

유체력을 고려한 3차원 수중압력선체의 진동특성에 관한 연구

손충렬^{*} · 황인하^{**} · 이강수^{***}

^{*}인하대학교 선박해양공학과 ^{**}인하대학교 선박공학과 대학원 ^{***}한국에너지기술연구소

A Study on the Vibration of Characteristics of 3-Dimension Submerged Vehicle in Consideration of Fluid-Structure Interaction

CHOONG-YUL SON, IN-HA HWANG AND KANG-SU LEE

Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

KEY WORDS: Fluid-structure interaction 유체-구조 상호작용, Added mass 부가수질량, Submerged Vehicle 잠수체, Natural vibration analysis 고유진동해석, Frequency response analysis 주파수 응답해석, Boundary element method 경계요소법

ABSTRACT : Unlike structures in the air, the vibration analysis of a submerged or floating structure such as offshore structures or ships is possible only when the fluid-structure interaction is understood, as the whole or part of the structure is in contact with water. Specially, the importance of the added mass is not necessary to say like the submerged vehicle, all of the hull body, is positioned in the water. This paper introduce two method to find natural frequency in consideration of fluid-structure interaction, direct coupled vibration analysis and fluid-structure modal coupled vibration analysis. . The purpose of this study is to analyze of the vibration characteristic of submerged vehicle to obtain the anti-vibration design data, which could be used in the preliminary design stage data. Underwater pressure hull of submerged vehicle is used as the model of this study. The F.E.M. model is meshed by shell and beam element. Also, considering of the inner hull weight, mass element is distributed in the direction of hull length. Numerical calculations are accomplished using the commercial B.E.M. code. The characteristics of natural frequency(eigenvalues), mode shape (eigenvectors) and frequency-displacement response are analyzed. The results of this study will be used as the useful design data in preliminary anti-vibration design stage.

1. 서 론

해양구조물이나 선박과 같은 접수구조물의 진동 해석에서 정확한 결과를 얻기 위해서는 유체와 접한 접수구조물의 부가수질량(Hydrodynamic Added Mass) 효과를 고려해주어야 한다. 그러나 선체 형상이나 모드 형상에 따라 변하는 부가수질량을 고려하는 것은 단순한 문제가 아니다. 보유추 선체진동 해석의 경우 Strip Theory를 적용하여 임의단면에 대하여 단면구조의 국부진동 모드가 생기지 않는다는 가정하에서 2차원 부가수질량에 선체 길이 방향의 유체 흐름 효과를 고려한 3차원 수정계수를 곱한 부가수질량을 구조 질량에 더해줌으로써 고려하고 있다. 또한 3차원 복합 진동해석을 위한 3차원 유한요소 모델 구조에 대해서는 일반구조물의 진동해석에 응용가능한 범용 유한요소 구조해석 프로그램이 개발되어 비접수 구조물의 경우에는 주선체는 물론 국부구조도 정도 높은 진동해석이 가능하게 되었다.

그러나 이런 범용프로그램을 이용한 접수진동 해석을 할 경우에는 접수구조 표면에서의 유체효과의 고려는 대부분의 경우 Strip Theory 에서와 같이 유체-구조 연성 효과를 간접적으로 고려해 주기 때문에 해석정도를 떨어뜨리는 주요 원인이 되고 있다. 위에서 설명한 유체-구조 비연성 해석의 단점으로 선체 폭방향 진동모드와 같은 국부진동 모드가 없는 주선체 진동해석에만 적용할 수 있고, 주선체 진동의 경우에도 실제 선박 현

상에 대한 임의 차수의 3차원 수정계수를 구할 수 없으며 접수 국부구조 진동모드가 연성되어 있는 경우에는 적용이 어렵다는 점을 들 수 있다.

이상과 같은 유체-구조 비연성해석의 단점을 극복하기 위해서는 유체-구조 상호작용을 직접 고려해주는 유체-구조 연성해석이 필수적이다. 최근에는 유체역에 대한 유한요소법이나 경계요소법의 적용이 보편화되어가고 있고 구조와 유체역을 동시에 수치 모델화시켜줌으로써 이러한 유체-구조 연성해석도 가능해졌다. 실제 현재 일반적으로 사용하고 있는 많은 유한요소 프로그램에는 이상유체에 대한 유체유한요소법(Fluid Finite Element Method)이 도입되고 있어 접수진동 해석에 적용이 가능하다. 그러나 선박과 같은 대형 구조물의 접수진동 해석을 위해 구조와 유체역 모두를 유한요소로 이산화시켜 해석하는 것은 매우 비경제적임을 알 수 있다. 뿐만 아니라 선박과 같이 반무한 공간의 유체역을 대상으로 하는 경우에는 유체역 모델링과 경계조건 부여 등에 난점이 있다.

이러한 유한요소법의 단점을 극복할 수 있는 대안으로, 특히 대부분의 경우 선박진동 환경과 같이 반무한 유체역과 같은 영역 문제에 효과적 적용이 가능한 경계요소법(Boundary Element Method)이 많이 사용되고 있다. 경계요소법에서는 유한요소법과는 달리 유체역에서의 지배방정식을 만족하는 Green 함수를 가중함수로 적용하기 때문에 유체 경계면의 자유도만으로 해석이 가능하며, 특히 적절한 Green 함수를 사용하

면 자유수면이나 평평한 해저면 및 무한 원방에 위치하는 방사면 등에서의 경계조건을 만족하기 때문에 결국 접수구조면의 경계요소만이 남게 된다. 따라서 유체 자유도 수면에서 유한요소법에 비해 이점을 갖게 된다. 범용프로그램 중의 하나인 MSC/NASTRAN의 Virtual Mass 기능은 자유수면 효과까지를 고려한 경계요소법에 의한 것임을 알 수 있다.

그러나 경계요소법을 이용한 NASTRAN의 Virtual Mass 기능이 유한요소법에 비해 작은 자유도수를 갖는다는 장점이 있는 하나 Green 함수의 특성으로 인해 구해진 Virtual Mass Matrix가 접수면의 전체 유체 질점에서 연성되어 있고 비대칭이기 때문에 자유도는 훨씬 많으나 연성폭이 유한하고 대칭행렬을 주는 유한요소법에 비해 해석 효율면에서 크게 유리하지 못할 수도 있다. 따라서 경계요소법을 적용한 NASTRAN의 Virtual Mass 기능을 이용할 경우에도 접수 질점이 많아질수록 해석시간이 기하급수적으로 늘어나기 때문에 비효율적일 수 있다.

