
 論 文

大韓造船學會誌
 第24卷 第1號 1987年 3月
 Journal of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 24, No. 1, March 1987

비선형을 고려한 파랑중 선체 운동과 강도 응답에 관한 연구

김창렬* · 김진안* · 김사수* · 홍봉기** · 배동명**

A Study on the Response of the Motions and Strength of Ships in Waves taking account of Non-linearities

C.Y. Kim* · J.A. Kim* · S.S. Kim* · B.K. Hong** · D.M. Bae**

Abstract

In this paper, the authors investigate theoretically the motion and longitudinal strength of ships among waves taking account of the effects of nonlinearities such as the hull shape, bottom emergence, and hydrodynamic impact. Incidentally the ship is treated as an elastic beam in heading wave condition regarding characteristics of slamming and whipping-according to the variation in the range of a quarter length of the ship forward and the increase of the elastic modes up to 4-th vibration mode- were investigated by the present theory. Calculations are performed for 97m container ship and its validity is confirmed by a series of model tests.

Conclusions obtained are as follows;

- 1) Acceleration and pressure estimated by the present theory are in good accordance with experiments.
- 2) The present non-linear theory may be applied for estimating longitudinal bending moment of ships in slamming and whipping conditions.
- 3) In investigation of the characteristic in response according to shape variation for parts under draft and bow-flare in the range of a quarter length of the ship forward, dynamic responses due to the former were much more conspicuous than those due to the latter.
- 4) In the maximum bending moment, the considering case up to 2-th mode are larger, about 10~15%, than that up to 4-th mode.

1. 서 론

종래의 선형이론에서는 파랑중의 선체 종강도 해석에 있어서, 선체를 강체로 보고[1~5], 파랑중의 선체 운동을 계산하여, 이 결과를 사용하여 얻어지는 파랑

에 의한 압력 또는 힘으로부터 종 굽힘 모멘트나, 전단력을 구하는 방법[6]에 의해서 계산하였다.

이 이론은 미소파고, 미소운동진폭의 가정에 입각한 선형이론이므로, 어느 정도 거치른 해상에서의 응답계산에 대해서는 비교적 잘 맞는다. 그러나 바다의 상태가 대단히 거칠거나 홀수에 비해서 높은 파고의 파가

접수일자 : 1986년 12월 18일, 재접수일자 : 1987년 2월 23일

* 정회원, 부산대학교

** 정회원, 부산수산대학

발생하는 등의 비선형 경향이 현저할 경우의 응답은 선형이론에 의한 추정치에 의존할 것이다.

이러한 비선형 영향중에는 강도상 중요한 유체충격 현상인 슬래밍과 그 후에 발생하는 탄성진동이 있으며, 따라서 이들을 고려한 선체강도 해석을 할 필요가 있다.

현재, 슬래밍을 고려한 선체 종강도 계산법으로서 선형이론에 의한 선체운동 계산으로부터 구해진 선체와 파면과의 상대속도를 사용하여 충격 압력, 또는 충격력을 계산하고 지지된 보로 본 선체에 파랑외력과 함께 작용시켜, 응답을 조사하는 방법[7~10]이 일반적이다.

그러나 이 방법은 선체운동과 탄성응답을 별도로 생각하여야 하는 해법이기 때문에 양자의 상호간섭이 무시되고, 또한 선형이론으로부터 선체운동을 계산하고 있기 때문에 선체운동이나 상대속도에서 충격력 등의 비선형 영향[11]이 전혀 고려되어 있지 않는 문제점이 있다.

한편, Fukasawa[12]는 슬래밍 및 탄성진동에 의한 선체응답을 비선형 유체탄성 간섭문제에 취급하여, 선체를 파랑중을 항행하는 변단면 탄성보로 보고, 선체형상 비선형성, 선저노출, 충격력 등을 고려한 비선형 유체 외력에 의한 선체응답 계산법을 제안하였다.

이에 본 연구는 비선형을 고려한 선체운동 해석이론은 Fukasawa의 이론적인 기초를 바탕으로 수치해석 프로그램 작성을 하되 Fukasawa의 이론을 확대, 고차진동모우드를 고려하는 해석이 가능하도록 편성하였고, 그 이론의 타당성을 확인하기 위한 모델실험은 모델을 탄성과 강성모델로 분류한 실험으로 계획했으며, 수행결과 그 타당성이 확인되었다.

한편, 확인된 이론의 활용으로 배길이 97m인 실선 콘테이너선에 대한 계통적인 수치계산 분석으로, 선수부 0.25L 범위내의 선수플레이어의 영향의 조사는 물론 수선하 선수 선저의 형상이 슬래밍 현상에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다.

2. 이론 해석

2-1. 가 정

- 1) 선체는 파랑중을 항행하는 가변 단면 탄성보로 간주
- 2) 파는 정면 규칙파로서 정현파로 가정
- 3) 선체 운동은 중운동 성분만을 고려
- 4) 유체력 계산시 Swell-up은 무시

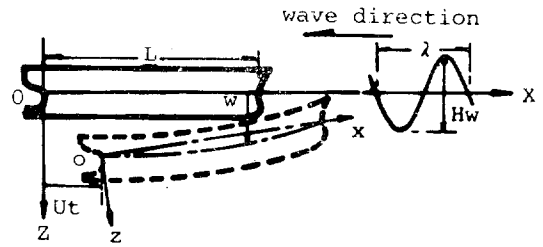


Fig. 1 Coordinate system

- 5) 선체 단면의 회전 관성은 무시
- 6) 유체 입자의 x방향 속도 성분 무시

2-2. 좌표계와 파

Fig. 1과 같이, 공간 고정 좌표계, $O-XYZ$ 를 정한다. 즉, 정지 수면상에 0점(원점)을 X 축과 일치시키고 Z 축을 연직하방으로 잡는다. 선체 고정 좌표계(이동 좌표계)를 $o-xyz$ 로 하여 시간, $t=0$ 에서 공간 고정 좌표계와 일치하도록 하면, 일의시간에서 이 두 좌표계의 관계는 다음과 같다.

$$X = x + Ut \tag{1-1}$$

$$Z = z \tag{1-2}$$

여기서, U : 선속

선체 고정 좌표계에 대한, X 축의 (-) 방향으로 진행하는 파의 속도 포텐셜 및 유체입자의 수직방향 속도 성분은 각각 다음과 같다.

$$\phi_w = \frac{\omega}{k} \zeta_0 e^{-kz} \sin(kx + \omega t) \tag{2-1}$$

$$v_z = -\omega \zeta_0 e^{-kz} \sin(kx + \omega t) \tag{2-2}$$

여기서, $\zeta_0 (= H_w/2)$, ω , ω_e 및 k : 파 진폭, 원진동수, 조우진동수 및 파수

$$\omega_e = \omega + kU \tag{2-3}$$

2-3. 정식화

2-3-1. 선체의 운동에너지와 탄성변형 에너지

선체를 탄성보로 보고 선체구조의 성질을 고려하며, 또 간단히 하기 위해서 중립축 및 전단중심의 길이 방향의 변화를 무시하면, x 축 방향의 변위 u 및 변위와 변형율의 관계에서,

$$u = -z \frac{\partial w_{r,b}}{\partial x} \tag{3-1}$$

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 w_{r,b}}{\partial x^2}, \quad \epsilon_y = \epsilon_z = 0 \tag{3-2}$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial w_s}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} (w - w_{r,b}), \quad \gamma_{xy} = \gamma_{yz} = 0 \tag{3-3}$$

로 된다. 여기서,

$$w_s = w - w_{r,b} \tag{3-4}$$

단, 선체의 x 축 방향의 변위 성분을 w , 강체변위와 굽힘변위의 합을 w_{rb} , 전단변위를 w_s 라 한다.

응력과 변형률의 관계에서,

$$\sigma_x = E\epsilon_x \quad (4-1)$$

$$\tau_{xz} = G\gamma_{xz} \quad (4-2)$$

이 성립한다.

이제 (3), (4)식을 사용하면, 운동에너지 T 와 탄성 변형에너지 V 는 각각 다음과 같다.

$$T = \frac{1}{2} \int \mu \dot{w}^2 dx \quad (5-1)$$

$$V = \frac{1}{2} \iiint (\sigma_x \epsilon_x + \tau_{xz} \gamma_{xz}) dx dy dz \quad (5-2)$$

$$= \frac{1}{2} \int [EI_z w''_b{}^2 + GA_c (w - w_{rb})']^2 dx$$

여기서, I_z, A_c 및 μ 는 각각 단면 2차 모우멘트, 유효전단면적 및 선체 단위길이당 질량

2-3-2. 유체력과 구조 감쇠력

선형이론(O.S.M.)으로 부터, 유체의 운동량 변화에 의한 힘 f_m 은

$$f_m = -\frac{D}{Dt} \left[M_o \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right) \right] = f_{imp} + f_m' \quad (6)$$

여기서, M_o 는 2차원 단면의 단위 길이당 부가 질량

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} - U \frac{\partial}{\partial x} \quad (7)$$

로 되고 (6)식에서 충격력 f_{imp} 는 다음과 같다[13, 14].

$$f_{imp} = -\frac{\partial M_o}{\partial t} \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right) \quad (8)$$

선체와 수면의 상대속도에 비례하는, 선체의 조파 감쇠에 의한 힘 f_d 는,

$$f_d = -N_w \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right) \quad (9)$$

로 된다. 여기서, N_w 는 2차원 단면의 조파 감쇠계수 이제, Froude-Krylov 힘 f_p 에 대해서 생각해 보자.

