

선체 저차 수평·비틀 연성 고유진동 감도해석

조대승*, 김사수*, 나두용**

Sensitivity Analysis of Coupled Horizontal and Torsional Vibration of Hull Girder

by

Dae-Seung Cho*, Sa-Soo Kim* and Doo-Yong Na**

요 약

본 논문에서는 선체 단면의 St Venant 비틀강성은 물론 굽힘-비틀 강성과 전단-비틀 강성 및 선체 개단면과 폐단면 연결부에서의 변위와 단면력의 연속조건을 고려한 보류추이론을 적용하여 수평·비틀 거동의 연성도가 크고, 비틀에 대해 유연한 선체 거동의 수평·비틀 연성 고유진동 감도해석방법을 제시하였다. 제시된 방법을 토대로 대형 컨테이너 운반선의 적화상태 변경시의 고유진동수를 감도해석 결과를 이용하여 추정된 결과는 통상적 재해석 결과와 비교하여 오차 1%이내의 매우 양호한 부합성을 나타내었다. 아울러, 수평거동과 비틀거동의 연성도가 큰 선박의 경우 선체 중량 중심이 형 깊이의 10%까지 변화할 경우에 고유진동수가 최대 8%까지 변화함을 확인하였다.

Abstract

This paper presents a prediction method of natural frequencies of coupled horizontal and torsional vibration of hull girder based on design sensitivity analysis in case of the changes of system parameters. The sensitivity analysis is formulated applying the direct differentiation method and transfer matrix method. In the analysis, warping, shear deformation due to torsion and the continuity condition at the connected part of open and closed hull section are considered. Using the presented method, the affection for natural frequencies by the change of system parameters, especially cargo and added mass and their centers, is numerically investigated for a real large container carrier.

발 표 : 1998년도 대한조선학회 추계연구발표회('98. 11. 13)

접수일자 : 1998년 11월 16일, 재접수일자 : 1999년 3월 17일

* 정회원, 부산대학교 조선해양공학과, 기계기술연구소 연구원

** 학생회원, 부산대학교 대학원 조선해양공학과

1. 서론

공진회피 설계를 위한 선체 수평진동과 비틀진동 해석에 있어서 선체 단면의 질량중심과 전단중심은 선체 중심면에 위치하나 서로 일치하지 않는다. 따라서, 수평진동과 비틀진동은 서로 연성 효과를 가지며, 질량중심과 전단중심의 거리에 따라 연성도가 달라지므로 보다 정도 높은 선체 수평·비틀 연성 진동해석을 위해서는 이들 두 중심의 정확한 모델링이 요구된다[1].

선체 진동해석 방법으로서 상세 설계단계에서 널리 사용되고 있는 3차원 유한요소법을 이용한 진동해석은 보, 판 등의 유한요소를 이용하여 선체 단면의 기하학적 형상 및 구조부재의 배치를 실제와 거의 동일하게 모델링하므로 구조부재의 질량 중심과 전단 중심 및 선체 강성 등을 정확하게 모델링할 수 있다. 그러나, 액체 및 산적 화물, 컨테이너 박스 등과 같은 재화 중량은 제한적인 위치와 개수를 갖는 구조부재의 유한요소 절점에 집중 질량요소로 모델링하기 때문에 이의 중심을 정확하게 반영하기가 용이하지 않다. 이는 부가수 질량을 집중질량으로 고려하는 경우에 있어서도 마찬가지이다. 따라서, 상기 재화중량 또는 부가수 질량의 크기 및 중심의 모델링 오차 또는 변화가 진동해석결과에 미치는 영향을 정량적으로 평가할 필요가 있으나, 질량 중심을 변경시키기 위한 질량요소의 재모델링 및 이에 따른 진동해석을 3차원 유한요소법에 의거한 통상적 재해석 방법으로 평가하기는 용이하지 않다.

본 연구에서는 보유추 이론에 의해 신뢰할 수 있는 결과를 얻을 수 있는 선체 거더 저차 진동에 있어서 선체 질량중심을 포함한 주요 해석인자가 고유진동수에 미치는 영향을 감도해석에 의거하여 정량적으로 평가하고자 전달행렬방법 및 직접미분방법[2,3]에 의한 선체 저차 수평·비틀 연성진동 감도해석방법을 제시하였다. 제시된 감도해석 방법을 토대로 수평진동과 비틀진동의 연성도가 큰 컨테이너 운반선을 대상으로 선체 질량 및 부가수 질량 중심에 대한 감도해석을 수행하고, 이의 모델링 정확도가 선체 저차 고유진동 해석 결과에

미치는 영향을 수치실험적으로 고찰하였다. 아울러, 다양한 적화상태를 갖는 선박의 동특성을 감도해석 결과를 이용하여 예측할 경우의 타당성과 효율성을 검토하기 위하여 배의 중량과 그 분포의 변화, 홀수 등 수선면하 형상의 변화에 따른 부가수 질량의 변화 등으로 인한 고유진동수 변경치를 감도를 이용하여 예측한 결과와 통상적 재해석 방법으로 구한 결과를 비교·검토하였다.

