論 文

大韓造船學會論文集
第 35 卷 第 3 號 1998年 8月
Journal of the Society of
Naval Architects of Korea
Vol. 35, No. 3, August 1998

선체 저차 상하고유진동 감도해석

조대승*, 김사수*

Sensitivity Analysis of Vertical Hull Girder Vibration

by

Dae-Seung Cho* and Sa-Soo Kim*

요 약

본 논문에서는 보유추 이론을 적용하여 초기 설계된 선체거더에 대한 상하 고유진동해석을 수행함과 동시에 설계변수 변경에 따른 고유진동수 및 고유모드의 변화율을 계산하는 감도해석방법을 활용하여 설계변경 또는 적화상태 변화시의 선체 고유진동 특성을 신속하게 예측할 수 있는 방법을 제시하였다. 이때, 이산화 해석방법은 전달행렬법을 적용하였으며, 설계변수로는 각 이산화 요소의 선체 중량, 2차원 부가수질량 및 동 3차원 수정계수, 유효굽힘강성 등으로 설정하였다. 감도해석 결과를 이용하여 중형 광석/살물운반선의 적화상태 변경시의 고유진동수를 추정한 결과는 통상적 재해석 결과와 비교하여 오차 2%이내의 매우 양호한 부합성을 나타내었다.

Abstract

This paper presents a prediction method of natural frequencies of vertical hull girder vibration based on design sensitivity analysis in case of design modification and the variation of loading condition. The presented method premises the vibration analysis by the transfer matrix method. Governing sensitivity equation is derived from the direct differentiation of state vector and transfer matrix to parameters and its transfer over all the hull girder elements. Derivatives of natural frequencies and mode shapes are determined by two trial calculation of the governing equation. Using the derivatives, the changes of natural frequencies and mode shapes can be predicted when mass and stiffness parameters are changed. As results, it is

발 표 : 1998년도 대한조선학회 춘계연구발표회('98. 4. 23)
접수일자 : 1998년 6월 8일, 재접수일자 : 1998년도 7월 15일
*정회원, 부산대학교 조선해양공학과, 기계기술연구소 연구원

possible to optimize ship structure as well as to avoid troublesome calculation in hull girder vibration analysis rationally and efficiently. To verify the accuracy and efficiency of the presented method, numerical results obtained by both the sensitivity analysis and the ordinary reanalysis for a real ore/bulk carrier in case of the change of mass and stiffness parameters are compared.

1. 서 론

선박의 공진회피설계, 진동응답 크기 및 진동부가응력의 허용치 설계를 위해서는 설계단계에서 진동해석이 요구된다. 일반적으로 선체거더와 국부 구조계 등의 연성진동해석은 유한요소법으로 수행하고 있다[1]. 그러나 유한요소법은 구조부재의 배치와 치수에 대한 상세한 정보가 요구될 뿐만 아니라 모델링 및 해석에 많은 시간과 노력이 요구된다. 이로 인해 초기 설계단계에서 선체거더 전체 진동의 공진회피설계를 위한 선체거더의 저차 고유진동수는 경험식[2-4] 또는 보유추이론에 의거한 선체진동해석으로 파악하고 있다.

보유추이론에 의한 선체진동해석은 진동차수에 따라 부가수질량 3차원 수정계수와 유효굽힘강성 등의 값이 달라짐으로 인해 차수별 반복계산이 요구된다. 또한, 콘테이너운반선, 살물운반선 등과 같이 다양한 적화상태를 갖는 선박의 진동특성을 통상적인 해석 방법으로 모두 파악하기는 용이하지 않다. 아울러, 공진회피설계를 위한 구조변경이 요구되는 경우에는 원리적으로 설계변수들의 모든 조합에 대한 해석을 수행하여야만 선체 거더의 최적 동특성 설계가 가능하다는 단점이 있다.

선박의 설계변수 변경 또는 적화상태 변경시의 고유진동수 변화량의 효율적인 추정 방법은 선체 중앙단면의 종통부재 면적 2차 모멘트와 부가수질량을 포함한 배수량의 변화율을 이용하여 추정한 연구[5]와 적화상태 변경시의 고유진동수 변화량을 Dunkerley식을 원용하여 추정한 연구[6] 등이 있다.

