

## 접수탱크구조의 진동특성에 관한 연구

배성용<sup>†\*</sup>

부경대학교 조선해양시스템공학과\*

A Study on Vibration Characteristics in Water Tank Structure

Sung-Yong Bae \*

Dept. of Naval Architecture & Marine Engineering System, Pukyong National University\*

### Abstract

In ship structures, many parts are in contact with inner or outer fluid as stern, ballast and oil tanks. Fatigue damages can be sometimes observed in these tanks which seem to be caused by resonance. Tank structures in ships are in contact with water and the vibration characteristics are strongly affected by the added mass of containing water. Therefore it is important to predict vibration characteristics of tank structures. In order to estimate the vibration characteristics, the fluid-structure interaction problem has to be solved precisely. In the present paper, we have developed a numerical tool of vibration analysis of 3-dimensional tank structures using finite elements for plates and boundary elements for water region. To verify the present analysis, we have made an experiment for vibration characteristics of a tank with elastic opposite panels. And the added mass effect of containing water and the effect of structural constraint between panels are investigated numerically and discussed.

※Keywords: Fluid-structure interaction(유체-구조 연성), added mass of water(부가질량), fluid tank(유체 탱크), natural frequency(고유진동수), finite element(유한요소), boundary element(경계요소)

### 1. 서론

선체구조에는 선미 탱크, 밸러스트 탱크, 오일

탱크 등과 같이 내부 혹은 외부가 유체에 접하고 있는 탱크 구조물이 많이 존재한다. 이들 접수탱크 구조물들에는 진동이 원인이라고 생각되는 피로 손상이 발생하는 경우가 있다. 특히, 선미부근의 탱크는 기관실과 근접해 있기 때문에 엔진이나 프로펠러 등으로 부터의 기진력에 의한 공진이 발생할 가능성이 있다. 따라서 접수탱크 구조물의

접수일: 2003년 7월 8일, 승인일: 2003년 7월 25일

†주저자, E-mail: sybae@mail1.pknu.ac.kr

Tel:051-620-6480

진동특성을 정도 높게 예측하는 것이 요구되고 있다.

접수 구조물의 진동특성에 관한 연구는 오래 전부터 행하여져 왔다. 그 중에서도 선박의 기초설계 단계에서 접수 구조물의 진동 검토에는 Kito(1960)의 방법(비 접수 진동수에 부가질량 효과를 고려)이 최근까지 주로 이용되고 있다. 그러나 이 방법은 탱크가 복수의 탄성판으로 구성되어 있거나 밀집도가 높은 복잡한 구조로 되어 있을 때 추정되는 고유 진동수의 정도가 그다지 높지 않다는 의문이 제기 되었다. 그 밖에 직사각형판의 주변지지조건의 영향, 보강판의 접수진동의 연구나 유한요소법, 급수전개법 등을 이용한 연구가 최근까지 행하여지고 있으나 탱크를 구성하는 복수의 탄성판의 연성을 고려한 진동특성의 연구나 수위의 영향을 포함한 심수 탱크 구조의 진동특성을 연구한 흔적은 찾아보기 힘들다.

이에 본 연구에서는 접수탱크 구조물의 진동특성을 파악하기 위하여 유한요소법과 경계요소법을 이용하여 수치해석 코드를 개발하고, 이 수치해석 코드를 검증하기 위하여 탱크를 구성하는 측면판들 중 마주보는 측면판만을 탄성판으로 하여 탱크를 제작하여 실험을 행하고, 탱크를 구성하는 복수의 탄성판의 연성을 고려한 진동특성을 고찰한다.

## 2. 접수탱크의 구조-유체 연성 고유 진동 해석방법

본 연구에서는 구조부를 4 절점 쉘 요소를 이용하여 유한요소법으로 이산화 하고, 탱크내부의 유체에 관해서는 경계요소법을 이용하여 이산화한다. 그리고 유체와 구조사이의 접합 조건을 고려하여 부가질량 행렬을 구하여, 자유진동문제를 취급한다.

유한요소법으로 이산화하면 구조부의 지배방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{U} + KU = f \quad (1)$$

여기서,  $M, K, U$  는 각각 질량 행렬, 강성 행렬, 절점 변위 벡터이다. 등가 외력 벡터  $f$  는 다

음과 같이 나타낼 수 있다.