2. 선체 저차 수평·비틀 연성 고유진동해석

보 이론에 의거한 선체 저차 수평·비틀 연성 진동해석은 일반 화물선, 유조선, 광석 운반선 등과 같은 선종에 대해서는 수평진동은 Timoshenko 보 이론에 의거하고, 비틀진동에 대해서는 St Venant 비틀 강성만 고려하여 해석하여도 실선계측 결과와 부합성이 양호하다[4]. 그러나, 본 연구에서는 컨테이너 운반선과 같이 수평·비틀 거동의 연성도가 크고, 비틀에 대해 유연한 선체에 대한 진동 해석 및 감도해석을 수행하기 위하여 선체 단면의 St Venant 비틀강성은 물론 warping에 의한 굽힘-비틀 강성과 선체 측면의 전단 변형에 의한 전단-비틀 강성 및 선체 개단면과 폐단면 연결부에서의 변위와 단면력 연속조건을 고려한 보유추 이론 [5,6]을 적용하였다.

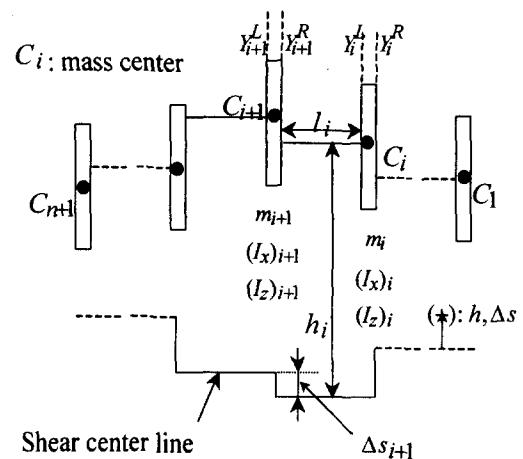


Fig.1 Discrete modeling for coupled horizontal and torsional vibration analysis of hull girder

상기 보이론에 의거할 경우 Fig.1에 보인 바와 같이 선체를 n개의 보요소로 분할하고, 길이 l_i 인 i 번째 선체 단면 분할요소의 필드(field) 전달행렬 F_i 와 이의 좌·우단 i 및 $(i+1)$ 스테이션의 상태량 벡터 Y_{i+1}^R 와 Y_i^L 의 관계식은 다음과 같이 표현된다[6].

$$Y_{i+1}^R = F_i Y_i^L = \left(I + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{l_i^k}{k!} C_i^k \right) Y_i^L \quad (2.1)$$

여기서,

$$Y_i = \left[\frac{u}{b^*} \quad \theta \quad \phi \quad b^* \frac{\partial \phi_b}{\partial z} \quad \frac{B}{GJ^*} \quad \frac{b^* M_T}{GJ^*} \quad \frac{b^* M}{EI_h^*} \quad \frac{V}{GA_h^*} \right]_i^T$$

$$C_i = [c_{pq}]_i, \quad (p, q = 1, 2, 3, \dots, 8)$$

$$c_{12} = \frac{1}{b^*} \quad c_{18} = \frac{GA_h^*}{b^* GA_h}$$

$$c_{27} = -\frac{EI_h^*}{b^* EI_h}$$

$$c_{34} = c_{56} = \frac{GS}{b^* (GJ + GS)}$$

$$c_{36} = \frac{GJ^*}{b^* (GJ + GS)} \quad c_{45} = -\frac{b^* GJ^*}{EI_h^*}$$

$$c_{54} = -\frac{GJ \cdot GS}{b^* GJ^* (GJ + GS)} \quad c_{61} = -\frac{b^* \omega^2 mh}{GJ^*}$$

$$c_{63} = -\frac{b^* \omega^2 I_z}{GJ^*} \quad c_{72} = \frac{b^* \omega^2 I_x}{EI_h^*} \quad (2.2)$$

$$c_{78} = \frac{b^* GA_h^*}{EI_h^*} \quad c_{81} = -\frac{b^* \omega^2 m}{GA_h^*}$$

$$c_{83} = -\frac{\omega^2 mh}{GA_h^*} \quad \text{기타 } c_{ij} = 0$$

u : 전단중심 횡변위

θ : 굽힘각

ϕ : 전단중심 전체 비틀각

ϕ_b : 굽힘거동에 의한 비틀각

B : Bimoment

M_T : 전단중심에서의 비틀 토크

M : 굽힘모멘트

V : 전단력

EI_h : 수평 굽힘강성

$E\Gamma$: 굽힘·비틀 강성(warping rigidity)