본 연구에서는 초기 설계된 선체거더에 대한 상하 고유진동해석을 수행함과 동시에 설계변수 변경에 따른 고유진동수 및 고유모드의 변화율을 계산하는 감도해석방법[7-9]을 활용하여 선체진동해석의 번거로움을 회피하고, 설계변경 또는 적화상태 변화시의 동특성을 신속하게 예측할 수 있는 방법을 제시하였다. 이때 선체의 이산화 해석방법은 전달행렬법(transfer matrix method)을 적용하였다. 감도해석에 있어서 설계변수로는 각 이산화 요소의 선체 중량, 2차원 부가수질량 및 동 3차원 수정계수, 유효굽힘강성 등으로 설정하였다. 제시된 방법의 정확도와 효율성을 검증하기 위하여 중형 광석/살물운반선을 예로 하여 적화상태 변경시에 감도해석 결과를 이용하여 추정한 고유진동수와 통상적 재해석 방법으로 구한 고유진동수를 비교·검토하였다.

2. 선체 상하 고유진동해석

보 이론에 의거한 선체 상하진동해석은 일반적으로 선체를 변단면 Timoshenko보로 유추하여

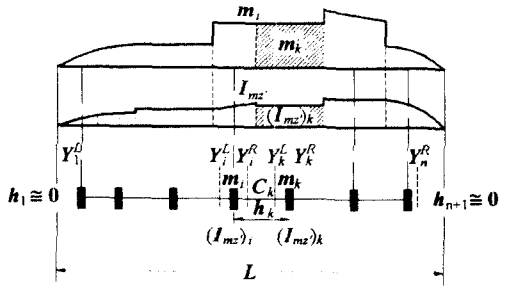


Fig.1 Discrete modeling in the vertical vibration analysis of hull girder

Myklestad-Prohl 모델링에 의해 이산화하고, 전달행렬방법을 이용하여 수행한다[1]. 상기 방법은 Fig. 1에 보인 바와 같이 선체를 n개의 보요소로 분할하여 한 보요소의 질량 및 굽힘에 대한 회전관성모멘트를 그 요소의 질량 중심위치에 집중시키고, 각 집중질량요소는 일정크기의 강성을 갖는 탄성성분에 의하여 인접한 질량요소에 연결되는 것으로 모델링한다[10,11]. 따라서, 각 스테이션에 대해 횡변위 y, 굽힘각 ϕ, 전단력 Q 및 굽힘모멘트 M_B로 구성되는 상태량벡터 Y를

$$Y = [y,\ \phi,\ Q,\ M_B]^T \tag{2.1}$$

와 같이 정의하면, 서로 인접한 i 및 $k(=i+1)$ 스테이션의 좌단 상태량벡터 관계식은 다음과 같이 표현된다[1].

$$Y_k^L = A_k\, Y_i^L \tag{2.2}$$

여기서,

$$A_k=[a_{pq}],\ (p,\ q=1,2,3,4)$$

$$a_{11}=1-\omega^2 m_i\left(\frac{h_k}{C_{2k}}-\frac{h_k^3}{6C_{1k}}\right)$$

$$a_{12}=-h_k+\omega^2(I_{mz'})_i\frac{h_k^2}{2C_{1k}}$$

$$a_{13}=-\frac{h_k}{C_{2k}}+\frac{h_k^3}{6C_{1k}} \tag{2.3}$$

$$a_{14}=-a_{23}=\frac{h_k^2}{2C_{1k}},$$

$$a_{21}=-\omega^2 m_i\frac{h_k^2}{2C_{1k}}$$

$$a_{22}=1-\omega^2(I_{mz'})_i\frac{h_k}{C_{1k}},\quad a_{24}=\frac{-h_k}{C_{1k}}$$