본 연구에서는 유체-구조 상호작용에 의한 부가수질량 효과를 고려하는 방법으로 Open Top Container 모형선에 대한 유체-구조 비연성 및 연성진동해석, 즉 2차원이나 3차원 부가수질량을 구하는 경계치 문제의 해석은 참고문헌 [3]을 인용하고, 경계요소법을 적용한 연성해석 방법 중 범용프로그램을 이용한 직접 연성해석 기법과 유체-구조 모달 연성해석 방법에 의해 계산된 결과를 서로 비교하였다. 물론 두 가지 방법이 모두 경계요소법을 사용하고 있으나 후자에 제시한 방법은 유체-구조의 직접 연성을 관심있는 진동모드에 대해서만 시켜줌으로써 앞에서 언급한 유한요소법 및 경계요소법에 의한 유체-구조 연성해석시 접수표면의 자유도로 주어지던 행렬의 연성폭이 관심있는 모드수로 줄게 됨으로써 해석시간을 현격히 줄일 수 있어 대형 접수구조물의 연성해석도 효율적으로 수행할 수 있다. 고유치 계산시 해석시간은 경제적인 측면에서 무시할 수 없는 요인중의 하나이며 일반적으로 자유도수의 세제곱에 비례하므로 후자에서 제시한 방법의 유용성은 충분히 가치가 있다 하겠다. 물론 이 방법은 직접 연성해석이므로 비연성해석에서와 같은 3차원 수정계수는 별도로 고려할 필요가 없다.

검증을 위하여 완전 잠수 및 부상시의 3차원 수중압력선체를 모델링한 후 경계요소법을 이용한 범용 프로그램의 수치해석 계산결과와 유체-구조 상호작용을 고려한 진동해석에 재해석 기법을 응용한 해석결과를 비교하였으며, 더불어 3차원 수중압력선체가 충분한 수심에 잠항하였을 때 또는 부상시에 자유진동 및 강제진동 해석을 통하여 개략적인 진동특성을 파악하고 공진 현상을 초래하는 주파수 정보와 선체 주요위치에서의 주파수 변위 응답 특성을 파악하였다.

2. 이론적 고찰

2.1 유체영역

2.1.1 가 정

- 접수구조물의 진동시 주위 유체는 이상유체이다.
- 질량보존, 운동량보존 및 에너지 보존법칙이 성립한다.
- 일정한 압력밀도를 갖는다.

$$\text{grad}(\rho) = 0 \quad (2.1)$$

- 구조물 거동에 대한 물의 밀도변화는 극히 미소하다.

$$U \cdot \text{grad}(U) = 0 \quad (2.2)$$

2.1.2 지배방정식

역학관계식과 조건식을 이용하여 유체영역에서의 지배방정식을 속도 포텐셜 $\Phi(x, t)$ 에 대하여 정리하면 다음과 같다

$$\frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} = \nabla^2 \Phi \quad (2.3)$$

정수 중에서 진동하는 접수구조물에 대하여 고려하면 속도 포텐셜 $\Phi(x, t)$ 은 변수 분리하여 다음과 같이 표현된다.

$$\nabla^2 \Phi + k^2 \Phi = 0 \quad (\text{유체영역}) \quad (2.4)$$

여기서, k - wave number = $\frac{\omega}{C}$

ω - structural vibration frequency

C - sound speed in water $\approx 1500\text{m/sec}$

ω 가 매우 작을 때 $\omega \ll C$ 이므로 $\frac{\omega}{C} \approx 0$ 이 된다. 따라서 유체영역에서의 지배방정식은

$$\nabla^2 \Phi = 0 \quad (2.5)$$

와 같이 Laplace 식으로 표현되어 접수진동해석에 대한 유체영역에서의 지배방정식이 된다.

2.1.3 경계조건

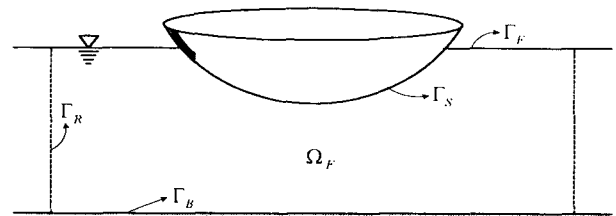
$$\frac{\partial \Phi(x, t)}{\partial n} = 0 \quad : \text{on bottom} \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \Phi(x, t)}{\partial n} - \frac{\omega^2}{g} \Phi(x, t) = 0 \quad : \text{on free surface} \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial \Phi(x, t)}{\partial n} - ik\Phi(x, t) = 0 \quad : \text{on radiation boundary} \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial \Phi(x, t)}{\partial n} = G^T \dot{W}(x, t) \quad : \text{on wetted surface} \quad (2.9)$$

여기서 i 는 복소수, k 는 wave number, n 은 구조물 표면의 수직벡터를 나타낸다. 또한 $\dot{W}(x, t)$ 는 구조진동 속도벡터이고, G^T 는 구조 자유도를 접수면의 수직성분으로 변환하는 변환행렬이다. 식(2.9)는 구조, 유체계를 연성시켜 주며 이 두 영역의 운동에 대한 적합조건이 된다. Fig. 1은 유체영역과 경계조건을 대하여 정의한다.



Ω_F : 유체영역, Γ_F : 자유수면, Γ_S : 접수구조표면,

Γ_R : 방사경계면, Γ_B : 해저면

Fig. 1 유체영역의 경계

무한수심의 경우는 $k \approx \omega^2/g$ 으로 근사되고, 구조물의 진동에 의한 파동수가 $k \gg 1.0$ 인 경우 $\omega \rightarrow \infty$ 로 가정할 수 있다. 따라서 자유수면 및 방사조건은 다음과 같이 된다.

$$\Phi(x, t) = 0 \quad \text{on } \Gamma_F \text{ and } \Gamma_R \quad (2.10)$$

2.3 경계적분

2.3.1 일반해

지배방정식 식(2.5)와 경계조건식 식(2.6)~(2.9)로 주어진 경계치 문제를 풀기 위하여 잔여적분을 수행하면 다음과 같다.

$$\int_{\Omega_p} \nabla^2 \phi^* d\Omega - \int_{\Gamma_s} \left(\frac{\partial \phi^*}{\partial n} - G^T \dot{W} \right) \phi^* d\Gamma + \int_{\Gamma_R} G^T \dot{W} \phi^* d\Gamma + \int_{\Gamma_s} \frac{\partial \phi^*}{\partial n} \phi^* d\Gamma \quad (2.11)$$

