

유체부가수질량 절점분포 방법에 의한 전선진동해석

김영복^{1,†} · 최문길²
경남대학교 조선해양IT공학과¹
(주)SPP조선²

Global Ship Vibration Analysis by Using Distributed Fluid Added Mass at Grid Points

Young-Bok Kim^{1,†} · Moon-Gil Choi²
Naval Architecture, Ocean & IT Engineering Dept. of Kyungnam University¹
Machinery Design Department of SPP Shipbuilding Co., Ltd.²

Abstract

Recently, the ship vibration analysis technique has been well set up by using FEM. The methods considering the hydrodynamic added mass and damping of the fluid surrounding a floating ship have been well developed, so that they can be calculated by using the commercial package FEM programs such as MSC/NASTRAN, ADINA and ANSYS. Especially, MSC/NASTRAN has the functions to consider the fluid in tanks(MFLUID) and to solve the Fluid-Structure Interaction(FSI) problem(DMAP). In this study, the global ship vibration with considering the added mass distributed at the grid points on the wetted shell surface is introduced to. In the new method, the velocity potentials of the fluid surrounding a floating ship are calculated by solving the Laplace equation using the Boundary Element Method(BEM), and the point mass is obtained by integrating the potentials at the points. Then, the global vibration analyses of the ship structure with distributed added mass on the wetted surface are carried out for an oil/chemical tanker. During the future sea trial, the results will be confirmed by measurement.

Keywords : Global ship vibration analysis(전선진동해석), Fluid added mass(유체 부가수질량), Velocity potential(속도 포텐셜), Fluid-structure interaction(유체-구조 상호작용), Boundary element method(경계요소법), Laplace equation(라플라스 방정식)

1. 서론

선박의 진동해석방법에는 국부적인 부재의 진동양상을 파악하기 위한 국부진동해석방법과 선박의 전체 진동양상을 파악하기 위한 전선진동해석방법이 있다. 과거 1960~1980년대에는 선박의 전선진동 양상 파악을 위해 선박전체를 2차원 보요소로 치환하여 진동해석하는 보 유추 진동해석법을 선호하였으며, 조선소나 연구소를 중심으로 많이 사용되어져 왔다. 선체의 저차진동 양상의 해석을 위해서는 보유추와 같은 고전적 근사방법(Bishop, et al., 1979; Lewis, 1929)으로 다룰 수 있지만 고차진동형에 대해서는 주 선체와 국부진동계 상호간의 연성효과가 커짐으로 2차원 또는 3차원 유한요소법에 의한 진동해석(Bathe 1982; Zienkiewicz, 1978)이 요구된다.

본 연구에서는 선체진동에서의 유체력 고려방법을 개선하여 전선진동해석 방법을 새롭게 정립하려는 연구를 시도하였으며, 실선 진동해석에 적용하여 해석을 수행하였다. 전통적으로 선체진동과 같은 접수된 구조체의 진동해석의 경우에는 접수된 유체의 효과를 부가수질량으로 고려하는데, 2차원 구상체에 대한

부가수질량을 구하고, 여기에 선체형상과 3차원 효과를 고려한 수정계수를 곱한 부가수질량을 구하여 선체 운동중심부에 집중질량으로 치환하는 방법을 사용하여 왔다.

이와 같은 방법으로 선체 중심부에 부가수질량을 집중시키게 되면 부가수질량의 3차원 효과를 정확히 고려하기 힘들게 되는 단점이 있으며, 이에 따른 해석결과의 정확도도 떨어지게 된다. 본 연구에서는 이를 개선하기 위해 유체 속도포텐셜을 경계요소법(BEM)(Brebbia, 1984; (사)한국선급, 1997; Kim, et al., 2000; sung, et al., 2000; hong et al., 1995)으로 구하고, 구해진 유체 속도포텐셜로 압력을 구한 후 이를 선체표면에 따라 적분하여 각 선체표면의 해당 절점에 직접 분포시키는 방법을 개발하였으며, 이를 통해 새로운 전선진동해석 방법의 정립을 시도하였다.

