

수치해석에 의한 심수 탱크구조물의 진동에 관한 연구 Numerical Analysis of Vibration Characteristics in Deep Water Tank

。 배성용* · 홍봉기* · 배동명*

Sung-Yong Bae, Bong-Ki Hong and Dong-Myung Bae

Key Words : finite element(유한요소), boundary element(경계요소), fluid-structure interaction(구조 유체 연성), added mass of water(부가 질량), natural frequency(고유진동수), natural mode(고유모드)

ABSTRACT

A liquid storage rectangular tank structures are used in many fields of civil, mechanical and marine engineering. Especially, Ship structures have many tanks in contact with inner or outer fluid, like ballast, fuel and cargo tanks. Fatigue damages are sometimes observed in these tanks which seem to be caused by resonance with exciting force of engine and propeller. Vibration characteristics of these thin walled tanks in contact with fluid near engine or propeller are strongly affected by added mass of containing fluid. Therefore it is essentially important to estimate the added mass effect to predict vibration of the tank structures. In the previous report, we have developed numerical tool of vibration analysis of 3-dimensional tank structure using finite elements for plates and boundary elements for fluid region. In the present report, using the numerical analysis, vibrations characteristics in deep water tank are investigated and discussed.

기호설명

1. 서론

- M : 질량 매트릭스
- K : 강성 매트릭스
- u : 절점 변위 벡터
- N^w : 형상함수
- P : 압력
- V : 속도 벡터
- M^* : 부가질량 매트릭스
- k_i : i 차의 모달강성
- m_i : i 차의 구조 모달 질량
- m_i^* : i 차의 부가 모달 질량
- $(f_{water})_i$: 접수시의 i 차의 고유진동수
- $(f_{air})_i$: 비접수시의 i 차의 고유진동수

기계구조나 건축구조 등 각종 구조물에는 유체와 접하고 있는 구조물이 많이 존재하고 있다. 특히 선체 구조물에는 선미 탱크, 밸러스트 탱크, 오일 탱크 등과 같이 자유표면을 가지고 내부에 유체로 채워진 탱크 구조물이 많이 있다. 이들 접수 탱크 구조물들에는 손상이 종종 일어나고 있는 것으로 보고 되고 있는데 그 원인 중의 하나가 진동으로 인한 피로 손상으로 간주되고 있다. 특히, 선미부근의 탱크는 기관실과 근접하고 있기 때문에 엔진이나 프로펠러 등의 기진력에 의한 공진을 일으킬 가능성이 있다. 진동에 의한 피로는 파랑하중에 의한 피로에 비하여 주파수가 높기 때문에 빠른 시기에 발생하는 것이 특징이다. 그리고, 접수탱크의 경우, 유체에 의한 부가질량 효과에 의해 진동수가 크게 낮아진다. 그러므로 이와 같은 접수 탱크구조물의 진동특성을 정도 좋게 예측하는 것이 요구되고 있다.

유체에 접하고 있는 구조물의 진동특성에 관하여 연구한 문헌은 많이 있지만, 그 대부분이 원통형 탱크를 해석대상으로 하고 있다. Mazuch(1)등은 내부에 유체가 들어있는 원통형 탱크에 관하여 유한요소법으로 이산화하여 수치계산을 행하고, 진동특성을 논하였다. 또, Cho(2)등은 유체가 들어있는 원통형 탱크의 고유치해석에 관하여 구조변형에

* 부경대학교 조선해양시스템공학과
E-mail : sybae@mail1.pknu.ac.kr
Tel: (051) 620-6480, Fax: (051) 620-6480

의한 슬롯싱 모드와 파동에 의한 빌징 모드의 영향을 검토하였다. 해석대상물로 사각형 탱크 구조물을 이용한 것으로는 Nishino(3)등이 급수전개법을 이용하여 연결 판성판에서의 부가질량의 효과에 관하여 논한 것이 있다. 한편, 선박의 기초 설계단계에 있어서, 접수 구조물의 진동 검토에는 Kito(4)의 방법이 최근까지 주로 이용되고 있으나 밀집도가 높은 복잡한 구조와 임의 형상을 가진 탱크 구조물의 고유진동수 추정에는 한계가 있는 것으로 알려져 있다. 저자는 문헌(5)에 보고한 것과 같이 사각탱크의 접수진동의 고유진동수와 모드 형상을 계산하기 위한 수치해석 코드를 개발하여 실험을 통하여 검증하바 있다. 본 연구에서는 저자가 개발한 수치해석 코드를 이용하여, 심수탱크 구조물의 진동특성에 관하여 검토한다.

