

선박의 거동 및 파랑하중 계산을 위한 약산식 비교 검토

최문관¹ · 박인규¹ · 구원철^{1,†}
울산대학교 조선해양공학부¹

A Comparison Study on the Simplified Formulae for Ship Motion and Global Loads in Waves

Mun-Gwan Choi¹ · In-Kyu Park¹ · Weoncheol Koo^{1,†}
School of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of Ulsan, Korea¹

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The global performance of various ships estimated by simplified formulae of classification societies is compared with the numerical results by a strip-theory-based whipping analysis program including slamming impact(USLAM). Heave acceleration, pitch angle and the vertical acceleration are compared and the effectiveness of simplified formulae is evaluated. Four different ship models are used for comparison study, which include S175, Flokstra, 6000TEU and 8100TEU container ships. In order to verify the numerical results, the vertical bending moment of S175 is compared with the results of ITTC workshop data.

Keywords : Whipping(휘핑), Momentum slamming(모멘텀 슬래밍), Impact slamming(충격 슬래밍), Simplified formula(약산식), Vertical bending moment(수직 굽힘 모멘트)

1. 서론

전 세계적인 해상 물동량의 급격한 증가로 인하여 대형 컨테이너선의 수요가 증가하였다. 1990년대에는 2,000~3,000TEU급의 파나막스선이 주력 선종이었지만 최근에는 대우조선해양에서 18,000TEU급 초대형 컨테이너선의 건조를 시작으로, STX에서는 22,000TEU급 컨테이너선 설계 개발을 완료하는 등 대형화가 가속되었다. 이에 따라 선박의 형태, 특히 선수부의 플레어(Bow flare) 및 선미 돌출부가 선체에 미치는 영향이 증가하였으며, 이는 파랑 중 운행하는 선박에 충격력을 유발시키며 심각한 선체손상을 야기하는 진동현상의 발생가능성을 높인다. 선체에서 발생하는 진동현상은 일반적으로 기진력이 일시적인지 지속적인지에 따라, 휘핑(Whipping)과 스프링(Springing)으로 구분할 수 있다. 휘핑 현상은 슬래밍(Slamming)에 의한 선체의 진동으로 그 지속시간이 일시적이며, 선속과 파랑조건에 따라 발생이 제한적인 반면, 스프링 현상은 선체 고유주기와 파랑주기의 공진으로 인한 지속적인 선체진동이다. 이러한 진동현상은 선체의 피로파괴를 초래하는 매우 중대한 요소로 설계단계에서부터 반드시 고려해야 한다.

슬래밍에 의하여 발생하는 휘핑에 대한 연구들 중 Ochi and

Motter (1973)는 설계 초기 단계에서 슬래밍 현상을 고려하기 위해 그 특성을 세분하여 통계적인 예측방법을 제시하였으며, Yamamoto, et al. (1979)은 선체를 탄성체로 간주하고 비선형 파랑하중을 수치적으로 계산하였다. 그들은 선수부 플레어에 의한 슬래밍을 모멘텀 이론을 사용하여 계산하였으며, 선저충격 슬래밍(Impact slamming)도 같은 이론을 사용하여 근사적으로 계산하고자 하였다. 최근의 슬래밍에 관한 연구에는 Lee, et al. (2007)이 북태평양과 유럽 항로상을 항해하는 실제 대형 컨테이너선에 압력계를 설치하여 선수 플레어 슬래밍의 충격압력을 측정하였으며, Shin, et al. (2010)은 경사각을 갖는 썩기 모델을 제작하여 자유낙하실험을 함으로써 최대 충격 압력 및 최대압력부의 지속시간과 압력 이동속도 등에 대해 연구하였다.

근래에 세계 각국의 선급 협회에서도 슬래밍을 고려하여 선박의 내항성 연구에 관심을 가지고 있다. ABS 선급협회는 슬래밍에 의한 하중과 이를 반영한 선박의 강도계산평가 규정(ABS, 2011)을 만들어 부재치수에 반영하고 있다. Lloyd 선급협회의 Wang, et al. (2011)은 시간영역에서 이차원 경계요소법을 이용하여 슬래밍에 의한 충격력을 계산하고 초대형 컨테이너 선박의 파랑 중 설계 굽힘 모멘트를 예측하여 실선 설계에 반영하기 위한 노력을 하고 있다.

고파고가 아닌 중간 파고상에서도 흔히 관찰되는 스프링 현

상은 선체 구조감쇠계수의 산정과 파랑 스펙트럼의 고주파수 부분(high frequency tail)의 불확실성으로 인하여 정확한 예측이 어려웠다. 이와 관련된 연구로 Jensen and Pedersen (1978)은 선박에 작용하는 비선형 파랑하중을 계산하기 위해 Timoshenko beam을 사용한 2차항 strip theory를 고안하고 합주파수(Sum frequency)에 의한 영향을 포함시킴으로서 고주파수에서의 선체 진동을 계산하여 스프링잉 현상에 대한 수치적 해석 방안을 제시하였다. 이를 이용하여 Jensen and Dogliani (1996)는 고속 컨테이너 선박에서 스프링잉 현상이 선체의 피로강도에 미치는 영향을 계산하였다. 스프링잉 현상은 선박이 대형화됨에 따라 발생 주파수가 낮아지는 경향을 보이며 고파고상이 아니더라도 발생할 수 있기 때문에 선박 설계에 반드시 고려해야 하지만, 아직까지는 기술적인 한계로 실선 설계에는 적용하기 미흡한 실정이다.