2. 유체력 계산 이론

2.1 선체 주위의 유체력 계산

선박의 주위를 둘러싸고 있는 해수의 지배방정식은 Laplace equation으로 다음과 같이 주어진다.

$$\nabla^2 \Phi = 0 \tag{1}$$

여기서 Φ 는 속도포텐셜을 의미하며 공간과 시간의 함수로서 $\Phi = f(x, y, z, t)$ 이다. 그런데 이 함수는 독립변수간 서로 간섭이 없다고 가정하면, 즉 x, y, z 의 공간좌표가 시간 t 와는 무관하다고 하면 속도포텐셜 Φ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Phi(x, y, z, t) = \phi(x, y, z) e^{i\omega t} \tag{2}$$

이 식에서 $\phi(x, y, z)$ 는 공간만의 함수이고, 이 식 또한 Laplace equation을 만족하는 식이다. 따라서 식 (1)은 다음과 같이 표현된다.

$$\nabla^2 \phi = 0 \tag{3}$$

주변의 경계조건식을 고려하면 다음과 같다.

$$\vec{n} \cdot \dot{X}(t) = -\vec{n} \cdot \nabla \phi \tag{4}$$

(접수구조면)

$$\phi = 0 \tag{5}$$

(자유수면)

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \tag{6}$$

(해저 바닥면)

$$\frac{1}{2}(\nabla \phi)^2 + gz = -i\omega \frac{\partial \phi}{\partial t} \tag{7}$$

(방사경계면)

여기서 \vec{n} 은 선박의 접수면에서의 법선방향 단위벡터이고, 식 (4)에서 양변에 법선단위벡터를 곱한 것은 접수면에 수직인 방향 성분과 선박의 속도 $\dot{X}(t)$ 의 성분을 일치시켜 주기 위해서는 좌표변환 행렬식을 사용하여 좌표변환해 주어야 함을 의미한다. g 는 중력가속도, z 는 접수면에서 자유수면까지의 높이인데 이것은 고려되고 있는 유체입자의 수직방향좌표 값이다. Fig. 1은 선박 주위의 유체 영역과 각 경계를 기호로 보인 것이다. 여기서 Ω_F 은 유체영역을 나타내며, $\Gamma_F, \Gamma_S, \Gamma_B, \Gamma_R$ 는 각각 자유수면, 선박 접수면, 방사경계면과 해저 바닥경계면을 나타낸다.

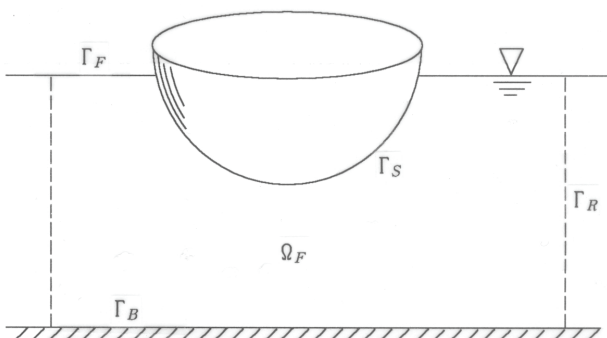


Fig. 1 Notations of the boundaries and the fluid domain

이제 가중함수 w 를 도입하여 식 (3)에 가중잉여적분을 적용하여 Inverse formulation을 취하면,

$$\int_{\Omega_F} \nabla^2 \phi w dV = \int_{\Omega_F} \phi \nabla^2 w dV - \int_{\Gamma_{F+S+B+R}} \vec{n} \phi \nabla w dS + \int_{\Gamma_{F+S+B+R}} \vec{n} \nabla \phi w dS \tag{8}$$

이 식이 경계요소법의 기본식이다. 식 (3)에서 가중함수를 경계조건식 (4)~(7)을 만족하는 함수, 즉 Green 함수 G^* 로 취하여 근사시키면,

$$w = G^* \tag{9}$$

$$\phi = N_i \phi_i \tag{10}$$

와 같이 되며, 이때 Green 함수는 다음을 만족시킨다.

$$\nabla^2 G^* = -\delta(\zeta - x) \tag{11}$$

여기서 ζ 는 용출점을, x 는 관측점을 나타낸다. 위 식에서 우변은 Dirac Delta 함수로서 적분하여 1이 되는 함수이다. 선체진동과 같은 주파수영역에서 사용할 수 있는 무한급수 형태의 Green 함수는 다음과 같다.

$$G^*(\zeta; x) = G_0^*(\zeta; x) - G_1^*(\zeta^1; x) + \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n (G_{2n}^* - G_{3n}^* + G_{4n}^* - G_{5n}^*) + G_6^*(\zeta^6; x) - G_7^*(\zeta^7; x) + \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n (G_{8n}^* - G_{9n}^* + G_{10n}^* - G_{11n}^*) \tag{12}$$

여기서 $G_0^*(\zeta; x) = \begin{cases} \frac{1}{4\pi r(\zeta; x)} & (3\text{차원}) \\ \frac{\ln r(\zeta; x)}{2\pi} & (2\text{차원}) \end{cases}$ 이고,

$G_{kn}^* = G_{kn}^*(\zeta^k; x)$ 는 k 번째 image source point의 좌표인 ζ^k 에서의 Green 함수이다. 식 (12)은 경계조건식 (4)~(7)을 모두 만족하는 Green 함수이다. 식 (9), (10)와 식 (12)을 식 (8)에 대입하면, 식 (8)의 좌변은 0(zero)이므로

$$\int_{\Omega_F} \delta(\zeta - x) dV \{\phi\} + \int_{\Gamma_S} N^T \vec{n} \nabla G^* dS \{\phi\} = \int_{\Gamma_S} N^T \vec{n} G^* dS \{\nabla \phi\} \tag{13}$$

과 같이 정리된다.

