 특히, 선체 주요 구조 부재의 치수를 결정하고 설계된 선체가 충분한 강도를 가지고 있는지를 평가해야 하는 단계에서는 무엇보다도 선체에 작용하는 하중들에 대한 불확실성을 어떻게 최소화 하는가가 가장 중요한 문제라 할 수 있다.

대부분 지금까지의 선체 구조 설계에서는 사용하기 편리하게 단순화, 정식화되어 있어 설계에 소요되는 시간을 줄일 수 있는 각 선급의 설계공식들이 이용되어 왔다. 그러나 초대형 컨테이너 운반선과 같이 선박이 대형화되면 선급규칙만으로는 설계에 한계가 있다. 이러한 한계와 제약을 극복하기 위해서 파랑 하중을 보다 정확하게 예측하고 이를 선체 구조설계에 적용하기 위해서 선체운동해석을 통해 파랑 하중을 직접 계산하여 직접 구조해석에 적용하는 DLA(Dynamic Loading Approach) 방법이 일반적으로 적용되고 있다(정병훈 등 2002, Shin et al. 1997).

일반적인 DLA 방법으로 해석한 초대형 컨테이너 운반선의 결과에서는 대부분 작용하는 설계하중으로 장기해석을 통한 값을 직접 적용하고 있다. 그러나 그 결과는 기존 선급 규칙에서 제시한 설계 값과 매우 큰 차이를 보여 실제로 구조 설계를 수행하는 설계자 입장에서는 매우 비현실적으로 받아들이고 있는 실정이다. 또한 장기해석을 통해 설정한 설계 값에서는 대부분 파랑하중을 선형이론에 근거하여 구하기 때문에 실제로 발생하고 있는 파랑하중의 비선형성을 반영하지 못하고 있다. 대표적인 예로 호깅(hogging)과 새깅(sagging) 모멘트(moment)의 차이, 최대 횡동요

추정 등이라 할 수 있다.

특히 초대형 컨테이너 운반선의 경우 구조 배치의 특성상 선수부가 매우 취약해서 실제로 이 부위에 손상 사례도 많이 보고 되고 있는데 기존의 DLA 방법으로는 이러한 현상을 규명할 수가 없는 실정이다. 기존의 DLA 방법으로는 실제 손상이 발생하고 있는 선수부에 충분히 큰 비틀림 모멘트를 작용시킬 수가 없기 때문이다. 또한 실제로 선수부에 작용하는 비틀림 모멘트는 선체의 횡동요와 매우 밀접한 관계를 맺고 있어서 기존의 방법으로는 이러한 파랑하중의 비선형성을 충분히 반영하여 합리적인 설계를 할 수가 없다.

따라서 본 논문에서는 기존의 직접하중해석법에 따른 전선 구조해석 절차를 기초로 하여 위에서 언급한 비선형 파랑하중을 고려함으로써 보다 합리적으로 구조 설계를 할 수 있는 방법과 그 과정에 대해서 기술코자 한다.

2. 파랑하중 해석

선박의 운동 및 파랑하중 해석은 개선된 2차원 strip 방법을 이용하였다. 기본적인 선박의 운동 해석 및 파랑하중해석은 STF 방법(Salvesen et al. 1970)을 이용한 strip 방법을 이용해서 선박의 6자유도 운동을 계산하였다. 기존의 STF 방법은 선형해석이므로 선체의 표면에 작용하는 압력은 정수면 하부에서의 압력으로만 나타내게 된다. 그러나 컨테이너선 등과 같이 수선면 근처에서의 선형변화가 큰 선박에서는 선형해석만으로는 부족하다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 다음과 같은 방법을 이용하였다. 기본적으로 선박의 6자유도 운동은 선형해석 결과를 그대로 사용하였다. 그리고 선박의 운동에 따른 수선면과의 상대 위치를 고려해서 특정 순간에 대한 실제 선체표면에서의 압력분포를 계산하였다. Fig. 1과 같이 만일 수면 상대위치가 정수면 보다 위에 위치할 경우 정수면과 상대수면 사이의 선체 표면에서의 압력은 평균 정수면에서의 동적압력을 기준으로 선형으로 변화한다고 가정하였다.