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

또, 유체를 완전유체로 가정하고 라플라스 방정식을 이용한 경계 적분방정식에 대하여 경계요소를 이용하여 이산화 하면 다음과 같은 행렬 방정식이 얻어진다.

$$H\phi = G \left\{ \frac{\partial \phi}{\partial n} \right\} \quad (3)$$

여기서,  $\phi$  는 절점 포텐셜 벡터,

$\left\{ \frac{\partial \phi}{\partial n} \right\}$  는 절점 속도 포텐셜 구배벡터,

$H, G$  는 계수 행렬 이다.

한편, 압력  $p$ , 유체밀도  $\rho_f$  일때, 원진동수  $\omega$  인 조화진동이라 가정하고 체적력을 무시하면 선형화된 유체의 운동방정식으로 부터 압력  $p$ 와 속도포텐셜  $\phi$  의 관계를 다음과 같이 나타낼수 있다.

$$p = i\omega \rho_f \phi \quad (4)$$

행렬 방정식 (3)을 식(4)를 이용하면 압력과 압력 구배의 관계는 다음과 같이 나타낼수 있다.

$$Hp = G \left\{ \frac{\partial p}{\partial n} \right\} \quad (5)$$

여기서, 유체부에 탄성판과 접하는 부분, 강벽과 접하는 부분, 또 자유표면인 부분으로 분리하면, 식(5)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial p_1}{\partial n} \\ \frac{\partial p_2}{\partial n} \\ \frac{\partial p_3}{\partial n} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서,

$p_1, \frac{\partial p_1}{\partial n}$  은 탄성판에서의 압력 및 압력 구배 벡터

$p_2, \frac{\partial p_2}{\partial n}$  은 자유표면상에서의 압력 및  
압력 구배 벡터

$p_3, \frac{\partial p_3}{\partial n}$  은 강벽상에서의 압력 및  
압력 구배 벡터

식(6)에 유체부의 경계조건, 즉  $p_2=0,$

$\frac{\partial p_3}{\partial n}=0$ 를 대입하여  $p_3, \frac{\partial p_2}{\partial n}$  을 소거하  
면 다음 식과 같이 탄성판상에서의 압력과 압력구  
배와의 관계식이 얻어진다.

$$p_1 = Z \left\{ \frac{\partial p_1}{\partial n} \right\} \quad (7)$$

또, 구조부의 면외방향 성분을  $w$ 로 하여 조화  
진동을 가정하고,  $w = w_0 e^{i\omega t}$ 라고 하면 탄성  
판과 유체의 경계면에 있어서 운동학적 조건 식  
(4)에 의해 다음과 같은 관계식이 얻어진다.

$$\frac{\partial p_1}{\partial n} = -i\omega \rho_f \frac{\partial \phi_1}{\partial n} = -\rho_f \omega^2 w_0 \quad (8)$$

따라서, 식(2)에 식(7),(8)을 대입하면 등가 외  
력 벡터  $f$ 는 다음과 같이 된다.

$$f = \rho_f \omega^2 \int_s N_w^T Z ds w_0 = \omega^2 M^* u_0 \quad (9)$$

여기서,  $M^*$ 는 부가 질량 행렬이다.

절점 변위 벡터  $u$ 는 조화진동  $u = u_0 e^{i\omega t}$   
라고 가정하여 식(9)을 식(1)에 대입하면 다음의  
자유진동 방정식이 얻어진다.

$$\{K - \omega^2(M + M^*)\} u_0 = 0 \quad (10)$$

### 3. 실험에 의한 gotjre 기법 검증

본 연구에서는 마주보는 면을 아크릴 판(탄성  
체), 나머지 세면을 알루미늄 판(강체)을 이용하여  
사각탱크를 제작하여, 그 탱크의 비점수시와 점수  
시의 진동실험을 행하였다. 점수시에 있어서는 수  
위를 변화시켜 가면서 실험을 행하였다.