또한 식 (7)과 Bernoulli equation을 비교하면 유체는 다음 관계가 성립한다는 것을 알 수 있다.

$$P = \rho_F \frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (14)$$

여기서 P 는 유체입자의 흐름으로 인한 유체압력이고, ρ_F 는 해수의 밀도이다. 식 (4)를 시간에 대해 미분해 주면, 접수구조면에 대한 경계조건식 (4)은 다음과 같이 바뀌 쓸 수 있다.

$$\vec{n} \cdot \ddot{\mathbf{X}}(t) = -\frac{1}{\rho_F} \vec{n} \cdot \nabla P \quad (\text{접수구조면}) \quad (15)$$

식 (13)을 시간과 공간좌표계로 미분해 주고, 이 식에 식 (14)와 (15)를 각각 대입해 주면 다음과 같이 압력에 대한 식으로 바뀌 쓸 수가 있다.

$$\int_{\Omega_F} \delta(\zeta - x) dV \{P\} + \int_{\Gamma_S} N^T \vec{n} \cdot \nabla G^* dS \{P\} = \rho_F \int_{\Gamma_S} N^T \vec{n} \cdot G^* dS \{\ddot{\mathbf{X}}(t)\} \quad (16)$$

이 식을 행렬식으로 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다

$$[H_B] \{P\} = \rho_F [G] \{\ddot{\mathbf{X}}(t)\} \quad (17)$$

여기서, $H_B = \int_{\Omega_F} \delta(\zeta; x) dV + \int_{\Gamma_S} N^T \vec{n} \cdot \nabla G^* dS$ 이고, $G = \int_{\Gamma_S} N^T \vec{n} \cdot G^* dS$ 이다. 식 (17)으로부터 $\{P\}$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\{P\} = \rho_F [H_B]^{-1} [G] \{\ddot{\mathbf{X}}(t)\} \quad (18)$$

이로부터 접수면에서의 관성력을 구하면

$$\{F(t)\} = - \int_{\Gamma_S} N^T \vec{n} dS \{P\} = \rho_F [Q] [H_B]^{-1} [G] \{\ddot{\mathbf{X}}(t)\} \quad (19)$$

이 된다. 따라서 부가수질량 행렬은

$$[M_F] = \rho_F [Q] [H_B]^{-1} [G] \quad (20)$$

이 된다. 이 부가수질량은 각 절점에 따라 구해지며, 이렇게 비대칭행렬로 얻어지는 값을 대칭화하고, 전체 연성행렬로 얻어지는 부가수질량을 각 절점에서의 영향도를 평가하여 절점집중질량으로

변환하여 구조접수면의 각 절점에 집중질량으로 작용시키게 된다.

2.2 선체 내부 탱크의 유체력 계산

선박의 내부 탱크에 들어있는 유체를 고려하는 방법으로서 NASTRAN에서 MFLUID 기능을 이용하였다[MD/NASTRAN, 2008]. 이 방법은 탱크내 유체의 압력을 계산하여 요소면적에 따라 적분함으로써 유체력을 구하고 가속도를 고려해 줌으로써 질량을 구하는 방법을 이용하고 있다. 이때 구해진 질량을 각 요소의 절점에 집중질량으로 고려하게 된다. 탱크내 유체에 의한 힘을 $\{F_t^f\}$ 라 하면,

$$\{F_t^f\} = [M_t^f] \{\ddot{u}\} \quad (21)$$

여기서 M_t^f 는 탱크내 유체력으로 작용하는 질량이고, \ddot{u} 유체입자의 운동가속도를 나타낸다. 이를 유체를 접하고 있는 탱크벽면의 판요소로 ELIST card를 사용하여 다음과 같이 집중질량으로 고려하게 된다.

$$\begin{Bmatrix} f_{t1}^f \\ f_{t2}^f \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} m_t^f & -m_t^f \\ -m_t^f & m_t^f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \end{Bmatrix} \quad (22)$$

여기서 첨자 1, 2는 요소를 가리키며 1 요소와 2 요소 근접하여 옆에 붙어 있는 두 판요소를 의미한다. 탱크내의 유체에 의한 압력은 다음과 같이 표현된다.

$$p_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\rho \dot{\sigma}_j e_{ij}}{|r_i - r_j|} dA_j \quad (23)$$

여기서 ρ 는 유체밀도이고, σ_j 는 유체가 작용하는 면인 A_j 에서 r_j 만큼 떨어진 점-소스(a point source)의 값이며, e_{ij} 는 j 절점에서 i 절점으로 향한 단위벡터이다. p_i 가 구하려는 판요소 위의 한 점 i 에서의 압력이다. 개념적인 모델링은 Fig. 2와 같다.