Bernoulli 정리로 부터 유체의 압력 p 는

$$p = -\rho \cdot \frac{D\phi_w}{Dt} + \rho g(z_o + w) \quad (10)$$

로 되며, 수압에 의한 힘 f_p 는 선체의 침수 표면 0에 대한 적분으로 얻어진다. 즉

$$f_p = \int_c (-p) n_z ds \quad (11)$$

$$= -\rho g \int_{-y}^y (z_o + w - \zeta_w) dy$$

여기서, ρ, g 는 각각 유체의 밀도, 중력가속도, z_o 는 정지수면에서 선체표면의 임의점의 z 좌표, n_z, ds 는 각각 선체표면의 미소부분의 z 방향 방향 여현 및 미소길이 (Fig. 2 참조)

$$\text{수면상승량 } \zeta_w = \zeta_o e^{-kz} \cos(kx + \omega_e t) \quad (12)$$

여기서, \bar{z} 는 C에 대한 임의점의 순간 홀수

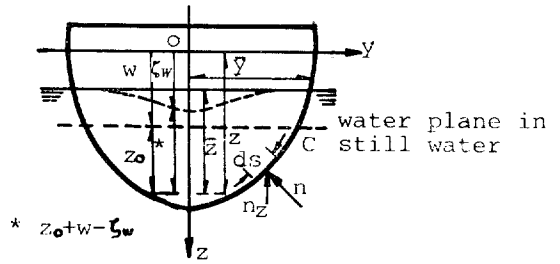


Fig. 2 Effective wave elevation

선체의 단위 길이당 중량 f_g 는

$$f_g = +\mu g \quad (13)$$

이므로, 선체에 작용하는 전체 외력, f_e 는 (14)식과 같다.

$$f_e = f_m + f_d + f_p + f_g \quad (14)$$

구조 감쇠력은 전단 변형에 의한 감쇠를 무시하고, (3-2)식을 대입하면,

$$f_s = -\iint \eta E \epsilon_x^2 dy dz \quad (15)$$

$$= -\eta EI_z \dot{w}'_b{}^2$$

로 되고, 상기의 유체력 ($f_m + f_d + f_p$), 구조 감쇠력 (f_s) 및 중량 (f_g)에 의한 가상일 δW_o 는 다음과 같다.

$$\delta W_o = \int_0^L (f_e \delta w + f_s \delta w'_b) dx \quad (16)$$

2-3-3. 구조 감쇠계수

구조 감쇠계수 η_s 는 유사선의 실험으로 부터 계속한 대수 감쇠율 δ 에 의해서 결정된다[15, 16].

$$\eta_s = 0 : \text{강체 운동 일때} \quad (17-1)$$

$$\eta_s = \frac{\delta}{\pi} \frac{1}{\omega_{2v}} : \text{진동모우드 일때} \quad (17-2)$$

여기서, ω_{2v} : 선체의 2절 상하 진동수

$$\delta : 0.056$$

2-3-4. 부가 질량 및 조파 감쇠계수

부가 질량은 강체 운동 모우드 일때는 Von Kármán의 착수 충격이론[13]으로 부터 무한 유체층의 반폭 b 인 평판의 부가질량의 반으로 하고, 탄성진동 모우드 일 경우는 주파수 무한대의 것으로 한다.

조파 감쇠계수는 조우주파수에서의 Ursell-Tasai법에 의해서, 각 홀수에서 정상 진동해로 부터 구한 것을 사용하면, 부가질량 및 조파 감쇠계수는 다음과 같다.

1) 부가질량

$$\text{강체 운동모우드} : M_o = \frac{1}{2} \rho \pi b^2 \quad (18-1)$$

$$\text{탄성 진동모우드} : M_o = \frac{1}{2} \rho \pi b^2 [(1+a_1)^2 + 3a_3^2] / [1+a_1+a_2]^2 \quad (18-2)$$

2) 조파감쇠계수

$$\text{강체운동모우드} : N_w = -\frac{\rho g}{\omega_e^3} [2\sin(kb) \cdot e^{-kz}]^2 \quad (19-1)$$

$$\text{탄성진동모우드} : N_w = 0 \quad (19-2)$$

여기서, a_1, a_2 및 a_3 : Lewis form parameter

2-3-5. 비선형성의 고려

미소파고에서는 유체력이 거의 선형적으로 계산되지만 파와 선체의 상대변위가 큰 대진폭일 경우에는, 선수 선저노출 및 슬래밍의 요인으로 선형이 되지 않으므로, 다음과 같이 유체력 계산시에 비선형성을 고려한다.

1) 충격력

부가질량의 시간적인 변화에 의한 힘 즉, 충격력은 (8)식과 같으며, 다음과 같이 두 경우로 나누어 생각한다.

$$\text{선저충격의 경우} : \dot{M}_a = \frac{\partial M_a}{\partial t} = \frac{M_a|_{z=0}}{\Delta t} \quad (20-1)$$

선저충격 이외의 경우 :

$$M_a = \frac{\partial M_a}{\partial t} = \frac{\partial M_a}{\partial \bar{z}} \cdot \frac{\partial \bar{z}}{\partial t} \quad (20-2)$$

여기서, \bar{z} 는 Fig. 2 참조, Δt 는 시간 구간

주: 선체와 파의 상대속도가 양(+)일 때만 충격력을 고려한다.

2) 선저노출

선저노출시의 모든 유체력은 0으로 한다.

3) 선체형상 비선형성

파와 선체의 상대위치를 구하고, 그 때의 수선을 계산하여, 그 흡수에 해당하는 부가질량, 조파 감쇠계수 및 수압을 각각 계산한다.

2-3-6. 지배방정식

2-3-1 및 2-3-2에서 구한 에너지 및 외력과 구조 감쇠력을 이용하면, 다음과 같이 지배방정식을 유도할 수 있다. 즉, (5), (16)식을 Hamilton의 원리에 적용하여 정리하면,

$$H = \int_{t_1}^{t_2} (\delta T - \delta V + \delta W_0) dt = 0 \quad (21)$$

$$\begin{aligned} & \delta \int_{t_1}^{t_2} \left[\int_0^L \left\{ \frac{1}{2} \mu \dot{w}^2 - \frac{1}{2} EI_z w''^2 \right. \right. \\ & \quad \left. \left. - \frac{1}{2} GA_e (w - w_{r,b})^2 \right\} dx \right] dt \\ & + \int_{t_1}^{t_2} \int_0^L (f_e \delta w + f_s \delta w'_b) dx dt \\ & = \int_{t_1}^{t_2} \left[\int_0^L \{ -\mu \dot{w} \delta w + GA_e (w - w_{r,b})' \delta (w - w_{r,b}) \right. \\ & \quad \left. - EI_z w'''' \delta w_{r,b} - \eta EI_z \dot{w}'''' \delta w_{r,b} - \mu g \delta w \} dx \right. \\ & \quad \left. - |EI_z w''_b|_0^L \delta w_{r,b} - |\eta EI_z \dot{w}''_b|_0^L \delta w_{r,b} \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & + |EI_z w''_b|_0^L \delta w_{r,b} + |\eta EI_z \dot{w}''_b|_0^L \delta w_{r,b} \\ & - |GA_e (w - w_{r,b})'|_0^L \delta (w - w_{r,b}) \\ & + \int_0^L (f_m + f_d + f_p) dx \} dt = 0 \quad (22) \end{aligned}$$

선체는 양단 자유의 경계조건을 가지고, 자유단에서 전단력과 굽힘 모우멘트가 0이므로 2항~5항은 0이 된다.

(22)식의 등식이 성립하기 위해서, $\delta w_{r,b}$, δw 의 각각의 항이 0이 되어야 하므로

$$\begin{aligned} & \int_0^L GA_e (w - w_{r,b})'' dx \\ & = \int_0^L \mu \ddot{w} + \mu g - (f_m + f_d + f_p) dx \quad (23-1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \int_0^L [EI_z w''''_b + \eta EI_z \dot{w}''''_b] dx \\ & = - \int_0^L GA_e (w - w_{r,b})'' dx \quad (23-2) \end{aligned}$$

(23-2)에 (23-1)식을 대입하면,

$$\begin{aligned} & \int_0^L [\mu \ddot{w} + EI_z w''''_b + \eta EI_z \dot{w}''''_b] dx \\ & = \int_0^L (-\mu g + f_m + f_d + f_p) dx \quad (24) \end{aligned}$$

(24)식에 유체력을 대입하면 다음과 같은 지배방정식이 구해진다.

$$\begin{aligned} & \int_0^L (\mu + M_a) \ddot{w} dx + \int_0^L \left(\frac{\eta EI}{1 + \phi} - \dot{w}'''' - 2UM_a \dot{w}' \right. \\ & \quad \left. + \dot{M}_a \dot{w} - UM_a' \dot{w} + N_w \dot{w} \right) dx \\ & + \int_0^L \left(-\frac{EI_z}{1 + \phi} w'''' - UM_a w' \right. \\ & \quad \left. + U^2 M_a' w' + U^2 M_a w'' - UN_w w' \right) dx \\ & = \int_0^L (-\mu g + M_a \dot{v}_z - UM_a' v_z + N_w v_z \\ & \quad + P_w - \rho g A_0) dx \quad (25) \end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned} \phi & = \frac{C \cdot EI_z}{GA_e L^2} \\ P_w & = -p \frac{D\phi_w}{Dt} = -p \left(\frac{\partial \phi_w}{\partial t} - U \frac{\partial \phi_w}{\partial x} \right) \\ & = \rho \zeta_0 e^{-kz} \cos(-kx - \omega_e t) \quad (26) \end{aligned}$$