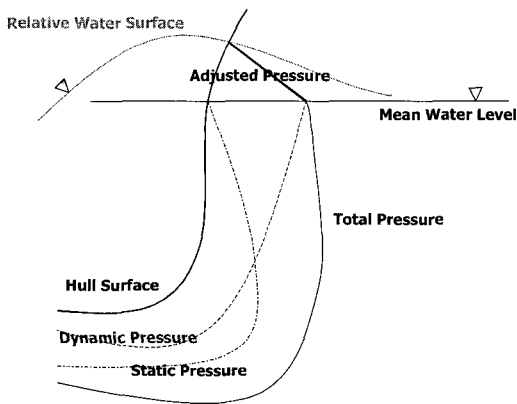


Fig. 1 Pressure calculation diagrams

상대 수면의 위치가 평균 정수면 보다 아래에 위치할 경우도 동일한 방법을 적용할 수 있다. 그러나 상대 수면의 아래쪽에서 점수면의 압력은 항상 양을 값을 가진다는 이용해서 다음 식을 이용해서 압력을 계산하였다.

$$P_{TOTAL} = MAX(0, P_{STATIC} + P_{DYNAMIC}) \quad (1)$$

선박의 전선 구조해석을 위해서는 선체 표면에 작용하는 압력뿐만 아니라 압력에 의해서 나타나는 순간 불평형력을 없애주는 선체의 관성력을 유발하는 가속도 성분이 필요하다. 일반적으로 선체의 관성력을 유발하는 가속도 성분은 선형해석에서는 선박의 운동계산을 이용해서 구할 수 있다. 그러나 선체 표면에 작용하는 압력 성분의 수정이 있으므로 선형해석에서 구한 가속도 성분은 선박에 작용하는 힘의 평형을 유지할 수 없다. 따라서 6자유도 가속도 성분을 다음 식을 이용해서 구하였다.

$$\vec{F} = \tilde{M}\vec{a} \quad (2)$$

$$\therefore \vec{a} = \tilde{M}^{-1}\vec{F} \quad (3)$$

여기서 \vec{F} 는 선체 표면에 작용하는 압력을 적분한 값으로써 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{F} = \iint_{shell} P\hat{n}ds \quad (4)$$

그리고 \tilde{M} 은 대상 선박의 질량 매트릭스로서 질량 모델링을 통해서 계산할 수 있으며, 다음과 같이 표현된다.

$$\tilde{M} = \begin{pmatrix} m & 0 & 0 & 0 & I_z & -I_y \\ 0 & m & 0 & -I_z & 0 & I_x \\ 0 & 0 & m & I_y & -I_x & 0 \\ 0 & -I_z & I_y & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ I_z & 0 & -I_x & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_y & I_x & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{pmatrix} \quad (5)$$

3. 설계파(Design Waves)

선박의 전선 구조해석에서 사용하게 되는 하중 조건을 계산할 때는 선박의 일생동안에 가장 크게 영향을 줄 수 있는 하중조건을 예측하기 위해서 장기해석(long term analysis)을 수행하게 된다. 본 연구에서는 장기해석의 번거로움을 줄이기 위해서 선박의 구조에 영향을 주는 주된 하중요소(dominant load parameter : DLP)를 선급에서 제시하는 값을 이용하도록 하였다.

컨테이너선의 경우 선박의 중앙 횡단면에 작용하는 호킹 모멘트를 DLP로 선정하게 된다. 선박의 종 굽힘 모멘트는 선수파 혹은 선미파일 경우에 최대가 되므로 설계파의 파고는 입사파의 방향을 선수파로 고정하고 파장의 변화를 Fig. 2에서와 같이 0.7 ~ 1.2 Lw/Lpp 까지 변화시키면서 선체에 작용하는 호킹 모멘트가 파고의 변화에 가장 민감한 파장을 선택해서 설계파의 파장으로 두고, Fig. 3에서와 같이 설계파의 파고가 선급에서 제시하는 최대 허용 호킹 모멘트와 일치하는 파고를 설계파의 파고로 선택하였다.

