

슬래밍 충격하중을 고려한 선체 휘핑 해석

박성환*, 이근배**, 임채환*

Whipping analysis of hull girders considering slamming impact loads

Seong-Whan Park*, Keun-Bae Lee** and Chae-Whan Rim*

요 약

본 연구에서는 대파고 파랑 중을 항해하는 선박의 슬래밍 충격에 대한 선체 전체의 동적 탄성 응답 해석법을 개발하였다. 선체구조는 전단효과를 고려하는 박판보 유한요소이론을 활용하였으며, 선체 각 단면에 작용하는 유체력은 통상의 선형 운동체 이론에 덧붙여 물체 경계의 비선형성을 고려하여 추정하였다. 즉 매 순간 선체와 파 입자간의 접수 형상을 고려하는 비선형 유체력 추정법을 모멘텀 슬래밍 이론에 근거하여 정식화하였다. 개발된 해석법의 검증을 위해 V형 단면 선형과 S-175 선형 모델을 대상으로 수치해석을 수행하였다. 시간 영역에 있어 각 단면에서의 파면에 대한 상대 변위 성분과 속도 성분들을 계산하였으며 또한, 선체 중앙 단면에서의 굽힘 모멘트 값의 시간이력을 검토하였다.

Abstract

Elastic dynamic responses analysis program for ship hulls considering slamming impact loads due to the voyage in large amplitude waves is developed. Ship hull structures are modeled by a thin-walled beam model in order to consider effects of shear deformation. The momentum slamming theory is used to derive nonlinear hydrodynamic forces considering intersection between wave particles and ship section. For the validation of the developed computer program, motions of a V-shaped simple section model and S-175 standard container model are calculated and analyzed. In each numerical example, time histories of relative displacement, velocity and vertical bending moment of a ship section are derived, considering the effect of slamming impacts in various wave conditions. ures near the free surface as well as the wake of the hydrofoil.

접수일자: 2000년 5월 2일, 승인일자: 2000년 7월 10일

* 정회원, 한국기계연구원 구조시스템연구부 선임연구원(E-mail: swpark@kimm.re.kr)

** 정회원, 한국기계연구원 구조시스템연구부 책임연구원(E-mail: cwrim@kimm.re.kr)

*** 학생회원, 서울대학교 조선해양공학과 대학원(E-mail: keunbai@casper.snu.ac.kr)

1. 서 언

슬래밍에 의한 선체 전체의 구조응답 해석에 관해서는 1960년대 Jasper [1]의 연구가 가장 선행된 것으로 알려져 있다. 그는 선체의 단면이 수면에 상대적으로 진입되는 상대속도를 Timoshenko의 보이론과 결합하여 계산함으로써 선수플래어 형태의 슬래밍 하중에 대한 선체 휘핑을 수직운동에 국한하여 해석한 바 있으며, 이후 Chuang 등[2]은 이 방법을 수평 굽힘 모멘트와, 비틀 모멘트의 계산으로 확장하고 있다. 또한, Bishop 등[3,4]은 모드 해석 기법과 선형 스트립법을 기저로 선체의 유탄성 동적응답 해석을 수행하였으며, 특히, 슬래밍 충격력의 산정시 Stavovy와 Chuang[5]의 충격압력 산정법과 Leibowitz[6]에 의해 제안된 모멘텀 이론을 적절히 혼합하는 기법을 활용하고 있다. 한편, 국내에서는 신 등[7]이 Yamamoto 등[8]이 제시한 방법인 비선형 파랑하중을 고려한 모멘텀 슬래밍 이론을 7 자유도 박판보 이론과 결합하여 유한요소 해석을 수행한 바 있다.

슬래밍에 의한 선체 전체의 구조응답 해석에 관한 연구분야에서 가장 핵심적인 요소기술은 적용되는 보 해석 모델의 형태와 유체력 산정기법이라 할 수 있다. 먼저, 보 해석 모델에 있어서 많은 연구들은 유체 충격력이 선체 강도에 미치는 영향이 가장 큰 정면파에 국한하여 간단한 Timoshenko 보 해석 모델을 적용하고 있는 실정에 있다. 그러나, 컨테이너선과 같이 갑판상에 대형 개구부로 인해 수평 및 비틀 강도가 상대적으로 취약한 선박에 관해서는, 수평 및 비틀 성분의 파랑 동하중에 의한 영향을 면밀히 검토할 필요가 있다. 따라서, 이러한 해석을 위해서는 박판보 해석 모델이 필수적이라 할 수 있다.

한편, 유체 충격력의 산정시에도 Chuang[2]의 충격압력 산정법 등과 같이 실험적 결과로 구해지는 유체력 산정법은 횡동요 등을 포함하는 보다 일반적인 선체운동에 적용시에는 한계가 있기 때문에 Yamamoto[8] 혹은 Yoon[9]등이 비선형 파랑하중을 고려한 모멘텀 슬래밍 이론을 적용

할 필요가 있다.

이러한 요구조건들을 만족시키기 위해 저자 등 [10]은 7자유도 박판보 모델과 모멘텀 슬래밍 이론에 기초한 슬래밍 충격 해석에 대한 정식화를 이미 소개한 바 있다. 본 논문에서는 이러한 정식화의 기반 위에, 선체의 6 자유도 운동중 정면파에 대한 선체운동을 고려할 수 있는 프로그램의 개발이 이루어져 이에 대한 소개를 하고자 한다.