2. 이론배경

접수 탱크 구조의 수치해석을 하기 위해서, 우선 유한요소법을 이용하여 구조부를 이산화하고, 강성 매트릭스와 질량매트릭스를 구한 다음, 탱크 내부의 유체에 관하여 경계요소법을 이용하여 이산화한다. 최종적으로, 구조부와 유체부의 역학적 관계와 운동학적 조건을 이용하여 연성을 시킴으로서 부가 질량 매트릭스를 구할 수 있으며, 이 부가질량 매트릭스를 진동방정식에 고려하여 진동특성을 파악한다. 본 연구에서는 자유진동 문제를 취급한다.

2.1 유한 요소법에 의한 구조부의 정식화

구조부를 유한요소법으로 이산화하면 다음과 같다.

$$M\dot{U} + KU = 0 \quad (1)$$

식(1)에서 등가 외력 벡터 f 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f = \int_s N_w^T p ds \quad (2)$$

2.2 경계 요소법에 의한 유체부의 정식화

탱크내부의 유체를 비압축, 비점성, 비회전인 완전유체라고 가정하면 속도 포텐셜이 존재하고, 식으로 나타내면

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (3)$$

이 라플라스 방정식에 대한 경계적분 방정식은 3차원 문제에 대한 기본해를 이용하면 경계적분방정식이 얻어진다.

$$\phi^*(x, y) = \frac{1}{4\pi r} \quad (4)$$

$$q^*(x, y) = \frac{\partial \phi^*(x, y)}{\partial n} = \frac{-1}{4\pi r^2} \frac{\partial r}{\partial n}$$

여기서 x 는 field점의 좌표, y 는 source 점의 좌표이고 r 은 source점과 field 점의 거리이다.

이 경계적분 방정식을 경계요소를 이용하여 이산화 하면 다

음과 같은 방정식을 얻을 수 있다.

$$H\phi = G \left\{ \frac{\partial \phi}{\partial n} \right\} \quad (5)$$

2.3 구조부와 유체부와의 연성문제의 정식화

우선, 압력과 속도벡터 그리고 유체밀도를 이용하고 체적력을 무시하면 선형화된 유체의 운동방정식은 다음으로 표시된다.

$$\rho_f \frac{\partial V}{\partial t} = -\nabla P \quad (6)$$

또, 속도와 속도 포텐셜의 관계는 다음과 같다.

$$V = -\nabla \phi \quad (7)$$

식(6),(7)을 이용하여 적분을 행하고, 압력 P 와 속도 포텐셜 ϕ 에 관하여 원 진동수 ω 의 조화진동을 가정하면 다음 식으로 표현 할 수 있다.

$$P = -i\omega \rho_f \phi \quad (8)$$

매트릭스 방정식 (5)와 식(6)을 이용하면 다음과 같이 압력과 압력구배의 관계로 나타낼 수 있다.

$$HP = G \left\{ \frac{\partial P}{\partial n} \right\} \quad (9)$$

(9)식에 경계조건을 대입하면 구조물에서의 압력과 압력구배의 관계식이 얻어진다.

또, 구조부의 면외방향 변위 성분을 w 로하여 조화진동을 가정하면, 인터페이스의 운동학적 조건(8)식에 의해 w 와 압력구배의 관계는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial P_1}{\partial n} = \rho_f \ddot{w} \quad (10)$$

그러므로, 식(2)에 (9),(10)식을 대입하면 등가외력 벡터 f 는 다음과 같이 기술된다.

$$f = \int_s N_w^T p ds = \omega^2 M^* u_0 \quad (11)$$

절점변위 벡터 u 를 조화진동이라고 가정하면 식(11)을 (1)식에 대입하여 다음과 같은 자유진동 방정식을 얻을 수 있다.

