

선박용 장비받침대의 임피던스 해석 및 검증

Impedance Analysis of Ship Equipment Foundation and Its Verification

이 두 호† · 김 봉 기* · 변 정 우** · 김 현 실*

Dooho Lee, Bong-Ki Kim, Joung-Woo Byun and Hyun-Sil Kim

(2011년 1월 4일 접수 ; 2011년 4월 1일 심사완료)

Key Words : Foundation Impedance(받침대 임피던스), Finite Element Analysis(유한요소해석), Empirical Formula(경험식), Model Verification(모델 검증)

ABSTRACT

An empirical formula proposed by Petersson and Plunt(PP's formula) and finite element analysis for impedance calculation of ship equipment foundations are investigated by comparing the analysis results with those of experimental results. The PP's formula well estimates resonant frequency of the foundations and impedance level except around the resonant region although the impedance level around the resonant frequency is heavily dependent upon the assumed loss factor. The results show that the PP's formula and finite element models can be complementarily used to estimate the impedance characteristics of various types of foundation of ships in design stage.

기 호 설 명

L_M : 모빌리티 레벨(dB)

L_z : 임피던스 레벨(dB)

Z : 임피던스

1. 서 론

선박에서 장비의 받침대는 발전기나 엔진 등의 장비를 지지하도록 만들어진 구조물이다. 장비 받침대는 장비의 지지뿐만 아니라 가진원으로 취급할 수 있는 장비에서 발생한 진동을 방진고무 등의 방진시스템이 충분히 기능할 수 있을 정도의 충분히 큰 임피던스를 갖도록 설계되어야 한다. 방진시스템의 성능은 방진시스템이 장착되어 있는 구조물의

강성에도 영향을 크게 받기 때문에^(1,2) 장비 받침대의 임피던스가 충분하지 못하면 방진시스템의 성능 저하로 이어지고, 이는 선체의 진동이 증가하는 결과로 나타난다. 더욱이 최근 수중 방사소음에 관심이 커지면서 저소음 선박의 실현을 위한 정확한 장비받침대의 임피던스 예측이 매우 중요한 과제가 되었다.

Kim⁽²⁾ 등은 질량-스프링의 해석적인 모델을 통하여 받침대의 임피던스가 선박 고체음 저감에 큰 영향을 미침을 보였다. 선박 장비받침대의 임피던스 예측 및 확인을 위해서는 이론적인 방법, 유한요소 해석 및 실험적인 방법이 이용되고 있다. 유한요소 해석의 경우 구조물의 형상에 제한이 없다는 장점이 있으나 해석을 위해서는 비교적 많은 시간과 비용을 수반한다. Kim⁽³⁾ 등은 선박 장비 받침대의 임피던스 해석에 유한요소 모델을 도입하여 그 유용성을 보였고, Kim 등⁽⁴⁾과 Han과 Son⁽⁵⁾은 선박 장비 받침대의 유한요소 모델을 이용하여 여러 해석 인자의 영향을 고찰하였다. 이론식에 근거한 임피던스 해석의 경우 선박 구조물에 대한 많은 이론식이

† 교신저자; 정회원, 동의대학교 기계공학과
E-mail : dooho@deu.ac.kr

Tel : (051)890-1658, Fax : (051)890-2232

* 정회원, 한국기계연구원 음향그룹

** 현대중공업

제시되고 있지만 대부분의 경우 그 적용이 매우 복잡하고 제한되어 있다^(6,7). 경험식과 이론식을 혼합한 형태로 Pertersson과 Plunt⁽⁸⁾가 제안한 근사식(PP 근사식)이 있다. 이 근사식은 선박 장비 받침대의 기본 개념 설계 단계에서 받침대의 여러 가지 형식과 사양에 대하여 비교적 간단하고 빠르게 임피던스를 계산할 수 있으나 많은 데이터가 축적되지 못했기 때문에 받침대의 임피던스 계산에 널리 쓰이지는 못하고 있는 실정이다. 실험적인 방법으로 선박 장비 받침대의 임피던스를 확인하는 절차는 제작된 받침대의 성능 확인을 위해서 쓰이고 있으며, 시험의 방법 및 절차, 시험 데이터의 분석 방법에 대한 표준화 시도가 이루어지고 있다⁽³⁾.