이하에서는 먼저, 7자유도 박판보 이론에 대해 간단히 기술하고, 모멘텀 슬래밍 이론에 따라 비선형 파랑하중을 고려하는 방법에 관하여 기술한다. 그리고, 개발된 해석법의 검증을 위해 V형 단면 선형과 S-175 선형 모델을 대상으로 수치해석을 수행한 결과에 관하여 분석한다.

2. 7자유도 박판보이론

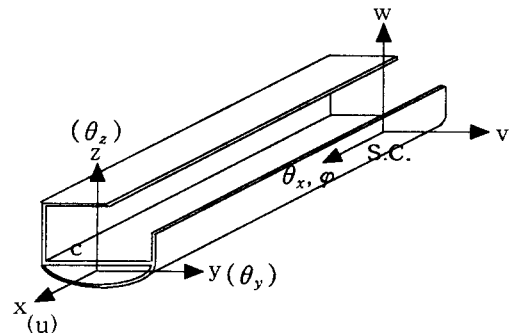


Fig. 1 Coordinates and degrees of freedom.

임의 형상의 박판 단면 보에 있어서, Fig. 1에서 보이는 바와 같은 좌표계 즉, 보의 길이방향으로 x 축을, 단면의 도심(혹은 중심)을 원점으로 하여 주축방향으로 y, z 축을 갖는 직각 우수좌표계에 대하여, 전단변형을 고려한 3차원 변위장은 다음과 같이 설정될 수 있다[11].

$$\begin{aligned}
 U(x, y, z) &= u(x) - y\theta_z(x) + z\theta_y(x) + w(y, z)\psi(x), \\
 V(x, y, z) &= v(x) - (z - z_c)\theta_x(x), \\
 W(x, y, z) &= w(x) + (y - y_c)\theta_x(x).
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

여기서, $u(x), w(x), \theta_x(x)$ 는 단면의 전단중심 (y_s, z_s)에 있어서의 y, z 각 방향의 변위 및 비틀각을 나타내며, $u(x)$ 는 단면 중심에서의 축방향 변위, $\theta_y(x), \theta_z(x)$ 는 y, z 각 방향의 굽힘에 대한 유효 단면회전각을, $\psi(x)$ 는 비틀มุม을, $\omega(y, z)$ 는 St. Venant의 비틀에 관한 뒤틀림 함수를 의미한다.

상기 변위장을 이용하여 Hellinger-Reissner의 변분원리에 기초한 혼합형 유한요소 정식화과정을 이용하면 다음과 같은 유한요소 강성행렬과 질량행렬을 얻을 수 있다[10].

$$K = G^T H^{-1} G, \quad (2)$$

$$M = \int_V \rho N^T B(x, y)^T B(x, y) N dV \quad (3)$$

$$G = \int_l B dx, \quad H = \int_l C^{-1} dx \quad (4)$$

여기서 l 은 보요소의 길이를 의미하며, ρ 는 밀도, N 은 요소내 절점변위 형상함수, B 는 절점 변위벡터와 기하학적 변형률벡터와의 변환관계, C 는 보의 응력-변형률 관계행렬, $B(y, z)$ 는 변위의 단면내 분포함수를 의미한다.

상기 각 행렬에 대응하는 절점변위벡터 q 는 식 (1)의 변위장에서 주어진 바와 같이 각 절점당 다음의 7 자유도를 가진다.

$$q^T = \{u \ v \ w \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z \ \psi\} \quad (5)$$

식(5)의 변위성분들 중, 대상 해상파를 정면 파에 국한하게 되면, 종방향 운동성분 즉, 수직운동과 종동요운동 성분인 w, θ_y, θ_z 만이 이용된다.

3. 비선형 유체력

본 논문에서는 선체의 대파고 대운동을 전체로 하고 있으므로 유체력 산정시에는 보통의 선형 운동체 이론에 덧붙여 대파고 운동에 따른 물체 경계의 비선형성이 고려되어야 한다. 즉, 본 논문에서는 운동량 이론에 의해 유체력을 매시간 평가하게

되는데, 매시간 유체력의 평가시 배의 운동과 파도의 변위로부터 물수부의 형상을 정확하게 추정하여 물수체의 비선형 경계 조건이 만족하도록 한다.

(1) 좌표계와 유체력의 구분

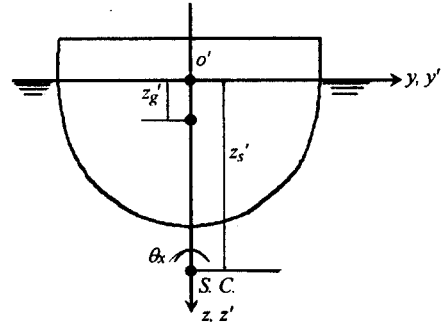


Fig. 2 Coordinate system

본 논문에서 이용된 좌표계는 Fig. 2에서 보이는 바와 같으며, 선체는 파장 λ , 파 진폭 A 의 정현파를 선체의 정면에서 받으며 평균 속도 U 로 전진한다. $o-xyz$ 는 선체의 중앙에서 단면의 무게 중심을 원점으로 하여 일정 속도 U 로 전진하는 좌표계, $o'-x'y'z'$ 는 선체의 중앙에서 정수면상을 원점으로 하여 일정한 속도 U 로 전진하는 좌표계로 한다. 이때, 선체의 운동은 $o-xyz$ 좌표계에서 기술하며, 파도는 $o'-x'y'z'$ 좌표계에서 기술하기로 한다.