$$a_{31}=\omega^2 m_i,\qquad a_{32}=a_{34}=0,$$

$$a_{33}=a_{44}=1,\quad a_{41}=\omega^2 m_i h_k,$$

$$a_{42}=\omega(I_{mz'})_i,\quad a_{43}=h_k$$

m_i : i-요소의 부가수질량을 포함한 질량

$(I_{mz'})_i$: i-요소의 회전관성

h_k : k-요소의 질량중심간 거리

C_{1k}: k-탄성성분의 굽힘강성

C_{2k} : k-탄성성분의 전단강성

ω : 원진동수

선체의 분할요소수를 충분히 크게 하면, 선체 좌·우단 탄성성분은 무시할 수 있으므로 계 전체의 전달행렬 T_{n+1}은

$$T_{(n+1)}=A_{n+1}\cdot A_n\cdot A_{n-1}\cdot\cdot\cdot A_2 \tag{2.4}$$

와 같이 표현된다. 여기서, A_{n+1}은 n번째 스테이션의 포인트(point) 전달행렬로서 다음과 같다.

$$A_{n+1}=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 1 & 0 & 0\\ \omega^2 m_n & 0 & 1 & 0\\ 0 & \omega^2(I_{mz'})_n & 0 & 1\end{bmatrix} \tag{2.5}$$

따라서, 선체의 길이방향 양끝단면에서의 상태량벡터 관계식은 다음과 같다.

$$Y_n^R = T_{(n+1)}\, Y_1^L \tag{2.6}$$

한편, 선체거더의 자유경계조건으로부터 Y_1^L은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Y_1^L = [y_1\ \phi_1\ 0\ 0]^T \tag{2.7}$$

고유진동형은 상대적 크기로만 결정되므로 $y_1=1$로 두고, $T_{(n+1)}=[t_{pq}(\omega)]$, $(p,q=1,2,3,4)$로 표현하면, Y_n^R의 자유경계조건에 의해 식(2.6)으로부터

$$\begin{bmatrix}t_{31}(\omega) & t_{32}(\omega)\\ t_{41}(\omega) & t_{42}(\omega)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}1\\ \phi_1\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}0\\ 0\end{bmatrix} \tag{2.8}$$

와 같은 식이 도출된다. 상기 식은 원진동수 ω가 고유원진동수 ω_r $(r=1,2,\ldots,n)$인 경우에만 만족하므로

$$\Delta\phi_1=\frac{t_{31}(\omega)}{t_{32}(\omega)}-\frac{t_{41}(\omega)}{t_{42}(\omega)} \tag{2.9}$$

가 영이 되는 원진동수 ω를 Newton-Raphson method, false position method 등의 시산적 수치해법으로 구하면 고유원진동수와 함께 ϕ_1을 결정할 수 있다. 각 스테이션의 상태량벡터는 y_1과 ϕ_1의 값을 이용해서 식(2.2)의 순차적 적용으로 구할 수 있다.

3. 선체 상하 고유진동 감도해석

3.1 감도전달행렬

식(2.2)로 정의되는 인접 좌단 상태량벡터 관계식을 임의 설계변수 x_j에 대해 미분하면

$$\frac{\partial Y_k^L}{\partial x_j} = A_k \frac{\partial Y_i^L}{\partial x_j} + \left(\frac{\partial A_k}{\partial x_j} + \frac{\partial A_k}{\partial \omega_r} \frac{\partial \omega_r}{\partial x_j} \right) Y_i^L \tag{3.1}$$

과 같다. 설계변수가 지정되면 A_k의 미분 결과는 미지 고유원진동수 감도 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$의 1차 함수로 도출되어지고, Y_i^L은 고유진동해석 단계에서 이미 구하였으므로 상기 식은

$$Z_{k,j}^L = S_{k,j} Z_{i,j}^L \tag{3.2}$$

여기서,

$$Z_{i,j}^L = [\, Y_{i,j}^L \; 1 \,]^T = [\, \frac{\partial y_i}{\partial x_j} \; \frac{\partial \psi_i}{\partial x_j} \; \frac{\partial Q_i}{\partial x_j} \; \frac{\partial M_{B_i}}{\partial x_j} \; 1 \,]^T$$

$$S_{k,j} = \begin{bmatrix} A_k & \gamma_k \\ \underline{0}^T & 1 \end{bmatrix} \tag{3.3}$$