ϕ^* 는 오차를 증폭시켜 주기 위한 가중함수이다. 이 식을 두 번 부분적분하면 식(2.12)와 같은 Inverse Formulation을 얻게 된다.

$$\int_{\Omega_p} \phi^* \phi^* d\Omega = - \int_{\Gamma_p, \Gamma_R} \nabla \phi^* \phi^* d\Gamma + \int_{\Gamma_s, \Gamma_R} \frac{\partial \phi^*}{\partial n} \phi^* d\Gamma - \int_{\Gamma_s} G^T \dot{W} \phi^* d\Gamma + \int_{\Gamma_p, \Gamma_R} \phi^* \phi^* d\Gamma \quad (2.12)$$

$$\text{가중함수 } \phi^* \text{ 를 } \nabla^2 \phi^*(\xi; x) = \delta(\xi - x) \quad (2.13)$$

를 만족하는 Green 함수로 결정하면 식(2.12) 좌변의 체적적분은 다음과 같다.

$$\int_{\Omega_p} \nabla^2 \phi^* \phi^* d\Omega = \int_{\Omega_p} \phi^*(\xi) \delta(\xi - x) d\Omega = -c(x) \phi^*(x) \quad (2.14)$$

여기서, $c(x)$ 는 구조물의 접수표면 형상에 따라 결정되는 형상계수이다. 식(2.12)는 최종적으로 다음과 같이 된다.

$$c(x) \phi^*(x) - \int_{\Gamma_p, \Gamma_R} \nabla \phi^* \phi^* d\Gamma + \int_{\Gamma_s, \Gamma_R} \frac{\partial \phi^*}{\partial n} \phi^* d\Gamma + \int_{\Gamma_p, \Gamma_R} \phi^* \phi^* d\Gamma - \int_{\Gamma_s} G^T \dot{W}(x) \phi^* d\Gamma \quad (2.15)$$

2.3.2 완전접수체

접수구조가 자유수면효과를 무시할 수 있을 정도의 깊이의 물에 잠겨 있는 무한경계로 가정하면, Newtonian Potential Theorem에 의하여 다음과 같이 된다.

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \int_{\Gamma} \frac{\partial \phi^*}{\partial n} d\Gamma = 1 \quad (2.16)$$

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \int_{\Gamma} \left(\phi^* \frac{\partial \phi^*}{\partial n} - \frac{\partial \phi^*}{\partial n} \phi^* \right) d\Gamma = 0 \quad (2.17)$$

접수구조가 자유수면 효과가 무시될 수 있을 정도의 깊이에 잠수되어 진동할 경우에는 $r \rightarrow \infty$ 에 방사 경계면을 설정해 줌으로써 방사경계조건이 자연스럽게 만족되게 된다. 따라서 식(2.15)는 다음과 같이 접수구조표면에 대한 경계적분만 남게 된다.

$$c(x) \phi^*(x) + \int_{\Gamma_s} \frac{\partial \phi^*}{\partial n} \phi^* d\Gamma - \int_{\Gamma_s} G^T \dot{W}(x) \phi^* d\Gamma \quad (2.18)$$

2.4 경계요소법

접수구조물의 진동을 위한 경계적분식은 식(2.15)와 같으며 이 경계적분식을 경계면에 유한개의 요소로 이상화시켜주는 방법을 경계요소법이라 한다. 무한영역과 반무한영역 문제, 유한영역과 반무한영역이 서로 결합되어 서로 영향을 주고 있는 문제에 대하여 경계요소법이 잘 응용될 수 있다. 경계요소법은 가중잔여법(Weighted Residual Method)에서 가중함수를 한 점에 집중한 하중으로 인한 해를 선택한 것이다. 이 해를 기본해(Fundamental Solution 또는 Source Solution)라고 한다. 경계요소법은 경계에 수치적분을 진행하므로 영역내에서는 요소분할이 필요 없고, 경계에서만 요소분할을 한다. 그러므로 요소분할이

간단하고, 3차원 문제가 2차원 문제로 바뀌게 된다. 그리고 선택한 가중함수로는 기본해의 정해를 선택하였고, 계산오차는 경계에서의 요소이산화로 인하여 생긴다. 그러므로 경계요소법은 반해석법에 속하므로 계산의 정확도가 높다. 따라서 반무한영역문제와 무한영역문제 등에서는 경계요소의 이점을 발휘할 수 있다.

경계적분법의 물리량은 $\phi, \frac{\partial \phi^*}{\partial n}, G^T \dot{W}$ 를 임의형상함수 N 을 도입하여 이들의 절점변수로 나타내주면 다음과 같다.

$$\phi = \sum_i N_i \phi_i, \quad \frac{\partial \phi^*}{\partial n} = \sum_i N_i \left(\frac{\partial \phi^*}{\partial n} \right)_i, \quad G^T \dot{W} = \sum_i N_i (G^T \dot{W})_i$$

이와 같이 변환식을 경계적분식에 대입해주면 경계적분식은 다음과 같은 두 가지의 행렬식으로 간단히 표현될 수 있다.

$$G = \int_{\Gamma} N^T \phi^* d\Gamma, \quad H = \int_{\Gamma} N^T \frac{\partial \phi^*}{\partial n} d\Gamma \quad (2.19)$$

위 두 행렬을 이용하면 경계적분식 식(2.12,15)는 다음과 같은 선형대수방정식으로 간단히 나타낼 수 있고,

$$[H_S \ H_B \ H_R \ G_F](\Phi) = [G_S](G^T \dot{W}) \quad (2.12_1)$$

$$[H_S](\Phi) = [G_S](G^T \dot{W}) \quad (2.15_1)$$

식(2.11)의 경계요소 적분식은 아래와 같이 나타내며,

$$H\Phi - Gq - \{(\dot{W} \cdot n)\} \quad (2.20)$$

여기서 $q = \frac{\partial \phi}{\partial n}$ 을 나타낸다. 이 선형 대수방정식을 풀면 유체속도 포텐셜 ϕ 를 $G^T \dot{W}$ 의 함수로 구할 수 있다. 이와 같은 수치해석법을 경계요소법이라 하며 경계치 문제의 해로서 방사속도포텐셜 $\phi_R(x, t)$ 가 구조의 속도벡터 $\dot{w}(x, t)$ 의 함수로 정의된다.