4. 하중조건(Load Cases)

선체 전선 구조 해석에 사용하는 하중조건은 다음과 같은 여러 가지 경우의 조합으로 이루어진다. 조우각은 선수파(180도)에서 선미파(0도)까지

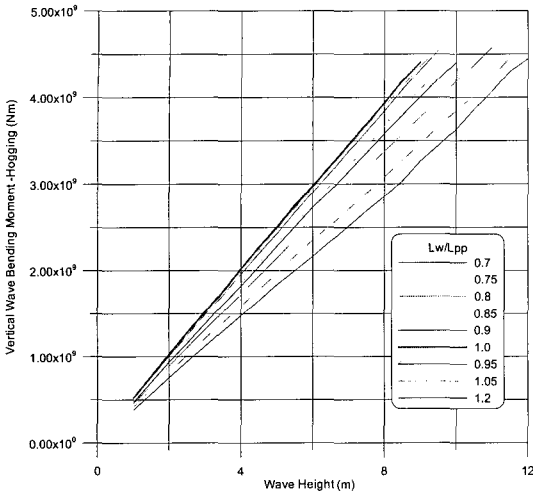


Fig. 2 Sensitivity of wave length v.s. vertical hogging moments

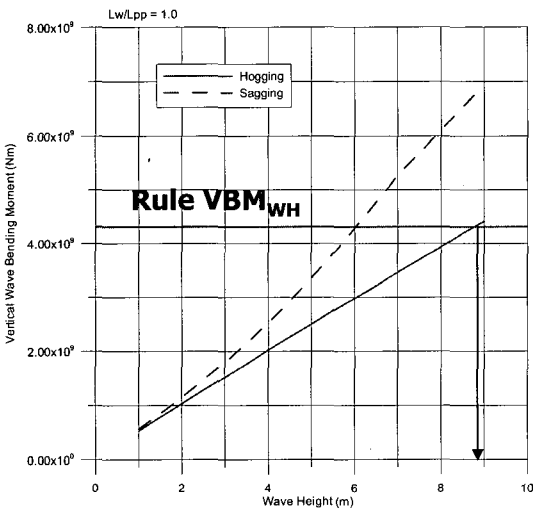


Fig. 3 Selection of design wave height

30도 간격으로 변화시키고, 파장은 선박 길이 대비 0.4에서 1.2까지 0.05 간격으로 변화 시키면서 계산을 수행하였다.

초대형 컨테이너 운반선의 경우 구조 배치의 특성상 선수부가 매우 취약해서 실제로 이 부위에 손상 사례도 많이 보고 되고 있는데, 이러한 손상의 주요 원인으로 선수부에 작용하는 큰 비틀림 모멘트를 들 수 있다. 그러나 실제로 선수부에 작

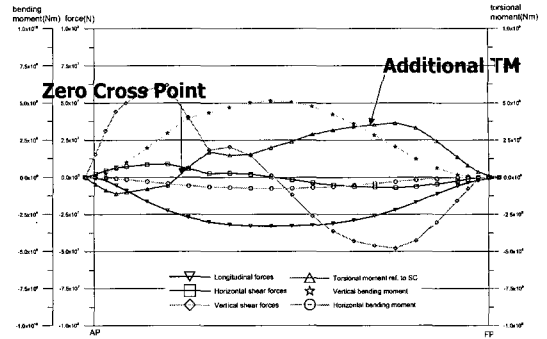


Fig. 4 Static heeling load case

용하는 비틀림 모멘트는 선체의 횡동요와 매우 밀접한 관계를 맺고 있어서 기존의 방법으로는 이러한 파랑하중의 비선형성을 충분히 반영하여 합리적인 설계를 할 수가 없다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 선체를 가상으로 기울여주는 heeling 조건을 생성하였다.

Fig. 4에는 정수 중에서 선체를 가상으로 기울였을 경우 선체에 작용하는 단면 하중을 계산해서 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이 선박을 기울여 줌으로써 선수부에 추가적으로 비틀림 모멘트를 증가시켜주는 효과를 볼 수 있으며 또한 비틀림 모멘트가 영(zero)이 되는 지점을 선미 쪽으로 이동시켜주는 효과를 줌으로써 컨테이너선과 같은 갑판 개구형 구조물에 보다 실제적인 하중을 구현할 수 있다.