이 연구에서는 선박 장비 받침대의 설계시 유용하게 사용될 수 있는 유한요소 해석 모델과 PP 근사식을 선박 받침대 임피던스 계산에 적용하고 그 결과를 측정 결과와 비교함으로써 설계단계에서 선박 장비 받침대의 임피던스 예측 도구로서 유용성을 검증하고 그 장단점을 살펴보고자 한다.

2. 장비 받침대 임피던스 해석

2.1 임피던스의 정의

이 연구에서 계산을 목적으로 하는 임피던스는 다음과 같이 정의된다.

$$Z = F/V \quad (1)$$

위 식에서 Z 는 임피던스⁽⁹⁾이고 F 는 힘(force), V 는 속도(velocity)를 의미한다. 임피던스는 보통 데시벨 단위로 다음과 같이 나타내어 방진 마운트의 기능여부를 판단할 수 있는 기준값을 제공한다.

$$L_z = 20 \log |Z/Z_0| \quad \text{whrere } Z_0 = 1Ns/m \quad (2)$$

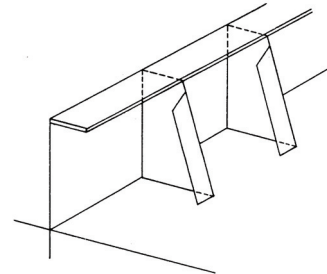
모빌리티(mobility)는 임피던스의 역수이며 동일한 데시벨 척도를 사용하여 기술한다.

2.2 유한요소 해석

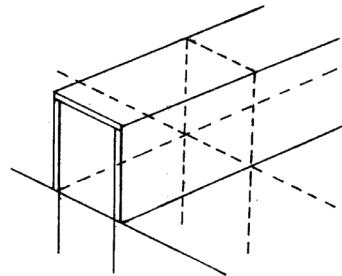
유한요소법은 기하학적 복잡성이 큰 구조물에 제한 없이 적용할 수 있으며 충분한 요소분할로 해의 수렴성을 보장되어 있어 복잡한 기하 형상을 갖고 있는 선박 장비 받침대의 임피던스 해석에 매우 유용하다⁽³⁾. 그러나 선박의 장비 받침대와 같이 큰 구

조물을 높은 주파수 영역까지 해석하기 위해서는 많은 수의 요소 분할이 필요하게 되고 많은 경우 이를 방지하기 위하여 받침대 주변만을 모델링 하여 해석을 수행하게 된다. 이럴 경우 해석 영역의 크기와 절단면에 부여된 경계조건에 따라서 임피던스 해석 결과가 달라지는 것은 피할 수 없다는 단점이 있다. 또한, 해석 가능한 주파수 영역은 요소의 크기에 제한을 받으며 높은 주파수까지 해석하는 경우 요소수가 매우 큰 모델이 필요하게 된다는 어려움이 있다.

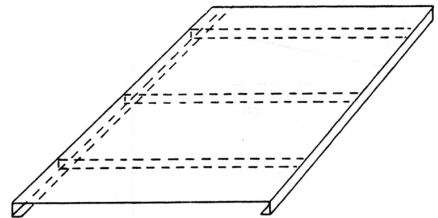
이 연구에서는 범용 유한요소 해석 소프트웨어인 MSC/NASTRAN을 이용하여 장비 받침대의 임피던스 해석을 수행하였다. 주파수 응답해석은 직접응답 해석(sol 108)을 이용하였고 관심주파수 영역을 1Hz 간격으로 나누어 해석을 진행하였다.



(a) Stiffened cantilever(B1)



(b) Box-like foundation(B2)



(c) Stiffened plate(C)

Fig. 1 Foundation types

2.3 경험 근사식에 의한 해석

Petersson과 Plunt가 제안한 근사식은 Fig. 1(a, b)와 같이 장비의 받침대(B1, B2 형식)나 Fig. 1(c)와 같이 선박의 보강된 바닥판(C 형식)의 모빌리티를 계산하는데 사용할 수 있으며 참고문헌⁽¹⁰⁾에서 자세한 수식을 찾을 수 있으며 이 논문에서는 논문의 완결성을 위하여 개략적으로 그 절차를 설명한다.