$$\gamma_k = \left(\frac{\partial A_k}{\partial x_j} + \frac{\partial A_k}{\partial \omega_r} \frac{\partial \omega_r}{\partial x_j} \right) Y_i^L$$

$$\underline{0}^T = [0 \;\; 0 \;\; 0 \;\; 0]$$

와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, $Z_{k,j}^L$와 $Z_{i,j}^L$는 감도 상태량벡터, $S_{k,j}$는 감도전달행렬로 정의되며, 식(3.2)는 인접 이산화요소간의 감도상태량벡터 관계식을 나타낸다[9].

3.2 고유진동 감도해석

인접한 i 및 $k(=i+1)$ 스테이션의 좌단 감도상태량벡터 관계식은 식(3.2)와 같이 정의되므로 계 전체에 대한 감도 상태량벡터 관계식은 고유진동해석에서와 마찬가지로 다음과 같이 표현된다.

$$Z_{n,j}^R = G_{(n+1)} Z_{1,j}^L \tag{3.4}$$

여기서, $G_{(n+1)}$은 계 전체의 감도전달행렬로서

$$G_{(n+1)} = S_{n+1,j} \cdot S_{n,j} \cdot S_{n-1,j} \cdot \cdots \cdot S_{2,j} \tag{3.5}$$

와 같다. 상기 $G_{(n+1)}$을 $[g_{pq}]$, $(p,q = 1,2,3,4,5)$로 표현하면, 식(3.3)에 나타낸 $S_{k,j}$의 정의에 의해

$$g_{pq} = t_{pq}, (p,q = 1,2,3,4) \tag{3.6}$$

와 같은 관계식이 성립한다. 따라서, $G_{(n+1)}$은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$G_{(n+1)} = \begin{bmatrix} T_{(n+1)} & H \\ \underline{0}^t & 1 \end{bmatrix} \tag{3.7}$$

여기서, H는 계 전체의 감도전달벡터로서

$$H = [\, \Gamma_1 \; \Gamma_2 \; \Gamma_3 \; \Gamma_4 \,]^T \tag{3.8}$$

이고, Γ_p, ($p = 1, 2, 3, 4$)는 고유원진동수의 미지감도를 포함하는 항이다. 한편, 경계조건은 설계변수 변경에 무관하므로 전단력 V와 굽힘모멘트 M_B의 양끝단면에서의 감도 $\frac{\partial V}{\partial x_j}$와 $\frac{\partial M_B}{\partial x_j}$는 영이다. 따라서, 이들 조건을 식(3.4)에 대입하면 계 전체의 감도연산 대수방정식은 다음과 같이 도출된다.

$$\begin{bmatrix} t_{31}(\omega_r) & t_{32}(\omega_r) \\ t_{41}(\omega_r) & t_{42}(\omega_r) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial y_1}{\partial x_j} \\ \frac{\partial \psi_1}{\partial x_j} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \Gamma_3 \left(\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j} \right) \\ \Gamma_4 \left(\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j} \right) \end{bmatrix} \tag{3.9}$$

식(3.9)는 2개의 대수연산식에 고유원진동수 감도 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$와 $Y_{1,j}^L$에서의 횡변위 및 굽힘각 감도에 대한 3개의 미지량을 포함한다. 식(3.9)로부터 우선 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$를 구하기 위하여 식(3.9)의 좌항 첫번째 행렬의 좌고유벡터 $X^T = [x_1 \; x_2]$ 즉,

$$[x_1 \; x_2] \begin{bmatrix} t_{31} & t_{32} \\ t_{41} & t_{42} \end{bmatrix} = [0 \;\; 0] \tag{3.10}$$

을 만족하는 벡터 X^T를 식(3.9)에 전승하면

$$x_1 \Gamma_3 \left(\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j} \right) + x_2 \Gamma_4 \left(\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j} \right) = 0 \tag{3.11}$$

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_2를 대입하였을 때의 식

(3.11)의 좌항 연산결과를 각각 f_1, f_2라 하면 고유원진동수 감도 $\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j}$는

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial x_j} = \frac{a_1 f_2 - a_2 f_1}{f_2 - f_1} \tag{3.12}$$

로 산정할 수 있다.