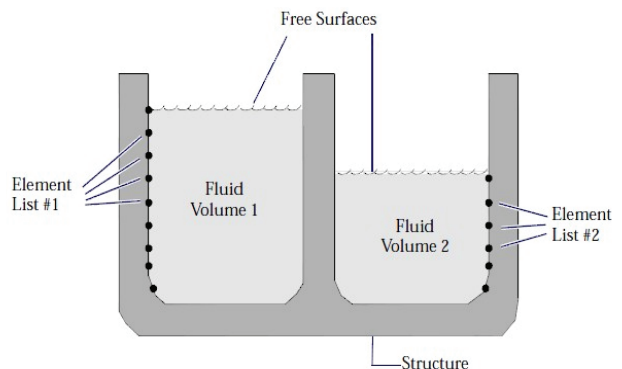


Fig. 2 The conceptual drawing of the tanks in a ship

그런데 한 유체입자의 움직이는 속도를 \dot{u} 로 표시하면 이것은 다음 식으로 주어진다.

$$\dot{u}_i = \sum_j \int_{A_j} \frac{\sigma_j e_{ij}}{|r_i - r_j|^2} dA_j \quad (24)$$

식 (23)과 (24)를 이용하게 되면 구하려고 하는 가속도에 비례하는 유체 부가수질량을 구할 수 있게 된다. 이제 식 (24)를 행렬식의 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\{\dot{u}\} = [\Omega] \{\sigma\} \quad (25)$$

식 (21)을 점-소스를 이용하여 표현하고 식 (23)을 고려하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \{F_t^f\} &= [A] \{\dot{\sigma}\} = \int_{A_j} p_i dA_j \\ &= \int_{A_j} \left(\int_{A_j} \frac{\rho \sigma_j e_{ij}}{|r_i - r_j|^2} dA_j \right) dA_j \end{aligned} \quad (26)$$

식 (26)은 식 (24)의 압력을 면적 적분한 것이다. 이제 식 (21)과 식 (25), (26)을 같이 고려하면,

$$\{F_t^f\} = [M_t^f] \{\ddot{u}\} = [M_t^f] [\Omega] \{\dot{\sigma}\} = [A] \{\dot{\sigma}\} \quad (27)$$

$$[M_t^f] = [\Omega]^{-1} [A] \quad (28)$$

따라서 탱크내 유체력에 해당하는 유체 부가수질량을 식 (28)과 같이 구할 수 있다. 여기서 고려한 속도포텐셜의 점-소스는 다음 과정을 거쳐서 소개된다.

$$\{\dot{u}\} = [\Omega] \{\sigma\} + \{\Omega_2\} s_2 \quad (29)$$

$$\{F_t^f\} = [A] \{\dot{\sigma}\} + \{A_2\} s_2 \quad (30)$$

여기서 Ω_2 는 새롭게 중앙부 근처에 추가한 점-소스 s_2 와 유체입자 속도 사이의 관계계수항이고, 그에 따른 힘의 비례계수는 A_2 이다. 식 (29)의 값을 최소화하기 위해 Lagrange multiplier λ 를 도입하여 다음의 식을 고려한다.

$$U = \frac{1}{2} [\sigma]^T [\sigma] + [\lambda]^T \left\{ \{\dot{u}\} - [\Omega] \{\sigma\} - \{\Omega_2\} s_2 \right\} \quad (31)$$

이 식의 의미는 속도 포텐셜의 점-소스를 최소화하려는 것이다. 이 식을 λ, σ, s_2 에 관해 미분하여 행렬식 형태로 정리하면,

$$\begin{bmatrix} 0 & \Omega & \Omega_2 \\ \Omega^T & -I & 0 \\ \Omega_2^T & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \lambda \\ \sigma \\ s_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (32)$$

위 식에서 중앙에 있는 σ 에 관하여 정리하면 $\sigma = \lambda \Omega^T$ 이므로 이 식을 이용하여 σ 를 소거할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \Omega \Omega^T & \Omega_2 \\ \Omega_2^T & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \lambda \\ s_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (33)$$