2.5 유체-구조 연성해석

2.5.1 직접 연성해석

유체-구조 상호 작용을 나타내는 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_S \ddot{W} + C_S \dot{W} + K_S W = F_E + F_I \quad (2.21)$$

여기서 M_S, C_S, K_S 는 구조계의 질량, 감쇠 및 강성행렬을 나타내며 F_E, F_I 는 각각 순수외력과 유체-구조 상호작용에 의해 접수구조 표면에 작용하는 유체력을 나타낸다. 유체-구조 상호작용 해석은 F_I 를 구조응답의 함수로서 구하는 문제라 할 수 있다. 수십 Hz 미만의 고유진동수를 갖는 접수구조물 진동의 경우에는 유체를 이상유체로 취급할 수 있게 되어 접수구조 표면에서는 접선방향의 전단력은 무시될 수 있고, 접수면 Γ_S 에 수직인 압력 P 만 작용하게 되므로 결국 F_I 는 다음과 같다.

$$F_I = \int_{\Gamma_S} N^T \bar{n} P dS \quad (2.22)$$

N 은 임의 요소에서의 압력을 근사시키기 위한 형상함수이며, P 는 구조영역과 유체영역의 연성해로부터 구한 압력 벡터를 나타낸다. 이 압력 P 는 Euler 해법의 Inverse Formulation에 근거한 경계요소법을 적용하여 구할 수 있다. 이렇게 구하여진 P_S 를 식(2.22)에 대입하면 F_I 를 구할 수 있다.

$$F_I = -M_F \ddot{W} \quad (2.23)$$

이 때 M_F 는 부가수질량 행렬이다. 식(2.23)를 식(2.21)에 대입하면 유체-구조 연성해석을 위한 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$(M_S + M_F)\dot{W} + C_S\dot{W} + K_S W = F_E \quad (2.24)$$

식(2.24)는 부가수질량 행렬이 접수구조 표면 전 자유도에 연성되어 있고 비대칭이기 때문에 기존의 범용 구조해석 프로그램을 이용할 경우 연성폭이 너무 커서 비경제적이고 대형 구조 모델에 대해서 적용하기에는 현실적으로 불가능하다. NASTRAN의 Virtual Mass 기능을 이용한 접수구조 진동해석도와 같은 직접 연성해석이기에 접수구조 자유도가 약간 커지면 많은 해석시간을 필요로 한다.

2.5.2 유체-구조 모달 연성해석

직접연성해석의 단점을 극복하기 위해 아래와 같은 개념을 갖는 Modal Fluid-Structure Interaction Analysis를 적용한다. 유한요소법에 의해 이상화한 임의의 구조물에 대한 운동방정식은 식(2.21)과 같다. 이 방정식에 의해 공기중 자유진동을 가정해 구한 진동수 벡터와 정규화 모드행렬을 각각 W 와 ϕ 라고 하면 구조의 변위벡터는 일반좌표계 벡터 z 를 이용하여 근사적으로

$$W = \phi z \quad (2.25)$$

와 같이 표현된다. 여기서 ϕ 는 구하고자 하는 모드수 만큼의 열을 갖는다. 유한요소법에 의해 이상화한 구조물에 $\delta M, \delta C, \delta K$ 의 구조 변경이 있다면 이때의 운동방정식은 다음과 같다.

$$(M_S + \delta M)\dot{W} + (C_S + \delta C)\dot{W} + (K_S + \delta K)W = F_E \quad (2.26)$$

식(2.25)을 위식에 대입하고 양변에 ϕ^T 를 곱하면 다음과 같다.

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = f_E \quad (2.27)$$

$$m = I + \phi^T \delta M \phi, \quad c = 2\zeta\omega + \phi^T \delta C \phi \quad (\text{단, } \phi^T C \phi = 2\zeta\omega)$$

$$k = \omega^2 + \phi^T \delta K \phi, \quad \zeta = \text{damping ratio}, \quad f_E = \phi^T F_E$$

$\delta M, \delta C, \delta K$ 의 성질에 따라 m, c, k 행렬은 완전연성행렬이나 비대칭행렬이 될 수 있다. 그러나, 관심있는 모드수만의 행렬이므로 식(2.27)은 쉽게 풀 수 있다. 식(2.27)의 고유치를 구하기 위해 일반 좌표계 z 를 다시 변경된 일반 좌표계 z' 로 변환하면 다음과 같다.

$$z = \Psi z' \quad (2.28)$$

위식을 식(2.27)에 대입하여 변경된 구조영역의 진동수 ω' 와 모드 행렬 Ψ 를 구할 수 있다. 식(2.28)을 식(2.25)에 대입하면 구조의 모드행렬 ϕ' 은 다음과 같이 구해진다.

$$W = \phi \Psi z' = \phi' z' \quad (2.29)$$

위에서 변화된 구조영역에 대한 ϕ, ω' 는 모달 근사치로서 모드수를 많이 줄일 수 있도록 정확히 구해질 수 있다.

현재 선체진동해석에 널리 사용되고 있는 3차원 수정계수는 선체 저차진동 모드에 대해서만 알려져 있기 때문에 고차진동, 국부진동 및 주선체-국부진동간 연성진동에는 적용할 수 없다. 이러한 단점을 극복하고 접수구조의 일반적 진동해석에도 적용하기 위하여 유체-구조 모달 연성해석을 고유진동해석에 적용할 수 있다. 즉, 경계요소법에 의해 구한 부가수질량 행렬

M_F 는 완전연성행렬이 되며 이를 구조변경에 의한 추가 질량으로 취급하여 식(2.26)의 δM 대신에 대입하면 운동방정식(2.24)의 완전연성 해석식과 같이 된다. 이 식은 부가수질량 행렬이 접수구조 표면의 전 자유도에 연성되어 있기 때문에 기존의 범용 구조해석 프로그램을 이용할 경우 연성폭이 너무 커져서 비경제적이고, 대형 구조모델에 대하여 적용하기는 현실적으로 어려움이 있다. 따라서 비접수구조물에 대해 구한 진동수 벡터 ω 와 모드함수 Φ 를 이용하여 모달연성 해석기법을 적용하면 다음과 같이 모드 운동방정식을 구할 수 있다.

$$(I + \phi^T M_F \phi)\ddot{z} + 2\zeta\omega\dot{z} + \omega^2 z = f_E \quad (2.30)$$

이 식에 대하여 모달 해석을 수행함으로써 접수구조물의 진동수 벡터 및 모드 행렬 Φ, ω' 를 구할 수 있게 된다. 이 방법은 직접 연성해석과 비교하여 해석자유도와 연성자유도가 관심 있는 모드수로 제한됨으로써 해석시간을 크게 줄일 수 있다는 장점이 있다.