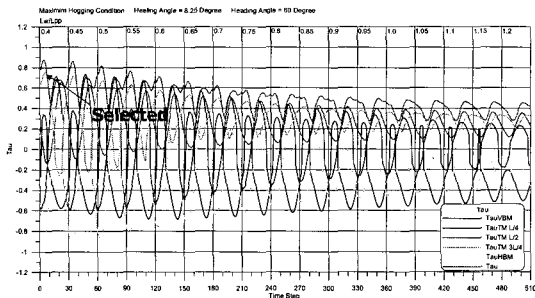
Heeling 조건은 좌우현 양쪽으로 선급에서 제시하는 선박의 최대 횡요각 및 최대 횡요각의 절반만큼의 값이 기울어지도록 하였다(Germanisher Lloyd 2000b).

그리고 한 주기 당 30개의 시간 간격으로 계산을 수행하였다.

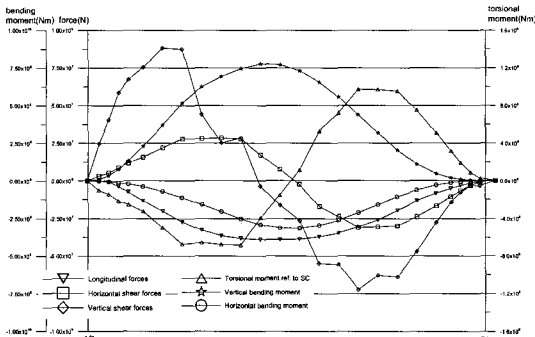
계산에 사용된 파고는 설계파(H_D)를 이용해서 다음 식을 이용해서 계산하였다(Fricke, 1991, Germanisher Lloyd 2000a).

$$H = \alpha H_D 3 \sqrt{L_W / L_{PP}} \tag{6}$$

여기서 α 는 heeling 각도에 의한 파고감쇄계수로써 최대 수직 굽힘 모멘트와 최대 비틀림 모멘트



a. Load time history of typical case



b. Selected load case of typical case

Fig. 5 Load case selection

는 동시에 발생하지 않는다는 가정에 의해서 heeling이 커지면 α 는 작아지게 된다.

복합하중이 작용하는 하중조건은 다음의 복합하중 계수(combined load factor)를 참고로 해서 선택하였다.

$$\tau = \sqrt{\alpha^2 \tau_{VBM}^2 + 0.5\beta(\tau_{HBM}^2 + \tau_{TM}^2)} \quad (7)$$

여기서 α, β 는 주요하중 기여계수로써 수직 굽힘 모멘트가 주요하중인 선수파일 경우 1.0, 0.75를 각각 사용하였고 이외의 경우는 0.5, 1.0을 각각 사용하였다. 그리고 $\tau_{VBM}, \tau_{HBM}, \tau_{TM}$ 은 각각 허용하중에 대한 계산된 하중의 비를 나타낸다. Fig. 5에는 대표적인 하중의 시간이력과 선택된 하중조건 하중분포를 나타내고 있다.

5. 하중전달(Load Transfer)

컨테이너 선박의 전선 구조해석을 위해서 필요한 하중요소는 크게 자중에 의한 관성력 성분과

외부 압력에 의한 하중성분 그리고 적하화물에 의한 관성력 성분으로 나눌 수 있다. 전선 구조해석의 정도는 이러한 하중요소가 실제현상과 얼마나 유사하게 유한요소 모델에서 구현되었는가에 크게 좌우된다.

선체의 자중에 의한 관성력을 구현하기 위해서 유한요소 모델의 요소의 밀도를 조절해서 총 강재 무게 및 무게중심의 위치가 맞도록 하였다. 외판에 작용하는 압력은 유체동역학 모델의 계산결과가 유한요소 모델에 정확하게 사상될 수 있도록 계산 모듈을 개발하였다.