3. 수치 해석

지배방정식(25)를 풀기 위한 수치해석은 Galerkin법이나 Modal Analysis에 근거하고 있다[17, 18]. 변위 w 는 근사된 정규 함수(approximate normal functions)의 임의 개수 N 의 선형 조합으로 나타내지는 것으로 가정하면,

$$w(x, t) = \sum_{j=0}^n W_j(x) Q_j(t) \quad (27)$$

여기서,

$W_j(x)$: j -th 모우드의 근사된 정규함수

$Q_j(t)$: 대응하는 일반화 좌표

본 논문에서는 상하요, 종요 및 상하 굽힘 진동에 대해서만 고려했으므로, 선체의 고유진개 모우드를 나타내는 가중함수 $W_j(x)$ ($j=0, 1, 2, 3, 4, 5$)는 양단 자유인 균일 단면보에 있어서,

1) 상하요인 경우 : $W_0=1$

2) 종요인 경우 : $W_1 = \frac{x}{L} - \frac{1}{2}$

3) 1, 2, 3, 4차 진동 모우드의 경우 :

$$W_j = \cos \lambda_j x + \cosh \lambda_j x - C_j (\sin \lambda_j x + \sinh \lambda_j x) \quad (28)$$

여기서,

$j=2, 3, 4, 5$

$$C_j = (\cos \lambda_j L - \cosh \lambda_j L) / (\sin \lambda_j L - \sinh \lambda_j L) \quad (29)$$

$\lambda_2 L = 4.7300, \lambda_3 L = 7.8532, \lambda_4 L = 10.9956,$

$\lambda_5 L = 14.1371$

(27)식을 지배방정식(25)에 대입하고, 결과하는 식의 양변에 각 가중 함수를 곱하여 전 길이에 대해서 적분하면, 다음과 같은 운동방정식이 유도된다. 즉,

$$\int_0^L R W_i dx = 0 \quad (i=0, 1, 2, 3, 4, 5) \quad (30)$$

여기서,

$$R = f_s - (\mu \ddot{w} + EI_z w'''' + \eta EI_z \dot{w}''''') \quad (31)$$

(30)식을 적분하고, 정리하면 (32)식의 운동방정식이 얻어진다. 즉,

$$[M] \{\ddot{Q}\} + [C] \{\dot{Q}\} + [K] \{Q\} = \{F\} \quad (32)$$

(32)식의 행렬 $[M]$, $[C]$ 및 $[K]$ 와 벡터 $\{Q\}$ 와 $\{F\}$ 는 각각 다음과 같다.

$$[M] = M_{ij} = \int (\mu + M_{aj}) W_i W_j dx \quad (33-1)$$

$$[C] = C_{ij} = \int \eta_j EI_z W_i'' W_j'' dx + \int N_{wj} W_i W_j dx + \int \dot{M}_{aj} W_i W_j dx - U \int M_{aj} W_i W_j' dx + U \int M_{aj} W_i' W_j dx - U [M_{aj} W_i W_j]_0^L \quad (33-2)$$

$$[K] = K_{ij} = \int EI_z W_i'' W_j'' dx - U \int N_{wj} W_i W_j' dx - U \int \dot{M}_{aj} W_i W_j' dx - U^2 \int M_{aj} W_i' W_j' dx + U^2 [M_{aj} W_i W_j']_0^L \quad (33-3)$$

$$\{Q\} = q_j \quad (33-4)$$

$$\begin{aligned} \{F\} = f_i &= \int M_{av} \dot{v}_z W_i dx + \int N_{wv} v_z W_i dx \\ &+ \int \dot{M}_{av} v_z W_i dx + U \int M_{av} v_z W_i dx \\ &+ g \int \mu W_i dx - \rho g \int A W_i dx \\ &- U [M_{av} v_z W_i]_0^L \end{aligned} \quad (33-5)$$

여기서,

$$A = \int_{-y}^y (x_0 + w - \zeta_w) dy \quad (34)$$

운동방정식 (32)의 해를 구하기 위해서, 직접 적분법 (The direct integration procedure)을 사용한다. 본 연구에서 직접적분법의 한 방법으로서, 안정성과 정도를 고려하여, $\beta=1/4$ 인 Newmark- β 법을 적용한다[18].

4. 실험과 수치계산에 대한 고찰

4-1. 모델 실험

(1) 강성 및 4점 분할 탄성 모델

대상 선박의 1/30축척인 길이 3.24m 목재모델을 실선과 같은 동적거동이 재현될 수 있게 기하학적, 물리적 상사성에 맞도록 Table 1, Fig. 4, 6~9와 같이 4점 분할 탄성 모델 및 검력계 (Fig. 5)를 제작하고, 강성 모델의 굽힘 강성 EI 는 충분히 크게 하였다. 제작한 목재 모델은 S. S. 2, 4, 6, 8 $\frac{1}{2}$ 위치에서 절단하고, 이 절단된 분할 블록사이의 간격을 10mm씩 틈을 두어 이를 자작 검력계 (Fig. 5)에 의하여 연결하였다. 이때 연결부의 수밀은 폭 60mm, 두께 0.5mm 비닐로써 연결부의 구축이 없도록 수밀 가공하였다.

(2) 제척기와 실험수행방법

본 실험은 부산대학교 공과대학 조선공학과와 수조를 사용하였으며, 그 제척기와 실험 수행 방법은 아래와 같다.

Table 1 Particulars of container ship and model

	ship	model
Length between perpendicular (L)	97.00m	3.24m
Breadth (B)	16.00m	0.53m
Depth (D)	8.30m	0.28m
Draft at midship	6.64m	0.22m
Displacement	7,400tons	65kg
Block coefficient	0.73	0.73
Center of gravity from midship	0.25Aft	0.008Aft
Longitudinal gyradius	24.25	0.808

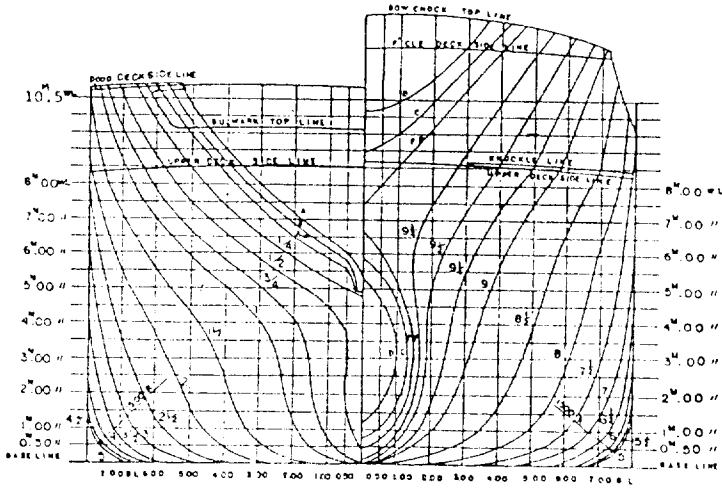


Fig. 3 Body plan of container ship

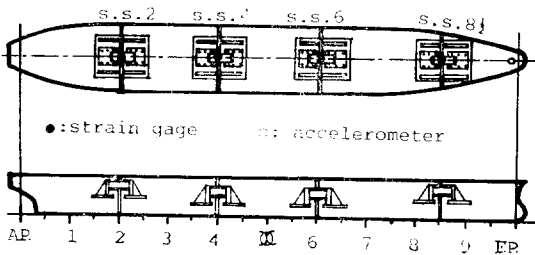


Fig. 4 Location of block gage

- 운동 계측기—6자유도 운동 계측기를 사용하였으며, 본 연구에서는 중운동에 대한 운동 특성만을 조사하기 위해서, 중요와 상하요만 허용하고 다른 운동성분은 구속.

- 조파기—최대 파고 12.52cm까지 발생시킬 수 있는 프랜저형 조파기에 의하여 파를 발생시켰으며, 그 파고는 열선식 파고계에 의하여 계측.

- 메인용 전차—최대 속도 능력 4.5m/sec인 메인전차에 의하여 속도가 없는 정지 상태와 속도 1.5m/sec에 대응하는 $F_n=0.265$ 의 두 경우에 대해서 수행.

- 모우먼트 계측용 검력계—4분할 탄성모델의 분할

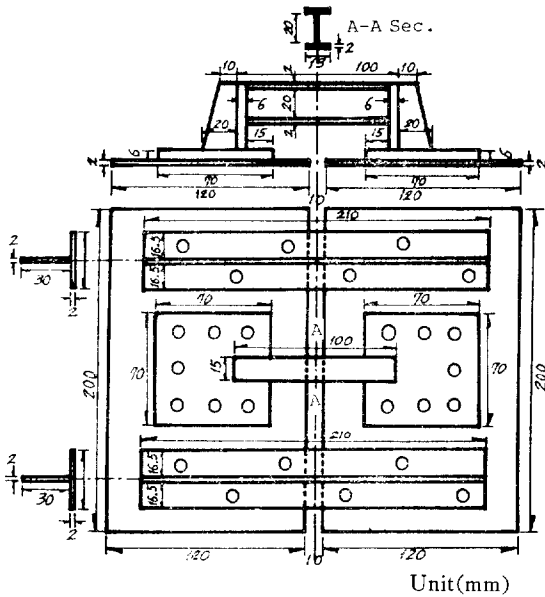


Fig. 5 Dimension of block gage(steel)

