

부가질량 효과와 호흡모드를 고려한 구조-유체연성진동해석

The Effect of Added Mass of Water and Breath Mode in Fluid-Structure Coupled Vibration Analysis

배성용
S. Y. Bae

Key Words : Fluid Structure Interaction(유체 구조 연성), Added Mass of Water(부가질량), Natural Frequency(고유 진동수), Natural Mode(고유 모드), Breath Mode(호흡모드)

Abstract : Marine structures are often in contact with inner or outer fluid as stern, ballast and oil tanks. The effect of interaction between fluid and structure has to be taken into consideration when we estimate the dynamic response of the structure appropriately. Fatigue damages can also be sometimes observed in these tanks which seem to be caused by resonance. Thin walled tank structures in ships which are in contact with water and located near engine or propeller where vibration characteristics are strongly affected by the added mass of containing water. Therefore it is essentially important to estimate the added mass effect to predict vibration characteristics of tank structures. But it is difficult to estimate exactly the magnitude of the added mass because this is a fluid-structure interaction problem and is affected by the free surface, vibration modes of structural panels and the depth of water. I have developed a numerical tool of vibration analysis of 3-dimensional tank structure using finite elements for plates and boundary elements for fluid region. In the present study, the effect of added mass of containing water, the effect of structural constraint between panels on the vibration characteristics are investigated numerically and discussed. Especially a natural frequencies by the fluid interaction between 2 panels and a breath mode of the water tank are focused on.

1. 서론

선박에는 선미탱크, 기관실주변의 탱크 혹은 오일 탱크, 특히 요즈음 고부가가치선의 선봉이 되고 있는 LNG선의 각종 탱크 등과 같이 한쪽 면 혹은 양쪽 면이 유체와 접하고 있는 구조물이 많이 존재하고 있다. 이러한 접수탱크 혹은 오일탱크의 트랜스링 등에 진동이 원인이라고 생각되어지는 피로손상이 발생하고 있다. 진동에 의한 피로는 파랑에 의한 피로에 비하여 주파수가 높기 때문에 빠른 시기에 발생하는 것이 특징이다. 그러므로 이와 같은 탱크 주변의 진동특성을 될 수 있는 한 정확하게 예측하는 것이 절실히 요구되어지고 있다. 탱크구조의 접수진동의 경우, 자유표면의 영향, 연접판넬의 영향, 수위의 영향과 더불어 각종 스티프너 등이 부착되

어 있기 때문에 간이식을 사용하여 정확한 진동특성을 파악하는 것은 대단히 곤란하다. 최근까지 선박설계의 기초단계에서는 부가질량을 고려한 접수시의 고유진동수의 추정법으로서는 Kito에 의한 간이식¹⁾이 이용되었다. 그러나 이 간이식은 진동모드를 특정한 다항식의 항으로 가정하고 있기 때문에 연접판으로 구성되어 있거나 좁은 간격의 스티프너가 부착되어 있는 복잡한 접수 구조물에서는 계산되어지는 진동특성의 정확도가 상당히 떨어지는 것으로 알려져 있다. 한편, 사각형 접수탱크 구조물에 대한 연구로서는, Nishino 등이 급수전개법을 이용하여 연접하는 두 평판사이의 부가 질량 효과를 규명하였고, Bartlett 등은 사각형 탱크의 밑면의 고유진동수를 평가하기 위하여 유한요소법을 이용하여 부가질량을 계산하였다.^{2),3)} 그러나 탱크를 구성하는 복수의 판넬의 연성을 고려한 진동특성의 연구나 마주보는 판넬으로 인한 유체의 부가질량 효과, 수위의 변화에 의한 영향 등을 취급한 연구는 찾아보기 힘들다. 이에 본 연구에서는 접수탱크

접수일 : 2005년 10월 7일
 배성용(책임저자) : 부경대학교 조선해양시스템공학과
 E-mail : sybae@pknu.ac.kr Tel. 051-620-6487

구조물의 진동특성을, 구조적 간섭의 영향, 유체간섭에 의한 부가질량의 효과 등을 수위를 변화시키면서 검토하였다.