#### 3.1 실험

Fig.1 및 Table1에는 실험에 사용한 시험체 및

제원을 나타낸다. 강체를 상정한 부분에는 알루미  
늄 판을 이용하고 탄성체를 상정한 부분에는 아크  
릴 판을 이용하였다. 그리고, 탄성체의 지지조건으  
로는 윗변이 자유변, 두 세로변과 밑변을 고정으  
로 하였다. 실험 방법으로는 임팩트 가진법에  
의해 실시하였다. 실험의 해석에 사용한 데이터는  
가진점을 10회 두드려 평균한 값을 사용하였다.

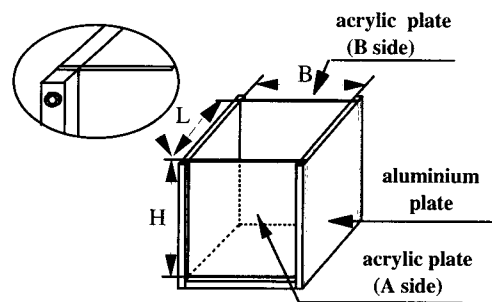


Fig. 1 Model for the present experiment

Table 1 Specification of tank model for the  
experimented

unit: m

Length	L	0.5
Breadth	B	0.5
Height	H	0.5
Thickness of acryl plate(A)		$5.178 \times 10^{-3}$
Thickness of acryl plate(B)		$5.181 \times 10^{-3}$
Thickness of aluminum		0.02

#### 3.2 실험치와 계산치의 비교

Fig.2는 비점수인 경우의 실험치, 계산치(본 연  
구의 해석수법)과 해석치(비 점수 평판의 고유진  
동수를 구하는 공식[선박 설계 진동 지침, 일본해  
사협회 1981]) 및 수위를 변화시켰을 때의 실험치  
와 계산치의 고유 진동수를 비교한 것이고, Fig.3  
은 전면 점수인 경우의 고유 모우드를 나타내고  
있다. 이 결과로 부터 알 수 있는 것과 같이 실험  
치와 계산치는 잘 일치하고 있다. 또, 수위를 변화  
시킨 경우, 동상 모우드, 역상 모우드를 구별하지  
않고 고유 모우드와 고유 진동수의 관계를 Fig.4  
에 나타내고 있다.

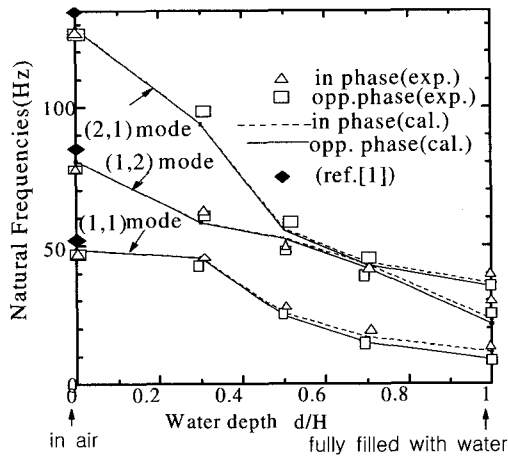
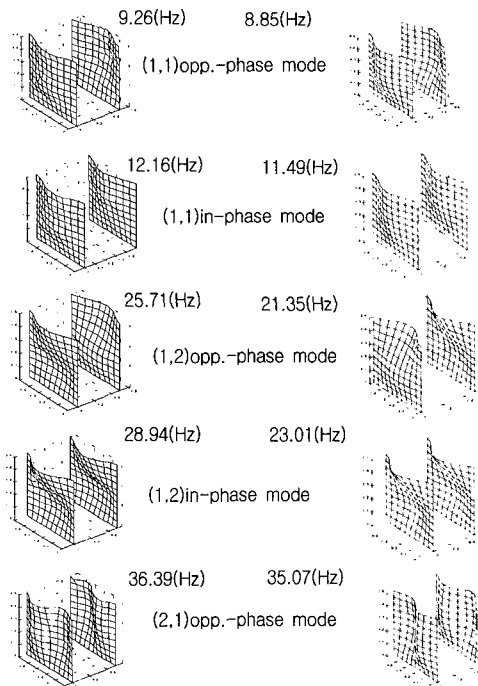


Fig. 2 Relation between natural frequencies and water depth(d: water depth)



(a) Present analysis (b) Experiment

Fig. 3 Natural modes and frequencies in opposite panels(d/H=1.0)

단, 횡축의 모우드수는 비접수인 경우의 모우드를 기준으로 저차로 부터 고차의 순서로 나타내었다. 모든 수위에 있어서 실험치와 계산치는 비교적 잘 일치하고 있다. 이상의 결과로 부터 본 연구에서의 수치해법은 타당하다고 생각되어진다.