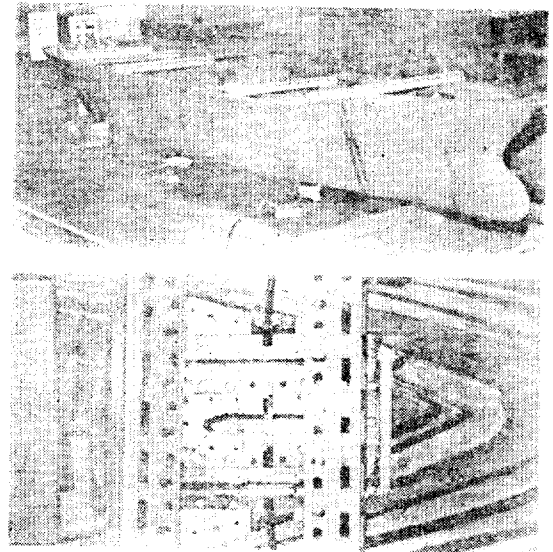


Fig. 6 General view of fitting block gage

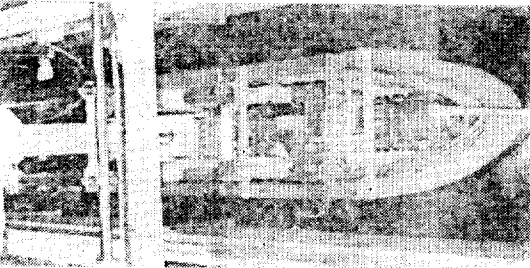
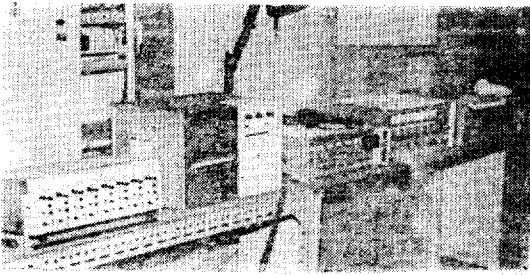


Fig. 7 General view of ship model in towing tank and measuring instruments

위치에 연결된 모우멘트 계측용 검력계는 탄성모델로 거동하기에 적당한 굽힘강성을 가지도록 설계하여 제작하였다(Fig. 5, 9).

· 가속도계와 압력계—선수부 9 $\frac{1}{2}$ 위치에 가속도계를 장치하여 운동과 충격의 크기 변화에 의한 가속도를 계측하였으며, 선수부 8 위치에 압력계를 장치하여 하기(3)의 실험조건에서 발생하는 압력크기의 변화를 계측하였다.

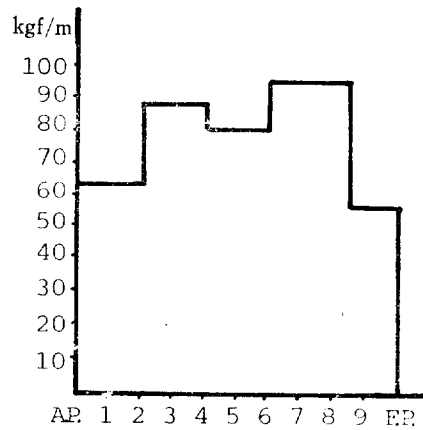


Fig. 8 Weight distribution of container ship mode (kgf·m²)

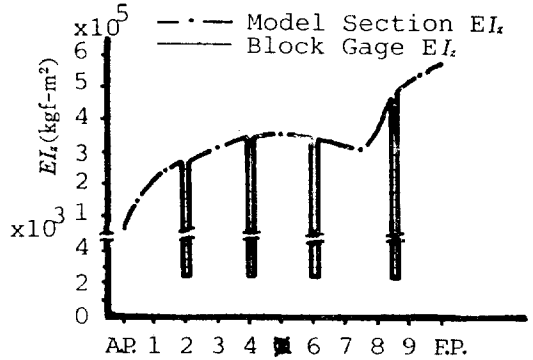
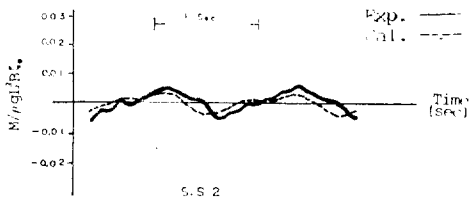
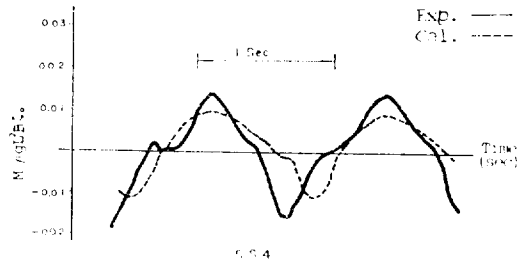
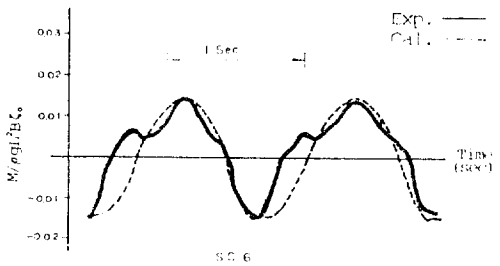
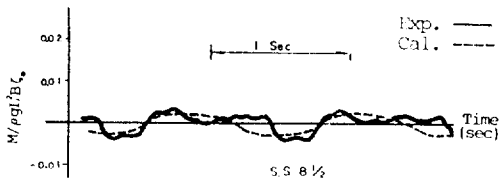
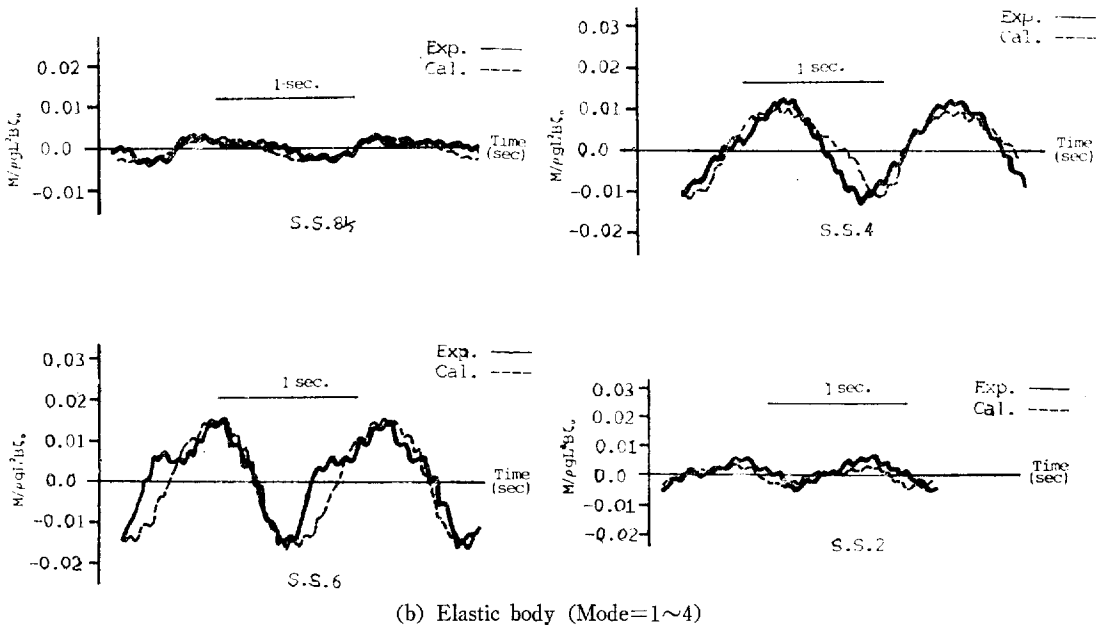


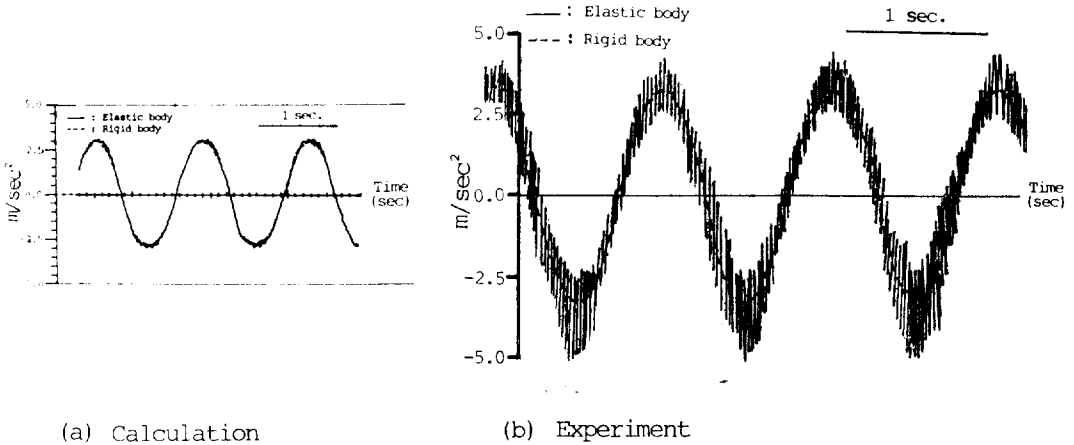
Fig. 9 Distribution of bending flexure of model



(a) Rigid body (Mode=1~2)



(b) Elastic body (Mode=1~4)
Fig. 10. Time history of bending moment at S.S. 2, 4, 6, 8 1/2
 with $L_{pp}=3.24\text{m}$, $F_n=0.265$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.738$, $L/H_w=25.9$



(a) Calculation (b) Experiment
Fig. 11 Time history of acceleration at S.S. 8 1/2
 with $L_{pp}=3.24\text{m}$, $F_n=0.265$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.738$, $L/H_w=25.9$

(3) 실험조건과 고찰

파장/배길이의 비 $\lambda/L=1.739$ 이고 배길이/파고의 비 $L/H_w=25.9$ 인 정면 규칙 파중에서 $F_n=0.265$ 로 주행한 실험상태에서, 4분할 위치의 굽힘 모우멘트, 선수부 S.S. 8 1/2 위치에서의 가속도 및 S.S. 8 위치의 압력에 대한 실험치와 그 이론치를 비교한 결과 그 크기와 경향이 비교적 잘 일치하고 있다(Fig. 10, 11, 12).