GJ : St Venant 비틀강성

GA_h : 수평 전단강성

GS : 전단·비틀 강성

b^* : 무차원화를 위한 길이(1 m)

h : 전단중심으로부터 질량중심까지의 거리
(전단중심 상방이 +)

I : 단위 행렬

I_x : 수평 회전 질량 관성 모멘트

I_z : 부가수질량을 포함한 선체질량의 전단중심에 대한 극관성 모멘트

l : 분할요소의 길이

m : 부가수질량을 포함한 선체질량

ω : 원진동수

이며, 상첨자 *는 무차원화를 위해 도입한 기준단면에서의 값을 나타낸다.

한편, 분할요소 경계에서는 일반적으로 전단중심이 일치하지 않으므로 단면력과 변위의 불연속성을 고려하기 위한 $(i+1)$ 번째 스테이션에서의 좌·우 상태량벡터 관계식은 포인트(point) 전달행렬 P_{i+1} 에 의해 다음과 같이 표현된다[6].

$$Y_{i+1}^L = P_{i+1} Y_{i+1}^R \quad (2.3)$$

여기서,

$$P_i = [a_{pq}]_i, \quad (p, q = 1, 2, 3, \dots, 8)$$

$$a_{11} = a_{22} = a_{33} = a_{66} = a_{77} = a_{88} = 1$$

$$a_{13} = -\frac{\Delta s_{i+1}}{b^*}$$

$$a_{28} = GA_h^* \left\{ \frac{1}{(GA_h)_{i+1}^L} - \frac{1}{(GA_h)_{i+1}^R} \right\}$$

$$a_{44} = \alpha \frac{GS_{i+1}^L}{GS_{i+1}^R} \cdot \frac{(GJ + GS)_{i+1}^R}{(GJ + GS)_{i+1}^L}$$

$$a_{46} = \frac{GJ^*}{GS_{i+1}^R} \left\{ \alpha \frac{(GJ + GS)_{i+1}^R}{(GJ + GS)_{i+1}^L} - 1 \right\} \quad (2.4)$$

$$a_{48} = -\frac{b^* GA_h^*}{GS_{i+1}^R} \Delta s_{i+1}, \quad a_{55} = \frac{1}{\alpha}$$

$$a_{68} = \frac{b^* GA_h^*}{GJ^*} \Delta s_{i+1}, \quad \text{기타 } a_{ij} = 0$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{EF_i}{EF_{i+1}}}$$

Δs_{i+1} : ($i+1$)번째 요소와 i 번째 요소의 전단중심 차이

이다. 상기 식(2.1)과 식(2.3)으로부터 서로 인접한 i 번째 및 ($i+1$)번째 스테이션의 좌단 상태량벡터 관계식은

$$Y_{i+1}^L = P_{i+1} F_i Y_i^L \quad (2.5)$$

와 같이 표현된다. 따라서, 계 전체의 상태량벡터 관계식은 식(2.5)의 순차적 적용에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Y_{n+1}^R = T Y_1^L \quad (2.6)$$

여기서, 계 전체의 전달행렬 T 는

$$T = F_n \cdot P_n \cdot F_{n-1} \cdot P_{n-1} \cdot \dots \cdot F_2 \cdot P_2 \cdot F_1 \quad (2.7)$$

로 산출된다. 식(2.6)에서 $T = [t_{pq}(\omega)]$, ($p, q = 1, 2, \dots, 8$)로 표현하면, 선체거더의 자유경계조건 즉, Y_1^L 과 Y_{n+1}^R 의 내력 항이 영이란 조건에 의해 식(2.6)으로부터

$$\bar{T} \bar{Y}_1^L = 0 \quad (2.8)$$

여기서,

$$\bar{T} = \begin{bmatrix} t_{51} & t_{52} & t_{53} & t_{54} \\ t_{61} & t_{62} & t_{63} & t_{64} \\ t_{71} & t_{72} & t_{73} & t_{74} \\ t_{81} & t_{82} & t_{83} & t_{84} \end{bmatrix}$$

$$\bar{Y}_1^L = \left[\frac{u}{b^*} \quad \theta \quad \phi \quad b^* \frac{\partial \phi_b}{\partial z} \right]^T \quad (2.9)$$

$$0 = [0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

와 같은 식이 도출된다. 상기 식은 고유원진동수에 대해서만 성립하므로 원진동수 ω 의 시도값에 대한 \bar{T} 의 determinant가 0이라는 조건을 이용하면 고유원진동수 ω_r ($r=1, 2, \dots$)과 이에 대응하는 Y_1^L 의 미지 상태량 벡터항들을 결정할 수 있다. 각 스테이션의 상태량벡터는 Y_1^L 을 이용해서 식(2.5)의 순차적 적용으로 구할 수 있다.