이 식을 이용하면 Lagrange multiplier λ 와 새로운 점-소스 s_2 에 관해 풀 수 있다. 이를 이용해 식 (30)을 다시 쓰면,

$$\begin{aligned} \{F_t^f\} &= [A \Omega^T \ A_2] \begin{Bmatrix} \lambda \\ s_2 \end{Bmatrix} \\ &= [A \Omega^T \ A_2] \begin{bmatrix} \Omega \Omega^T & \Omega_2 \\ \Omega_2^T & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (34)$$

이 식과 식 (27)을 비교해 보면

$$[M_t^f] = [A \Omega^T \ A_2] \begin{bmatrix} \Omega \Omega^T & \Omega_2 \\ \Omega_2^T & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} I \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (35)$$

이 됨을 알 수 있다.

3. 전선진동해석 결과

3.1 대상 선박의 주요 제원

전선진동해석의 대상이 되는 선박은 DWT 50k Ton급의 Chemical/oil tanker로서, 선박과 주 기관의 주요 제원은 Table 1과 같다. 좌현에 해당하는 반쪽 모델링한 형상은 Fig. 3과 같다. 전체모델링에 사용된 절점수는 4007개이고, 판 요소수는 6117개, 보 요소수는 1270개 이다.

Table 1 Principal dimensions of the subjected vessel

Item	Description
Hull No.	1035
Kind of Ship	Chemical/Oil Carrier
Displacement	50,350 Ton
DWT	50,000 Ton
LOA	183 m
LBP	174 m
Breadth (Moulded)	32.0 m
Depth (Moulded)	19.1 m
Draft (Design)	11.0 m
Draft (Scantling)	13.06 m
Main Engine	12,9kBHPX127rpmX1set
ServiceSpeed (85%)	abt. 14.0 kts
Main Engine Type	Doosan MAN B&W 6S 50MC-C
Propeller Diameter	6.0m (4 blades)

진동을 해석하기 위한 하중조건은 Normal Ballast Arrival 조건과 Homogeneous Departure 조건 등 두 가지 조건을 선정하였다. 이 하중조건은 Table 2에 정리하였다. 모델링과 해석에는 서두에 지적하였듯이 MD/PATRAN 2008 r1과 MD/NASTRAN 2008 r3 버전을 사용하였다. 자유진동해석을 하기 전에 lightweight 조건에서 모델링 되어 있는 상태의 weight와 Trim & Stability Calculation의 실제 weight를 비교한 것을 요약하여 Table 3에 정리하였다.

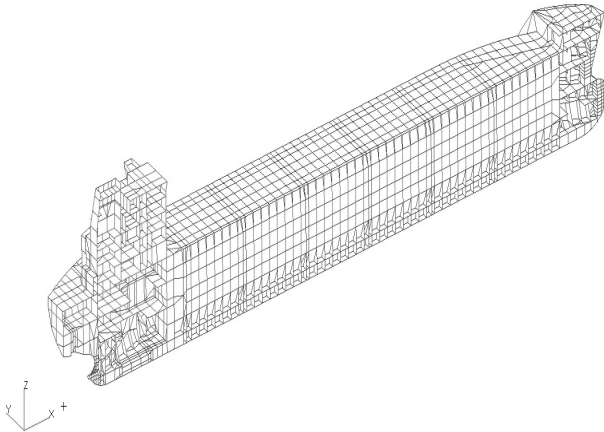


Fig. 3 Estimated delivered power vs. speed

Table 2 Comparison of loading conditions

	Normal Ballast Arrival	Homogeneous Departure
D,W,T	20,490 Ton	50,275 Ton
Lightwiegth	10,702 Ton	10,702 Ton
Displacement	31,192 Ton	60,977 Ton
Draft, F,P	7,105 m	12,999 m
Draft, at Mid	7,150 m	13,072 m
Draft, A,P	7,195 m	13,146 m
Trim	0,09 m	0,147 m
Loading	No.1~5WBT100% No.6WBT60%	No.1~6COT(P&S)98% SLOPTank(P&S)98%

Table 3 Comparison of the model weight and the actual weight

	Model (104Ton)	Actual (104Ton)	deviation
Hull Weight	3,879	3,995 x	-2,90%
Equipment	1,370	1,356	1,03%
Lighweight	5,249	5,351	1,91%
Added mass	1,060	1,060	-
Total mass	1,585	1,595	0,63%

3.2 자유진동해석 결과

자유진동 해석결과는 Table 4~5에 정리하였다.