(2) 동유체력의 계산

z 축 방향의 유체력은 다음과 같이 동유체력과 정유체의 합으로 나누어 쓸 수 있다.

$$\delta F_z = \delta F_{Hz} + \delta F_{Sz} \quad (6)$$

여기서, δ 는 단위 길이당 각단면에 작용하는 유체력을 의미하며, 첨자 H 는 동 유체력, 첨자 S 는 정유체력과 Froude-Krylov 유체력의 합력을 나타낸다.

단면에 작용하는 동유체력은 파랑에 대한 선체의 상대운동을 고려하여, 그 단면 주위의 유체 운

동량으로부터 유도되는 다음의 관계식에 상대 변위 성분들을 대입하여 구할 수 있다.

$$\delta F_{Hz} = -\frac{D}{Dt} [m \frac{D\bar{w}}{Dt}] - N \frac{D\bar{w}}{Dt} \quad (7)$$

여기서, m, N 은 각각 수직방향의 부가질량과 감쇠계수이다. 또한, D/Dt 은 시간에 대한 전미분 (total derivative) 연산자이다.

식 (7)에서 파에 대한 단면의 상대 수직 변위는 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$\bar{w}(x, t) = w(x, t) - \bar{\zeta}_e(x', t) \quad (8)$$

여기서, w 는 단면내 전단중심에서의 수직 변위로 단면유지의 가정에 의해 단면 전체를 대표한다. $\bar{\zeta}_e(x', t)$ 는 파 입자 운동 변위의 수직 방향 단면 대표치이다.

식 (8)을 식 (7)에 대입하여 계산된 결과를 정리하면 다음과 같다.

$$\delta F_{Hz} = -m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - C \frac{\partial w}{\partial t} + 2Um \frac{\partial^2 w}{\partial t \partial x} + UC \frac{\partial w}{\partial x} - U^2 m \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + C \frac{D}{Dt} (\bar{\zeta}_e) + m \frac{D^2}{Dt^2} (\bar{\zeta}_e) \quad (9)$$

여기서 $C = \frac{\partial m}{\partial t} - U \frac{\partial m}{\partial x} + N$ 을 나타낸다.

(3) 단면 대표 파 입자 운동

식 (7)에 포함된 상대 변위의 계산을 위해서는 전술한 바와 같이 파 입자의 속도 및 가속도의 단면 대표값을 구해야 된다.

먼저, 선형 중력파이론에 의한 수면과 수면아래에서 파면의 식은 각각 다음과 같이 주어진다.

$$\zeta = A \cos(k \cos \chi x' - k \sin \chi y' - \omega_e t) \quad (10)$$

$$\zeta_e = A e^{-kz'} \cos(k \cos \chi x' - k \sin \chi y' - \omega_e t) \quad (11)$$

여기서, $\omega_e = \omega - kU \cos \chi$ 이고 k 는 wave number이다.

한편, 파 입자 운동의 단면 대표치는 실제 물수

부분에 대해 다음과 같이 평균값을 취한다.

$$\bar{\zeta}_e = \frac{\int_a^b \zeta_e dy'}{y'_b - y'_a} = -A e^{-kz'} \frac{\sin Q_b - \sin Q_a}{k \sin \chi (y'_b - y'_a)} \quad (12)$$

여기서, a 와 b 는 선체 단면과 파면과의 좌우현 접점을 의미하며, (y'_a, y'_b) 은 접점의 y' 좌표값이고,

$$Q_a = k \cos \chi x' - k \sin \chi y'_a - \omega_e t$$

$$Q_b = k \cos \chi x' - k \sin \chi y'_b - \omega_e t$$

이다. 또한, d_1 은 단면의 대표홀수로서 평균파면으로부터 선체 단면 물수부 바닥까지의 거리를 의미한다.

(4) 정유체력과 Froude-Krylov 유체력의 계산

임의 시간에서의 수면하 단면 형상이 정해지면, 정유체력과 Froude-Krylov 유체력은 입사파 내부압력을 그 물수 표면에 따라 직접 적분함으로써 구해진다. 먼저, 입사파 압력 p 는 Bernoulli 방정식으로부터 다음과 같이 계산한다.

$$p = \rho g(z' - \zeta) - \rho \left(\frac{\partial \phi_w}{\partial t} - \frac{\partial \phi_w}{\partial t} \Big|_{\zeta} \right) - \frac{1}{2} \rho (|\nabla \phi_w|^2 - |\nabla \phi_w|^2 \Big|_{\zeta}) \quad (13)$$

위에서 구한 압력을 물수 형상을 따라 적분하면 z' 방향의 유체력은 다음과 같이 계산된다.

$$\delta F_{xz} = w_0 + \int_a^b p (\mathbf{n} \cdot \mathbf{e}_z) dc' = w_0 + \rho g \int_{y'_a}^{y'_b} [-z' + A(1 + \frac{\omega_e}{\omega} (e^{-kz'} - e^{-k\zeta})) \cos(k \cos \chi x' - k \sin \chi y' - \omega_e t)] dy' \quad (14)$$

여기서, w_0 는 단위길이당 중량이고, $(\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y, \mathbf{e}_z)$ 는 x', y', z' 방향의 단위 벡터이며, \mathbf{n} 는 선체 내부 방향의 단위 법선 벡터를 각각 나타낸다.