일반적으로 선박의 초기단계 설계시 편의성과 공기 단축을 위해 선급협회의 규정에 따른 약산식을 많이 사용한다. 하지만 앞의 언급에서처럼 선박의 급격한 대형화로 인해 기존 선박 설계에 사용하는 약산식의 적용성과 해의 적합성이 검토되어야 한다.

따라서 본 논문에서는 자체 개발한 휘핑 해석 프로그램(USLAM)을 이용하여 각기 다른 4척의 컨테이너 선박에 대한 수직운동과 수직 굽힘 모멘트를 계산하고 이를 선급규정의 약산식과 비교 검토를 실시하여, 선체 크기에 따른 기존 약산식의 사용 적합성과 한계를 조사하였다. 또한 이 같은 비교 검토를 통해 대형 선박에 대한 기존 약산식의 보완 및 개선의 필요성을 파악하고자 하였다. 개발된 USLAM 프로그램은 S175선박에 대한 ITTC (2010)의 비교 연구 결과를 통해, 전 세계 다양한 연구기관들의 계산 결과와 비교하여 그 유효성을 검증하였다 (Hwang, et al., 2012). 계산에 사용된 4척의 컨테이너 선박은 잘 알려진 S175선박과 6,000 TEU, 8,100 TEU 그리고 Flokstra 컨테이너 선박이다. Flokstra 컨테이너선은 Panamax 급 선박으로 1974년 Flokstra에 의해 처음으로 선형이 개발되었다 (Flokstra,1974). USLAM 프로그램은 선체를 Bernouli-Euler beam으로 가정하고 스트립 이론을 적용하였으며, 슬래밍에 의한 충격력은 플래어 슬래밍에 의한 충격력과 선저 충격력으로 나누어 각각 모멘텀 슬래밍 이론과 경험식에 근거한 선저 충격 슬래밍 이론을 적용하였다.

2. 문제의 정식화

본 논문에서는 선체의 수직운동 및 수직 굽힘 모멘트 계산을 위하여 선체를 길이 방향으로 불균일한 단면을 가지는 Bernouli-Euler beam으로 가정하였다. 이에 따라 길이방향으로 미소 길이에서의 단면 수직방향 변위를 w 라고 정의하고 단면에 외력 $fe(x,t)$ 가 작용할 때, 전단력과 굽힘 모멘트(식(1),식(2)) 방정식 그리고 평형식의 관계로 부터 지배방정식을 아래의 진동방정식(식(3))으로 할 수 있다.

$$V = - \frac{\partial}{\partial x} EI_y(x) \left[\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \eta(x) \frac{\partial^3 w(x,t)}{\partial x^2 \partial t} \right] \quad (1)$$

$$M = EI_y(x) \left[\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \eta(x) \frac{\partial^3 w(x,t)}{\partial x^2 \partial t} \right] \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \mu(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + EI_y(x) \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \eta(x) \frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2} \right] \\ = f_e(x,t) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $\mu(x)$ 는 단위길이당 질량, $EI_y(x)$ 는 굽힘강성 계수, 그리고 $\eta(x)$ 는 구조감쇠 계수를 의미한다.

식(3)의 우변인 외력 $fe(x,t)$ 은 선체에 작용하는 유체력과 중력을 고려하였다. 선체의 유체력은 Gerritsma and Beukelman (1964)이 제안한 식(4)를 사용하였다 (Bishop & Price, 1979).

$$\begin{aligned} f_{fluid}(x,t) = - \left(\frac{D}{Dt} \left(m(x) \frac{Dz(x,t)}{Dt} \right) \right) \\ - \left(N(x) \frac{Dz(x,t)}{Dt} + \rho g B(x) z(x,t) \right) \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 $z(x,t)$ 는 선체와 수면의 수직방향 변위차이 이며, $m(x)$ 는 단면의 부가질량, $N(x)$ 는 단면의 유체감쇠계수, $B(x)$ 는 수선에서의 단면의 폭 그리고 ρ 와 g 는 유체의 밀도와 중력가속도를 의미한다. 또한 D/Dt 는 전미분으로 다음과 같다.