3. 모델링 및 시스템 파라미터

3.1 Open Top Container Ship

2차원이나 3차원 부가수질량을 구하는 경계치 문제의 해석은 참고논문[3]을 인용하였다. Open Top Container 선을 모션으로 하는 상사모형을 제작하고 이 모델을 이용하여 기존의 2차원 유체 부가수질량과 3차원 수정계수를 사용한 기존의 방법과 본 연구에서 제시한 유체-구조 모달 연성해석을 이용하여 접수구조물의 상하 고유진동해석을 수행하였으며 Exciter를 이용한 가진 시험을 수행하여 접수된 구조물의 상하방향 고유진동수를 측정하여 위에 제시된 방법들과 상호 비교한 결과를 나타내었다. 이 컨테이너선은 기존 선박에 대하여 세장비가 큰 광폭선에 해당되며 모델선 및 실선의 제원은 Table 1과 같다. 또한 Container 선의 접수면에 따른 이산화모델은 Fig. 2와 같다.

Table 1. Open Top Container 선의 모형 및 실선의 주요 제원

구 분	모 델 선	실 선
L.O.A(m)	2.75	255.0
Breadth(m)	0.31	38.5
Depth(m)	0.16	23.2
Draft(m)	0.10	13.5
Weight(kg)	67.5	

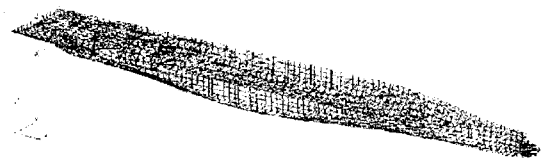


Fig. 2 컨테이너선의 접수면에 따른 이산화 유체모델

3.2 수중압력선체

3.2.1 유한요소 모델링

수중압력선체는 수상선박과 유사하게 선체 내부가 구조격벽의 배치, 연료유, 윤활유, 청수 등의 각종 탱크 및 기관구역에 배치된 장비 등과 같이 복잡한 구조물로 구성되어 있어 실제 형상과 동일한 모델링이 어렵기 때문에 가능한 한 단순화시켜야 한다. 또한 연구 목적이 수중압력선체의 고유진동 및 강제진동시 동적 거동과 주파수 응답의 경향을 분석하는데 있기 때문에 단순화시킨 모델로도 충분한 정도의 결과를 얻을 수 있다고 본다. 수중압력선체의 제원은 Table 2 와 같다.

Table 2. 수중압력선체의 주요 제원

구 분	제 원
Dimension (L×B×T)	56 m×6.25 m×5.5 m
Propulsion System	Diesel Electric(4 Diesels, 1 Shaft)
Displacement	Optimum Load Condition : 1300 Tons Surfacing : 1200 Tons

해석절차는 범용 모델링 프로그램(MSC/PATRAN)을 이용하여 수중압력선체를 모델링한 후 잠항상태와 부상상태를 구분하여 부가수질량을 구하고 그 때의 고유진동수와 모드형상을 구하였다. 부가수질량을 구하는 방법으로는 NASTRAN의 Virtual Mass 기능 및 재해석 기법을 사용하였다. 선체를 3차원으로 모델링하는 방법으로 Side Shell 및 Longitudinal Bulkhead는 tria 3 및 quad 4와 같은 3차원 Shell 요소로 하였고 선체내부의 원주방향으로 설치된 Stiffener는 2차원 보요소(Beam Element)로 모형화하였으며 선체내부의 각종 장비 및 탱크와 Inner Bottom Plate 및 일부 국부적으로 설치된 구조재는 길이방향의 하중분포 현황을 고려하여 Point Mass로 각 점(Node)에 알맞게 분포시켜 주었다. 본 구조해석에 적용된 3차원 유한요소법을 이용한 모델링 결과는 Fig. 3과 같다.

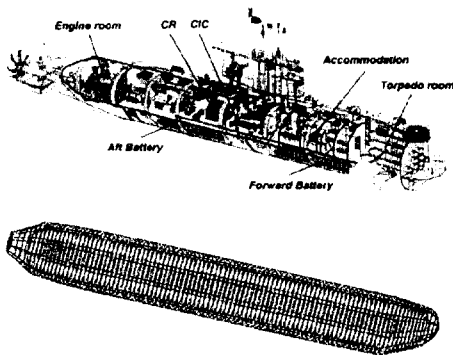


Fig. 3 수중압력선체의 3차원 유한요소 모델

3.2.2 시스템 파라미터

(1) 재료 특성치

수중압력선체에 사용된 내압강재는 HY-80 강이며 그 기계적 특성치로 Young's Modules $2.09 \times 10^{11} \text{ (N/m}^2\text{)}$, Material Density $7850.0 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ 그리고 Poisson's Ratio로 0.3 을 적용하였다.

(2) 경계조건

수중압력선체가 충분한 수심(무한유체장내)에서의 완전한 잠수로 가정하였고 선체가 수중에서 진동시 선체 표면에서 유체운동으로 생성되는 부가수질량 효과를 고려하였다. 자유진동 해석시 선체 양단은 Free-Free 조건으로 설정하였으며 강제진동 해석시에는 Singularity를 배제하기 위하여 함수에 가상의 트러스를 설치하여 구속하였으며 가상의 트러스는 고유진동수 및 운동에 영향이 미치지 않도록 작은 강성계수를 사용하였다.

(3) 하중조건

수중압력선체의 하중조건에 따라 고유진동수 및 모드형상이 달라지나 그 차이는 미세하므로 본 연구에서는 최적하중 상태만을 고려하여 진동해석을 수행하였다.

(4) 구조감쇠계수

진동해석시 감쇠계수는 선종, 진동형, 선체톤수 등에 따라 달라질 수 있는데 이를 정확하게 산정하는 것은 거의 불가능한 것으로 알려지고 있다. 각국의 선급이나 우리나라 각 조선소에서도 나름대로의 경험자료를 기준으로 주파수별로 다른 감쇠계수값을 적용하고 있으나 본 연구에서는 ABS RULE에 따라 동일하게 임계값의 1.5% 즉, 0.015 를 사용하였다.