(5) 유체력 매트릭스

식(9)의 동유체력과 식(14)의 정유체력의 계산 결과를 합하여 단면에 작용하는 전체 유체력을 구한다. 이 유체력은 길이 \$l\$ 인 박판 단면 보요소에 분포 하중으로 작용하므로 이를 박판 단면 보요소의 길이 \$l\$ 에 대해 적분하여 이산화된 변위벡터를 대입하면 다음과 같이 정리된다.

$$F(t) = - M_f \ddot{q}(t) - C_f \dot{q}(t) - K_f q(t) + F_f \quad (15)$$

여기서,

$$q(t)^T = [w_1, \theta_{y1}, w_2, \theta_{y2}]$$

$$M_f = \int_0^l N^T B_1 N dx,$$

$$C_f = \int_0^l N^T B_2 N dx - 2U \int_0^l N^T B_1 \frac{dN}{dx} dx,$$

$$K_f = -U \int_0^l N^T B_2 \frac{dN}{dx} dx + U^2 \int_0^l N^T B_1 \frac{d^2 N}{dx^2} dx,$$

$$F_f = \int_{0l} N^T B_2 w_{f1} dx + \int_{0l} N^T B_1 w_{f2} dx + \int_{0l} N^T F_{s1} dx,$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} C & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$w_{f1} = \begin{bmatrix} A \omega e^{-kx} \frac{\cos Q_b - \cos Q_a}{k \sin \chi (y_b' - y_a')} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$w_{f2} = \begin{bmatrix} A \omega^2 e^{-kx} \frac{\sin Q_b - \sin Q_a}{k \sin \chi (y_b' - y_a')} \\ 0 \end{bmatrix}$$

이며, \$N(x)\$ 는 변위의 길이 방향 분포 함수 행렬이다.

4. 유탄성 응답해석

앞에서 유도된 선체의 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬 및 유체력행렬들을 전체 요소에 대해 중첩하면 다음과 같은 운동 방정식을 얻을 수 있다.

$$M \ddot{Q}(t) + C \dot{Q}(t) + K Q(t) = F \quad (16)$$

여기서, \$Q(t) = [w^1 \theta_y^1 \dots w^n \theta_y^n]\$ 이며 \$n\$ 은 이산화된 선체의 절점의 개수, 즉 스테이션의 개

수이다.

식 (16)에서 동유체력항을 이항하여 정리하면 다음과 같다.

$$M_f \ddot{Q}(t) + C_f \dot{Q}(t) + K_f Q(t) = F_f \quad (17)$$

여기서,

$$M_f = M + M_f, \quad C_f = C + C_f, \quad K_f = K + K_f, \quad F_f = F_f$$

위 식의 운동방정식은 Newmark-\$\beta\$ 법을 사용하여 계산하나, 변위 벡터를 각 모드와 그에 해당하는 가중치들의 합으로 표현하고 이를 몇 개의 주요모드의 합으로 가정하는 다음의 모드 중첩법을 활용하였다.

$$Q(t) \approx \sum_{k=1}^n I_k(t) P_k = P I = [P_r, P_e] \begin{bmatrix} I_r(t) \\ I_e(t) \end{bmatrix} \quad (18)$$

여기서 첨자 \$r\$ 과 \$e\$ 는 각각 강체의 탄성운동 모드를 의미하고, \$P_k\$ 는 주모드(principal mode)를, \$I_k(t)\$ 는 그 가중치를 나타내며 비몰수 상태(dry condition)의 비감쇠 운동방정식으로부터 구한 값이다.

식 (17)을 주축으로 변환하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} P_r^T M_r P_r & P_r^T M_r P_e \\ P_e^T M_r P_r & P_e^T M_r P_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{I}_r \\ \ddot{I}_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} P_r^T C_r P_r & P_r^T C_r P_e \\ P_e^T C_r P_r & P_e^T C_r P_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{I}_r \\ \dot{I}_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} P_r^T K_r P_r & P_r^T K_r P_e \\ P_e^T K_r P_r & P_e^T K_r P_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_r \\ I_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_r^T F_f \\ P_e^T F_f \end{bmatrix} \quad (19)$$

이때 운동 방정식 (19)의 각 계수와 외력은 앞에서 언급한 바와 같이 매 시간마다 변하는 값이므로 비선형 방정식이다. 즉 모든 계수들과 외력 벡터는 주파수와 선체 몰수부 형상의 함수이다. 본 연구에서는 주파수가 일정한 하나의 파에 대한 선체의 운동을 다루므로 각 계수와 외력 산정시의 주파수 값도 일정한 한 개의 값을 가진다.

본 연구에서는 각 단면에서의 이들 유체력 계수들을 주어진 홀수에서 계산하는 프로그램을 따로

작성하여 반복 계산시 그때그때 필요한 값을 얻을 수 있도록 하였다. 단, 갑판위로 해수가 넘치는 청파 현상은 본 연구에서는 고려하지 않으므로, 유체력의 계산시 선측 외판이 갑판에서 위로 무한히 연속되어 있는 것으로 가정하였다.

5. 수치 해석 결과

개발된 전산 프로그램의 정도와 유용성을 확인하기 위하여 다음과 같은 두 개의 시계산을 수행하였다. 첫 번째 계산에 사용된 모델은 선체 길이 전체에 걸쳐 그 단면 형상이 일정한 V형 단면 주상체이며, 두 번째로는 S175 모형선형에 대하여 시계산을 수행하였고 그 결과를 참고문헌(12)의 결과와 유사함을 확인하였다.

(1) V형단면 모델

본 논문에서 제시된 슬래밍 충격 하중에 의한 선체의 전체 응답 해석 방법을 검증하기 위해 Table. 1 에서와 같은 기본 치수의 V자형 폐단면 형상의 모형 선박에 대해 수치 계산을 수행하였다.