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \frac{dx}{dt} \frac{\partial}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial t} - U \frac{\partial}{\partial x} \quad (5)$$

선체에 작용하는 외력을 정리하면 유체의 관성력 f_m , 유체의 감쇠력 f_r 그리고 유체 정력학적 힘 및 Froude-Krylov 힘 f_s 과 단면에 작용하는 중력 f_g 으로 다음과 같이 구성된다.

$$f_e = f_m + f_r + f_s + f_g \quad (6)$$

따라서 유체력(식(4))을 포함한 선체 외력(식(6))은 다음과 같이 전개 할 수 있다.

$$\begin{aligned} - \frac{D}{Dt} \left(m \frac{Dz}{Dt} \right) = f_m = f_{m'} + f_{imp} \\ f_{m'} = - m \frac{D}{Dt} \left(\frac{Dw}{Dt} - V_z \right) + U \frac{\partial m}{\partial x} \left(\frac{Dw}{Dt} - V_z \right) \\ f_{imp} = - \frac{\partial m}{\partial t} \left(\frac{Dw}{Dt} - V_z \right) \end{aligned} \quad (7)$$

$$- N(x) \frac{Dz}{Dt} = f_r \quad (8)$$

$$- \rho g B(x) z(x,t) + \mu(x) g = f_s + f_g \quad (9)$$

여기서 V_z 는 파도입자의 수직방향 속도이다.

충격외력에 대한 계산은 모멘텀 슬래밍 이론에 따라 유체의 관성력 f_m 을 선체운동에 기인하는 유체의 부가관성력 f_m' 과 유체 충격하중 f_{imp} 에 의한 항으로 나눌 수 있다. 또한, f_{imp} 항은 발생 시기에 따라 선수부 플레어 슬래밍에 의한 충격력 f_{flare} 와 선저 충격 슬래밍에 의한 충격력 f_{bottom} 으로 다시 구분할 수 있다.

본 논문에서 플레어 슬래밍에 의한 충격력 f_{flare} 은 모멘텀 슬래밍 이론을 이용하여 계산하였으며, 선저 충격 슬래밍에 의한 충격력 f_{bottom} 은 Ochi and Motter (1973)의 제안과 같이 선저부터 1/10홀수까지 작용한다고 가정하여 경험식에 근거한 충격 슬래밍 이론을 이용하여 계산하였다.

선저 충격 슬래밍에 의한 충격력 f_{bottom} 계산은 Ochi (1967)의 제안이 기본을 이루며 다음과 같이 표현이 된다.

$$f_{bottom}(x,t) = P_{max} \cdot G(x) \cdot f(t) \quad (10)$$

$$P_{max} = \frac{1}{2} \rho K' V_{rel}^2 \quad (11)$$

$$f(t) = \frac{t}{T_0} \left[\exp\left(1 - \frac{t}{T_0}\right) \right] \quad (12)$$

여기서 $G(x)$ 는 형상계수이며 본 연구에서는 선저 중앙부에서 최대값(=1)으로 가정하고 1/10홀수까지 0의 값으로 줄어드는 선형적인 분포로 가정하였다. K' 는 선저기울기를 고려한 압력계수이며 이 값은 Stavovy and Chuang (1976)의 실험을 통해 얻은 무차원화 된 K' 값을 사용하였다(Fig. 1). 또한, V_{rel} 는 충격시의 상대 수직 속도이다. 그리고 $f(t)$ 는 충격 시간함수이며, T_0 는 실험에 근거하여 다음과 같이 정의된다 (Kawakami, et al., 1977).

$$T_0 = 0.00088 \sqrt{L} \quad (13)$$

여기서 L 은 선체 길이(L_{BP})를 나타낸다.

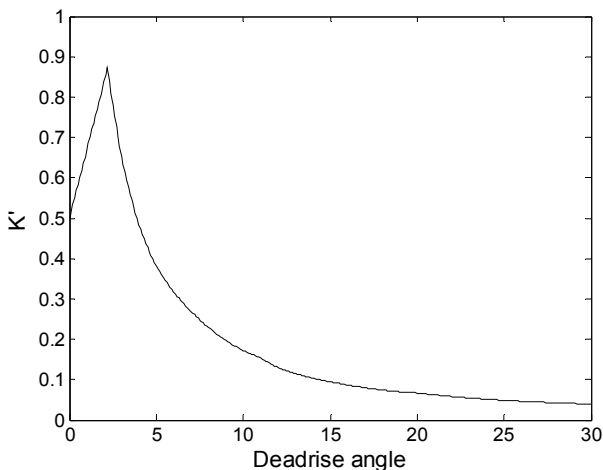


Fig. 1 Pressure factor according to deadrise angles

2.1 선체 운동계산

선체는 강체가 아닌 탄성체로서 길이방향으로 서로 다른 수직 변위(w_{AP} , w_{FP})를 일으키게 된다. 여기서는 상하동요(Heave)는 선미와 선수에서의 수직변위(w_{AP} , w_{FP}) 평균값에 무게중심의 위치를 고려하여 정의하였으며(식 (14)), 종동요(Pitch)는 선미와 선수에서의 수직변위(w_{AP} , w_{FP}) 차를 선체 길이로 나눈 회전각으로 정의하였다(식 (15)).

$$Z_{heave} = w_{AP} + (w_{FP} - w_{AP}) \left(\frac{L}{2} + x_G \right) / L \quad (14)$$

$$\phi = \sin^{-1} \left(\frac{w_{AP} - w_{FP}}{L} \right) \quad (15)$$

여기서 w_{AP} 와 w_{FP} 는 선미와 선수에서의 수직 변위를 나타내며 x_G 는 선체 중앙부에서부터 무게중심의 x 방향 위치 변위이다.