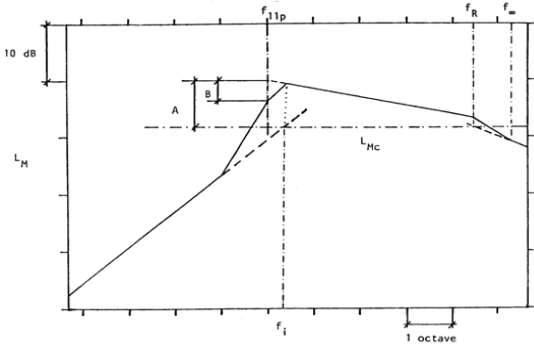
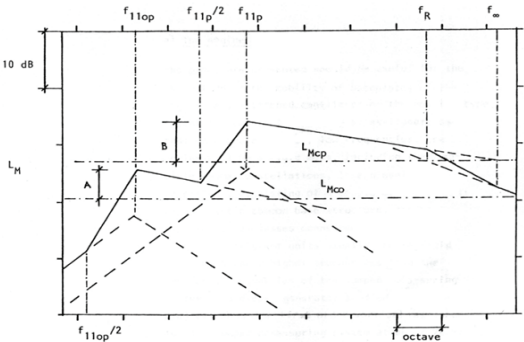
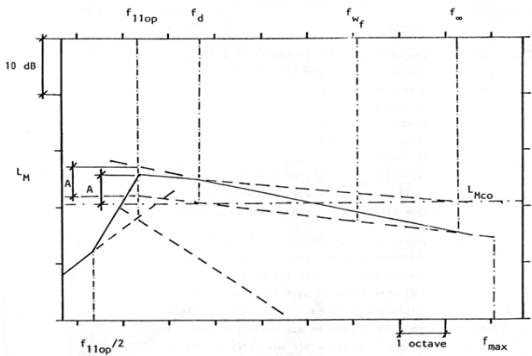


Fig. 2 PP's formula for type B1 and B2 foundations



(a) On subpanel case(C1)



(b) On stiffener case(C2)

Fig. 3 PP's formula for type C1 and C2 foundations

(1) 장비 받침대(B1, B2)의 경우

PP 근사식에서 B1과 B2 형식의 받침대는 적절한 경계조건을 갖는 평판으로 근사화된다. B1 형식의 경우는 보강재 부분은 단순지지(simply supported) 경계조건으로 가정되고 나머지는 자유단 조건을 적용하고 B2 형식의 경우는 모든 경계를 단순지지로 가정하거나 수직보강재가 평판의 두께보다 두꺼운 모서리는 고정단(clamped) 조건으로 가정한다. 이와 같은 가정과 평판의 운동방정식으로부터 정적 강성과 일차 공진주파수 및 특성 모빌리티 수준(characteristic mobility level)을 계산한다. 계산된 결과로부터 평판의 공진주파수보다 낮은 주파수 영역에서는 정강성으로부터 계산된 모빌리티 수준을 따르고, 평판의 공진주파수에서는 계산된 모빌리티 수준값을 가지며, 고주파수 영역에서는 특성 모빌리티 수준으로 근사되는 방식으로 모빌리티 수준을 결정한다. Fig. 2에 PP 근사 방법의 개략도를 그렸다. 자세한 내용은 참고문헌⁽¹⁰⁾에서 찾을 수 있다.

(2) 보강된 평판(C)의 경우

보강된 평판은 Fig. 1(c)와 같이 선박의 바닥판이나 격벽에서 흔히 볼 수 있듯이 두 방향으로 보강된 평판을 말한다. 이 경우는 한쪽 방향의 강성이 다른 쪽보다 큰 경우에 모두 적용할 수 있다. 모빌리티를 계산할 때 보강된 평판의 경우는 다시 두 가지의 경우로 나눌 수 있는데, 첫 번째는 가진점이 보강재가 아닌 평판의 중앙부근에 있는 경우(C1)이고 두 번째는 보강재의 바로 위에 있는 경우(C2)이다.