$$\{K - \omega^2(M + M^*)\} u_0 = 0 \quad (12)$$

3. 계산 결과 및 고찰

접수 탱크 구조의 진동특성을 파악하기 위하여 먼저, 접수 진동시의 부가질량 파라미터를 다음과 같이 구조 모달 질량에 대한 부가 모달 질량비라고 정의 한다.

$$(f_{water})_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_i + m_i^*}}$$

$$= \frac{1}{\sqrt{1 + \epsilon_i}} (f_{air})_i \quad (13)$$

3.1 수위의 변화에 따른 1단 탱크 모델의 진동 특성

1 단 탱크의 계산에 이용한 계산 모델은 Fig.1에 나타내고, 그 탱크의 구체적인 제한과 재료특성 등은 Table 1에 표시하고 있다. 이하 모든 계산 모델에서의 밀면은 강체, 윗면은 자유표면으로 취급하며 탄성판과 탄성판, 탄성판과 강체의 경계는 단순지지 조건을 적용하였다.

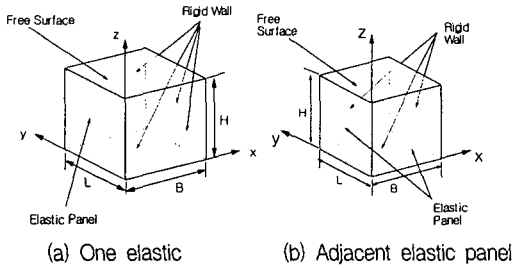


Fig.1 Model of present analysis

Table 1 Principal dimensions and material properties of the model

Length	L=10.0(m)
Breadth	B=10.0(m)
Height	H=10.0(m)
Thickness	t=0.015(m)
Young's Modulus	E=206E+11(Pa)
Poisson's Ratio	$\nu=0.3$
Density of elastic panel	$\rho_e=7.85E+03 (kg/m^3)$
Density of Fluid	$\rho_w=1.00E+03 (kg/m^3)$

(1) 측면판 중 탄성판이 하나인 경우

4개의 측면판 중 하나의 측면만이 탄성판인 경우를 설정하여, 비 점수시와 점수시, 점수시에는 수위를 변화시켜 가면서 계산을 하였다. 유체의 수위를 d 라고 하면 점수탱크의 높이에 대한 수위의 비가 $d/H=0.3, 0.5, 0.7$ 의 3가지 경우를 상정하여 계산을 행하였다.

Fig.2는 비점수($d/H=0.0$)과 전면점수($d/H=1.0$) 및 부분점수의 고유진동수를 모드형상에 관계없이 낮은 순서부터 1차에서 5차까지 나타낸 것이다.

이 결과로부터 수위가 높아질수록 부가질량 효과가 크게 되어 고유진동수가 낮아진다는 것을 알 수 있다. 또한, 저차 진동수를 가진 모드에서는 침수부에 탄성 변형이 집중하여 나타난다.

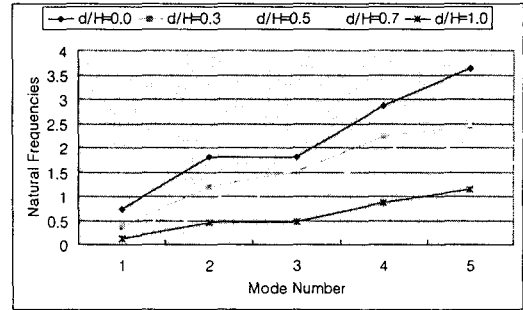


Fig.2 Natural frequencies of a tank with an elastic panel for various water depth

(2) 측면판 중 탄성판이 이웃하는 두 면인 경우
연접하는 평판이 탄성판이고 나머지 두 측면판이 강체인 경우를 상정하여 하나의 측면판이 탄성판인 경우와 같이 수위를 변화시켜 가면서 계산을 행한 결과를 Fig.3 - Fig.6에 나타내었다.