2. 해석 기법

2.1 유한 요소법에 의한 탄성판의 정식화

본 연구에서는 탄성판을 유한 요소법으로 이산화하고 유체부분을 경계 요소법으로 이산화하여서 유체-구조사이의 경계조건을 적용하여 부가질량 행렬을 구하고 그것을 자유진동방정식에 고려한다.

본 연구에서 사용된 탄성판은 얇은 평판이라고 가정하고 면내변위를 고려한 막요소와 면외변위를 고려한 굽힘요소를 조합한 평면 쉘요소를 고려한다.

유한요소법으로 이산화하면 탄성체의 지배방정식은 다음과 같다.

$$M \vec{u} + K \vec{u} = \vec{f} \quad (1)$$

여기서, M, K, \vec{u} 는 각각 질량행렬, 강성행렬, 절점변위벡터이다. 등가외력벡터 \vec{f} 는 다음과 같이 나타낼수 있다.

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

2.2 경계 요소법에 의한 유체부분의 정식화

탱크내부의 유체를 비압축, 비점성, 비회전인 이상유체라고 가정하면 영역 Ω 에서 지배방정식은 속도포텐셜 ϕ 에 관하여 나타내면

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad \text{in } \Omega \quad (3)$$

이 라플라스 방정식에 대한 경계적분 방정식은 3차원 문제에 대한 기본해

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

를 이용하면 다음과 같은 일반형태의 방정식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} c(y) \overrightarrow{\phi}(y) &= \int_r \overrightarrow{\phi}^*(x, y) \overrightarrow{q}(x) d\Gamma(x) \\ &- \int_r \overrightarrow{q}^*(x, y) \overrightarrow{\phi}(x) d\Gamma(x) \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 x 는 필드점의 좌표이고, y 는 소스점의 좌표이다. 단, $c(y)$ 는 소스점 y 가 놓여있는 경계를 이루는 각에 의하여 결정되는 상수이다. 이 경계적분 방정식을 경계요소를 이용하여 이산화하면 다음과 같은 방정식을 얻을 수 있다.

$$H \vec{\phi} = G \left\{ \frac{\partial \vec{\phi}}{\partial n} \right\} \quad (6)$$

2.3 연성문제의 정식화

우선, 압력과 속도벡터, 유체밀도를 이용하고 체적력을 무시하면 선형화된 유체의 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$\rho_f \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = -\nabla P \quad (7)$$

그리고 속도와 속도포텐셜의 관계는 다음과 같다.

$$\vec{V} = -\nabla \phi \quad (8)$$

식(7), (8)을 이용하여 적분을 행하고, 압력 P 와 속도 포텐셜 ϕ 에 관하여 원진동수 ω 의 조화진동을 가정하면 다음 식으로 표현 할 수 있다.

$$\vec{P} = i\omega \rho_f \vec{\phi} \quad (9)$$

행렬 방정식(6)과 식 (7)을 이용하면 다음과 같이 압력과 압력구배의 관계로 나타낼수 있다.

$$H \vec{P} = G \left\{ \frac{\partial \vec{P}}{\partial n} \right\} \quad (10)$$

(10)식에 경계조건을 대입하면 구조물에서의 압력과 압력구배의 관계식이 얻어진다. 또, 구조부의 면외 방향변위 성분을 w 로 하여 조화진동을 가정하면 연성에서의 운동학적조건 (9)식에 의해 w 와 압력구배의 관계는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial P_i}{\partial n} = \rho_f \vec{w} \quad (11)$$

그러므로, 식(2)에 (10), (11)식을 대입하면 등가외력 벡터 \vec{f} 는 다음과 같이 기술된다.

$$\vec{f} = \int_s N_w^T \vec{p} dS = \omega^2 M^* u_0 \quad (12)$$

여기서, M^* 는 부가질량 행렬이다. 절점변위 \vec{u} 를 조화진동이라고 가정하면 (12)식을 식(1)에 대입하여 다음과 같은 자유진동 방정식을 얻을 수 있다.

$$\{K - \omega^2(M + M^*)\} \vec{u}_0 = 0 \quad (13)$$

3. 계산 결과 및 고찰

접수 탱크구조의 진동특성을 파악하기 위해서 탄성판의 개수의 변화, 탱크의 수위를 변화시켜 가면서 계산을 실행하였다. 계산에 이용된 모델은 Fig. 1에 나타내고, 그 모델의 제원과 재료특성은 Table 1에 나타내고 있다. 이하 전 모델에서 윗면은 자유표면을 가정하였고, 탄성판과 탄성판, 탄성판과 강벽사이의 경계조건은 단순지지로 취급하였다.