PP 근사식에서 C1 형식의 경우는 크게 평판을 직교 이방성평판(orthotropic plate)을 따르는 영역과 보강재 사이의 등방성 평판 거동을 따르는 영역으로 구분하고 각각의 경우를 보강재 위치에서 단순지지로 가정하고 모빌리티 수준 및 공진주파수를 결정한다. 등방성 평판의 첫 번째 공진주파수의 반 이하 주파수 영역에서는 이방성평판과 등방성 평판의 거동을 합산해서 그 모빌리티 수준을 결정하고 그 이후는 등방성 평판을 기준을 그 모빌리티 수준을 근사한다. Fig. 3(a)에 C1 형식의 경우 모빌리티 그 근사 개념을 보였다.

C2 형식의 경우는 저주파 영역에서는 이방성 평판의 가정으로부터 계산된 모빌리티 수준으로 근사

하고 고주파 영역에서는 보로 가정하는데 보의 플랜지 폭은 굽힘파(bending wave) 길이의 2/5로 가정하여 보강재 사이의 길이가 이 폭과 같은 주파수에서부터 보강재 웹의 길이와 같은 주파수 영역까지 모빌리티 값을 근사한다. Fig. 3(b)에 개략적인 사 개념도를 보였다. 자세한 내용은 역시 참고문헌⁽¹⁰⁾에서 찾을 수 있다.

2.4 임피던스의 측정

선박 장비 받침대에 대한 임피던스 측정은 주로 충격망치와 가속도계를 이용하여 이루어진다. 선박 받침대와 같이 큰 구조물에 대하여 임피던스를 정확히 측정하기 위해서는 넓은 주파수 범위에 대하여 충분한 가진력을 전달하는 것이 필요하기 때문에 보통 저주파수와 고주파수 영역의 가진 충격망치를 구분하여 사용하며, 측정된 협대역의 주파수 응답을 1/3 옥타브밴드 주파수로 변환하여 그 수준을 평가한다. 자세한 실험장치의 구성은 참고문헌⁽³⁾에 제시되어 있다.

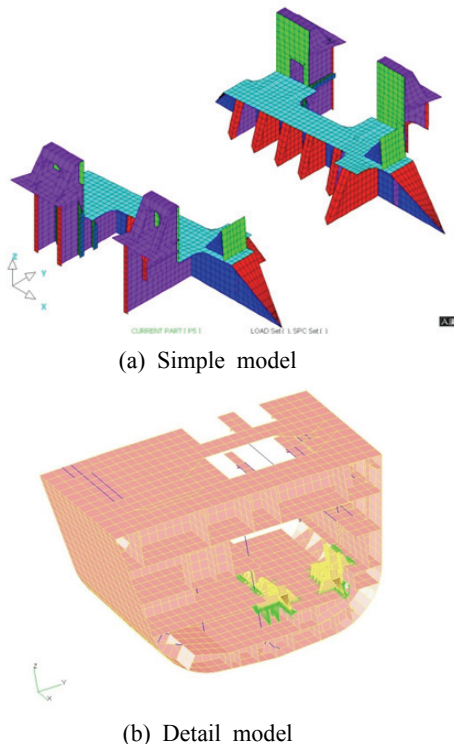


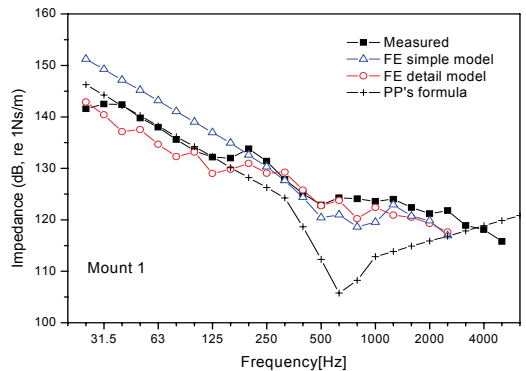
Fig. 4 Finite element models for foundation impedance calculation

3. 임피던스 예측 결과의 비교

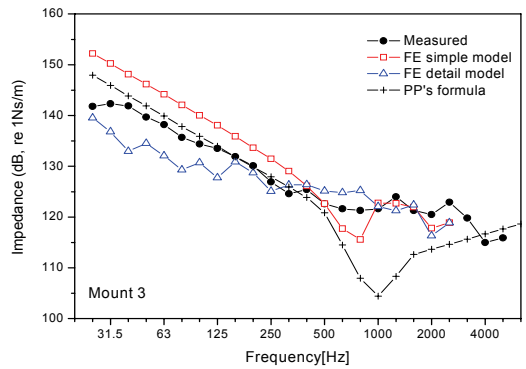
2장에서 설명한 임피던스 해석방법의 결과를 비교하기 검증하기 위하여 실제 선박에서의 구조물에 대하여 유한요소 해석과 PP 근사식을 적용하고 측정결과와 비교하였다. 이 논문에서 예제로서 도입된 받침대는 형식 B1의 장비 받침대와 형식 C1, C2의 바닥판이고 임피던스를 해석하고 결과를 고찰하였다.