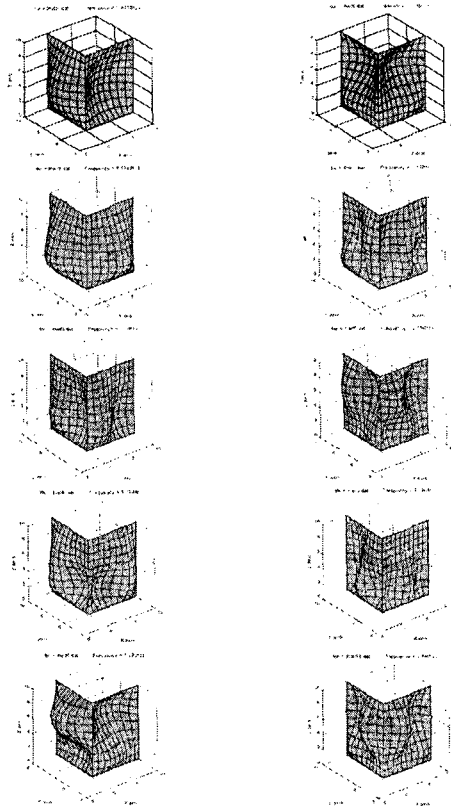


Fig.3 Natural modes of adjacent panels($d/H=0.3$)

여기서, 동상 모드를 두 측면판의 모드 변형이 같은 방향을, 역상 모드를 두 측면판의 모드 변형이 반대 방향으로 일어날 때라고 정의한다.

결과로부터 알 수 있듯이 탄성판이 하나인 경우와 동일하게 수위가 높아질수록 부가 질량의 효과가 크게 된다. 단, 탄성판이 연접면일 경우는 유체의 부가질량 효과뿐만 아니라 탄성판사이의 경계부분의 영향이 작용하기 때문에 수위가 변함에 따라 모드형상의 순서가 복잡하게 된다. 즉, 비점수의 경우는 탄성판사이의 경계부분이 동상 모드보다 역상 모드가 되면 경계조건이 고정이 되므로 고유진동수가 높아지는 경향을 볼 수 있다. 그러나 수위가 높아질수록 탄성판사이의 경계부분 효과 보다 부가질량효과가 상대적으로 커지면서 최저차 고유진동수의 진동 모드가 역상으로 나타나는 경향을 볼 수 있다.

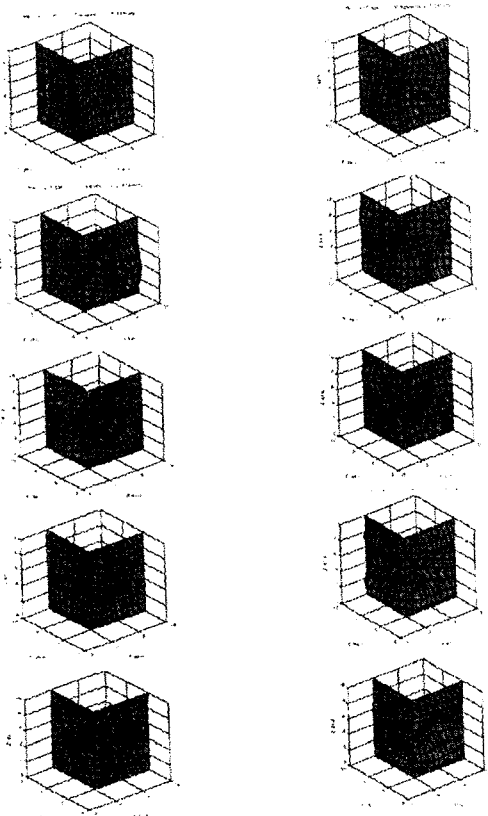


Fig.4 Natural modes of adjacent panels($d/H=1.0$)