(5) 기진력

수중압력선체의 기진원으로는 디젤엔진, 발전기, 추진기 및 기타 기관구역의 보기류 등이 있으며 이러한 각각의 기진원들이 상호 복합적으로 작용하므로 실제 선체에 작용하는 기진력을 정확히 산정하는 것은 불가능하다. 그러나 추진기를 제외한 대부분의 기진원 장비하부에 이중마운트의 설치 또는 Damping Material 를 적용하여 사실상 기진력의 대부분이 감쇠되고 있는 실정이다. 따라서 주요 기진원이 되는 추진기 추력변동만을 고려하였으나 추진기의 실제 기진력을 해석하는 일은 대단히 복잡하고 관련자료 역시 군사비밀로 분류되어 있어 확보하기가 불가능하였다. 본 연구의 목적은 진동 특성 경향을 추정하는데 있으므로 추진기 기진력을 상세히 계산하지 않고 통상적인 방법인 1톤의 단위기진력이 추진기가 설치된 위치에 작용하는 경로 간략화하였다.

4. 해석결과 및 분석

4.1 Open Top Container 선의 유체-구조 연성해석 결과

Table 3 은 모형선박에 대하여 공기중 및 접수된 상태에서 실험을 통하여 계측한 고유진동수 값을 나타내며 그 비교대상으로 Strip Theory 또는 재해석기법을 이용한 비접수 및 접수진동 해석 결과를 요약하였다. 비접수 진동해석은 접수구조의 유체력을 고려하지 않고 공기중의 모형선 보유추 모델에 의하여 해석한 결과를 의미한다. 접수구조물 해석에서 '2-D J-Factor'란 기존 방법 (Strip Theory)을 의미하며, '3-D B.E.M.'은 재해석기법 즉, 유체-구조 모달 연성해석을 이용한 결과를 의미한다. 실험 및 해석결과를 비교해 보면 기존의 해석기법은 저차진동의 고유진동수 해석에는 좋은 결과를 보이고 있으나 고차진동으로 갈수록 그 결과는 만족스럽지 못하다. 반면 유체-구조 모달 연성해석 결과는 고차진동 범위까지 좋은 결과를 보이고 있음을 알 수 있다. 유체-구조 모달 연성해석 기법은 접수표면이 복잡한 형상을 갖는 접수구조물의 경우 2차원 평판을 이용하

여 부가수질량을 계산하는 Strip Theory 에 비하여 전체 모드에서 좋은 결과를 보였으며 '3-D B.E.M.'은 기존방법에 비하여 약 4배의 해석시간 단축을 가져올 수 있었다.

Table 3. 모형선에 대한 실험 및 계산결과 비교

Mode	비접수진동(Hz)		접수진동(Hz)		
	실험결과	계산결과	실험결과	계산결과	
		2-D		2-D J-Factor	3-D BEM
1	108.8	103.1	78.6	77.4	75.9
2	268.8	260.9	194.0	192.8	189.6
3	463.1	451.8	325.5	334.1	324.7
4	645.1	641.8	430.6	482.2	448.2

4.2 수중압력선체의 진동해석 결과

4.2.1 자유진동 해석결과

최적하중 조건하에서 수중압력선체에 대하여 잠항상태, 부상상태 그리고 부가수질량을 고려하지 않았을 때의 40 차까지의 고유진동수를 경계요소법을 이용한 범용프로그램에 의하여 계산하였으며 이 중 주요 진동형에 대한 해석 결과를 Table 4 에 정리하였다. 고유진동 해석결과 모드형상은 3차원적으로 복잡하게 나타나므로 수평 및 상하방향에서 우세한 진동형을 채택하였다. 수치계산된 40 차까지의 고유진동수는 유체-구조 상호작용을 고려하여 수중압력선체가 완전잠항시 5.946~34.080 Hz, 수면에 부상할 경우에는 6.291~35.241 Hz 까지 분포되었으며 유체-구조 상호작용을 고려하지 않은 비접수진동 해석시에는 7.599~38.984 Hz 로 분포됨을 알 수 있었다. 이 결과를 보면 접수면의 범위에 따라 부가수질량 효과에 의하여 고유진동수가 점차 감소됨을 확인할 수 있었다.

Table 4. 수중압력선체의 고유진동수 계산(단위 : Hz)

구분	잠항상태	부상상태	비접수상태	주요진동모드
1	5.946	6.291	7.606	Horizontal 1st
2	5.949	6.434	7.599	Vertical 1st
3	13.398	14.479	16.869	Horizontal 2nd
4	13.469	14.836	16.792	Vertical 2nd
5	14.242	13.916	14.130	Twisting 1st
6	20.538	21.716	-	Longitudinal 1st
7	22.419	23.487	28.293	Horizontal 3rd
8	22.480	24.156	28.267	Vertical 3rd
9	-	30.154	30.235	Twisting 2nd
10	30.997	33.826	38.806	Vertical 4th
11	31.231	32.202	38.984	Horizontal 4th

Table 4는 수치해석 결과 나타난 주요 진동모드를 나타낸다. 중요한 고유진동수에서의 변위와 진동모드 형상은 Fig.4 과 같으며 수직방향의 응답에 대하여 수중압력선체의 길이방향을 X

축, 폭방향을 Y축 그리고 수직방향을 Z축으로 하여 3차원 형상으로 나타내었으며 그림에서 적색계통으로 갈수록 큰 변위를 나타내며 청색계통으로 갈수록 상대적으로 작은 변위가 일어났음을 의미한다.