상대수직속도는 선체의 수직방향변위와 파면높이의 차의 전미분으로 정의하였다.

$$V_{rel} = \frac{D}{Dt} (w - A e^{-kz_d} \cos(kx \cos \chi - ky \sin \chi - \omega_e t)) \quad (16)$$

여기서 χ 는 파의 x 축에 대한 입사각을 A 는 파도의 진폭을 의미하며, z_d 는 수직방향 좌표계를 나타낸다.

2.2 선급 규정에 의한 계산

본 연구에서는 선박 설계에 중요한 인자인 선박의 수직운동과 수직 굽힘 모멘트에 대하여 선급에서 제시하고 있는 약산식을 이용하여 계산하고 그 결과를 본 연구의 수치 계산 결과와 비교하고 선체 크기에 따른 약산식의 적용성과 유효성을 검토하였다.

Table 1 Simplified formulae from classification societies

	Simplified Formulae(1)	Simplified Formulae(2)
Heave acceleration	$a_z = \frac{3g(V_s + 5)^{0.5}}{(BL)^{0.6} \sqrt{C_B}} H_P$ (17)	$a_z = 0.7g \frac{a_0}{\sqrt{C_B}}$ (20)
Pitch	$\theta = \frac{3(V_s + 5)^{0.2}}{L^{1.2} \sqrt{C_B}} H_{L-180}$ (18)	$\theta = 0.25 \frac{a_0}{C_B}$ (21)
Vertical acceleration	$a_v = a_{Heave} + x_i - x_g a_{pitch}$ (19)	$a_v = \frac{k_v g a_0}{C_B}$ (22)

Table 1는 두 선급에서 제시하고 있는 약산식을 나타낸다. 약산식(1)은 선급1(ClassNK)에서 제공하는 상하동요 가속도(식(17))와 종동요(식(18)) 그리고 수직 가속도(식(19))를 계산하기 위한 식으로서 선박의 길이 L , 폭 B , 선속도 V_s , 방형계수 C_B 그리고 규칙파에서 선수파(head sea)상태일 때 설계파고 H_{L-180} 와 횡파(beam sea)일 때 설계파고 H_b 등 기본적인 제원을 변수로 사용하여 간단히 계산할 수 있도록 정의하고 있다 (Class NK, 2011).

약산식(2)는 선급2(DNV)에서 제시하고 있는 약산식이다 (DNV, 2012). 여기서 a_0 는 common acceleration로서 선급규정의 파랑 계수(wave coefficient)와 선박의 길이 그리고 선속에 의해 결정이 되는 계수이며, k_v 는 계산하고자 하는 선박의 위치에 따라 결정되는 계수이다.

선체중앙부에서의 수직 굽힘 모멘트 계산은 두 선급모두 동일한 계산 방법을 제시하고 있다. Hogging과 Sagging 굽힘 모멘트에 대한 식은 다음과 같다.

$$M_{mv-hogging} = 0.19 C_w L^2 B C_B \quad (23)$$

$$M_{mv-sagging} = -0.11 C_w L^2 B (C_B + 0.7) \quad (24)$$

여기서 C_w 는 파랑 계수로서 선박의 길이와 선속에 의해 결정된다.

3. 계산 조건 및 과정

선급에서 제시한 약산식(1)과 (2)를 통한 선체의 수직운동 및 수직 굽힘 모멘트의 결과를 비교 검토하기 위해, 스트립 이론을 바탕으로 한 휘핑 해석 프로그램인 USALM의 계산결과와 비교하였다. 본 연구에서는 각기 다른 4개의 컨테이너 선형에 대해 계산을 수행하고 이를 비교하였다. 각 선박의 제원은 Table 2 에서 제시하였으며, 계산 조건은 Table 3 에 나타내었다. 이때의 선수파의 설계 파고 (H_{L-180})는 결과 비교를 위해 선급1의 규정을 따랐으며 파장의 길이는 선박의 길이와 동일($\lambda/L=1$)하다고 가정하였습니다.

선체는 21개의 단면으로, 수선은 16개로 분할하여 선형을 근사하였다. 선체 길이 방향으로의 중량분포는 무게분포와 부력분포를 같게 하였고(Balanced distribution) 단면의 2차모멘트(I_y)의 선체 길이방향에 대한 분포는 사다리꼴 형상으로 가정하여 5 station에서 13 station 까지는 일정하고 선수와 선미 방향으로는 선형적으로 0까지 감소하는 것으로 하였다. 선체를 강철로 가정하고 강철의 탄성계수(E)는 2.1×10^{10} Pa을 사용하였고, 구조감쇠 계수 계산을 위한 대수 감소율(δ)는 S175는 0.056을, 이외 다른 선박에 대하여는 0.05를 사용하였다.