$Z^L_{1,j}$의 미지 감도량 $\frac{\partial y_1}{\partial x_j}$와 $\frac{\partial \psi_1}{\partial x_j}$를 구하기 위하여 식(3.9)의 좌항 첫 번째 행렬의 우고유벡터에 해당하는 $[y_1 \ \psi_1]^T$를

$$[y_1 \ \psi_1]\begin{bmatrix} y_1 \\ \psi_1 \end{bmatrix} = \text{constant} \tag{3.13}$$

로 uniqueness를 가지도록 하고, 이를 설계변수 x_j에 대하여 미분하면

$$[y_1 \ \psi_1]\begin{bmatrix} \frac{\partial y_1}{\partial x_j} \\ \frac{\partial \psi_1}{\partial x_j} \end{bmatrix} = 0 \tag{3.14}$$

와 같은 관계식이 도출된다. 식(3.9)와 식(3.14)를 함께 나타내면

$$\begin{bmatrix} t_{31} & t_{32} \\ t_{41} & t_{42} \\ y_1 & \psi_1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \frac{\partial y_1}{\partial x_j} \\ \frac{\partial \psi_1}{\partial x_j} \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} \Gamma_3 \\ \Gamma_4 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.15}$$

와 같다. 식(3.15)의 좌항 첫 번째 행렬의 전치행렬을 식(3.15)의 양변에 전승하면 $\frac{\partial y_1}{\partial x_j}$와 $\frac{\partial \psi_1}{\partial x_j}$는 다음과 같이 산출된다.

$$\frac{\partial y_1}{\partial x_j} = \frac{b_2 c_{12} - b_1 c_{22}}{c_{11} c_{22} - c_{12} c_{21}},$$

$$\frac{\partial \psi_1}{\partial x_j} = \frac{c_{21} b_1 - c_{11} b_2}{c_{11} c_{22} - c_{12} c_{21}} \tag{3.16}$$

여기서,

$$b_1 = t_{31}\Gamma_3 + t_{41}\Gamma_4, \quad b_2 = t_{32}\Gamma_3 + t_{42}\Gamma_4$$

$$c_{11} = t_{31}^2 + t_{41}^2 + y_1^2, \quad c_{22} = t_{32}^2 + t_{42}^2 + \psi_1^2$$

$$c_{12} = c_{21} = t_{31} t_{32} + t_{41} t_{42} + y_1 \psi_1 \tag{3.17}$$

각 스테이션의 감도상태량벡터는 $\frac{\partial y_1}{\partial x_j}$와 $\frac{\partial \psi_1}{\partial x_j}$을 이용해서 식(3.2)의 순차적 적용으로 구할 수 있다.

상기의 감도해석에 있어서 $Z^L_{1,j}$을

$$Z^L_{1,j} = [\frac{\partial y_1}{\partial x_j} \ \frac{\partial \psi_1}{\partial x_j} \ 0 \ 0 \ 1]^T$$

$$= \frac{\partial y_1}{\partial x_j}[1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T + \frac{\partial \psi_1}{\partial x_j}[0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T + [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]^T \tag{3.18}$$

와 같이 나타내고, 우항 3번째 벡터항만 식(3.5)의 $Z^L_{1,j}$에 대입하면 계 전체의 감도전달벡터 H만을 계산할 수 있다.

4. 수치계산 예 및 고찰

선체저차 상하진동 감도해석의 유용성을 검토하기 위해 중형 광석/살물운반선을 예로 하여 일련의 수치해석을 수행하였다. 수치계산 대상선의 주요 요목은 Table 1에, 선창배치 및 중량분포는 Fig. 2에 보인 바와 같다.

수치계산에 있어서 선체는 Myklestad-Prohl 모델링에 56개의 보요소로 이산화하였다. 이때 감도전달행렬은 전달행렬를 직접미분하여 구하였다. 설계변수로서는 각 이산화요소의 배의 중량 W_h와 2차원 부가수중량 W_a 및 동 3차원 수정계수 J_v, 단면 2차모멘트 I와 굽힘강성수정계수 η의 곱으로 산정되는 유효단면 2차 모멘트 I_{eff}를 고려한 유효굽힘강성 $EI_{eff} = EI\eta$로 설정하였다.