따라서, 위와 같은 실험결과와 이론해석 결과와의

만족스러운 일치는 본 이론의 실제 적용의 타당성을 제시하고 있다.

4-2. 수치계산

(1) 파고, 파장 및 속도변화에 대한 굽힘 모우멘트의 응답 특성

배길이 방향에 대한 굽힘 모우멘트 분포의 시간에 대한 변화를 파장/배길이 비 $\lambda/L=1.2$ 에서 파고 변화 $H_w=6.69\text{m}$, 8.87m 와 속도변화 $F_n=0.15$, 0.279 에 대

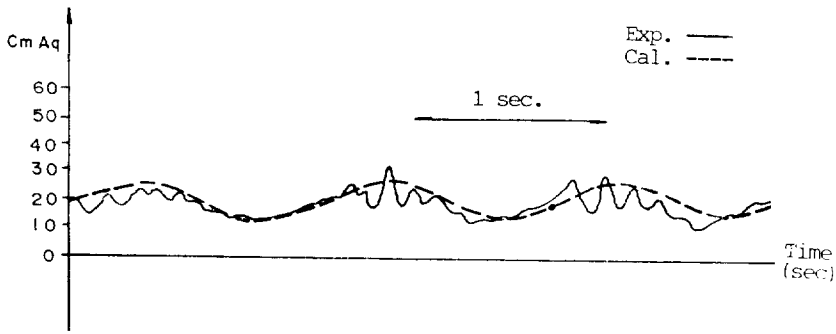


Fig. 12 Time history of pressure at S.S. 8
with $L_{pp}=3.24m$, $F_n=0.265$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.738$, $L/H_w=25.9$

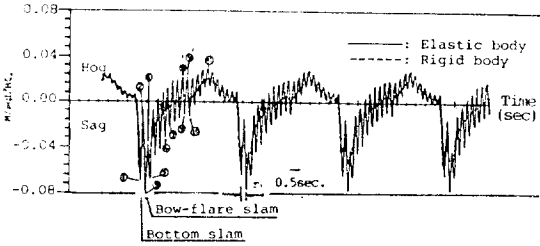


Fig. 13 Time history of bending moment S.S. 6
($L_{pp}=97m$, $F_n=0.279$, $H_w=8.87m$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)

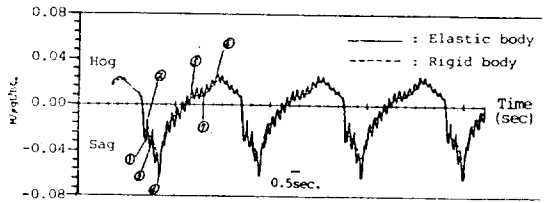


Fig. 16 Time history of bending moment S.S. 6
($L_{pp}=97m$, $F_n=0.279$, $H_w=6.69m$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)

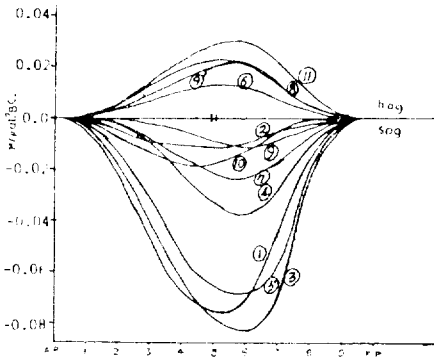


Fig. 14 Longitudinal distribution of bending moment
($F_n=0.279$, $H_w=8.87m$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)

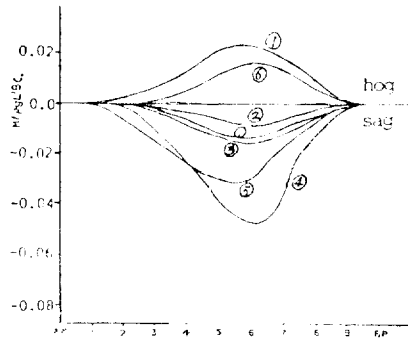


Fig. 17 Longitudinal distribution of bending moment
($F_n=0.279$, $H_w=6.69m$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)

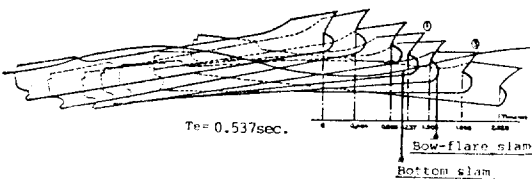


Fig. 15 Behaviors in regular head wave

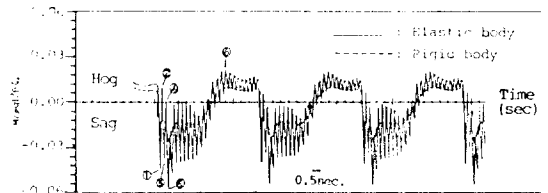


Fig. 18 Time history of bending moment at S.S. 6
($L_{pp}=97m$, $F_n=0.15$, $H_w=8.87m$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)

하여 고찰해 보면, 그 최대 굽힘 모멘트가 배의 중앙부보다 약간 앞쪽인 S.S.6위치 근방에서 발생하므로, 슬래밍 특성에 대한 고찰 위치를 주로 S.S.6위치로 한다(Fig. 14, 17, 19, 21). 즉, 파고가 높을 수록, 속도가 빠를 수록, 파장이 길수록 굽힘 모멘트 크기가 증대될 뿐만 아니라 탄성 진동에 대한 진폭도 커짐을 알 수 있다(Fig. 13, 16, 18, 20, 22~25).

(2) 파고, 파장 및 속도변화에 대한 가속도 응답 특성 S.S.8 $\frac{1}{2}$ 위치에서의 시간에 대한 가속도 응답 변화를 고찰해 보면 속도가 빠를 수록, 파고가 증대할 수록, 파장이 길어질 수록 가속도의 크기가 증대되며, 탄성

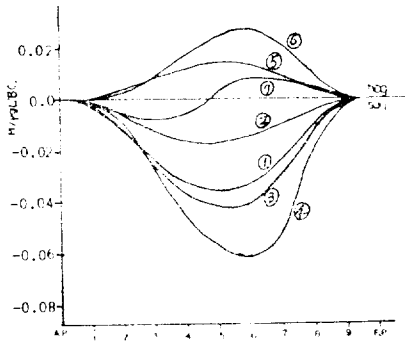


Fig. 19 Longitudinal distribution of bending moment ($F_n=0.15$, $H_w=8.87m$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)

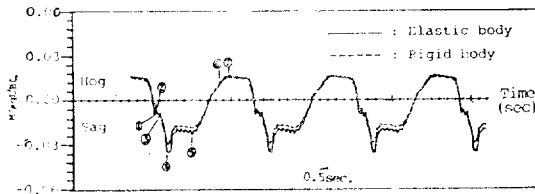


Fig. 20 Time history of bending moment S.S.6 ($L_{pp}=97m$, $F_n=0.15$, $H_w=6.69m$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)

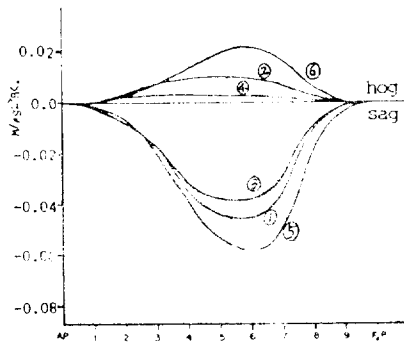
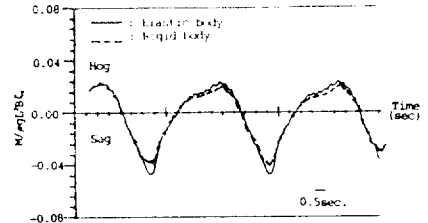
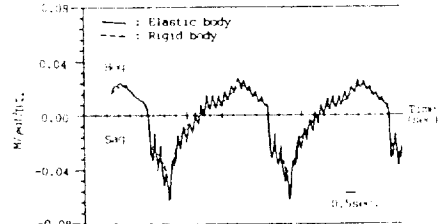


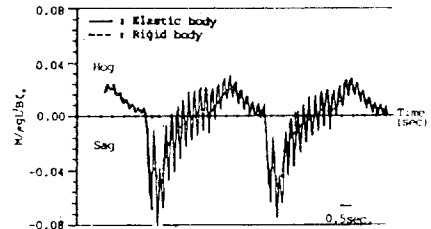
Fig. 21 Longitudinal distribution of bending moment ($F_n=0.15$, $H_w=6.69m$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)



(a) $H_w = 4.51m$



(b) $H_w = 6.69m$



(c) $H_w = 8.87m$

Fig. 22 Time history of bending moment at S.S.6 with $H_w(m)=4.51, 6.69, 8.87$ ($L_{pp}=97m$, $F_n=0.15$, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)

진동의 진폭이 대체로 증대함을 알 수 있다(Fig. 26, 27, 28).

(3) 선수부 0.25L 범위내의 선수 플레어와 선저형상 변화에 대한 최대 굽힘 모멘트의 응답 특성 선수부 0.25L 범위의 형상 변화에 대한 구분은 다음과 같은 Symbol로 정한다(Fig. 29).