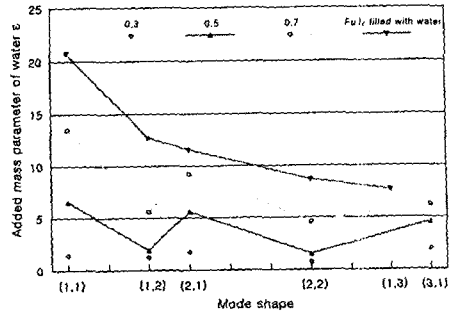


Fig.5 Added mass parameter of water ϵ of in-phase mode in each mode

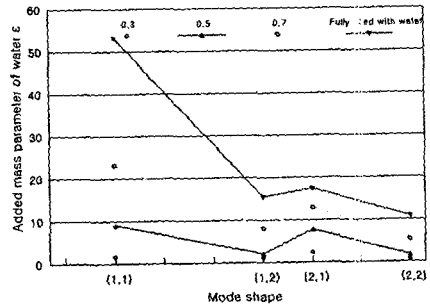


Fig.6 Added mass parameter of water ϵ of opposite phase mode in each mode

3.1 다단 탱크 모델의 진동 특성

4면이 탄성판인 경우, 점수 탱크 구조의 진동특성을 파악하기 위하여 Fig.7과 같이 1단, 2단, 3단 모델에 관하여 각각 계산을 하였고, 사용된 제원은 Table 2에 나타내고 있다. 측면 탄성판 사이의 경계조건은 1단 탱크 모델과 같은 단순지지를 적용하였고, 각 단 사이의 탄성판은 연속판으로 상정하고 면외방향 변위를 구속하였다.

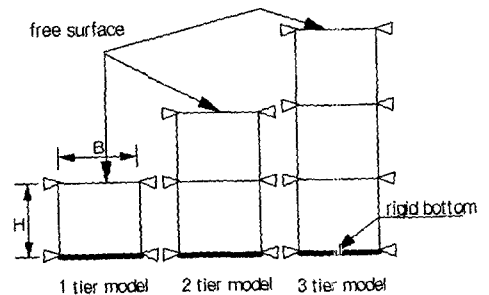


Fig.7 Multi-tier tank models used for the analysis

Table 2 Principal dimension and material properties of multi-tier tank model

Length	L=1.0(m)
Breadth	B=1.0(m)
Height	H=1.0(m)
Thickness	t=0.015(m)
Young's Modulus	E=2.06E+5(MPa)
Poisson's Ratio	$\nu=0.3$
Density of elastic panel	$\rho_s = 7.85E+03 (kg/m^3)$
Density of Fluid	$\rho_w = 1.00E+03 (kg/m^3)$

1단 모델의 경우, 고유진동수는 각 모드의 연결 탄성판 사이의 구조적 간섭과 유체운동의 제한에 의한 유체 간섭에 의해 하나의 측면판이 탄성판인 경우보다 복잡하게 변화되는 것을 알 수 있다(5). 다만 탱크 모델의 계산결과 중 3단 탱크인 경우의 모드를 Fig.8에 나타내었고, 고유진동수를 하나의 탄성판과 비교한 것을 Fig.9에 나타내었다.