3. 선체 저차 수평·비틀 연성 고유진동 감도해석

3.1 감도전달행렬

식(2.5)로 정의되는 인접 좌단 상태량벡터 관계식을 임의 설계변수 x_j 에 대해 편미분하면

$$\frac{\partial Y_{i+1}^L}{\partial x_j} = P_{i+1} F_i \frac{\partial Y_i^L}{\partial x_j} + \gamma_i \quad (3.1)$$

여기서,

$$\gamma_i = \left\{ \frac{\partial P_{i+1}}{\partial x_j} F_i + P_{i+1} \left(\frac{\partial F_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \omega_r}{\partial x_j} \frac{\partial F_i}{\partial \omega_r} \right) \right\} Y_i^L \quad (3.2)$$

과 같다. 설계변수가 지정되면 고유진동해석에서 구한 Y_i^L 와 미지 고유원진동수 감도 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$ 에 시도값을 대입하여 γ_i 를 계산할 수 있으므로 식(3.1)은

$$Z_{i+1,j}^L = S_{i,j} Z_{i,j}^L \quad (3.3)$$

여기서,

$$Z_{i,j}^L = \begin{bmatrix} \frac{\partial Y_i^L}{\partial x_j} \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$S_{i,j} = \begin{bmatrix} P_{i+1} F_i & \gamma_i \\ 0^T & 1 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

$$0^T = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$$

와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, $Z_{i,j}^L$ 는 감도 상태량벡터, $S_{k,j}$ 는 감도전달행렬로 정의되고, 식(3.3)은 인접 이산화요소간의 감도상태량벡터 관계식[2]을 나타낸다. 한편, 마지막 n 번째 요소의 우단 상태량 벡터는 단면력 및 변위의 불연속 조건을 고려할 필요가 없으므로 감도전달행렬 $S_{n,j}$ 에 포함된 포인트 전달행렬 P_{n+1} 은 단위행렬로 대체된다.

3.2 고유진동 감도해석

인접 스테이션의 좌단 감도상태량벡터 관계식은 식(3.3)과 같이 정의되므로 계 전체에 대한 감도

상태량벡터 관계식은 고유진동해석에서와 마찬가지로 다음과 같이 표현된다.

$$Z_{n+1,j}^R = G_n Z_{1,j}^L \quad (3.5)$$

여기서, G_n 은 계 전체의 감도전달행렬로서

$$G_n = S_{n,j} \cdot S_{n-1,j} \cdots S_{1,j} \quad (3.6)$$

이다. 상기 G_n 을 $[g_{pq}]$, ($p, q = 1, 2, \dots, 9$)로 표현하면, 식(3.4)에 나타낸 $S_{i,j}$ 의 정의에 의해

$$g_{pq} = t_{pq}, (p, q = 1, 2, \dots, 8) \quad (3.7)$$

여기서, t_{pq} 는 계 전체 전달 매트릭스 T 의 요소와 같은 관계식이 성립한다. 따라서, G_n 은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$G_n = \begin{bmatrix} T & H \\ Q^t & 1 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

여기서, H 는 계 전체의 감도전달벡터로서

$$H = [\Gamma_1 \Gamma_2 \Gamma_3 \Gamma_4 \Gamma_5 \Gamma_6 \Gamma_7 \Gamma_8]^T \quad (3.9)$$

이며, Γ_p ($p = 1, 2, \dots, 8$)은 고유원진동수의 미지 감도를 포함하는 항이다. 한편, 경계조건은 설계변수 변경에 무관하므로 내력을 나타내는 상태량 벡터항의 감도는 영이다. 따라서, 이들 조건을 식(3.5)에 대입하면 계 전체의 감도연산 대수방정식은

$$\bar{T} \frac{\partial \bar{Y}_1^L}{\partial x_j} = -\bar{H} \quad (3.10)$$

여기서,

$$\bar{H} = [\Gamma_5 \Gamma_6 \Gamma_7 \Gamma_8]^T \quad (3.11)$$

과 같이 도출된다. 식(3.10)은 4개의 대수연산식에 \bar{H} 에 포함된 고유원진동수 감도 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$ 와

$\frac{\partial \bar{Y}_1^L}{\partial x_j}$ 에 포함된 4개의 변위량 감도에 대한 5개의 미지량을 포함한다. 식(3.10)으로부터 우선 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$ 를 구하기 위하여 식(3.10)에 \bar{T} 의 좌고유벡터(left-side eigenvector) X^T 를 전승하면

$$X^T \bar{H} = 0 \quad (3.12)$$

와 같은 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$ 만에 대한 1차 다항식이 도출된다.