Table 4 Free vibration analysis results in the ballast condition

Ballast	Hull girder vibration (Hz)			
	Vertical modes	Longi. modes	Horizo. modes	Tortional modes
1st	1,87	6,06	2,28	2,24
2nd	3,38		4,70	3,07
3rd	5,06		6,64	5,41
4th	6,60			
5th	8,89			
6th	9,79			
Ballast	Superstructure vibration (Hz)		Funnel Vibration (Hz)	
	Vertical modes	Horizon. modes	Vertical modes	Horizon. modes
1st	8,44	10,27	10,39	10,68
2nd	9,76	12,02	12,04	11,70
3rd	12,56		12,16	

Table 5 Free vibration analysis results in the full load condition

Full Load	Hull girder vibration (Hz)			
	Vertical modes	Longi. modes	Horizon. modes	Tortional modes
1st	1,31	4,84	1,78	2,24
2nd	2,65		3,24	3,93
3rd	3,55		5,05	4,54
4th	5,12			
5th	6,80			
6th	8,48			
Full Load	Superstructure vibration (Hz)		Funnel Vibration (Hz)	
	Vertical modes	Horizon. I modes	Vertical modes	Horizon. modes
1st	5,99	10,26	14,46	9,91
2nd	7,39	11,20		10,37
3rd	11,13	12,44		10,97
4th	12,04			11,21
5th	13,00			

Resonance curve (Ballast condition)

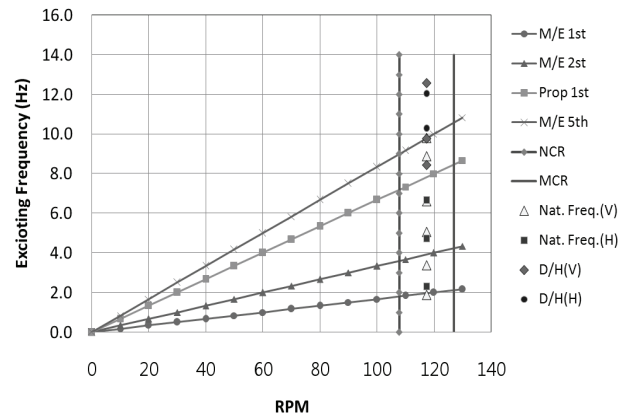


Fig. 4 Resonance curve in the ballast condition

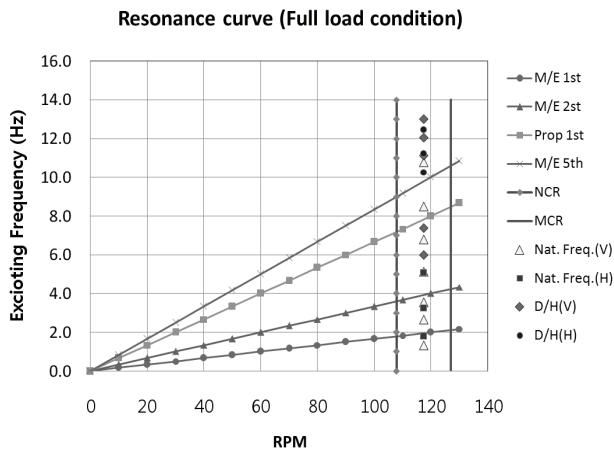


Fig. 5 Resonance curve in the full load condition

Ballast 조건일때는 1차 상하방향 진동모드와 주기관 1차 진동 주파수가 15% 내에서 공진할 위험이 있으며, Deck house 진동 1차 진동모드와 Propeller 1차 진동주파수와 거의 일치하므로 주의 를 요한다. 또한 Full load 조건에서는 6차 상하방향진동모드와 Propeller 1차 진동주파수와 거의 일치하여 공진의 위험이 있다. Fig. 4와 5에 각 하중조건에서의 공진곡선을 보였다.

3.3 강제진동해석 결과

주기관에 의해 가진되는 힘과 모멘트에는 2, 4차 상하방향 모멘트(V-moment)와 6, 12차 횡방향 모멘트, 그리고 실린더차수의 External unbalanced moment, 소위 H-moment와 2차부터 10차 까지 존재하는 X-moment가 있다. Propeller에서 가진되는 힘과 모멘트는 프로펠러 날개수의 1차 또는 2차(간혹 3차까지)의 가진 력을 생산해 내는데, 이에는 프로펠러 상부 선체부에 작용하는 변 동압력에 의한 힘과 축계 시스템을 통해 전달되는 축 전달력과 모멘트가 있다. 주기관에 의한 힘과 모멘트는 엔진 사양서를 참고 하였으며, 프로펠러에 의한 가진력은 경험식(DNV(1985); (사)한국 선급(1997)]을 이용하여 구하였다. 이들 성분력을 분석하여 Table 6에 정리하여 놓았다.