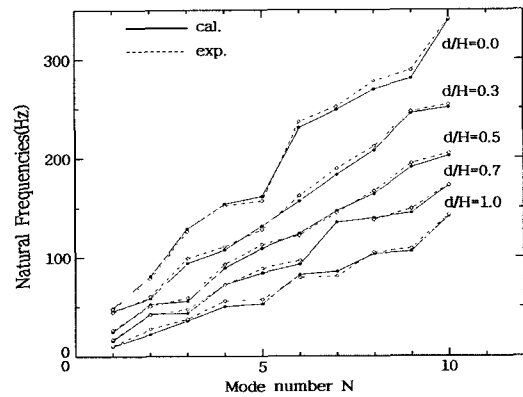


Fig. 4 Comparison of natural frequencies between calculated and experimental results

#### 4. 접수조건에 따른 부가질량

Fig.5는 접수탱크구조의 진동특성을 파악하기 위해서 이용한 계산 모델중 일부를 나타낸 것이다.

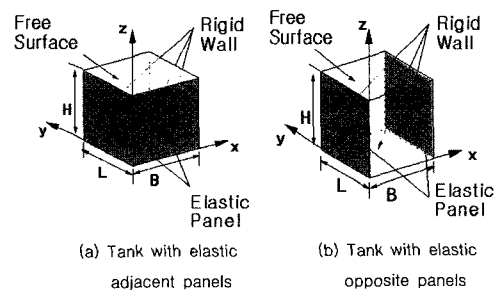


Fig. 5 Models for the present analysis

또, 탱크의 촌법이나 재료특성의 제원은 Table2에 표시하고 있다. 이하 전 모델에서의 윗면은 자유표면, 밑면은 강체로 취급하고, 탄성판과 강체와의 경계는 단순지지로 취급하였다.

**Table 2** Principal dimensions and material properties of the model

Length	10.0(m)
Breadth	10.0(m)
Height	10.0(m)
Thickness	0.015(m)
Young's Modulus	2.06E+11(Pa)
Poisson's Ratio	0.3
Density of elastic panel	7.85E+03(kg/m <sup>3</sup> )
Density of Fluid	1.00E+03(kg/m <sup>3</sup> )

**4.1 하나의 측면판만이 탄성판인 경우**

우선, 4개의 측면판 중 하나의 측면판만이 탄성판인 경우, 비점수시와 점수시에 대해 진동해석을 행하였다. 점수진동에 있어서  $i$ 차의 구조모달질량  $m_i$  에 대한 부가모달질량  $m_i^*$  의 비를 부가질량 파라미터라고 정의하면, 이 파라미터는 각 모드에 대하여 다음 식에 의해 구할 수 있다.

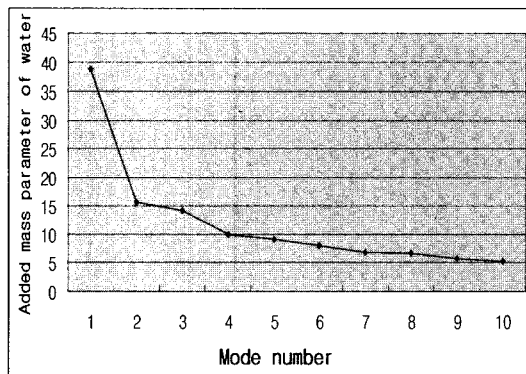
$$(f_{water})_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_i + m_i^*}}$$