Bow bottom pattern	Bow flare pattern	Symbol of the bow form	
Original bottom shape	without	①	OBS group
	original	②	
	enlarged	③	
Rectangular bottom shape	without	①	RBS group
	original	②	
	enlarged	③	

1) 선수 선저 형상 변화에 대한 경우(Fig. 30)

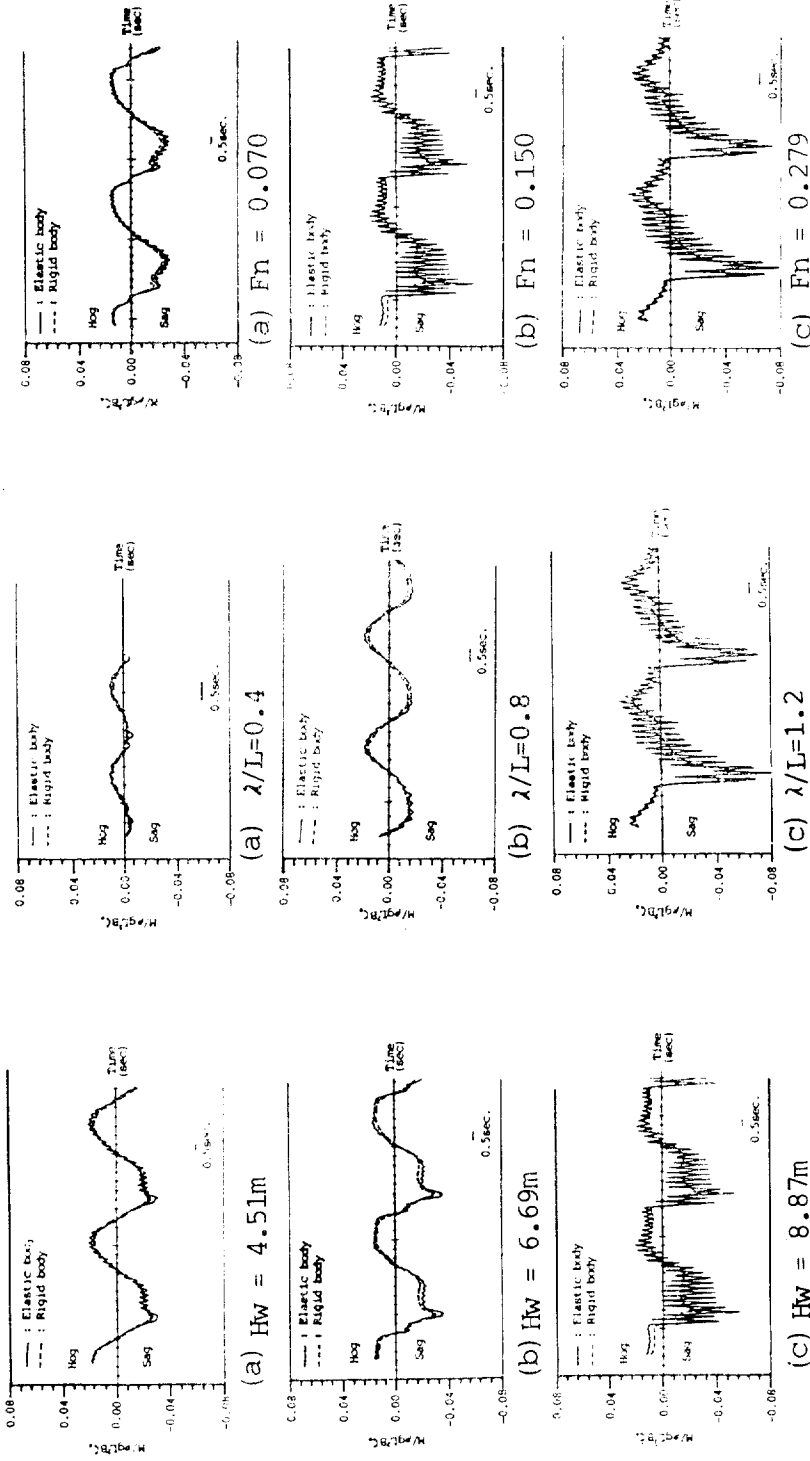
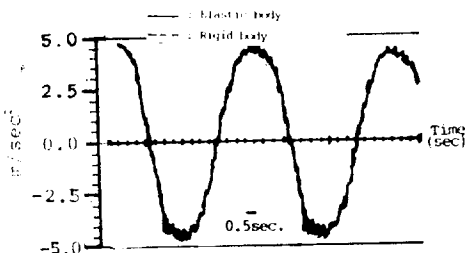


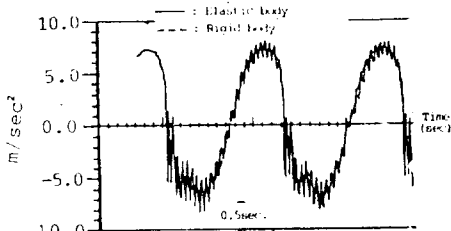
Fig. 23 Time history of bending moment at S.S.6 with $H_w(m)=4.51, 6.69, 8.87$ ($L_{wp}=97m, F_n=0.279, \chi=180^\circ, \lambda/L=1.2$)

Fig. 24 Time history of bending moment at S.S.6 with $F_n=0.4, 0.8, 1.2$ ($L_{wp}=97m, F_n=0.279, H_w=8.87m, \chi=180^\circ$)

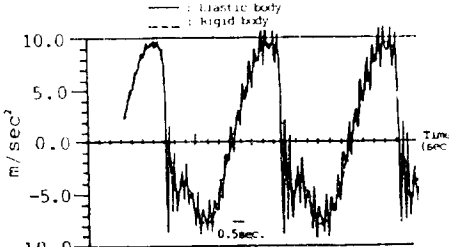
Fig. 25 Time history of bending moment at S.S.6 with $F_n=0.070, 0.150, 0.279$ ($L_{wp}=97m, H_w=8.87m, \chi=180^\circ, \lambda/L=1.2$)



(a) $F_n = 0.070$

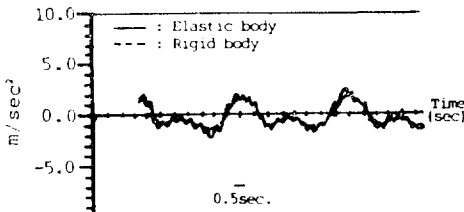


(b) $F_n = 0.150$

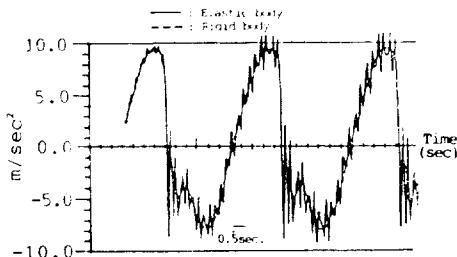


(c) $F_n = 0.279$

Fig. 26 Time history of acceleration at S.S. 8½ with $F_n=0.070, 0.150, 0.279$ ($L_{pp}=97m, H_w=8.87m, \chi=180^\circ, \lambda/L=1.2$)

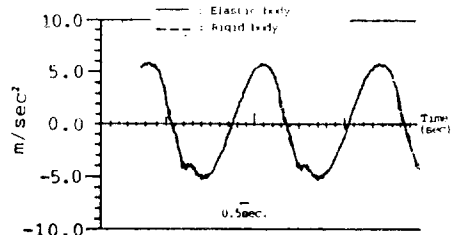


(a) $\lambda/L = 0.8$

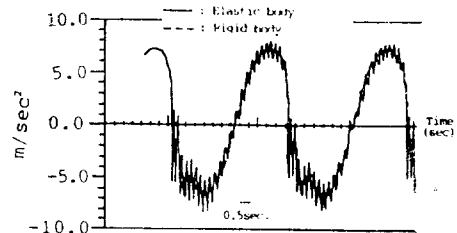


(b) $\lambda/L = 1.2$

Fig. 27 Time history of acceleration at S.S. 8½ with $\lambda/L=0.8, 1.2$ ($L_{pp}=97m, F_n=0.279, H_w=8.87m, \chi=180^\circ$)



(a) $H_w = 6.69m$



(b) $H_w = 8.87m$

Fig. 28 Time history of acceleration at S.S. 8½ with $H_w(m)=6.69, 8.87$ ($L_{pp}=97m, F_n=0.15, \chi=180^\circ, \lambda/L=1.2$)

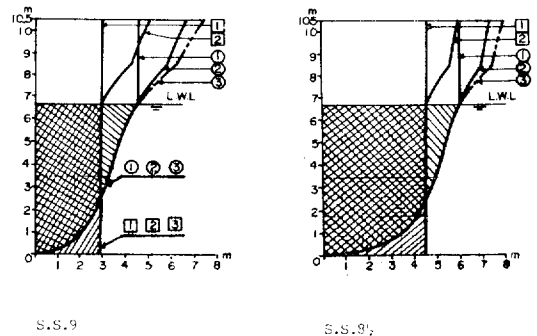
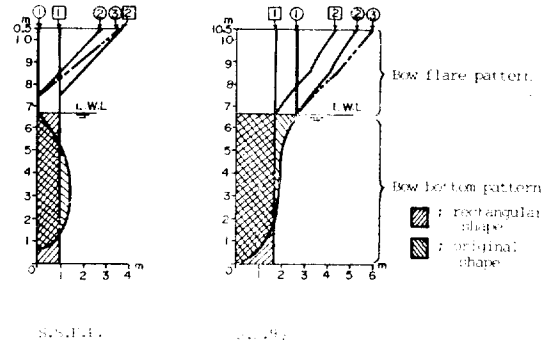


Fig. 29 Variations of bow flare and bottom shape in range of a quarter length of the ship forward