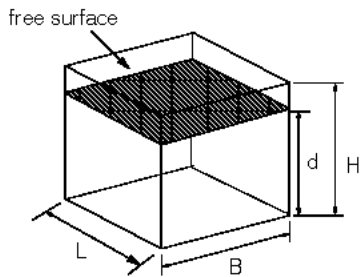


Fig. 1 Model for the present analysis

3.1 측면판중 하나의 탄성판을 가진 탱크

접수진동시의 부가질량 파라메타를 다음과 같이 구조 모달 질량에 대한 부가 모달 질량비라고 정의한다.

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-2.06E+11(Pa)
Poisson's Ratio	ν -0.3
Density of elastic panel	ρ_s -7.85E+03(kg/m ³)
Density of Fluid	ρ_w -1.00E+03(kg/m ³)

$$\begin{aligned} (f_{water})_i &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_i + m_i^*}} \\ &= \frac{1}{\sqrt{1 + \epsilon_i}} (f_{air})_i \end{aligned} \quad (14)$$

여기서, k_i 는 i 차의 모달 강성, m_i 는 i 차의 모달질량, m_i^* 는 m_i 에 대한 모드 부가질량이고, ϵ_i 는 부가질량 파라메타이다.

측면 판중 하나의 측면만이 탄성판인 경우에 대해서 비 접수시와 접수시, 접수시인 경우에는 수위를 변화시켜가면서 계산을 하였다. 유체의 수위를 d라고 하면, 접수탱크의 높이에 대한 수위의 비가 d/H=1.0(전면접수), 0.7, 0.5, 0.3, 0.0(비접수)의 5가지 경우를 상정하여 계산을 수행하였다.

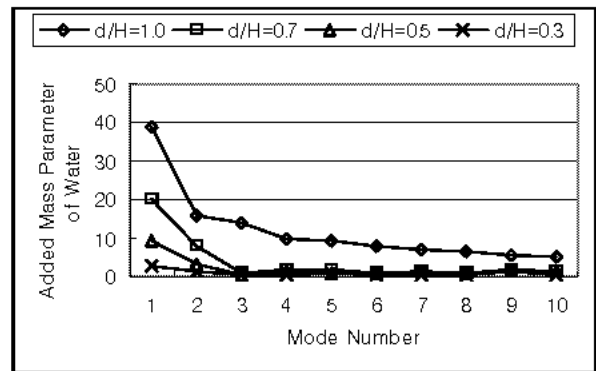
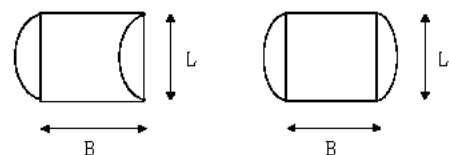


Fig. 2 Added mass parameter of water ϵ of a tank with 1 elastic panels in change water depth

식(14)를 이용하여 부가질량 파라메타를 구하면 Fig. 2와 같이 나타난다. 이 결과로부터 알 수 있듯이 수위가 높아질수록 부가질량 효과가 크게 되어 고유진동수가 낮아진다는 것을 알 수 있다.

3.2 측면판중 마주보는 두면이 탄성판인 탱크

마주보는 두면이 탄성판인 경우는 두 가지로 나누어 계산을 하였다. 먼저, 정방형의 탱크로 가정하여 수위만을 변화시켜 진동특성을 고찰하고, 다음으로 탄성판과 탄성판 사이의 강벽의 폭을 줄여가면서 진동특성을 고찰하였다. Fig. 3에 나타낸 것 같이 같은 방향으로 변형하는 모드를 동상모드, 반대 방향으로 변형하는 모드를 역상모드라고 정의한다.