상기와 같이 설계변수를 선택한 것은 선체 고유진동의 통상적 상세계산에 있어서 특정 적화상태에 대해서도 J_v, $EI\eta$가 진동차수에 따라 그 값이 달라지므로 차수별 반복계산이 요구된다. 또한, $EI\eta$는 구조설계변경에 의해서도 달라진다. 한편, 배의 중량과 그 분포의 변화, 흘수 등 수선면하 선체형상의 변화에 따른 부가수질량의 변화 등을 고려하기 위한 설계변수는 W_h, W_a 및 J_v로 집약되기 때문이다.

감도해석에 있어서 기준계의 적화상태는 발라스

Table 1 Principal particulars of the ore/bulk carrier

Length overall	287.00 m
Length between perpendiculars	275.00 m
Breadth (moulded)	45.90 m
Depth (moulded)	24.70 m
Ballast condition	Draft (mean): 8.46 m Displacement: 88,912 tons
Full load condition	Draft (mean): 17.20 m Displacement: 190,320 tons
Main engine	Hyundai-Sulzer 6RTA76 MCR: 19,740 BHP at 95 rpm NCR: 16,780 BHP at 90 rpm
Propeller	5 blades

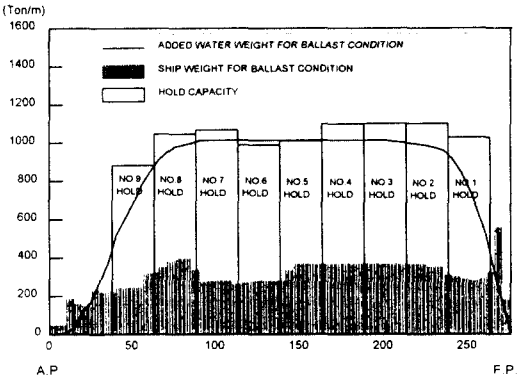


Fig.2 Hold arrangement and weight distribution of the ore/bulk carrier

트 상태로 하고, J_v 및 $EI\eta$는 2절 진동에 대한 값을 사용하였다. 기준계의 고유진동수 f_b와 J_v, η의 고유진동수 1차 감도는 Table 2에 나타내었다. 이에는 비교 목적으로 통상적 상세 계산에 의한 고유진동수 f_d와 J_v, η의 1차 감도를 이용한 고유진동수 예측치 f_p를

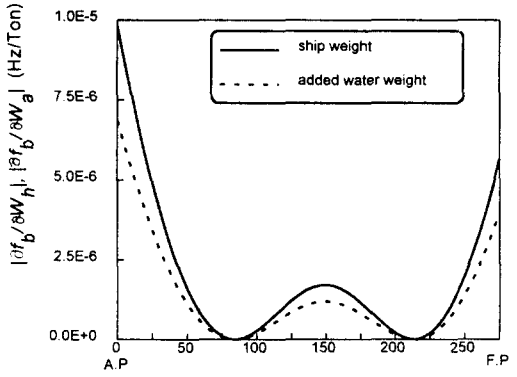
$$(f_p)_q = f_b + (J_{vq} - J_{v2})\frac{\partial f_b}{\partial J_{v2}} + (\eta_q - \eta_2)\frac{\partial f_b}{\partial \eta_2}, \quad (q = 3, 4, 5, 6)$$

로 산정한 결과도 함께 나타내었다. 이로부터 고유진동수 예측치 f_p는 6절 진동까지 f_b를 기준으로 오차 1.7% 이내의 양호한 부합성을 가짐을 알 수 있다.