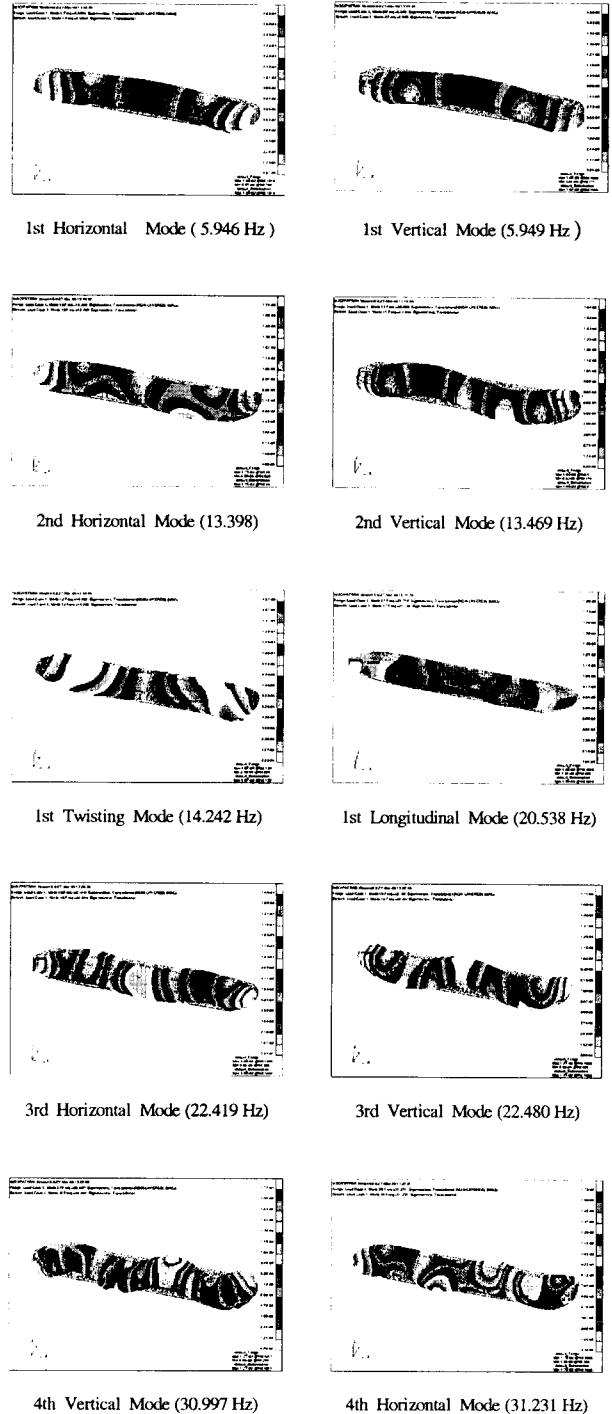


Fig. 4 유체력을 고려한 수중압력선체의 주요진동모드

부가수질량을 구하는 방법으로 직접 연성해석 기법을 이용한 NASTRAN의 Virtual Mass 기능과 유체-구조 모달 연성해석 기

법을 이용할 수 있으며 두 가지 결과를 비교하여 Table 5에 나타내었다. 해석결과를 비교해보면 고유치값의 정확도 측면에서는 유사한 크기의 실선 계측결과를 고려해볼 때, 두 가지 방법 모두 계측결과에 근접하는 근사치를 보였으나 해석시간 측면에서는 경계요소법을 이용한 Virtual Mass 기능이 후자에 비해 약 3배 정도 더 길게 소요되었다. 이는 유한요소법에 비해 해석자유도가 크게 줄어드는 반면에 질량매트릭스가 연성되어 있으므로 해석시간이 커지는 주요인이 되는 것으로 보인다.

Table 5. 수중압력선체의 연성진동 해석결과 (단위: Hz)

Vertical Mode	직접 연성해석	유체-구조 모달 연성해석
1 ST	5.949	6.411
2 ND	13.469	14.672
3 RD	22.480	24.548
4 TH	30.997	34.937

4.2.2 강제진동 해석결과

자유진동 해석으로 구한 상하방향 4 차까지의 고유진동수 및 진동형상에 대한 자료를 이용하여 추진기 기진력에 대한 강제진동 해석을 수행하였다. 함수로부터 함미방향으로 수중압력선체의 상부 윤곽선을 따라 7개의 진동 계산위치를 선정하여 그 절점에서의 종방향, 횡방향 및 상하방향의 진동응답 크기를 확인하였다. 선정된 위치는 Fig. 5와 같다.

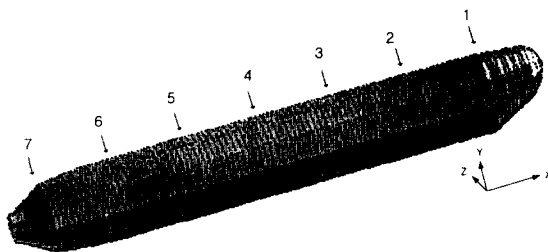


Fig. 5 주파수 응답 분석을 위한 절점 선정

기진력으로는 추진기 설치위치에 단위기진력 1톤을 추진기 상부절점에 가하고 7개의 응답 계산위치에 대하여 종방향, 횡방향 및 상하방향의 주파수 변위응답 L, H, V를 계산하였다. Fig. 6은 추진기 단위기진력에 대한 주파수 응답결과를 나타낸 것으로서, 고찰해보면 고유진동 해석결과와 같이 고유치가 나타나는 주파수 근처에서 공진현상이 나타나는 경향을 볼 수 있으며 일반적으로 종방향과 횡방향 변위보다는 상하방향에서 상대적으로 큰 변위를 보여주고 있다. 또한 함수미 및 중앙위치에서는 1차모드에서 가장 큰 진폭을 보였으며 그 외 위치에서는 2차모드에서 가장 큰 진폭을 나타내었다. 고유진동 해석 결과와는 다른 일부 주파수대에서 진폭이 다소 튀는 현상은 국부진동 양상이나 NOISE 값으로 해석된다.

Table 6은 최적하중 상태에서의 각 공진주파수를 횡좌표로 하여 단위기진력당 진동응답 변위의 최대치를 나타내고 있다.

Table 6에 명시된 바와 같이 타부분에 비해 추진기 설치위치에서 가까운 함미 위치의 진폭이 두드러지게 나타남으로써 이 위치에서의 정밀측정장비 설치에 피해가 될 것으로 판단되며 불가피한 경우에는 별도의 방진대책이 고려되어야 할 것이다.

Table 6. 추진기 단위 기진력에 의한 진동수 응답 결과

조건	공진주파수 (Hz)	진동 방향	주파수 응답 결과(단위: 10^{-4} m/sec)						
			1	2	3	4	5	6	7
최적하중 상태	6.2	L	2.79	2.61	1.92	0.73	0.49	1.44	1.45
		H	5.11	0.72	3.53	5.42	4.00	1.34	7.55
		V	5.74	1.06	3.65	5.74	4.25	1.48	9.09
	12.7	L	3.69	1.54	1.74	3.40	1.97	1.55	2.45
		H	0.75	0.63	0.29	0.61	1.95	1.49	2.05
		V	1.99	5.73	6.34	0.83	5.76	2.32	8.37
	22.4	L	0.74	0.29	0.42	0.20	0.49	0.33	0.70
		H	0.24	1.52	0.43	1.83	0.31	1.48	1.69
		V	0.31	0.67	0.39	1.39	0.22	1.05	1.50