(in-phase mode) (opposite-phase mode)
Fig. 3 In-phase mode and opposite-phase mode in opposite plates

Fig. 4는 정방형 탱크에 수위만을 변화시켜 계산한 부가질량의 효과를 나타내고 있다. 이 결과로부터 알 수 있듯이 수심이 깊어질수록 부가질량의 효과는 거의 이차곡선의 형태로 커지고 있다.

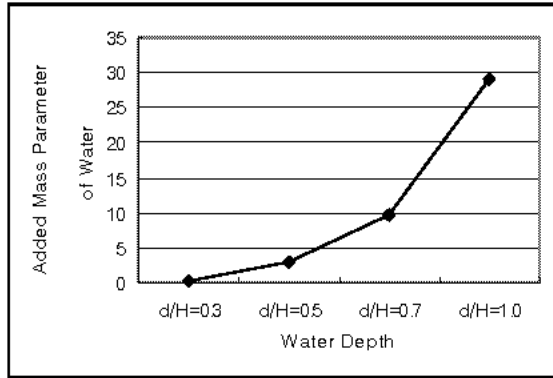


Fig. 4 Relation between added mass parameter of water and water depth in opposite plates

또한 Fig. 5는 전면접수인 경우의 두 탄성판사이의 강벽의 폭을 줄여가면서 구한 고유진동수를 나타내고 있다. 이 그래프로부터 알 수 있듯이 탄성판 사이의 거리가 가까워질수록 동상모드는 부가질량 효과가 작아지기 때문에 진동수가 크게 되고, 역상 모드에서는 유체운동의 구속이 강하게 작용하기 때문에 부가질량효과가 크게 되어 진동수는 작게 된다. 또한, 마주보는 탄성판 사이의 거리가 모드 반파장 보다 크게 되면 유체에 의한 탄성판 사이의 구조적 간섭이 없어지게 되어 동상과 역상의 고유진동수는 거의 일치하게 된다.

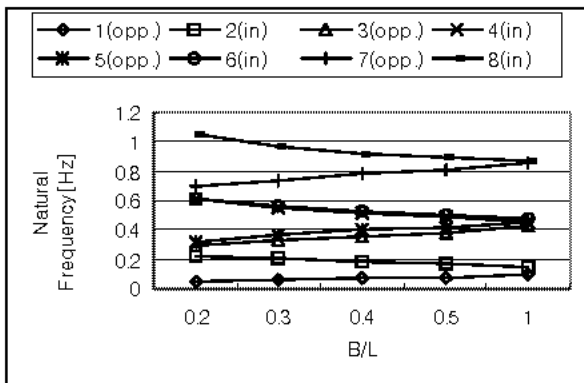
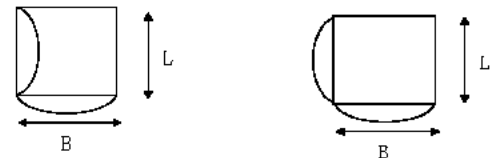


Fig. 5 Effect of the distance between opposite plates on natural frequencies

3.3 측면판중 연결한 두면이 탄성판인 탱크

Fig. 6과 같이 연결탄성판이 같은 방향으로 변형

할 때와 반대방향으로 변형 할 때의 모드를 각각 동상모드, 역상모드라고 정의하기로 한다.



(in-phase mode) (opposite-phase mode)
Fig. 6 In-phase mode and opposite-phase mode in adjacent plates