Table 1 Particulars of model

입력 변수	변수 값
선체 길이	3 (m)
폭	0.794 (m)
깊이	0.25 (m)
홀수	0.16 (m)
두께	15 (mm)
스테이션 개수	21
Young's modulus	2.06E8 (N/m ²)
Poisson ratio	0.3
재료의 밀도	1569 (kg/m ³)
배수량	110.7 (kg)
파장	3.6 (m)
파 주파수	4.14 (rad/sec)

수치 계산은 동일한 파 측, 동일한 파고, 파장 및 파주파수를 지닌 파면 위를 운항하는 모형 선박의 속도 변화에 따른 운동 응답의 변화를 계산하였다.

Fig. 3에서 Froude No. 의 변화, 즉 선속의 변화에 따른 선수부 선저와 파면과의 수직 상대변위 계산 결과를 보여주고 있다. Fig. 3에서 계산된 상대 변위 값이 음수인 경우 선수 선저가 수면에 노출된 경우를 의미한다. 그림에서 알 수 있듯이 선속이 빨라질수록 선저가 노출되었을 때의 수직 상대변위 최대값이 커지고 만남 주기 또한 선속의 영향으로 짧아진다.

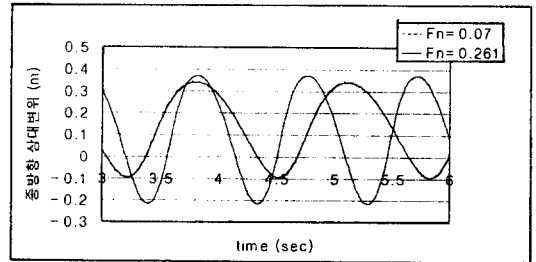
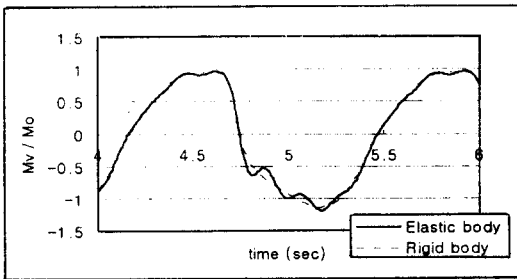


Fig. 3 Relative heave displacement between bottom and wave surface at FP ($\lambda/L=1.2, L/H_w=14.5$)

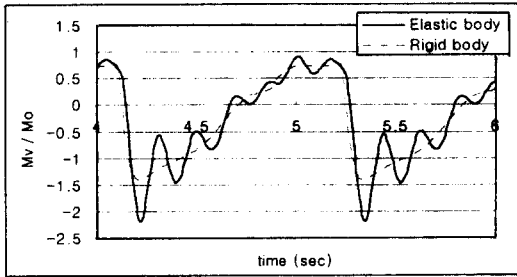
주어진 선속에서 시간 변화에 따른 종방향 굽힘 모멘트의 계산 결과가 Fig. 4에서 보여지고 있다. 각 그림에서 선체를 기존의 계산대로 강체로 가정한 경우와 탄성체로 가정한 경우에 대한 계산 결과를 동시에 나타내었다. 강체 운동의 경우 강체 고유 모드만의 중첩으로 변위를 계산하였으며, 탄성체 운동의 경우 강체 고유 모드에 탄성체 고유 모드를 추가로 중첩하여 최종 변위를 계산하였다. 또한 계산 결과를 보다 직관적으로 이해하기 위해 계산된 종방향 굽힘 모멘트를 정유체력만으로 계산된 종방향 굽힘 모멘트($M_0 = 122.11 \text{ Nm}$)로 무차원화하였다.

Fig. 4의 계산 결과에서 알 수 있듯이 선속이 커짐에 따라 무차원화된 굽힘 모멘트의 최대값이 커지며, 특히 Fig. 4(c)의 탄성체 계산 결과의 경우 동유체력에 의한 굽힘 모멘트 값이 정유체력에 의한 그것보다 최대 3.27배 정도 더 큰 값을 가진다. 이는 선수 선저의 노출에 따른 슬래밍 충격력에 기인한 것이다. 또한 탄성체 운동에 의한 굽

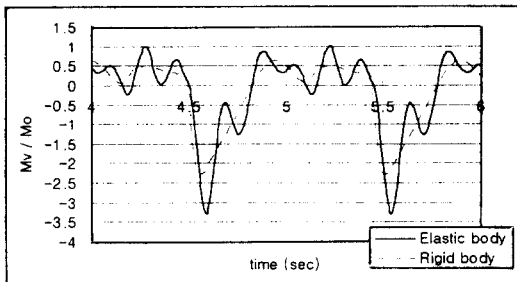
힘 모멘트 값이 강체 운동에 의한 굽힘 모멘트 값을 평균값으로 하여 진동하는 형태(진동의 주기는 계산 결과 선체의 2절 탄성 진동주기와 일치)를 보이고 있으며 이는 선속이 커짐에 따라 보다 현저해짐을 알 수 있다. 특히 Fig. 4(c)의 경우 선체를 탄성체로 가정하는 경우 강체로 가정한 경우에 비해 최대 굽힘 모멘트 값이 1.5배 (3.27/2.26) 정도 더 큰 값을 보이고 있다.