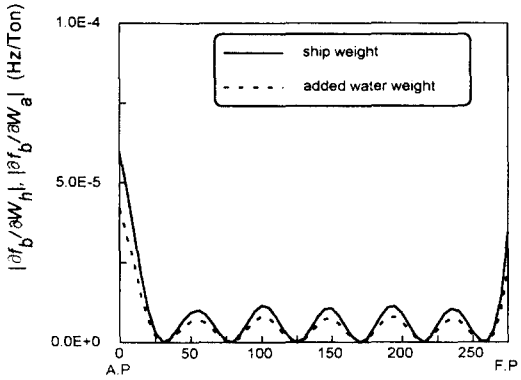
각 이산화요소의 선체중량 W_h 및 부가수중량 W_a에 대한 고유진동수 감도계산 결과는 2절 및 6절 진동에 대한 것만 Fig. 3에 예시하였으며, Fig. 4에는 2절 또는 6절 진동에 대해 W_h의 감도가 큰 곳에 위치한 5번 선창과 3번 및 7번 선창에서의 적화상태가 변경될 경우에 감도를 이용한 고유진동수 변경 예측치와 통상적 재해석에 의한 결과를 비교하였다. 이로부터 적화상태 변경에 따른 고유진동수 변경 예측치는 재해석 결과에 대해 기준계 고유진동수 기준으로 2절 진동에 대해서는 오차 0.6%이내, 6절 진동에 대해서는 오차 2%이

Table 2 Base system natural frequency, f_b, and its sensitivities to J_v, η and comparison of natural frequency obtained by the detail calculation, f_d, and the prediction, f_p, based on sensitivities (base system: ballast condition, $J_v = J_{v2}$ and $EI\eta = EI\eta_2$)

node	base system			ballast cond.		
	f_b(Hz)	$\frac{\partial f_b}{\partial J_v}$	$\frac{\partial f_b}{\partial \eta}$	f_d(Hz)	f_p(Hz)	$\frac{f_d - f_p}{f_b}$ (%)
2	0.6054	-0.2214	0.2451	0.6054	0.6054	-
3	1.2425	-0.4659	0.3278	1.2328	1.2346	-0.14
4	1.8670	-0.6982	0.3408	1.8538	1.8662	-0.66
5	2.4709	-0.9636	0.3095	2.4893	2.5204	-1.26
6	3.0609	-1.2274	0.2793	3.1373	3.1892	-1.70

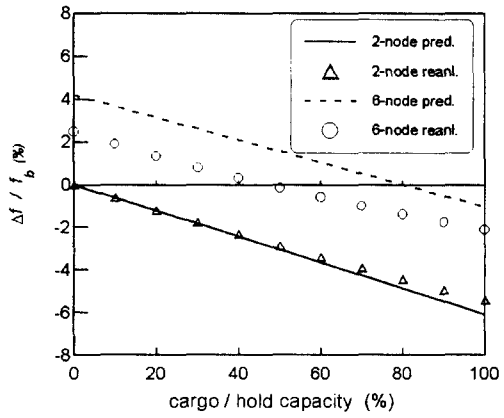


(a) 2-node

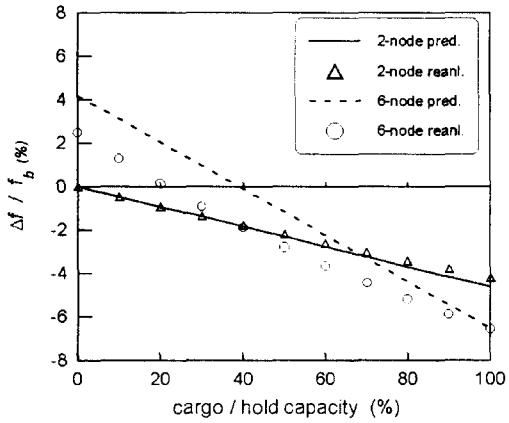


(b) 6-node

Fig.3 Examples of natural frequency sensitivities to the ship weight and added water weight



(a) No. 5 hold



(b) No. 3 and No. 7 holds

Fig.4 Comparison of natural frequency change obtained by the sensitivity analysis and the ordinary reanalysis

내의 매우 양호한 부합성을 가짐을 알 수 있다.