역상모드는 유체의 운동이 제한되기 때문에 관성력이 크게 되고, 부가질량의 효과가 크게 되어 동상 모드에 비하면 접수에 의한 진동수 저하가 크다. 구조적 관점에서 고찰하면 탄성판 사이의 경계면의 지지조건이 고정으로 되기 때문에 비접수시에는 하나의 탄성판의 경우에 비하여 고유진동수가 높지만 부가질량 효과가 크기 때문에 접수시에는 하나의 탄성판인 경우의 고유진동수에 거의 일치한다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 부가질량 파라메타의 크기는 역상모드, 하나의 탄성판, 동상모드의 순서이다. 그림중의 (i,j)는 탄성판의 모드형상을 나타내고, 폭 방향 i 반파, 높이 방향 j 반파를 표시하고 있다. Fig. 8은 수위를 변화시켜 가면서 구한 동상모드와 역상모드의 결과이다. 동상모드에서는 d/H=0.7과 1.0에서 (2,1)과 (1,2)모드의 고유진동수의 대소가 바뀌고 있다. 또, 동상, 역상 어느 모드에서도 (1,1)와(2,1)모드의 고유진동수가 d/H=1.0부근에서 크게 변화되는 것을 알 수 있다.

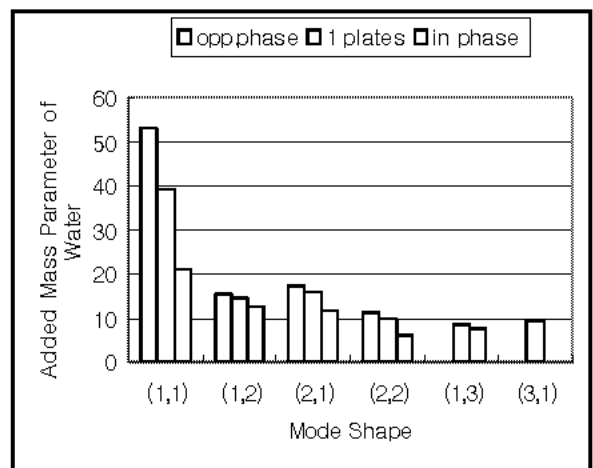
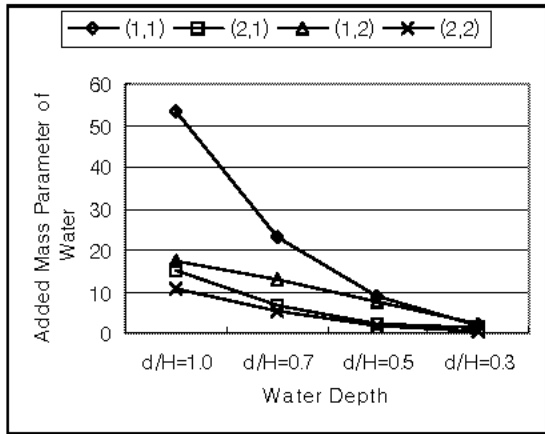
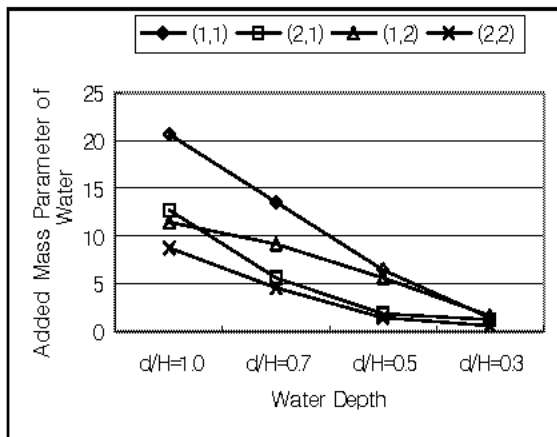


Fig. 7 Added mass parameter of water for adjacent plates



(in-phase mode)



(opposite phase mode)

Fig. 8 Effect of water level on added mass parameter of water in adjacent plates

마지막으로 4측면이 모두 탄성판인 경우, 진동특성을 고찰하였다. 이 경우에는 유체의 운동 및 탄성판사이의 구조적 간섭의 효과에 의해, 고유진동수의 대소가 결정된다. 즉, 모드의 대칭축이 있는 것처럼 유체의 운동이 제한 될 때는 부가질량 효과가 크게 되어, 고유진동수를 내리는 방향으로 작용하고, 탄성판 사이의 구조적 간섭에 의해, 연접 탄성판이 역상으로 될 때에는 고유진동수가 높은 방향으로 작용한다. 이들의 상호작용의 크기에 따라 고유진동수의 대소가 결정되어진다고 추정 할 수 있다. Fig. 9 는 4측면의 탄성판인 경우의 모드를 나타내고 있는데 최 저차 모드의 형상이 연접뿐만 아니라 마주보는 탄성판에서도 역상인 형태로 나타나기 때문에 부가질량의 효과는 대단히 클 것으로 사료된다. 이것을 호홉모드라고 정의한다.