따라서, 실제 연산에 있어서 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$ 에 서로 다른

임의의 두 값 a_1, a_2 를 대입하였을 때의 식(3.12)의 좌항 연산결과를 각각 f_1, f_2 라 하면 고유원진동수 감도 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$ 는

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j} = \frac{a_1 f_2 - a_2 f_1}{f_2 - f_1} \quad (3.13)$$

로 산정할 수 있다.

한편, 미지 변위량 감도 $\frac{\partial \bar{Y}_1^L}{\partial x_j}$ 는 \bar{T} 의 우고

유벡터(right-side eigenvector)에 해당하는 \bar{Y}_1^L 을

$$(\bar{Y}_1^L)^T \bar{Y}_1^L = constant \quad (3.14)$$

로 uniqueness를 가지도록 하고, 이를 설계변수 x_j 에 대하여 미분하면

$$(\bar{Y}_1^L)^T \frac{\partial \bar{Y}_1^L}{\partial x_j} = 0 \quad (3.15)$$

와 같은 관계식이 도출된다. 식(3.10)과 식(3.15)를 함께 나타내면

$$\left[\begin{array}{c} \bar{T} \\ (\bar{Y}_1^L)^T \end{array} \right] \frac{\partial \bar{Y}_1^L}{\partial x_j} = - \left[\begin{array}{c} \bar{H} \\ 0 \end{array} \right] \quad (3.16)$$

와 같다. 식(3.16)의 좌변 첫 번째 행렬의 전치행렬을 식(3.16)의 양변에 전승하면 $\frac{\partial \bar{Y}_1^L}{\partial x_j}$ 는

$$\frac{\partial \bar{Y}_1^L}{\partial x_j} = - \left[\bar{T}^T \bar{T} + \bar{Y}_1^L (\bar{Y}_1^L)^T \right]^{-1} \bar{T}^T \bar{H} \quad (3.17)$$

과 같이 산출된다. 각 스테이션의 감도상태량벡터는 $\frac{\partial \bar{Y}_1^L}{\partial x_j}$ 를 이용해서 식(3.3)의 순차적 적용으로 구할 수 있다.

4. 수치계산 예 및 고찰

본 연구에서 제시된 선체 저차 수평·비틀 연성 진동 감도해석의 타당성과 유용성을 확인하기 위하여 4,258 TEU 컨테이너 운반선을 예로 하여 일련의 수치해석을 수행하였다. 수치계산 대상선의 주요 요목은 Table 1에, 중량과 이의 중심 위치는 Fig.2에 보인 바와 같다.

Table 1 Principal particulars of the container carrier

Ship type	4,258 TEU Container Carrier
Length overall	289.50 m
Length between perpendiculars	279.00 m
Breadth (moulded)	32.22 m
Depth (moulded)	21.50 m
Light load condition	Draft (mean): 5.20 m Displacement: 34,120 tons
Full load condition	Draft (mean): 11.68 m Displacement: 82,585 tons
Main engine	Sulzer 7RLB90
Propeller	MCR: 28,000 PS at 102 rpm 5 blades

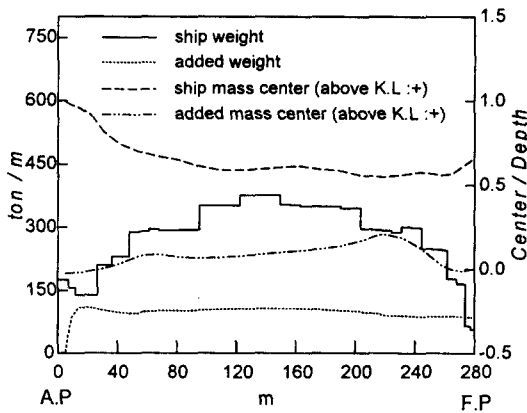


Fig.2 Distribution of weight and its center of the container ship

수치계산에 있어서 선체는 42개의 보요소로 이산화 하였다. 설계변수로서는 선체질량 및 부가수질량의 크기와 이의 중심 등 관성력에 영향을 미치는 해석 인자로 설정하였다. 이와 같이 설계변수를 선택한 것은 3차원 유한요소법에 의한 선박진동해석에 있어서 재화 화물 또는 부가수질량 등을 집중질량으로 고려하는 경우 이들의 모델링 정확도가 고유진동 해석결과에 미치는 영향과 적화상태 변경시의 고유진동수 변경치를 감도해석 결과를 이용하여 예측할 경우의 정확도를 평가하기 위해서이다.