상기 수치계산 예로부터 본 연구에서 제시한 선체 저차 상하진동 감도해석을 활용하면 부가수질량 3차원 수정계수 및 유효굽힘강성이 진동차수에 따라 그 값이 달라지는데 따른 통상적 반복계산의 번거로움을 정확도면에서 오차 2% 이내로 회피할 수 있음을 알 수 있다. 또한, 구조설계변경, 배의 중량과 그 분포의 변화, 흘수 등 수선면하 선체 형상의 변화에 따른 부가수질량의 변화 등으로 인한 고유진동수 변경치를 통상적 재해석을 수행하지 않고 오차 수 퍼센트 이내로 예측이 가능하다.

한편, 시산적 방법으로 계산하는 고유진동해석과는 달리 감도해석은 식(3.11)에 나타낸 감도연산 대수방정식이 고유원진동수 감도의 1차 함수인 것을 이용하므로 연산부담이 고유진동해석 연산부담과 비교하여 매우 적다. 따라서, 제시된 방법은 초기설계단계에서 다양한 적화상태에 대한 선체 동특성의 신속한 파악과 이의 효율적인 최적 설계에 유용하게 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

5. 결 론

본 연구에서는 전달행렬방법에 의한 선체 저차

상하진동 감도해석 방법을 제시하고, 이의 타당성 및 효율성을 검토하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 선체 저차 상하진동해석에 감도해석을 적용하면 부가수중량 3차원 수정계수 및 유효굽힘강성이 진동차수에 따라 그 값이 달라지는데 따른 통상적 반복 계산의 번거로움을 회피할 수 있다.

(2) 적화상태 변경에 따른 고유진동수 변경치를 감도를 이용하여 예측한 결과는 통상적 재해석 결과와 비교하여 2절 진동에 대해서는 오차 0.6%이내, 6절 진동에 대해서는 오차 2%이내의 매우 양호한 부합성을 나타내었다.

(3) 본 연구서 제시된 감도해석 방법은 초기설계단계에서 다에양한 적화상태에 대한 선체 동특성의 신속한 파악과 이의 효율적인 최적 설계에 유용하게 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구를 수행함에 있어 많은 조언을 해 주신 서울대학교 김극천 명예교수님께 심심한 사의를 표합니다. 아울러, 본 연구는 부산대학교 학술연구조성비(신임교수 연구정착금)의 일부 지원에 의하여 수행된 것으로 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

[1] 한국선급, 선박 진동·소음 제어지침, 1997.
[2] 일본조선연구협회, 제 94부회 보고서, 기술자료 No. 71-1.
[3] 정태영 외, "선박설계·생산 전산시스템(I)-진동제어시스템 개발", 과학기술처 연구보고서 UCN 174-1320D, 1989.
[4] 박진화, 정균양, 이수목, "선체 고유진동수 추정식", 대한조선학회 1996년 추계학술대회 논문집, 1996.
[5] 허영철, 정태영, 김극천, "선체 저차고유진동수의 감도", 대한조선학회 논문집, 제28권 1호, 1991.4.
[6] 김극천, 곽문규, 김형만, "선박의 적화상태가 선체 진동특성에 미치는 영향", 대한조선학회지, 제20권 1호, 1983.
[7] Haug, E.J., Choi, K.K. and Komkov, V., Design Sensitivity Analysis of Structural Systems, Academic Press, 1984.
[8] Adelman, H.M. and Haftka, R.T., "Sensitivity Analysis of Discrete Systems", AIAA Journal, V.24, No.5, May 1986.
[9] 조대승, 김극천, "전달매트릭스법 및 유한요소-전달매트릭스 결합방법에 의한 구조계의 동특성 감도해석", 대한조선학회논문집, 제29권 제 1호, 1992. 3. pp. 143-157.
[10] Myklestad, N.O., "A New Method of Calculating Natural Modes of Uncoupled Bending Vibration of Airplane Wings and Other Types of Beams", J. of Aeron. Science, April, 1944.
[11] Prohl, M.A., "A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors", Trans. of ASME, Vol. 66, 1945.
[12] Pestel, E.C. and Leckie, F.A., Matrix Methods in Elastomechanics, Mcgraw-Hill Book Co., 1963.