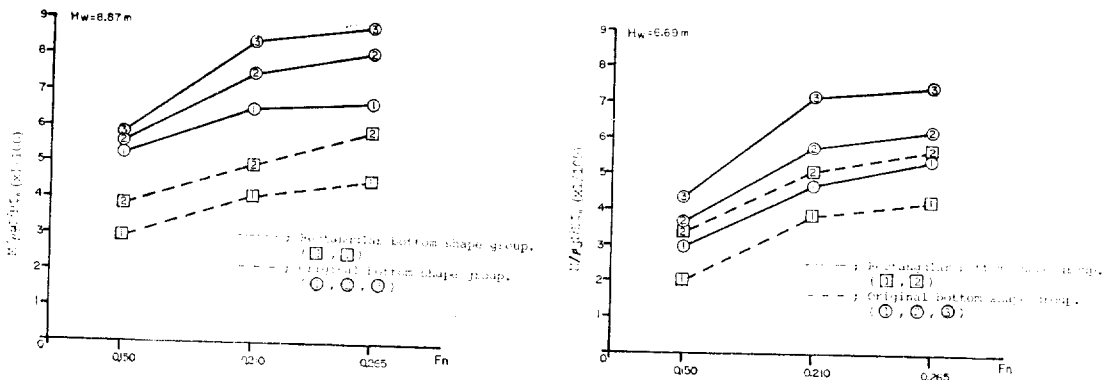


Fig. 30 Characteristics of the maximum bending moment at S.S. 6 according to variations of the bow flare and the bottom shape

공시선과 동일한 OBS group(①, ②, ③)보다 RBS group(①, ②, ③)이 최대 굽힘 모멘트의 크기를 크게 감소시키고 있음을 알 수 있다. 그 감소량은 파고와 속도 변화에 따라 변하고 있다. 따라서 이를 파고와 속도별로 그 경향을 살펴보면, 파고 변화에 대한 최대 굽힘 모멘트의 감소량은 낮은 속도 범위 ($F_n = 0.15 \sim$

0.21) 내에서는 파고 $H_w = 6.69\text{m}$ 에서 평균 21.4%, 파고 $H_w = 8.87\text{m}$ 에서 평균 38.7%씩 감소하고, 높은 속도 범위 ($F_n = 0.21 \sim 0.265$) 내에서는 파고 $H_w = 6.69\text{m}$ 에서 평균 17.8%, 파고 $H_w = 8.87\text{m}$ 에서 평균 34.3%씩 감소하여, 파고가 높을수록 그 감소량이 크게 증가함을 알 수가 있으며, 속도 증가에 따른 최대 굽힘 모

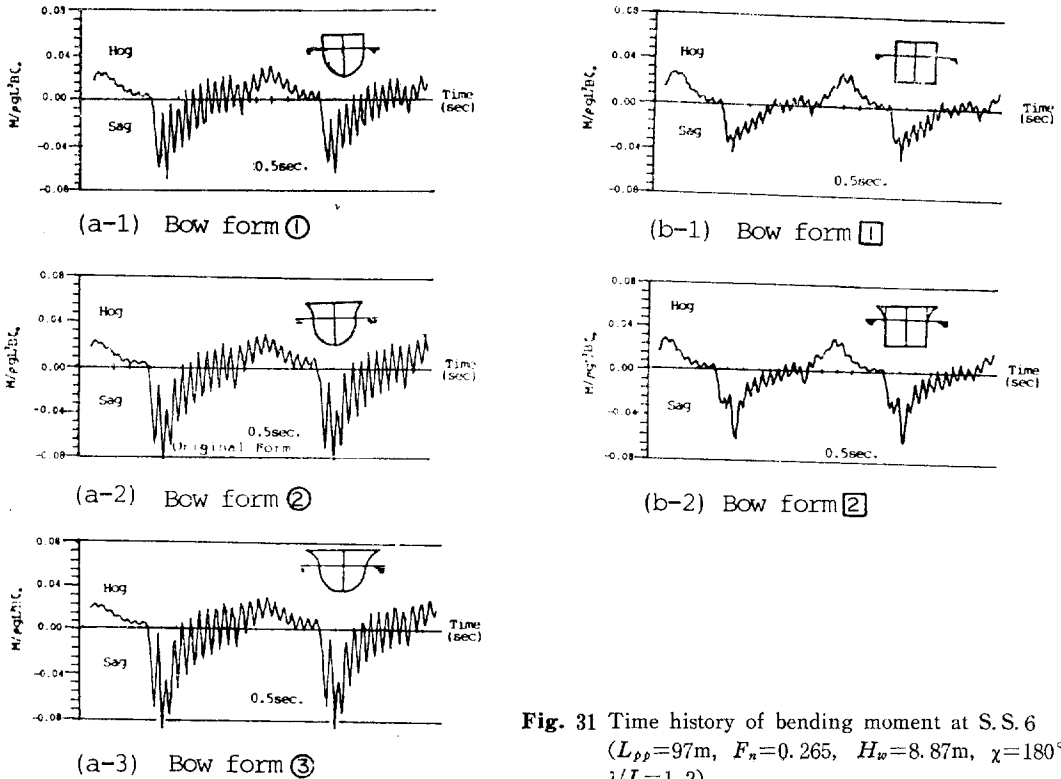


Fig. 31 Time history of bending moment at S.S. 6 ($L_{pp} = 97\text{m}$, $F_n = 0.265$, $H_w = 8.87\text{m}$, $\chi = 180^\circ$, $\lambda/L = 1.2$)

우멘트의 변화 경향에 대하여 살펴보면, 그 증가 경향은 속도의 범위에 따라 다르다. 즉, 낮은 속도 범위 ($F_n=0.15\sim 0.21$)에서는 파고, $H_w=6.69$ 와 8.87 m 어느 경우나 동일 경향으로 크게 증가하나, 높은 속도 범위 ($F_n=0.21\sim 0.265$)에서는 파고, $H_w=6.69$ 와 8.87 m 어느 경우나 증가 경향은 거의 동일하되 그 증가율은 상당히 둔감하게 됨을 알 수 있다.

2) 선수 플레어 형상 변화에 대한 경우(Fig. 30)

플레어 변화에 대한 최대 굽힘 모우멘트의 크기의 순은 선수 선저가 OBS group과 RBS group 모두 enlarged flare, original flare 및 without flare 순으로 감소하되, 파고 변화에 대한 최대 굽힘 모우멘트의 감소량은 파고 변화에 대해서는 민감하게 영향을 받지 않고, 거의 동일한 량만큼 감소하게 됨을 알 수 있으나, 속도 증가에 따른 최대 굽힘 모우멘트의 변화 경향은 앞 1)항인 선수 선저 형상 변화의 경우와 동일한 증가 경향임을 알 수 있다.

이를 구체적으로 선수 선저와 플레어 변화에 대하여 검토하여 보면(Fig. 31),

3) 선수 선저가 실선과 같고, 플레어가 없는 Wall형 플레어와 실선과 동일한 실선형 플레어가 있는 경우를 비교하여 보면, 플레어가 있는 경우가 없는 경우보다 크기가 크게 증가한 탄성 진동을 하고 있음을 알 수 있다. ②>①

4) 선수 선저가 직사각형이고, 플레어는 3)과 같은 경우의 비교 일때 3)과 같은 경향. ②>①

5) 플레어가 없는 동일 Wall형 플레어이고, 선수 선저의 변화 즉, 실선과 동일한 실선형 선수 선저와 직사각형 선수 선저를 비교하면, 직사각형 선수 선저인 경우가 실선형 선수 선저 보다 그 크기와 탄성 진동이 훨씬 감소함을 알 수 있다. ①>②

6) 실선과 동일한 실선형 플레어이고, 선수 선저 변화는 5)와 같은 경우의 비교일 때 5)와 같은 경향. ②>②

7) 이상의 결과로부터, 모우멘트 크기의 변화는 선수 플레어의 변화에 크게 좌우되기도 하지만, 선수 선저의 변화에는 훨씬 더 영향이 큼을 알 수 있다. 또 이의 근거를 가속도 크기의 변화에 대한 측면(Fig. 32)에서 실선과 동일한 실선 플레어를 갖고, 선수 선저 변화, 즉, 실선형 선저와 직사각형 선저의 경우를 비교하면, 가속도의 탄성 진동 진폭의 크기가 실선형 선저의 경우가 직사각형 선저보다 크게 증가함을 미루어 보아 굽힘 모우멘트의 크기의 변화를 일으키는 요인은 파 충격에 의한 탄성 진동에 기인되는 것이라고 추정할 수 있다.

4) 각 탄성 모우드(진동 모우드)가 전체 탄성 굽힘 모우멘트에 끼치는 기여도에 관한 고찰

강체 모우드인 피치와 히이브를 각각 Mode 1과 Mode 2로, 탄성모우드를 1차, 2차, 3차 진동모우드 등 순으로 각각 Mode 3, Mode 4, Mode 5 등으로 모우드를 정리하고, 이를 강체 모우드를 제외한 각 탄성 모우드가 전체 탄성 굽힘 모우멘트에 끼치는 기여도와