감도해석에 있어서 기준계의 적화상태는 만재상태로 하였으며, 부가수질량 3차원 수정계수 J_H 및

Table 2 Base system natural frequency, f_b , and its sensitivities to J_H , J_T and comparison of natural frequency obtained by the detail calculation, f_d , and the prediction, f_p , based on sensitivities (base system: full load condition, $J_H = J_{H2}$ and $J_T = J_{T1}$)

ord.	node H-T*	base system			full load cond.		$f_d - f_p$ f_b (%)
		f_b (Hz)	$\frac{\partial f_b}{\partial J_H}$ (Hz/unit)	$\frac{\partial f_b}{\partial J_T}$ (Hz/unit)	f_d (Hz)	f_p (Hz)	
1	1-①	0.3571	-0.0068	-0.0831	0.3555	0.3565	-0.28
2	2-②	0.8422	-0.0166	-0.0839	0.8422	0.8432	-0.12
3	②-3	1.1356	-0.1819	-0.1455	1.1386	1.1404	-0.16
4	2-③	1.4679	-0.0078	-0.1730	1.4714	1.4736	-0.15
5	2-④	2.0253	0.0053	-0.2578	2.0368	2.0400	-0.16
6	③-4	2.4608	-0.2929	-0.3238	2.4806	2.4846	-0.16

* H-T : Horizontal-Torsional mode, ○ : dominant mode

부가수질량 극관성모멘트의 3차원 수정계수 J_T 는 각각 2절 모드와 1절 모드에 대응하는 값을 이용하였다. 기준계의 고유진동수 f_b 와 이의 J_H 및 J_T 에 대한 1차 감도는 Table 2에 나타내었다. 이에는 비교 목적으로 통상적 상세 계산에 의한 고유진동수 f_d 와 J_H , J_T 의 1차 감도를 이용한 고유진동수 예측치 f_p 를

$$(f_p)_a = f_b + (J_{H2} - J_{H1}) \frac{\partial f_b}{\partial J_H} + (J_{T1} - J_{T2}) \frac{\partial f_b}{\partial J_T} \quad (4.1)$$

로 산정한 결과도 함께 나타내었다. 이로부터 고유진동수 예측치 f_p 는 6차 진동까지 f_b 를 기준으로 오차 0.3%이내의 양호한 부합성을 가짐을 알 수 있다.

각 이산화요소의 선체중량 W_k 와 수평 부가수중량 W_a 및 이들의 중심 c_k, c_a 에 대한 고유진동수 감도계산 결과는 2차 모드와 5차 모드에 대한 것만 Fig.3과 Fig.4에 각각 예시하였다. 이로부터 수평·비틀 연성진동의 경우 진동모드 및 위치