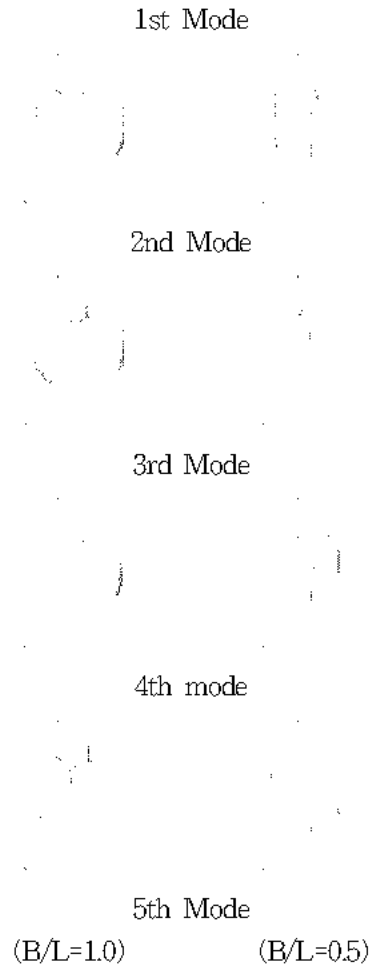


Fig. 9 Natural modes of 4 plates

4. 결 론

접수 탱크 구조물에서의 진동특성을 탱크를 구성하고 있는 탄성판의 개수, 구조적 간섭과 유체에 의한 부가질량 효과에 대하여 수위를 변화시켜 가면서 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- ① 연접 탄성판의 진동에 있어서는 동상모드인지 역상모드인지에 의해 접수진동 특성이 크게 바뀐다.
- ② 연접 탄성판의 역상 모드에서는 공유하는 변의 경계조건이 고정에 가깝게 되기 때문에 고유진동수가 올라가지만 유체의 운동이 제한되어 부가질량이 크게 되기 때문에 고유진동수는 낮아져, 두 조건에 의해 고유진동수의 대소가 결정되어진다.

- ③ 마주보는 두면의 접수진동에 있어서는 탄성판사이의 거리가 모드반파장의 2배보다 크게 되면 탄성판 사이의 유체 간섭이 없어진다.
- ④ 마주보는 탄성판 사이의 거리가 가까워지면, 유체의 간섭효과 의해 동상모드는 부가질량이 작게 되고, 역상모드에서는 부가질량의 효과가 크게 된다.
- ⑤ 4 측면판이 탄성판인 접수진동에 있어서, 최저 고유모드는 호흡모드로서 대단히 큰 부가질량의 효과를 갖게 되기 때문에 고유진동수는 아주 낮다.

참고 문헌

1. F. Kito, 1960, "On vibration of a rectangular tank filled with water", J.Soc.Naval Arch. of Japan, Vol. 106, pp. 75-82
2. 西野 宏 外, 1995, "級數展開法による接水防撓板の振動特性に関する研究", 日本造船學會論文集, 第178号, pp.371-379.
3. S. Bartlett, M. Winton and P. D. Clausen, 2001, "An added mass theory for the base partially filled rectangular tank for use with FEA", Journal of Sound and Vibration, Vol. 246(2), pp. 211-223
4. T. Mazuch, J. Horacek, J. Trnka and J. Vesely, 1996, "Natural modes and frequencies of a thin clamped-free steel cylindrical storage tank partially filled with water: FEM and measurement", Journal of Sound and Vibration, Vol. 193(3), pp. 669-690
5. 배성용, 2003, "접수탱크구조의 진동특성에 관한 연구", 대한조선학회 논문집, 제40권, 제4호, pp. 46-52