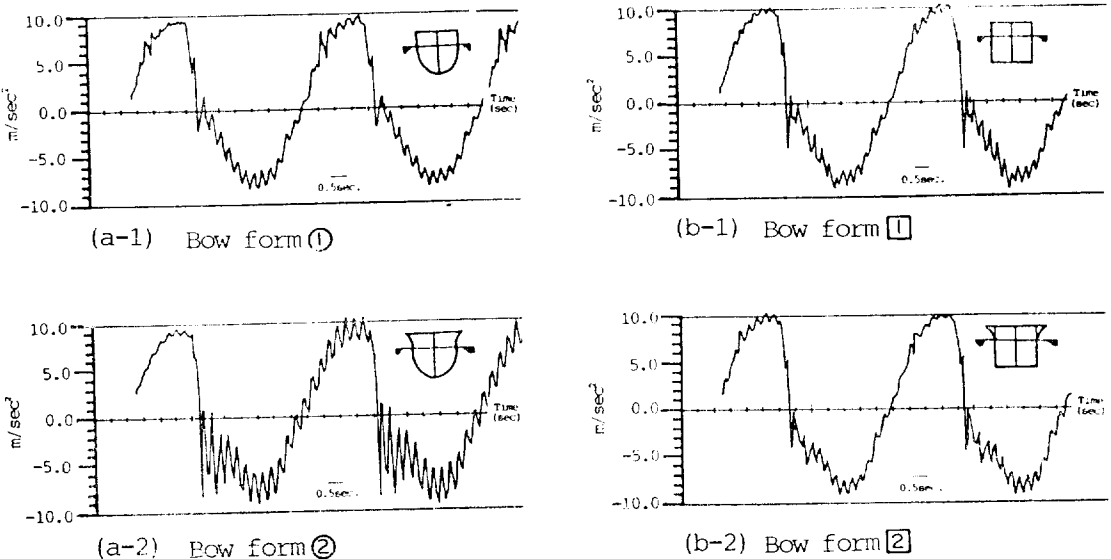


Fig. 32 Time history of acceleration at S.S. 8 1/2 ($L_{pp}=97$ m, $F_n=0.265$, $H_w=8.87$ m, $\chi=180^\circ$, $\lambda/L=1.2$)

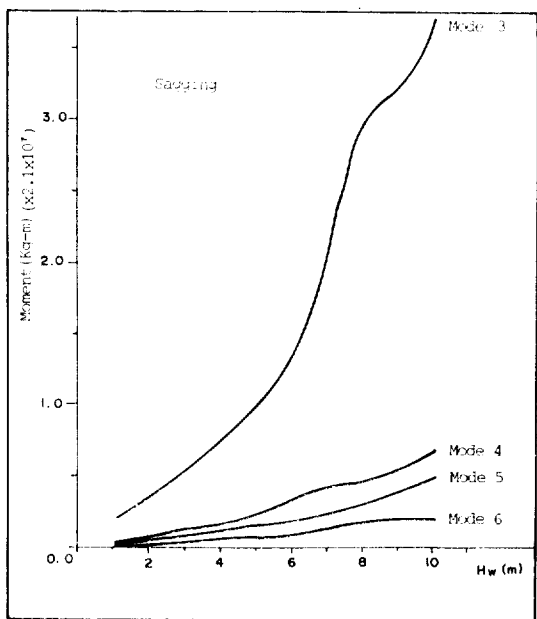


Fig. 33-a Maximum bending moment of each elastic model (3, 4, 5, 6) at S.S.6 ($L_{pp}=97m$, $F_n=0.265$, $\lambda/L=1.2$, $\chi=180^\circ$)

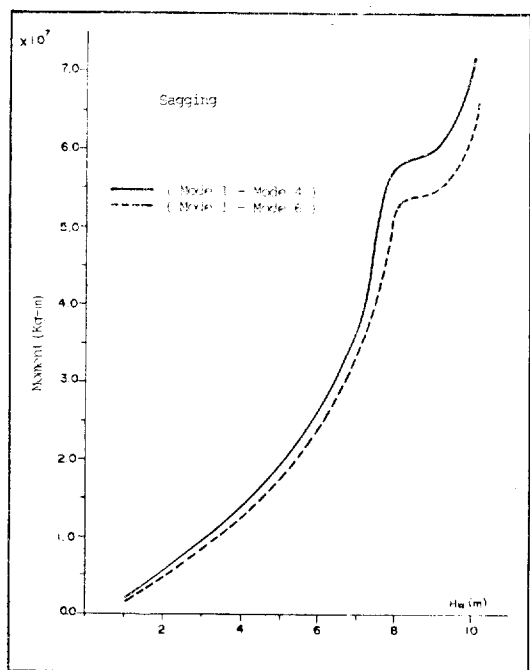


Fig. 33-b Maximum bending moment at S.S.6 ($L_{pp}=97m$, $F_n=0.265$, $\lambda/L=1.2$, $\chi=180^\circ$)

강제 운동 모우드를 포함한 최대 굽힘 모우먼트가 고차의 탄성 진동 모우드에 끼치는 영향에 대하여 고찰하여 보기 위하여 속도 $F_n=0.265$, 파고 $H_w=0.5\sim 10.0m$, 파장 배길이 비 $\lambda/L=1.20$ 에 대한 최대 굽힘 모우먼트가 기여하는 굽힘 모우먼트 기여분과 고차 탄성 진동 모우드가 최대 굽힘 모우먼트에 끼치는 영향에 대한 검토(Fig. 33).

1) 1차 진동 모우드인 Mode 3의 탄성 굽힘 모우먼트의 크기가 그 이상의 탄성 진동 모우드(Mode 4~6)의 합보다 훨씬 큰 비율을 차지하며, 이는 약 4/1의 비율이며, 이 비율이 파고 증가($H_w=0.5\sim 10.0m$)에 대해서도 거의 유사한 경향으로 증가함을 알 수 있다(Fig. 33(a)).

2) 고차의 탄성 진동 모우드가 강제 운동 모우드를 포함한 최대 굽힘 모우먼트에 미치는 영향(Fig. 33(b))은 Mode 1~6까지 고려한 고차의 진동 모우드의 경우가 Mode 1~4까지 고려한 저차의 진동 모우드의 경우보다 최대 굽힘 모우먼트의 크기와 파고 증가에 따른 증가율이 작아짐을 알 수 있다. 이는 고차 진동 모우드 일수록 전단력의 분담비율이 증가하게 됨을 알 수 있다.

5. 결 론

파랑중의 선체 동적 응답에 대한 본 비선형 이론을 검증하기 위하여 4절 분할 모델을 이용하여, 실험 검증한 결과 그 이론의 타당성이 확인 되었으며, 이를 확장하여 배길이 97m인 실선콘테이너선에 적용하여 슬래밍 응답 특성과 슬래밍 경감대책에 대하여 분석한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 시간 변화에 따른 중 굽힘 모우먼트의 크기는 파고가 높을수록, 선속이 클수록, 파장/배길이비가 1근처에서는 상대적으로 그 크기와 진동 진폭이 크게 증가됨을 알 수 있다.

2. 시간 변화에 따른 중 굽힘 모우먼트의 배길이 방향분포는, 변화 인자 F_n , H_w 및 λ/L 에 관계 없이 호경 모우먼트보다 새깅 모우먼트가 크며, S.S.6 부근에서 최대의 새깅 또는 호경 모우먼트가 됨을 알 수 있다.

3. 굽힘 모우먼트의 크기의 변화는 선수부 0.25L 범위의 선수 플레어 변화에는 물론, 선수 선저 변화에 더 크게 좌우됨을 감안할 때, 선수부 0.25L 범위내의 선수 선저의 형상을 직사각형 단면에 가까운 단면형으로 하는 것이 슬래밍을 경감시키는데 효과가 큼을 알 수

있다.

4. 전체 굽힘 모멘트의 크기는 고차 진동 모우드를 고려할수록 감소한다. 따라서, 고차 진동 모우드까지를 감안할 때는 전달 효과를 고려하여 해석을 하여야 함을 알 수 있다.

참 고 문 헌

- [1] F. Ursell, "Slender Oscillating at Zero Forward Speed". *J. Fluid Mech.*, Vol. 14, 496-516, 1962.
- [2] J.N. Newman and E.O. Tuck, "Current Progress in the Slender Body Theory for ship Motions", Proc. 5th Symp. on Naval Hydrodynamic, O.N.R., Washington, 129-165, 1964.
- [3] 田才福造 · 高木又男, "規則波中の應答理論および計算法", 耐航性に關するシンポジウム, 1-52, 1969.
- [4] 福田淳一, "規則波中の船の縦曲げモーメント", 造船協會論文集, 241-252, 第110號, 1961, 第111號 204-214, 1962.
- [5] Th. von Kármán, "The Impact on Scaplane Floats During Landing", NACA. Tech. Note, No. 321, 1929.
- [6] Tasai, "On the damping forces and Added Mass of Ships Heaving and Pitching", Reports of REARCH Institute for Applied Mechanics Vol. VII, No. 26, 1959.
- [7] Ursell, "Short Surface Waves due to an Oscillating Immersed Body", Thinity College, Univ. of Cambridge, 1953.
- [8] Y. Yamamoto, T. Fukasawa, "Structural Failure of Small Cargo Vessel among Rough Seas", The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1981.
- [9] J. Juncher Jenson, P. Turndrup Pdersen, "Wave-induced Bending Moments in Ship-A Quardratie Theory", R.I.N.A., 1976.
- [10] John N. Andrews, "A Method for Computing the Responce of Ship to a Transient Force", Taylor Model Basin Report No. 1544, 1963.
- [11] Bishop & Price, "Hydroelasticity of Ship", Cambridge Univ., 1979.
- [12] Meirovitch, "Analytical Method in Vibrations", Macmillan, 1967.
- [13] Robert Weinstock, "Calculus of Variation", Dover, 1974.
- [14] Price & Bishop, "Probabilistic Theory of Ship Dynamics", Chapman and Hall, 1974.
- [15] Dynamics of Marine Structures, Ciria Under Water Engineering Group, 1977.
- [16] Klaus-Jürgen Bathe, "Numerical Methods in Finite Element Analysis", Prentice-Hall, 1976.
- [17] M.K. Ochi, L.E.Motter, "Prediction of Slamming Characteristics and Hull Responses for Ship Design", *Trans. SNAME*. Vol. 81, 144-176, 1973.
- [18] 深澤塔一, "スラミングを考慮した波浪中船舶の動的應答", 博士論文, 1980.
- [19] 渡邊恵弘, "船底衝撃の性質と Whippingについて", 西部造船會會報, 第22號, 121-136, 1966.