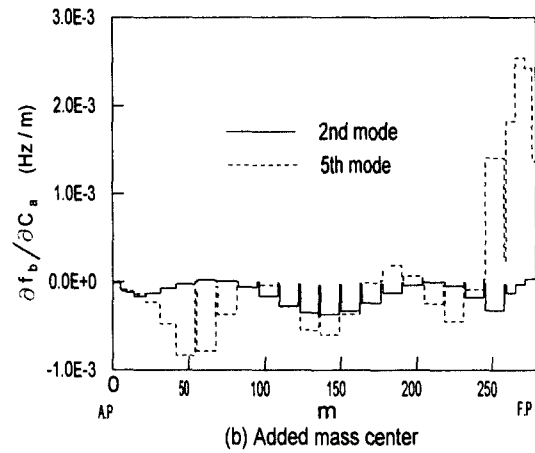
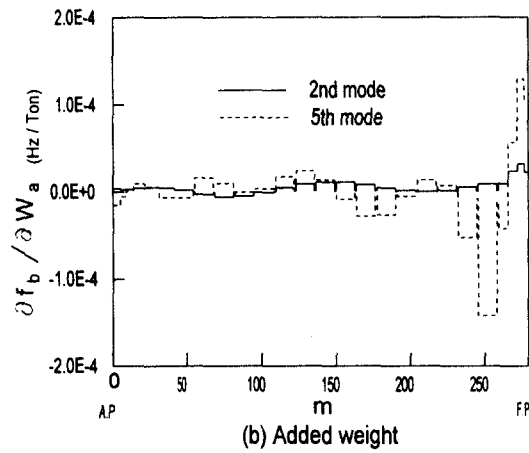
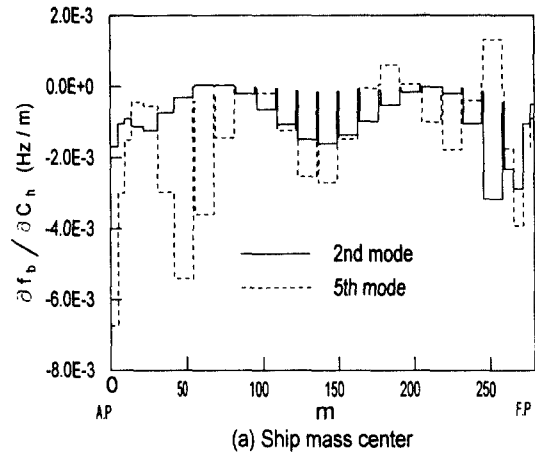
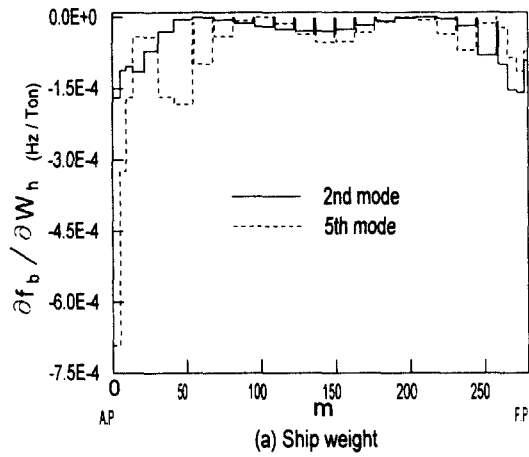


Fig.3 Natural frequency sensitivities to the ship weight and added weight

Fig.4 Natural frequency sensitivities to the ship and added mass centers

에 따라 감도해석 결과가 큰 차이를 나타냄을 알 수 있다.

Fig.5에는 2차 모드와 5차 모드에 있어서 선체 중량 중심 c_h 및 부가수질량 중심 c_a 의 변화 또는 모델링 오차가 고유진동 해석결과에 미치는 영향을 고찰하고자 c_h , c_a 가 선체 전체에 걸쳐 형 깊이의 $\pm 14\%$ 까지 균일하게 변화할 경우에 감도를 이용하여 예측한 고유진동수 변경치를 재해석에 의한 결과와 함께 나타내었다. 이로부터 감도를 이용하여 예측한 결과는 통상적 재해석 결과에 대해 기준계 고유진동수 기준으로 2차 모드의 경우 2.5% 이내, 5차 모드의 경우 오차 1.6%이내의

차이를 나타내어 부합성이 양호함을 알 수 있다. 또한, c_a 의 변화에 대해서는 고유진동수 변화량이 1.4%이내이나, c_h 가 형 깊이의 $\pm 10\%$ 변화할 경우의 고유진동수 변화량은 2차 모드의 경우 8%, 5차 모드의 경우 5%까지 변화함을 재해석 결과로부터 알 수 있다. 따라서, 3차원 유한요소법 등을 이용한 상세 해석에 있어서도 정도높은 고유진동 해석을 위해서는 선체중량 중심을 보다 정확히 모델링할 필요가 있다고 사료된다.

한편, 모든 선창의 적화상태가 동일한 비율로 변경될 경우의 고유진동수 변경치를 감도를 이용하여 예측한 결과와 통상적 재해석에 의한 결과를

Fig.6에 나타내었다. 이로부터 적화상태의 50%변경에 따른 고유진동수 변경 예측시는 기준계 고유진동수 기준으로 2차 모드의 경우 오차 0.8%이내, 5차 모드의 경우 0.9%이내의 매우 양호한 부합성을 가짐을 알 수 있다.