본 연구에서는 각 선박의 상하동요 가속도, 종동요, 선수부의 수면변위에 대한 수직 가속도, 그리고 선체중앙부에서의 수직 굽힘 모멘트를 수치적으로 계산하고 이를 약산식 계산 결과와 비교

하였다. 또한, 본 수치 계산 결과의 검증을 위해, 파고의 변화에 따른 수직 굽힘 모멘트를 기존의 해석 결과 (ITTC, 2010)와 비교하여 해의 타당성을 검토하였다.

4. 결과 비교 및 토의

선급의 약산식을 이용한 선박의 계산 결과를 비교하기에 앞서, 본 연구에서 사용한 수치 해석법의 해의 타당성을 검증하였다.

Table 2 Principal dimensions of container ships

Ship model	S175 (A)	Flokstra (B)	6000TEU (C)	8100TEU (D)
L_{BP} [m]	175	270	280	321
B [m]	25.4	32.2	42.8	45.6
d [m]	9.5	10.85	14.2	14.5
D [m]	15.4	19	25.5	26
L/D	11.4	14.2	11.0	12.3
Block coeff.	0.57	0.60	0.61	0.64
Speed [knot]	20	24	23	25
I_{y-max} [m ⁴]	92	420	484	536

Table 3 Calculation condition for various ships

Ship model	kA	H_{L-180} [m]
S175 (A)	0.153	8.542
Flokstra (B)	0.114	9.799
6000TEU (C)	0.111	9.877
8100TEU (D)	0.098	9.989

Fig. 2과 Fig. 3는 선체 중앙부와 선수부분인 19번 단면(station)에서 계산한 S175선박에 대한 수치계산 결과이다. 두 그래프는 선체를 강체와 탄성체로 각각 가정할 경우를 비교한 것인데, 탄성체로 가정했을 때 고차항의 진동현상을 관찰 할 수 있다. 또한 Fig. 3에서 선수부 수직 굽힘 모멘트가 증가함과 동시에 선체중앙부(Fig. 2)에서도 수직 굽힘 모멘트가 증가하는 것을 통해 본 수치 계산을 통한 휘핑의 적용효과를 관찰 할 수 있다. 이를 이용해 Fig. 4에서 USLAM을 이용하여 계산한 선체중앙단면의

수직 굽힘 모멘트를 ITTC (2010)의 결과와 비교하여, 본 계산 결과가 다른 연구 기관들의 결과와 동일한 유효 범위 내에 있음을 확인하였다.

약산식을 통한 4척의 서로 다른 컨테이너 선체에 대한 선박 운동 계산 결과를 수치해석 결과와 Fig. 5~8에서 비교하였다. 선급 1의 규정대로, 선체 크기에 따른 설계파고를 적용하여 계산을 수행하였으며, 선박의 크기가 증가함에 따라 상하동요 가속도 (Fig. 5), 종동요 (Fig. 6), 및 수직 가속도(Fig. 7)는 대체로 감소함을 알 수 있다.

스트립 이론을 적용한 수치해석 계산 결과는 약산식 계산 결과들에 비해 대체로 작은 값을 나타내고 있으며, 약산식2에 의한 계산 결과보다 약산식1에 의한 계산 값과 좀 더 가까운 것을 확인할 수 있으며, Fig. 5와 Fig. 6에서 상하동요 가속도와 종동요의 경우, 약산식2의 결과는 약산식1과 상당한 차이를 보이며, 특히 수치해석 결과와 비교해서 약 2배정도 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 이를 통해, 선체 운동에 대한 각 선급의 약산식 결과에는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다.

하지만, Fig. 7에서 상하동요 가속도와 종동요 가속도를 함께 고려한 수직 가속도의 비교는, 위의 결과들과 다르게, 두 약산식 간의 차이가 비교적 작은 것을 알 수 있다. 이를 통해, 수직 가속도와 같이 선박 설계시 고려해야 할 중요 인자인 경우는 각 선급마다 비슷한 결과를 주는 것을 확인할 수 있다. 이는 각 선급이 가지고 있는 오랜 경험에 의한 약산식의 유효성을 보여주는 결과라 할 수 있다. 선체 크기가 증가함에 따라 수직 가속도는 두 약산식 결과 값이 역전되는 현상을 볼 수 있는데, 이는 각각의 약산식에서 고려하고 있는 조우주기가 다르기 때문이다. 이는 또한, 선체 크기 증가에 따른 약산식의 적용이 좀 더 면밀히 검토되어야 함을 의미한다.

각 선체에 대한 운동 계산 결과의 비교를 통해, 선급 규정에 따른 약산식 계산 결과가 수치해석 계산 결과보다 다소 큰 값을 가지는 것을 확인할 수 있는데, 이는 선급규정에 안전계수가 적용되었기 때문으로 판단된다.