$$= \frac{1}{\sqrt{1 + \epsilon_i}} (f_{air})_i \quad (11)$$

여기서,  $k_i$  :  $i$ 차의 모달강성,

$(f_{water})_i$  : 점수시의  $i$ 차의 고유진동수

$(f_{air})_i$  : 비점수시의  $i$ 차의 고유진동수

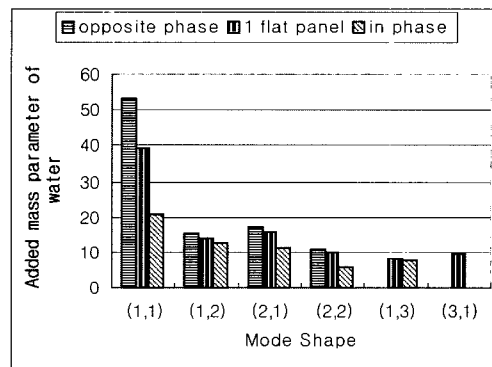


**Fig. 6** Added mass parameter of water  $\epsilon$  of 1 flat panel

이 부가질량 파라미터를 이용하여 얻어진 결과를 나타낸 것이 Fig.6 이다. 결과로부터 알 수 있듯이 저차 모드에서 부가질량 파라미터가 크고, 고차모드로 갈수록 상대적으로 적어짐을 알 수 있다.

**4.2 이웃하는 2 측면판이 탄성판인 경우**

이웃하는 2 측면판이 탄성평판일 때 진동 해석을 행하고, 식(11)의 파라미터를 이용하여 하나의 탄성판인 경우와의 비교를 Fig.7 에 나타내었다. 그림중의  $(i, j)$ 는 탄성평판의 모드 형상을 나타내고, 횡방향  $i$ 반파, 종방향  $j$ 반파의 모드임을 나타내고 있다. 결과를 보면, 부가질량 파라미터의 크기는 2측면판의 역상 모드, 하나의 측면판, 2측면판의 동상 모드의 순이다. 이것은 역상 모드에서는 유체의 운동이 제한되기 때문에 관성력이 크게되어, 부가질량의 효과가 크게되고, 동상 모드에 비하여 점수에 의한 진동수 저하가 크다는 것을 의미한다. 또한 역상 모드에서는 평판과 평판사이의 경계면의 지지조건이 고정으로 되기 때문에 비점수시에는 하나의 측면판의 경우에 비해 고유진동수가 높아지지만 점수시에는 부가질량의 효과가 크기 때문에 고유진동수가 낮아져, 하나의 측면판인 경우에 근접되어진다.



**Fig. 7** Added mass parameter of water  $\epsilon$  for adjacent panels

**4.3 마주보는 2 측면판이 탄성판인 경우**

마주보는 2 측면판이 탄성판인 경우에 대하여

진동해석을 행하였다. 이 경우는 두 평판사이의 구조적인 간섭이 없고, 유체에 의한 간섭만이 존재하는 것이 특징이다.

Fig.8 에 나타낸 것과 같이, 두 평판사이의 거리가 가까워짐에 따라, 동상 모드에서는 부가질량 효과가 적게 되어 진동수가 높아지고, 역상 모드에서는 유체운동의 구속이 강하기 때문에 부가질량 효과가 크게 되어 진동수는 낮아진다. 또, 평판사이의 거리가 모드 반파장 보다 크게되면 유체에 의한 평판사이의 간섭이 거의 나타나지 않기 때문에 역상과 동상의 고유진동수가 거의 일치한다.

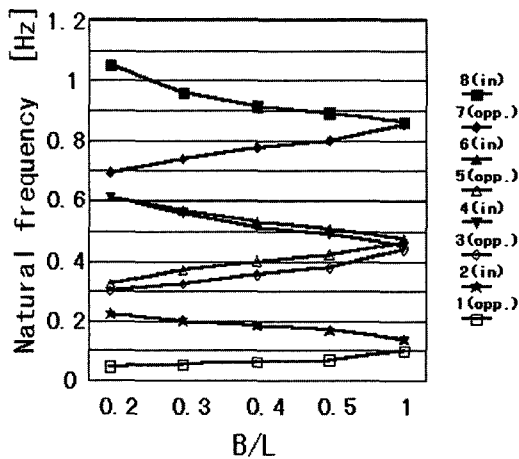


Fig. 8 Effect of the distance between opposite elastic panels on natural frequencies