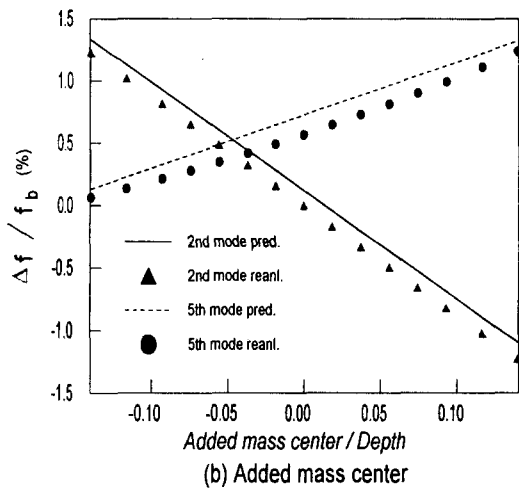
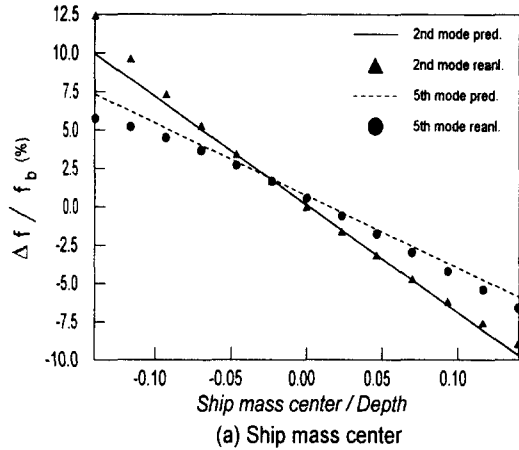


Fig.5 Comparison of the natural frequency change obtained by the sensitivity analysis and the ordinary reanalysis

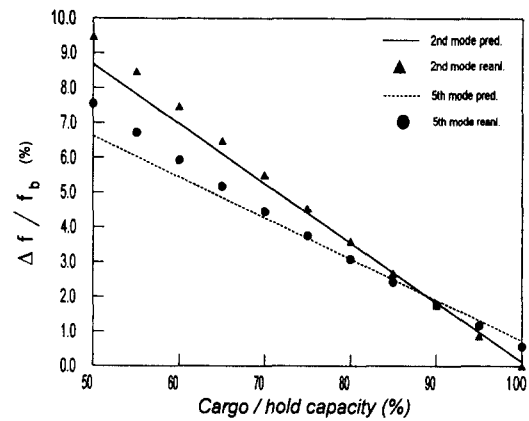


Fig.6 Comparison of the natural frequency change obtained by the sensitivity analysis and the ordinary reanalysis

5. 결론

본 연구에서는 직접미분방법과 전달행렬방법에 의한 이산 구조계의 고유진동 감도해석 방법을 이용하여 보유추 이론에 의한 선체 저차 수평·비틀 연성진동 감도해석 방법을 제시하고, 이의 타당성 및 효율성을 검토하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 컨테이너 운반선과 같이 수평거동과 비틀거동의 연성도가 높은 선박의 경우 선체 중량 중심이 고유진동해석 결과에 미치는 영향이 크므로 이의 정확한 모델링이 요구된다.

(2) 선체 저차 수평·비틀 연성진동해석에 감도해석을 적용하면 부가수중량 및 부가수중량 극관성 모멘트 3차원 수정계수가 진동차수에 따라 그 값이 달라지는데 따른 통상적 반복 계산의 번거로움을 정확도면에서 오차 0.3%이내로 회피할 수 있다.

(3) 적화상태 변경에 따른 고유진동수 변경치를 감도를 이용하여 예측한 결과는 통상적 재해석 결과와 비교하여 2차 모드에 대해서는 오차 0.8%이내, 5차 모드에 대해서는 오차 0.9%이내의 매우 양호한 부합성을 나타내었다. 따라서, 본 연구에서 제시된 감도해석 방법은 초기설계단계에서 다양한 적화상태에 대한 선체 수평·비틀 연성 고유진동 특성의 신속한 파악과 이의 효율적인 최적 설계에 유용하게 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- [1] 한국선급, 선박 진동·소음 제어지침, 1997.
- [2] 조대승, 김극천, "전달매트릭스법 및 유한요소-전달매트릭스 결합방법에 의한 구조계의 동특성 감도해석", 대한조선학회 논문집, 제29권 제1호, 1992.
- [3] 조대승, 김사수, "선체 저차 상하고유진동 감도해석", 대한조선학회 논문집, 제35권 제3호, 1998.
- [4] Ohtaka, K., Kumai, T. and Ushijima, M., "On the Horizontal and Torsional Vibration of Ships", J. of SNA of Japan, V.121. 1967.
- [5] Shimizu, S. and et al., "A Study on the Horizontal and Torsional Vibration of Container Ship", J. of SNA of Japan, V.141, May, 1977.
- [6] 김극천, 김상주, "컨테이너선의 수평-비틀 연성 진동해석", 대한조선학회지, 제23권 제4호, 1986.
- [7] Pestel, E.C. and Leckie, F.A., Matrix Methods in Elastomechanics, Mcgraw-Hill Book Co., 1963.