각 선박에 대한 수직 굽힘 모멘트에 대한 약산식 결과와 수치해석 결과 비교를 Fig. 8에 나타내었다. 여기서 양(+)의 결과는 hogging 이며, 음(-)의 결과는 sagging을 나타낸다. S175, 6000TEU 그리고 8100TEU 컨테이너 선박에 대한 중앙단면의 수직 굽힘 모멘트는 선급 규정의 약산식 결과와 수치해석 결과가 대체로 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 하지만, Flokstra 컨테이너 선박의 경우, 수치해석 계산에 의한 sagging 값이 약산식 계산결과보다 큰 것을 확인할 수 있다. 이는, 선체 종강도에 영향을 미치는 선체 치수 L/D가 Flokstra의 경우 14.2로 일반적인 선박의 치수인 9~13을 벗어나는 큰 값이다(Table 2). 따라서 Flokstra는 다른 선박에 비해 종강도가 취약하다고 볼 수 있으며, 일반적인 경우를 벗어나기 때문에, 선체 각 단면 형상을 정확히 대입하여 계산하는 수치해석 결과와 약산식 결과는 차이가 난다고 할 수 있다. 그러므로 약산식을 통한 선체 중앙단면의 굽힘모멘트 결과는 일반적인 선형에서는 비교적 정확하다고 판단할 수

있으나, 선형이 일반적이지 않고 특별한 경우에는 약산식을 통한 결과 해석은 상당한 오차가 발생할 수 있음을 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 선급에서 제시하는 약산식을 이용하여 다양한 선형의 선박에 대한 운동 성능을 계산하고, 이를 슬래밍을 고려한 휘핑 수치해석 프로그램 결과와 비교하여 해의 유효성과 약산식의 적용성을 비교 검토 하였다.

수치해석 결과 및 약산식 결과 모두, 선체의 크기가 증가함에 따라 상하동요 가속도, 종동요 및 수직 가속도는 대체로 감소함을 알 수 있었다. 또한 슬래밍 영향을 고려한 휘핑 수치해석 계산 결과는 약산식 결과들에 비해 대체로 작은 값을 나타내고 있었는데, 이는 선급 규정의 약산식의 결과들에는 안전계수가 적용되었기 때문으로 판단된다. 상하동요 가속도와 종동요의 경우, 각 약산식 결과들 간에도 선박의 형태에 따라 상당한 차이가 있음을 확인하였고 수치해석 결과에 비해 약 2배정도 큰 값을 가지는 경우도 발생 하였다. 그러나 수직 가속도와 같은 중요 계산 값의 경우는 각 선급의 풍부한 경험을 통한 약산식의 유효성을 알 수 있다. 또한, 각 선박의 중앙단면 수직 굽힘 모멘트는 약산식 결과와 수치해석 결과가 잘 일치하는 것을 확인하였지만, Flokstra 컨테이너 선박과 같이 선체치수가 일반적인 선형과 다른 경우에는 약산식 결과가 실제 계산 값과 상당한 오차를 가질 수 있음을 확인하였다. 이는 약산식이 일반적인 선형 계산을 위해 경험적으로 개발되었기 때문으로 판단된다.

따라서, 선박의 급격한 대형화로 인해 기존과 다른 선체치수의 선박이 출현함에 따라, 기존 약산식의 적용시에는 주의가 필요하며, 각각의 선체 특성이 고려된 약산식의 보완 및 개발이 필요하다고 판단된다. 또한, 선체의 정확한 형상을 대입하여 짧은 시간 내에 비교적 정확한 계산이 가능한 수치해석 프로그램의 개발 및 활용 연구가 지속적으로 필요하다고 판단된다.

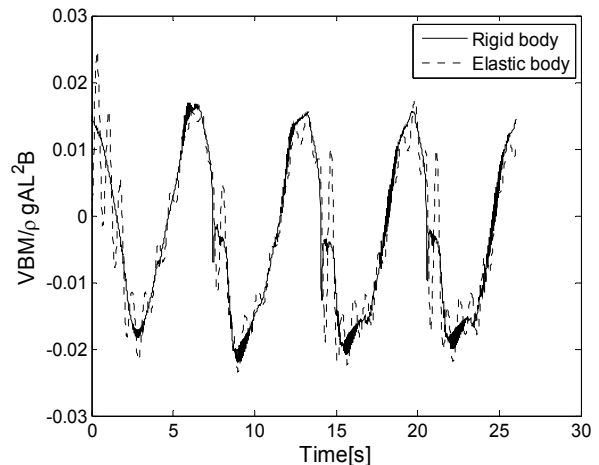


Fig. 2 Comparison of time-varying vertical bending moment at midship of S175 containership