(a) $F_n=0.07, \lambda/L=1.2, L/H_w=14.5$



(b) $F_n=0.15, \lambda/L=1.2, L/H_w=14.5$



(c) $F_n=0.261, \lambda/L=1.2, L/H_w=14.5$

Fig. 4 Vertical bending moment at midship section

Table 2 Particulars of S175 model

입력변수	변수 값
선체 길이	3 (m)
폭	0.43 (m)
깊이	0.25 (m)
흘수	0.16 (m)
두께	0.015 (m)
스테이션 개수	21
Young's modulus	1.47E8 (N/m ²)
Poisson ratio	0.3
재료의 밀도	1992 (kg/m ³)
배수량	124.6 (kg)

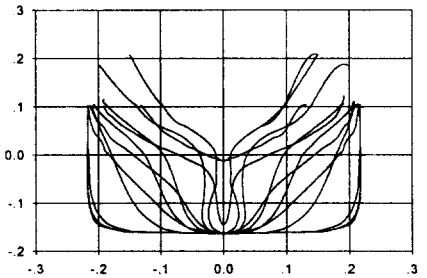


Fig. 5 Body plan of S175 prototype model

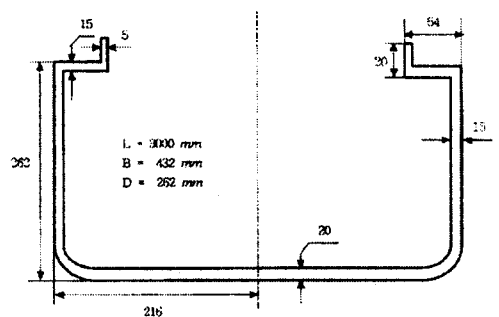
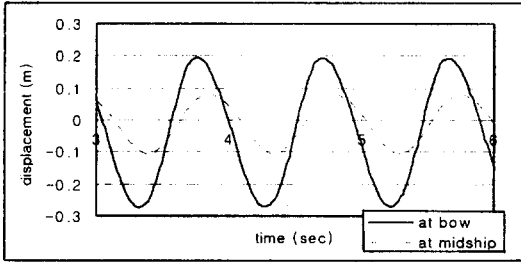


Fig. 6 Scantling of midship section of S175 model

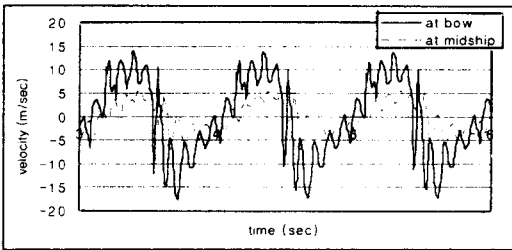
(2) S175 모형선형 모델

계산에 사용된 모델은 S175 표준선형으로서 주요 특성치는 Table 2에 보이는 바와 같고 단면 형상은 Fig. 5와 6에 보인 바와 같다. 그리고,

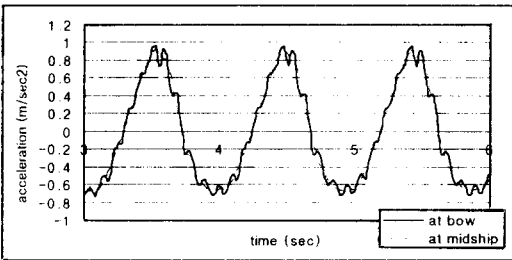
계산에 사용된 파 상태는 Table 1에서 제시한 바와 동일인데 이는 전술한 바와 같이 참고문헌 [12]에서 사용된 조건을 근거로 한 것이다. 파장은 $\lambda/L = 1.2$ 로서 최대 파랑 굽힘 모멘트가 발생하는 파장이 선택되었다.



(a) heave displacement



(b) heave velocity



(c) heave acceleration

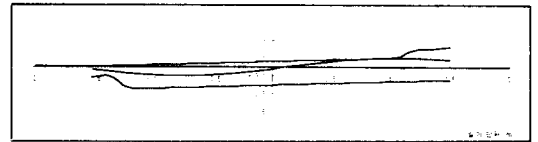
Fig. 7 Time history of heave motion at bow and midship of S175 model($F_n=0.15$, $\lambda/L=1.2$, $L/H_w=14.5$)

먼저, Fig. 7은 각각 $F_n=0.15$, $\lambda/L=1.2$, $L/H_w=14.5$ 상태에서 선수부와 중앙부 위치에서의 수직운동방향의 변위, 속도, 가속도의 시간이

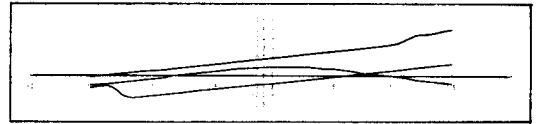
력을 나타낸다. 각 결과들은 초기 상태의 불안정한 시간 이력이 지난 후 3초에서 6초 사이의 정상상태의 결과를 보이고 있다. 계산에 사용된 선속에 따른 파의 조우 주기 T_e 는 0.95 sec 이다.

Fig. 7(a)에서 보이는 바와 같이 선수부면위가 최대 -0.26 m 로서 선수 출현이 충분히 예상된다. 일정주기 동안에 파랑에 대비한 배의 상태를 알아보기 위하여 배의 전단면의 운동변위를 이용하여 일정 시각별로 가시화 한 것이 Fig. 8이다.