4.4 4 측면판이 탄성판인 경우

4 측면판이 탄성판인 경우에 대하여 진동해석을 행하여, 하나의 측면판, 이웃하는 2 측면판, 마주보는 2 측면판과의 최저차 고유진동수의 비교를 Fig.9 에 나타내었다. 결과로 부터 알 수 있는 것과 같이 마주보는 2 측면판의 최저차 고유진동수가 가장 낮게 나타난다. 이것은 하나의 측면판인 경우를 제외하고 최저차 고유모드가 전부 역상 모드로 나타나기 때문이라고 생각된다. 즉, 앞절에서 기술한 것과 같이 마주보는 측면판인 경우에는 구조적인 간섭이 없고 순수하게 유체에 의한

간섭만이 존재하기 때문에 부가질량 효과가 크게 작용하는 반면, 이웃하는 2 측면판과 4 측면판인 경우에는 구조적인 간섭으로 인하여 역상 모드인 경우 진동수가 높아지기 때문이라고 사료된다.

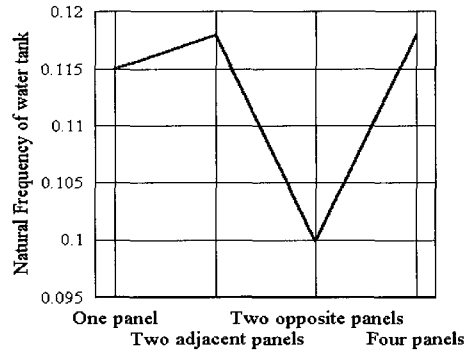


Fig. 9 The lowest frequencies of each model

5. 결론

탄성평판에 의해 구성된 접수탱크 구조에 관한 진동특성을 파악하기 위하여 수치해석 코드를 개발하여, 진동해석을 행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 연구에서 개발한 접수탱크구조의 진동해석을 위한 수치해석 코드에 의한 계산치는 실험치와 잘 일치하고 있으므로 해석코드의 타당성이 확인 되었다.
- 2) 이웃하는 2 측면판인 경우의 진동에 있어서는 모드의 형상에 의해 접수진동 특성이 변한다. 즉, 동상 모드에서는 하나의 측면판의 접수진동수에 비해 부가질량이 적기 때문에 고유진동수가 높게 나타나지만, 역상 모드에서는 구조적인 간섭은 진동수를 높이는 방향으로 작용하지만 유체운동의 제한으로 인하여 진동수가 낮아지기 때문에, 이들 간섭효과의 대소에 의해 고유진동수가 결정된다.
- 3) 마주보는 2 측면판의 접수진동에 있어서는 구조적인 간섭은 존재하지 않고 유체에 의한 간섭만이 존재하므로 동상 모드 보다 역상 모드인 경우 고유진동수가 낮게 나

타난다. 또, 두 평판 사이의 거리가 모우드 반파장 보다 크게 되면 유체에 의한 간섭이 없어져 동상 모우드와 역상 모우드의 고유 진동수는 거의 같아진다.

- 4) 따라서 접수탱크 구조의 진동특성은 유체간의 간섭 및 구조간의 간섭으로 인하여 결정되기 때문에 복수 탄성평판사이의 구조-유체의 연성을 고려할 필요가 있다고 사료된다.

#### 참 고 문 헌

- 배성용, 2000, "접수탱크구조의 진동특성에 관한 연구," 구주대학 박사학위논문.
- 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.
- 安澤幸隆, 香川洸二, Bae sung yong, 在津勝久, 1998, "複數平板 パネルからなる接水タンク構造の振動解析," 西部造船會會報, 第96号, pp.181-192.
- Yukitaka Yasuzawa, Bae Sung Yong, 1998, "Fluid-Structure Coupled Vibration of Thin Walled Structures," Proceedings of the Twelfth Asian Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures, pp.315-324.
- 金極天, 金在承, 1978, "直四角形板의 彈性接水振動에서 周緣支持條件의 影響," 大韓造船學會誌, 第15卷, 제 2號 pp.1-11.
- 金極天, 李起杓, 李玄燁, 1980, "補剛板의 接水振動," 大韓造船學會誌, 第17卷, 第2號, pp.11-16.



< 배 성 용 >