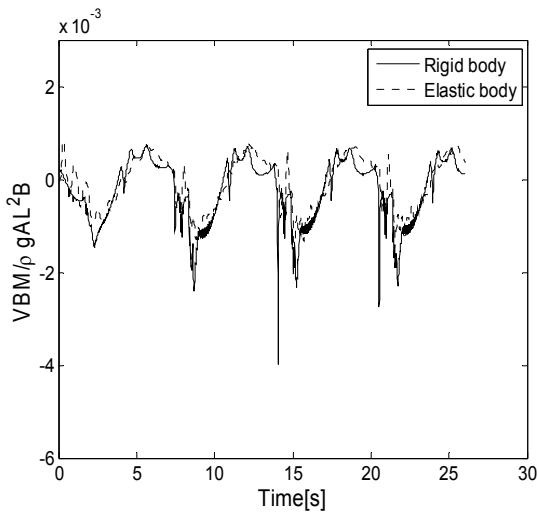


Fig. 3 Comparison of time-varying vertical bending moment at 19th station of S175 containership

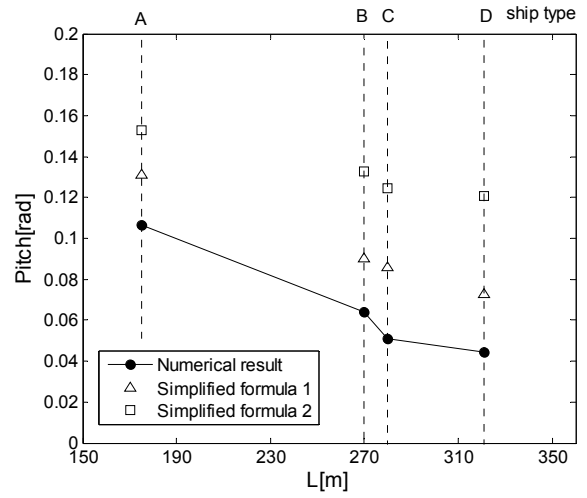


Fig. 6 Comparison of pitch of USLAM and simplified formulae

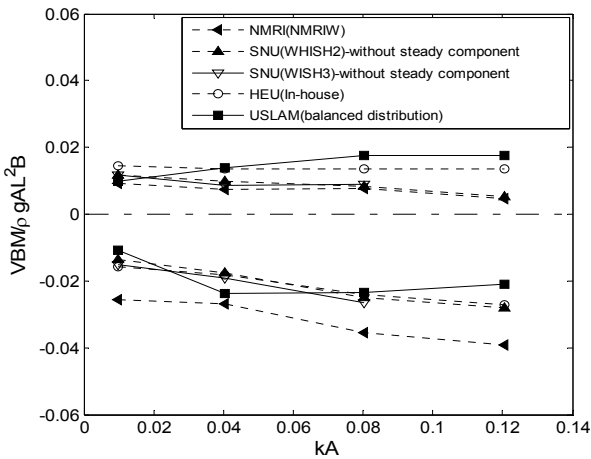


Fig. 4 Comparison of vertical bending moment of S175 containership ($\lambda/L=1.0$, $Fn=0.25$, positive value=hogging, negative value=sagging) referred by ITTC (2010)

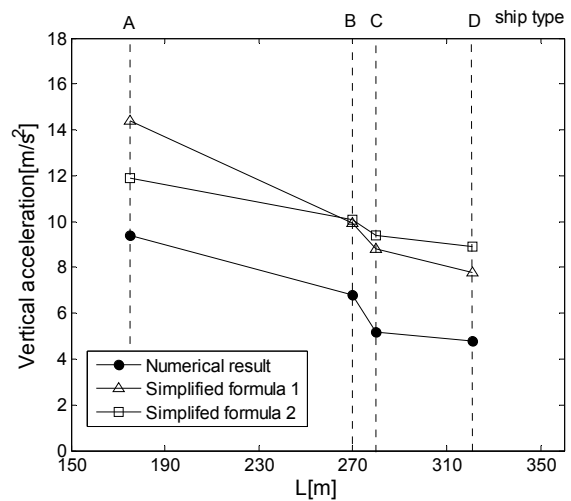


Fig. 7 Comparison of vertical acceleration at FP

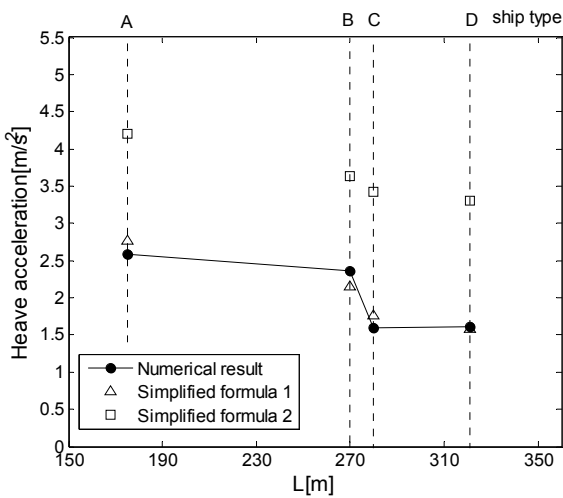


Fig. 5 Comparison of heave acceleration of USLAM and simplified formulae for 4 different ships (A: S175, B: Flokstra, C: 6000TEU, D: 8100TEU)