컨테이너선의 적하화물은 화물의 선적위치 및 적하 상태에 따라서 갑판 위 컨테이너, 화물창 내 컨테이너, 발라스트 및 연료유, 기타 구조해석에 영향을 주는 화물 등으로 구분할 수 있다. 갑판 위 컨테이너의 경우 일반적으로 해치 카바 위에 컨테이너가 실려 있지만 구조모델링은 해치 코밍까지만 한다. 따라서 갑판 위 컨테이너의 관성력은 롤링핀 및 피칭핀의 위치를 고려해서 해치코밍에 작용하는 것으로 변환하도록 하였다. 화물창 내의 컨테이너에서는 횡방향의 가속도에 대한 관성력이 화물창 내의 셀가이드(cell guide)에 작용하도록 하중 모델링을 하였다. 마지막으로 발라스트 등과 같은 액체화물은 탱크가 가득 차 있다고 가정하고 순간 최종 가속도에 대한 수두로 취급되도록 계산 모듈을 개발하였다.

6. 계산예

6.1 대상선박

본 연구에서는 8,000 TEU 급 초대형 컨테이너 선박에 대한 전선 구조해석을 수행하였다. 선속은 서비스 속도의 2/3를 이용하였으며, 해석에 사용된 적하상태(loading condition)는 다음과 같은 3가지를 이용하였다.

- 정수중에서 최대 호킹 모멘트를 갖는 적하 상태
- 정수중에서 최대 새깅 모멘트를 갖는 적하 상태
- 하나의 베이(one bay)를 비운 적하 상태

Fig. 6은 계산에 사용된 선박의 전선 유한요소 모델을 나타낸다.

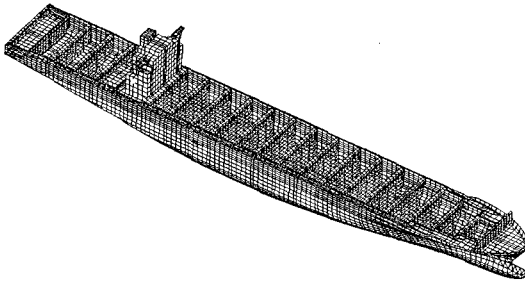


Fig. 6 Finite element model

6.2 Load Cases

선급에서 제시한 최대 동적 굽힘 모멘트를 바탕으로 계산된 설계파는 파장이 1.0Lpp이며 파고가 8.95 m로 계산 되었다.

3개의 적하 상태에 대해서 각각 25개씩의 하중 조건(load case)을 선택하였으며 총 75개의 하중 조건에 대해서 구조해석을 수행할 수 있도록 하중을 생성하였다.

Fig. 7에는 75개의 하중조건에 대한 비틀림 모멘트의 분포 포락선(envelope)을 선급 값과 비교해서 나타내었다. 그림 8, 9에는 각각 수직 굽힘 모멘트 및 수평굽힘 모멘트 분포에 대한 포락선을 나타내고 있다. 독일선급의 계산결과와 비교해서 잘 일치함을 알 수 있다.

6.3 구조해석 결과

생성된 75개의 하중조건을 구조해석 상용프로그램인 NASTRAN을 이용해서 구조해석을 수행하였다.