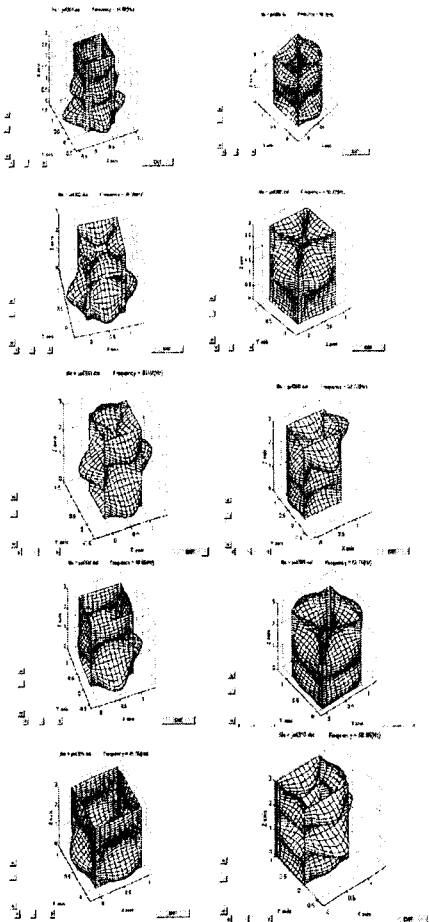


Fig.8 Natural modes of 3-tier model in contact with water

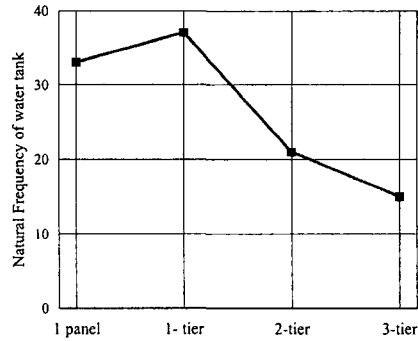


Fig.9 Natural frequencies of water tanks

Fig.9에서 알 수 있는바와 같이 단의 수가 높아질수록, 즉 깊은 탱크일수록 최저차 고유진동수는 낮아지고 있는 것을 알 수 있다. 각 단의 최저차 고유진동수에 대한 모드를 Fig.10에 나타낸다. 이 모드로부터 알 수 있는바와 같이 최저차 모드의 경우, 모든 단에서 변형이 안쪽 혹은 바깥쪽으로 동시에 일어나는 것을 알 수 있다. 이러한 모드는 비접수의 탱크에는 반드시 일어나지 않지만 접수의 경우는 유체운동의 제한으로 인하여 부가질량 효과가 크기 때문에 고유진동수가 크게 낮아져 일어난 현상으로 이해할 수 있다. 모드 형상으로부터 알 수 있듯이 자유표면으로부터 멀리 떨어진 밀면에 가까이 있는 탄성판일수록 진폭이 크게 되기 때문에 공진이 일어나는 경우 밀면 근처의 탄성판 주변에 피로손상이 일어날 가능성이 있을 것으로 사료된다.

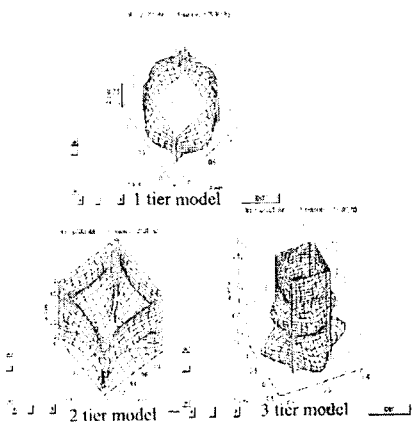


Fig.10 The lowest frequencies in each tier model

4. 결 론

수치해석을 이용하여 수위의 변화가 있을때의 1단 탱크의 진동특성과 다단 탱크의 진동특성을 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 수위의 변화에 의해 최저차 모드의 형상이 달라진다.

특히, 연접 탄성판인 경우, 본 연구에서 계산한 결과에 의하면 수위가 변함에 따라 구조적인 간섭에 의한 영향보다 유체의 운동이 제한됨으로 인한 유체간섭 효과의 영향이 더 크게 작용하고 있다는 것을 알 수 있다.

2) 연접 탄성판인 경우,접수진동에 있어서 동상모드는 탄성판이 한면인 경우에 비해 부가질량 효과가 작기 때문에 고유진동수는 높게 나타난다.

3) 깊은 탱크일수록 최저차의 고유진동수가 낮고, 밑면에 가까운 탄성판의 진폭이 크기 때문에 그 부근에서 피로 손상이 발생하기 쉬울 가능성이 있는 것으로 사료된다.

4) 따라서 심수탱크의 경우 유체와 구조의 간섭효과를 동시에 고려할 필요가 있다.

참 고 문 헌

(1) T. Mazuch, J. Horacek, J.Trnka and J. Vesely, 1996, Numerical Modes and Frequencies of a thin Clamped-Free Steel Cylindrical Storage Tank Prtially Filled with water: FEM AND MEASUREMENT , Journal of Sound and Vibration.

(2) J. R. Cho and J. M. Song, 2001, ASSESSMENT OF CLASSICAL NUMERICAL MODELS FOR THE SEPARATE FLUID-STRUCTURE MODAL ANALYSIS, Journal of Sound and Vibration.

(3) 西野 宏 外,1995,“級數展開法による接水防振板の振動特性に関する研究”、日本造船学会論文集178号、 pp.371-379.

(4) 鬼頭史城, 1960, “矩形水槽壁の接水振動について”, 造船協會論文集,第106號,pp.75-82.

(5) 배성용 등, 2000, “접수탱크구조의 진동특성에 관한연구”, 추계학술대회 논문집, 대한조선학회, pp. 250~254.