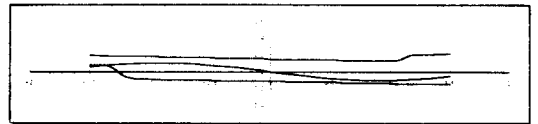
Fig. 8에서 오른쪽이 선수쪽이며 배의 진행



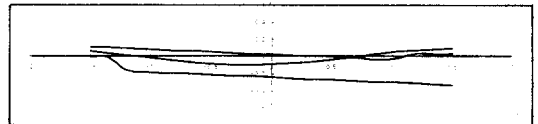
(a) Ship motion at $t/T_e=0.0$



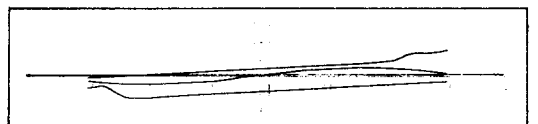
(b) Ship motion at $t/T_e=0.25$



(c) Ship motion at $t/T_e=0.5$



(d) Ship motion at $t/T_e=0.75$



(e) Ship motion at $t/T_e=1.0$

Fig. 8 S175 model's behaviors in head wave

배의 진행 방향이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 $t/Te=0.25$ 시각 부근에서 선수 노출이 분명히 일어남을 알 수 있다. Fig. 7(a)에서 선수 출현쪽의 변위최대값(약 -0.26 m)이 선수부 잠김 쪽의 최대 변위값(0.195 m)보다 크게 나타나는 것은 선수부가 잠겼을 때는 물의 영향으로 더 이상 진전하지 않는 현상을 표현하고 있는 것으로 판단된다.

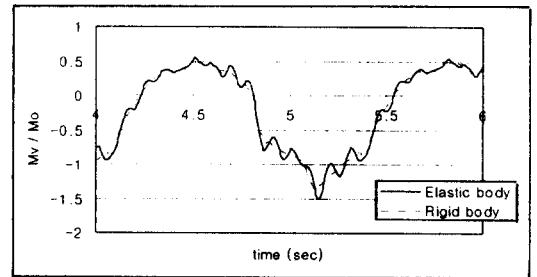
선저슬래밍의 발생시점은 가속도 이력곡선에서 최대값이 나타내고 속도의 변화가 가장 급격한 3.55 sec, 4.5 sec, 5.45 sec 부근임을 Fig. 7(b)와 Fig. 7(c)로부터 알 수 있다. 이 위치는 속도가 0에 근접한 곳으로 슬래밍 충격 이후 속도가 + 값에서 - 값으로 즉, 수심 반대방향으로 급격히 증가함을 알 수 있다.

한편, Fig. 9 는 선속의 변화에 따른 선체 중앙 부 단면에 걸리는 수직굽힘모멘트의 시간이력을 4 sec에서 6 sec 구간에 국한하여 나타내고 있다. 각각의 그림에서 무차원 비교치로 사용된 M_0 는 61.1 Nm 로서 선속이 0인 상태, 즉, 준 정적 상태에서 나타난 최대 굽힘모멘트의 값을 의미한다.

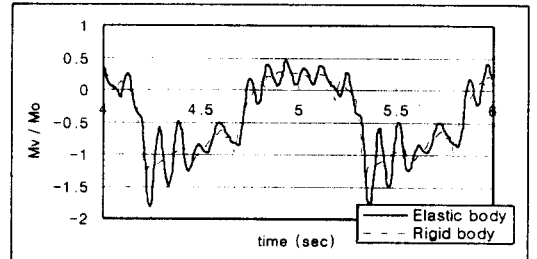
그림에서 알 수 있듯이 저속인 경우에는 최대값이 1 근처에 있고 전체모드를 고려한 결과와 강제 모드만을 고려한 결과가 거의 일치한다. 선속이 빨라질수록 동적효과가 크게 나타나며 동적효과 크기는 탄성모드를 고려하는 경우 굽힘모멘트의 크기가 증가한다. 특히, Froude No.가 2.61에 이르러면 최대굽힘모멘트(sagging)의 크기는 강제모드의 경우 2.3 배, 탄성체 모드 포함의 경우 4.5 배로서 그 효과가 증가하며 탄성체 모드의 영향이 매우 큼을 알 수 있다.

Fig. 10은 파랑에 의한 유체 충격력을 포함시킨 경우와 이 항을 포함시키지 않은 경우에 대한 계산 결과로서 유체충격력의 효과가 슬래밍이 발생 여부에 관계없이 모든 동적 효과에 지배적으로 작용하는 외력임을 알 수 있다. 유체 충격력을 포함하지 않는 경우에는 거의 선속이 0인 준 정적상태의 결과로 나타난다. 여기서, 유체충격력은 식 (9)의 유체동역력 중 계수 C 에 포함된 부가수

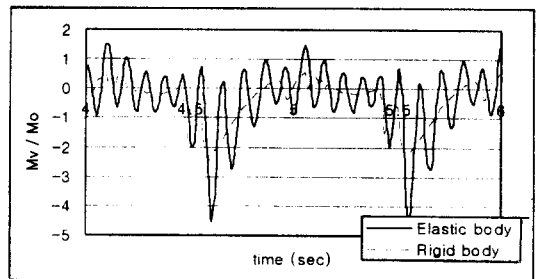
질량의 시간변화율인 \dot{m}_{ij} 의 포함여부를 말한다. 마지막으로 Fig. 11 은 동적응답에 미치는 파고의 영향을 알아 본 것으로 파고를 매우 작게 한 경우, 예상대로 슬래밍이 발생하지 않아 굽힘모멘트의 계산 결과에도 동적효과가 거의 나타나지 않음을 알 수 있다.