강제진동해석은 MD/NASTRAN 2008 r3의 Direct frequency response analysis 해석법을 이용하여 수행하였다.

NASTRAN에서는 DLOAD card를 사용하여 Table 7의 가진력 들을 조합하여 입력시켰다. 감쇠계수는 2.0%의 비례감쇠계수를 일률적으로 사용하였다. 강제진동해석을 통해 응답을 얻어낸 위 치는 Fig. 6에 보였다. 이 위치들은 진동응답크기를 대표할 수 있 는 위치이기 때문에 선택하여 대표적인 결과값을 보여 주는 것이 고, 그 외 관심위치가 있다면 추가적인 해석을 통해 응답을 얻을 수 있다. 여기서 Position 1의 위치는 Navigation bridge deck의 중앙부 선수단, Position 2의 위치는 Funnel top panel 중앙부 선수단을, Position 3의 위치는 Transom 상부 Main deck 선미 끝단을 나타낸다. 이들 위치에서의 진동응답 해석결과를 Table 7 과 8에 정리하였다.

하기 Table 7과 Table 8에서 보면, Main engine에 의한 V-moment 2차와 4차 가진력에 의해 ISO 거주구 진동기준치인 9mm/s 보다 200~300% 상회하는 결과가 나타났다. 따라서 주기 관의 2, 4차 V-moment에 의한 가진력을 상쇄시키기 위한 Moment compensator의 설치가 강력히 요망된다. Ballast 조건에 서는 Main engine H, X-moment 가진력에 의해 Funnel 상부와 Aft peak인 Transom 상부 Main deck에서 조금 크게 나타나고, Full load 조건에서는 Main engine V-moment와 Propeller Hull surface force 1차 성분력에 의해 진동응답이 Funnel 상부에서 조금 크게 나타나고 있어 그에 대한 대책이 필요하다.

Table 6 Exciting forces and moments by the Main Engine

Component	Exciting forces/moments by the Main Engine (kN, kN-m)							
	2nd	3rd	4th	6th	8th	9th	10th	12th
V-	771		52					
H-				558				26
X-	168	319	245		54	77	18	

Table 7 Response velocity at selected locations in the ballast condition

Location	Responsevelocityexcitedby themainengine(mm/s)((Hz))		
	V-mode	H-mode	X-mode
Navi,bri,dk	33,9(8,45)	8,67(20,4)	7,28(20,1)
Funnel top	13,8(4,25)	20,5(8,15)	35,4(8,45)
Transom	20,1(8,45)	13,0(8,60)	8,46(8,45)
Location	Responsevelocityexcitedbythepropeller (mm/s)((Hz))		
	V-mode	H-mode	
Navi,bri,dk	6,16(7,65)	1,19(7,65)	
Funnel top	17,9(7,65)	6,43(7,65)	
Transom	11,1(7,65)	6,11(7,65)	

Table 8 Response velocity at selected locations in the full load condition

Location	Responsevelocityexcitedby themainengine(mm/s)((Hz))		
	V-mode	H-mode	X-mode
Navi,bri,dk	18,4(8,47)	4,13(7,0)	3,52(21,0)
Funnel top	27,8(5,40)	12,9(8,3)	12,9(16,6)
Transom	15,0(7,85)	16,5(8,1)	12,2(21,0)
Location	Responsevelocityexcitedbythepropeller (mm/s)((Hz))		
	V-mode	H-mode	
Navi,bri,dk	8,80(8,0)	1,91(8,80)	
Funnel top	21,3(7,7)	25,7(7,90)	
Transom	16,5(8,15)	18,8(6,35)	

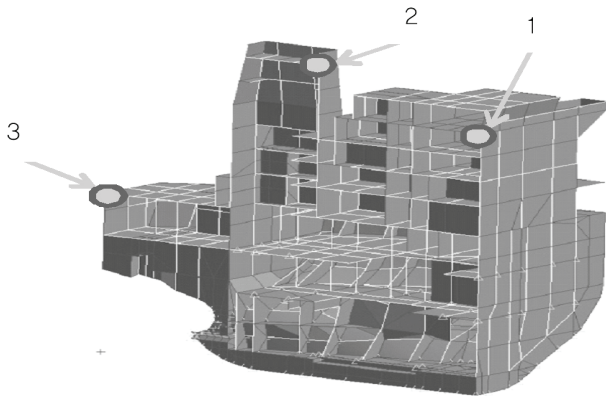


Fig. 6 Selected positions for solving the vibration responses

결국, 거주구역에서는 Main engine과 Propeller에 의한 기진력에 의한 선체부의 진동응답은 ballast 조건에서 Main engine V-moment 기진력에 의한 진동응답을 제외하고는 모두에서 기준치 9 mm/s 이하의 진동응답치를 보이고 있음을 알 수 있다. 구조부에서는, Transom 상부 Main deck에서 Main engine에 의한 V-moment 기진력에 의한 진동응답이 조금 크게 나타나고 있고, Funnel 상부에서는 Main engine V-, H-, X-moment와 Propeller Hull surface force 1차 성분력에 의해 진동응답이 Funnel 상부에서 진동응답치가 조금 크게 나오고 있어 이에 대한 대책마련이 필요하다.