5. 결 론

본 연구에서는 접수구조물의 부가수질량을 계산하는 방법으로 직접 연성해석 기법과 유체-구조 모달 연성해석 기법에 의한 계산결과를 비교 분석하였다. 그 해석 대상으로는 수중압력선체를 선정하였으며, 모델링 방법은 MSC/PATRAN 범용코드를 사용하였다. 모델링 후 B.E.M.범용코드인 NASTRAN 및 유체-구조 모달 연성해석 기법을 적용한 코드를 이용하여 고유진동 해석 및 주파수 응답특성을 고찰하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 경계요소법을 이용한 유체-구조 연성해석 기법은 2차원 평판을 이용하는 Strip Theory에 비하여 전체 모드에서 정확한 값을 보였으며 해석시간의 현격한 감소를 확인하였다.
- (2) 고유치를 구하는 유체-구조 연성해석 기법 중에서도 유체-구조 모달 연성해석 기법은 범용코드를 이용한 직접 연성해석 기법과 비교해 볼 때 고유치 값이 큰 차이가 없는 반면에 해석시간 측면에서는 경제성을 확인할 수 있었다.
- (3) 수중압력선체의 고유진동 해석결과 접수부위의 부가수질량 효과에 의하여 고유치값이 전체적으로 낮아졌으며 유사한 크기의 실선 계측결과와 근접하는 결과를 얻을 수 있었다.
- (4) 주파수 응답특성 해석결과 고유진동 해석결과와 같이 고유치가 나타나는 주파수 근처에서 공진현상이 나타나는 경향을 볼 수 있으며 선체 전후방향 및 좌우방향에 비하여 상하방향의 진동 응답 크기가 훨씬 크게 나타났다.
- (5) 정밀장비 설치시 함미부분에 설치하는 것을 가능한 한 피하되 불가피할 경우에는 별도의 방진대책이 고려되어야 한다.

보다 정밀한 주파수 응답결과를 얻기 위해서는 추진기 및 디젤엔진, 각종 보기류 등의 기진원에 대한 특성을 정확히 파악하여 강제진동 해석을 수행한다면 유용한 주파수 응답특성 정보를 구할 수 있을 것이다. 마지막으로 본 연구 결과가 수중압력선체의 초기설계 과정에서 기초자료로 활용되기를 바란다.

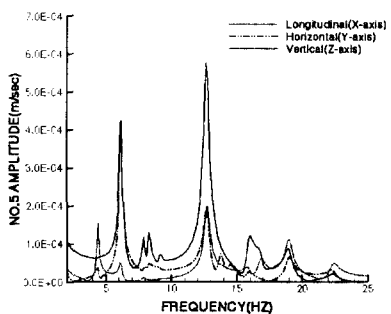
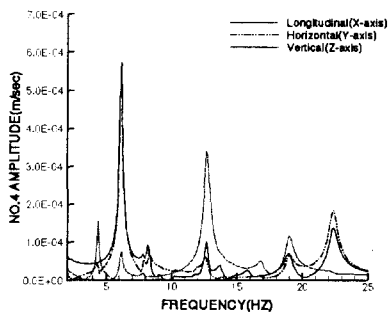
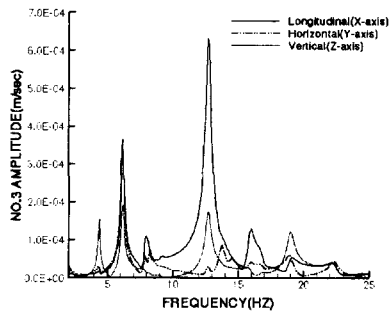
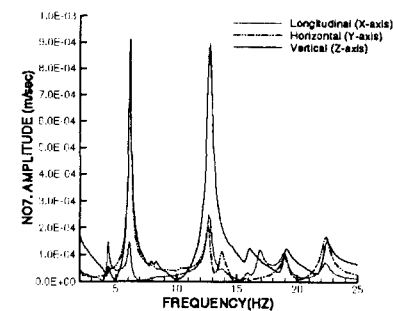
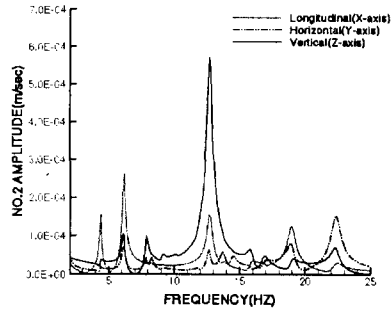
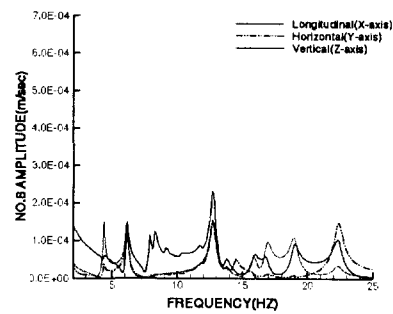
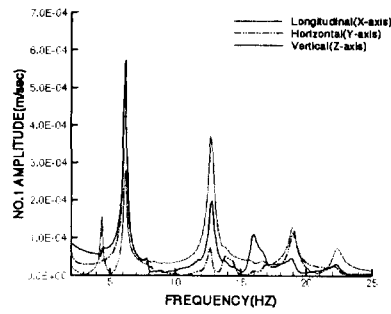


Fig. 6 단위기진력에 대한 각 절점에서의 주파수 응답결과

6. 참고문헌

- [1] 김병현, "선체 보 유추 진동해석 방법의 간략화 연구", 한국기계연구원, 1995
- [2] 김병현, "특수선의 진동해석 연구", 한국기계연구원, 1995
- [3] Son C. Y., and Lee S., "Beam like Ship Vibration Analysis in Consideration of Fluid", ISOPE, 1999
- [4] Endo, R., Hamamoto, T., Kato, T., Hayashi, T., and Tosaka, N "Experimental Modal Analysis on Unit Linked Large Floating Structure Models," Proc. of the 5th Int. Offshore and Polar Eng. Conf., Vol. 1, pp. 53-158, 1995.
- [5] Hamamoto, T., and Fujita, K, "Three Dimensional BEM-FEM Coupled Dynamic Analysis of Module Linked Large Floating Structures", Proc. of the 5th Int. Offshore and Polar Eng. Conf., Vol. 3, pp. 392-399, 1995
- [6] Chung, K. T., Kim Y. B., "Vibration Analysis of Ship Structure in of Fluid-Structure Interaction", KR-Rept. 10081., 1994.
- [7] Chung, K. T., "Hydroelastic Vibration Analysis of Structures in Contact with Fluid", Trans. of SNAK, Vol 29, No.1, 1992.
- [8] Kim B. H., "3-D Vibration Analysis of Floating Structures like Ships using FEM-BEM", Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, 1990
- [9] Kim K. C., "A Note on the Three Dimensional Correction Factor for the Virtual Inertia Coefficient of Ships in Vertical Vibration", Journal of SNA, Korea, Vol. 12 No. 1, 1975.