(a) $F_n=0.07, \lambda/L=1.2, L/H_w=14.5$



(b) $F_n=0.15, \lambda/L=1.2, L/H_w=14.5$



(c) $F_n=0.261, \lambda/L=1.2, L/H_w=14.5$

Fig. 9 Time history of vertical bending moment at midship of S175 model

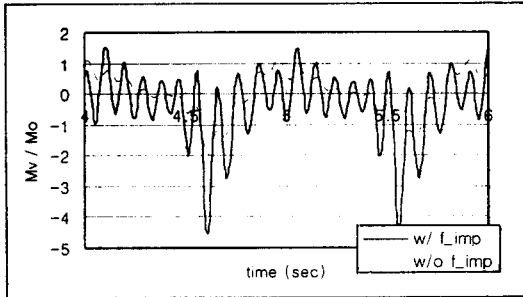


Fig. 10 Effects of f_{imp} on the bending moment at the midship of S175 model ($F_n=0.07, \lambda/L=1.2, L/H_w=14.5$)

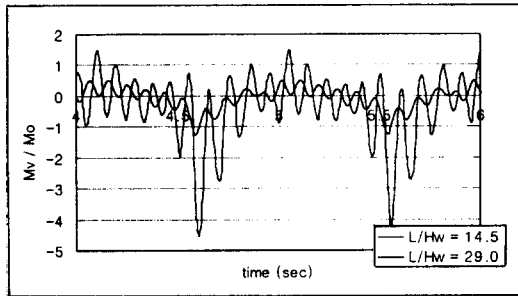


Fig. 11 Effects of wave height on the bending moment at the midship of S175 model ($F_n=0.261, \lambda/L=1.2, \text{elastic body}$)

8. 결론

거친 해상 상태에서 슬래밍 충격력을 포함한 비선형 유체력이 작용하는 선체의 유탄성 운동 응답 해석을 모멘텀 슬래밍 이론을 적용하여 수행하였다.

수치 해석 결과, 선속이 커짐에 따라 동적효과가 커짐을 알 수 있었으며 고속인 경우 동일한 선속일지라도 선체를 강체로 가정한 해석에 비교하여 탄성효과를 고려하는 휘핑해석이 선저 슬래밍 충격에 대해서는 필수적임을 알 수 있었다.

또한, Fig. 10에서 보인 결과에서 알 수 있듯이 선저 슬래밍을 고려하는 경우 부가수질량의 시간 변화율로 표현되는 동유체력이 지배적인 슬래밍 충격력임을 알 수 있었다.

개발된 프로그램은 설계파가 주어지는 경우 선저 노출 현상의 발생유무, 선체 일정위치에서의 상대변위, 상대속도, 가속도의 시간이력을 계산할 수 있으므로 이후 선저에 작용하는 슬래밍 국부 충격력 산정시 가장 중요한 파라메타인 입수 상대속도를 각 스테이션에서 추정할 수 있다. 또한, 충격력에 의한 선체 단면의 종굽힘 모멘트 등이 정확히 계산되므로 선체 종강도 단면설계에 활용할 수 있다.

참 고 문 헌

- [1] Jasper, N. H. and Church, J. W., "Structural Seaworthiness Studies," SNAME, Vol. 71, 1963.
- [2] Chuang, S. L., Schroeder, E. A. and Wybraniec, S., "Numerical analysis by digital computer program ROSAS on responses of ship-hull structure at sea", Proc. of EUROMECH Colloquium, 122, Numerical Analysis of the Dynamics of Ship Structures, 3-5, Paris, pp. 147-169, Sept. 1979.
- [3] Bishop, R. E. D., Price, W. G. and Tam, P. K. Y., "On the dynamics of slamming", RINA, pp. 259-280, 1978.
- [4] Belik, O., Bishop, R. E. D. and Price, W. G., "On the slamming response of ships to regular head waves", RINA, pp. 325-337, 1979.
- [5] A. B. Stavovy and Chuang, S. L., "Analytical Determination of Slamming Pressures for High Speed Vehicles in Waves," J. of Ship Research, 20, pp.190-209, Dec. 1976.
- [6] R. C., Leibowitz, "A Method for Predicting Slamming Forces and Responses of a Ship Hull," DTMB Report, 1961.
- [7] 신구균, "선체 구조의 파랑 중 비선형 동적 강도 해석법에 관한 연구", 부산대학교 박사 학위논문, 1991.

- [8] Yamamoto, Y., Fujino, M. and Fukasawa, T., "Motion and longitudinal strength of a ship in head sea and the effects of non-linearities", J. of SNAJ, Vol. 143, pp. 179-187, 1978.
- [9] Bum Sang Yoon, Masataka Fujino, Jun Kawada and Isao Yoshino, "A study on Wave Loads Acting on a Ship in large Amplitude Waves (1st Report)," 일본조선학회논문집, 제 156 호.
- [10] 박성환, 이근배, 임채환, "슬래밍 충격하중에 대한 선체의 동적응답 해석", 대한조선학회 선박해양 구조연구회 1998년도 겨울 연구발표 논문집, pp. 111-124, 1998년 2월.
- [11] 박성환, "혼합형 유한요소법에 의한 박판보의 구조해석," 대한조선학회논문집, 제 34 권 제 4 호, pp. 109-107, 1997.
- [12] Fukasawa, T., "슬래밍을 고려한 파랑중 선박의 동적응답 - 강도설계, 황천항해법에의 응용", 동경대학교 박사학위논문, 1980년.