4. 결론

본 연구에서는 선체진동에서의 유체력 고려방법을 개선하여 전선진동해석 방법을 새롭게 정립하려는 연구를 시도하였으며, 실선 진동해석에 적용하여 해석을 수행하였다. 기존의 방법대로 선체 중심부에 부가수질량을 집중시키게 되면 부가수질량의 3차원 효과를 정확히 고려하기 힘들게 되는 단점이 있으며, 이에 따른 해석결과의 정확도도 떨어질 것이라 본다. 본 연구과제에서는 이를 개선하기 위해 구해진 유체 속도포텐셜로 압력을 구한 후 이를 선체표면에 따라 적분하여 각 선체표면의 해당 절점에 직접 분포시키는 방법을 개발하였으며, 이를 통해 진동해석의 정확도를 개선하고자 하였다.

대상호선에 대한 진동해석을 상기에서 제안한 방법에 따라 수행하였다. 자유진동해석 결과에 따르면, ballast 조건일때는 1차 상하방향 진동모드와 주기관 1차 진동주파수가 15% 내에서 공진할 위험이 있으며, Deck house의 1차 진동모드와 Propeller blade 1차 진동주파수와 거의 일치하므로 주의를 요한다. 또한, Full load 조건에서는 6차 상하방향진동모드와 Propeller 1차 진동주파수와 거의 일치하여 공진의 위험이 있다. 강제진동해석 결과에 의하면, 거주구역에서는 Main engine과 Propeller에 의한 기진력에 의한 선체부의 진동응답은 Ballast 조건에서 Main engine V-moment 기진력에 의한 진동응답을 제외하고는 모두에서 기준치 9mm/s 이하의 진동응답치를 보이고 있음을 알 수 있다.

하지만 거주구역에서 나타나는 주기관 2차와 4차 기진력에 의한 과도진동을 억제하기 위해서는 Main engine compensator 설치 등의 방진대책이 필요한 상태이다. 구조부에서는, Transom 상부 deck에서 Main engine에 의한 V-moment 기진력에 의한 진동응답이 조금 크게 나타나고 있고, Funnel 상부에서는 Main engine V-, H-, X-moment와 Propeller hull surface force 1차 성분력에 의해 진동응답이 다소 크게 나타나고 있어 이에 대한 대책마련이 필요하다. 이후 본 연구에서 제안한 방법의 적합성을 검증하기 위해서 실선 시운전시 진동을 계측하고, 그 결과를 피드백 받아 해석결과를 검증할 예정이다.

후 기

본 논문은 교육과학기술부의 재원으로 한국연구 재단의 지원을 받아 수행된 광역경제권 선도사업 인재양성사업의 연구결과임을 밝히며, 위 기관의 후원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Bathe, K.J., 1982. *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs.
 Bishop, R.E.D. & Price, W.G., 1979. *Hydroelasticity of Ships*, Cambridge University Press.
 Brebbia, C.A. Telles, J.C.F. Wrobel, L.C., 1984. *Boundary Element Technique (Theory and Applications in Engineering)*, Springer-Verlag.
 DNV., 1985. *Vibration Control in Ships*.
 Lewis, F.M., 1929. The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship. *Trans. SNAME*, 37.
MD/NASTRAN Documentation, 2008 r3.
 Kim, G.D. Hwang, Y.S. & Lee, C.S., 2000. 3-D Fluid Potential Analysis Technique by the B-Spline High-order Panel Method, *SNAK*, 37(2), pp.57-69.
 Koean Register of Shipping, 1997. *Guidance for Prevention of the Harmful Vibration and Noise of Ships*.
 Sung, H.K. & Choi, H.S., 2000. The Numerical Analysis for the 2-D Non-linear Radiation Problem Using the High-order Boundary Element Method, *SNAK*, 37(1), pp.67-81.
 Hong, S.Y. & Choi, H.S., 1995. The Numerical Analysis of the Surrounding Fluid Flow around a Ship Using the High-order Boundary Element Method, *SNAK*, 32(1), pp.42-57.