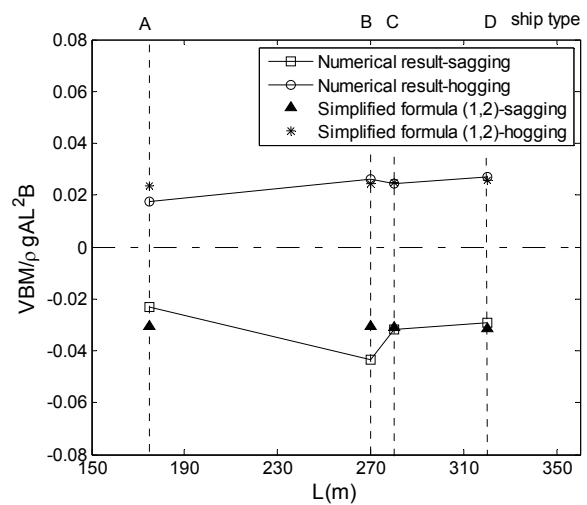


Fig. 8 Comparison of wave induced vertical bending moment at midship

후 기

본 논문은 일본선급(ClassNK)의 지원에 의한 공동 연구 프로젝트 성과 중 일부를 밝혀 둡니다.

참 고 문 헌

- ABS, 2011. *Guide For Slamming Loads And Strength Assessment For Vessels*. American Bureau of Shipping.
- Bishop, R.E.D. & Price, W.G., 1979. *Hydro-elasticity of Ships*. Cambridge University Press.
- Class NK, 2011. *Guidelines for Container Carrier Structures*. Guidelines for Direct Strength Analysis, Revised edition, Chap. 5.2 Ship Motion and Acceleration, Nippon Kaiji Kyokai.
- DNV, 2012. *Hull Structural Design, Ships with Length 100 meters and above*. Design Loads, Section 4. Det Norske Veritas.
- Flokstra, C., 1974. Comparison of Ship Motion Theories with Experiments for a Containership. *International Shipbuilding Progress*, 21, pp.168-189.
- Gerritsma, J. & Beukelman, W., 1964. The Distribution of the Hydrodynamic Forces on a Heaving and Pitching Ship Model in Still Water. *Fifth Symposium on Naval Hydrodynamics*, 219-51.
- Hwang, J.H. Park, I.K. & Koo, W.C., 2012. Numerical Analysis of Ship Motion and Wave Loads including Momentum Slamming. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 49(2), pp.109-115.
- ITTC, 2010. Comparative study on Linear and Nonlinear Ship Motion and Loads. *ITTC workshop on seakeeping*, pp.283-347.
- Jensen, J.J. & Pedersen, P.T., 1978. Wave-induced Bending Moments in Ships - a Quadratic Theory. *Royal Inst Naval Architects Supplementary Papers*, 121, pp.151-165.
- Jensen, J.J. & Dogliani, M., 1996. Wave-induced Ship Hull Vibrations in Stochastic Seaways. *Marine Structures*, 9, pp.353-387.
- Kawakami, M., Michimoto, J. & Kobayashi, K., 1977. Prediction of long term whipping vibration stress due to slamming of large full ships in rough seas. *International Shipbuilding Progress*, 24, pp.83-110.
- Lee, T.K. et al., 2007. A Study on Measurement of Flare Slamming of Large Container Vessel (II) - Characteristic Analysis of Measured Slamming Pressure -. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 44(3), pp.279-284.
- Ochi, M.K., 1967. Ship Slamming-Hydrodynamic Impact between waves and Ship Bottom Forward. *Symposium on Fluid-Solid interaction*, The American Society of Mechanical Engineers.
- Ochi, M.K. & Motter, L.E., 1973. Prediction of Slamming Characteristics and Hull Responses for Ship Design. *The Society of Naval Architects and Marine Engineers Transportation*, 81, pp.144-176.
- Shin, H.K. Kim, S.C. & Cho, S.R., 2010. Experimental Investigations on Slamming Impact by Drop Tests. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 47(3), pp.410-420.
- Stavovy, A.B. & Chuang, S.L., 1976. Analytic Determination of Slamming Pressure for High-Speed Vehicles in Waves. *Journal Ship Research*, 20(4), pp.190-198.
- Wang, Z. White, N. Lee, Y. & Park, J.B., 2011. Effects of Whipping on Design Bending Moments of an Ultra Large Container Ship. *Proceedings of the Annual autumn Meeting, SNAK, mokpo 3-4 November 2011*.
- Yamamoto, Y. Fujino, M. & Fukasawa, T., 1979. Motion and Longitudinal Strength of a Ship in Head Sea and the Effects of Non-linearities. *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, 143, 144 and 145, pp.63-70.



최 문 관

박 인 규

구 원 철