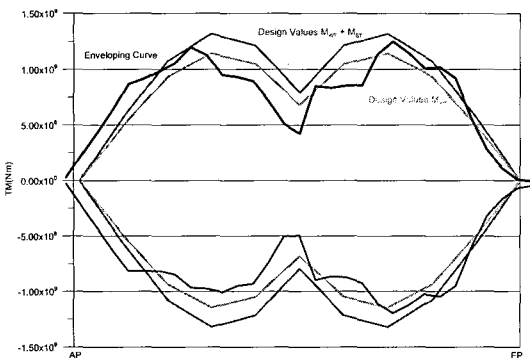


Fig. 7 Torsional moment envelope curves

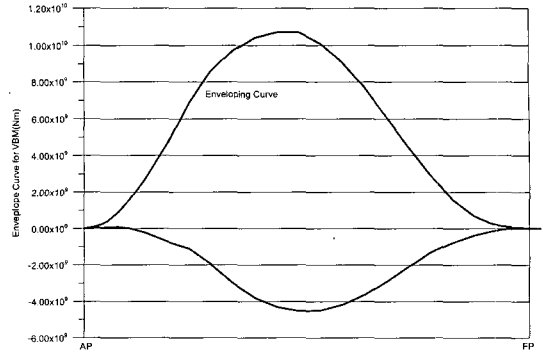


Fig. 8 Vertical bending moment envelope curves

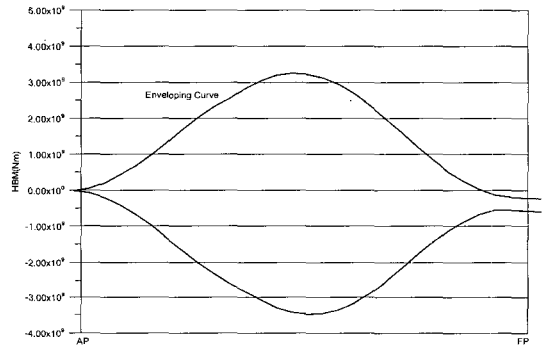


Fig. 9 Horizontal bending moment envelope curves

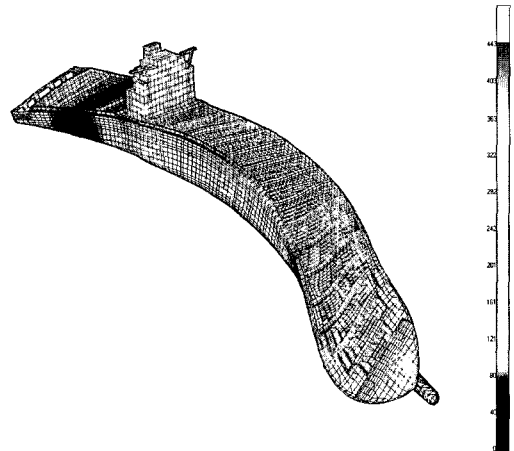


Fig. 10 Deformed Shape(Max. TM at 3/4L)

구조해석결과를 이용하여 좌굴해석, 해치 변형량(hatch diagonal deflection) 계산 및 해치 코너 피로해석 또한 수행하고, 응력분포 경향 및 구조 취약부의 응력값 등을 독일선급의 결과와 비교하였다. Fig. 10에서는 선수부에 비틀림 모멘트가 최대인 경우에 대한 변형을 보여주고 있다.

7. 결론

본 연구에서 개발된 방법 및 해석 결과는 독일 선급(GL)의 것과 매우 잘 일치함을 알 수 있었고, 컨테이너 운반선 이외의 다른 선종에도 동일하게 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

향후에는 3차원 해석방법을 이용한 내항성능해석을 적용하여 해석의 신뢰도를 향상시키고, 직접 해석을 통한 화물창 해석 및 피로해석에 대한 연구의 수행이 필요하다고 본다.

참 고 문 헌

- 정병훈, 송기중, 염덕준, 2002, "DLA용 파랑하중 해석 및 선체 구조해석과의 인터페이스 시스템 개발", 대한조선학회 춘계조선학술대회.
- Fricke W., 1991, "Strength and Vibration analysis of modern cargo ships using the finite element method", The North East Coast Institution of Engineers and Ship Builders, Vol. 107, Part VI.

- Germanisher Lloyd, 2000a, "Structure Analysis for the 7200 TEU Class Container Carrier Built by Hyundai Heavy Industries Co.", Technical Report.
- Germanisher Lloyd, 2000b, "Rule for Classification and Construction, 1 Ship Technology, Part 1 Seagoing Ship, Chapter 1 Hull Structures".
- Salvesen, N., Tuck, E. O. and Faltinsen, O., 1970, "Ship Motions and Sea Loads," Transactions of the Naval Architects and Marine Engineers, Vol. 78, pp. 250-287.
- Shin, Y.S., Chung, J.S., Lin, W.M., Zhang, S. and Engle, A., 1997, "Dynamic Loadings for Structural Analysis of Fine Form Container Ship Based on a Non-linear Large Amplitude Motions and Loads Method," SNAME Transactions, Vol. 105.



< 정 병 훈 >



< 류 홍 렬 >



< 최 병 기 >