(1) 장비 받침대의 경우

임피던스 해석 대상으로 선정한 장비 받침대는 선박의 감속기를 장착하기 위한 받침대로 총 10개의 방진고무를 장착하는 위치를 갖고 있다. 각 마운트에는 총 4점의 응답점이 있고 이 중 한 점을 가진했을 때 응답점들의 모빌리티를 평균하는 방법으로



(a) Mount 1



(b) Mount 3

Fig. 5 Comparison of foundation impedances from the PP's formula, the FE models and experiments

마운트의 임피던스 평가가 이루어진다. 이와 같은 마운트의 임피던스를 계산하기 위하여 Fig. 4와 같은 유한요소 모델을 구성하였다. 유한요소 모델은 크게 마운트 부분만을 모델링한 간단 모델과 주변부 선체를 포함하여 모델링한 상세모델의 두 모델을 이용하여 받침대의 임피던스 값을 계산하였다. Fig. 4(a)의 간단모델의 경우 4769개의 판요소로 이루어졌고 Fig. 4(b)의 상세모델은 12186개의 판요소와 보요소로 모델링 되었다. 경계조건은 선체와의 연결 절단면을 단순 고정하는 조건을 부여하였다. 동일한 받침대에 대하여 PP 근사식을 적용하고 그 결과값을 비교하였다. Fig. 5에 대표적인 두 개의 마운트에 대하여 임피던스 해석 결과를 비교하였다. 그림을 보면 유한요소 해석 모델의 경우 비교적 실험값을 잘 재현하고 있는 것을 볼 수 있고 PP 근사식에 의한 선박 받침대 임피던스 해석 결과는 저주파 영역에서 실험결과를 우수하게 재현하나 공진주파수 영역의 임피던스 수준을 10 dB 이상 낮게 예측하는 것을 볼 수 있다. PP 근사식의 결과를 살펴보면 받침대의 주요 공진주파수는 비교적 잘 예측하고 있다고 판단되나 임피던스의 수준은 예측값과 차이가 있으며 이는 공진주파수에서 추정된 손실계수 값에 영향을 많이 받음을 감안할 때 정확한 손실계수의 추정이 결과에 큰 영향을 미친다고 판단할 수 있다. 받침대의 공진주파수 이하의 영역을 살펴볼 때 PP 근사식의 임피던스 예측결과는 유한요소 해석의 결과보다 측정값에 근사한 것을 살펴볼 수 있다. 유한요소 모델의 경우 해석 모델을 위한 모델링 범위에 따라 저주파 영역에서 임피던스의 예측값이 많이 달라질 수 있음을 볼 수 있다. 또한, PP 근사식의 적용시 받침대의 간격이 균일하지 않아 주변 받침대의 평균값을 이용하여 계산하였는데 정확한 기하학적 입력변수 값의 산정이 어려운 경우 평균값을 취하여 적용하는 접근법은 유효한 것으로 판단된다.

(2) 보강된 판의 경우

수직 보강재로 보강된 바닥판이나 데크에 대하여 PP 근사식과 유한요소 해석 결과를 비교하기 위하여 한 선박의 바닥판에 대하여 임피던스 해석을 수행하였다. Fig. 6에는 대상 바닥판에 대한 유한요소 해석 모델과 각 판에 대한 임피던스 계산 위치를 보였다. 유한요소 해석 모델의 경계조건은 절단면에

서 단순지지 조건을 부여하였다. PP 근사식을 적용하기 위하여 보강판 사이의 간격이 큰 바닥판과 보강판 사이의 간격이 작은 바닥판 부분을 선정하여 가진점이 평판 위에 있을 때와 보강재 위에 위치할 때의 경우에 대하여 임피던스 해석을 수행하였다. 이 경우에 M1과 M3는 판의 중앙에 가진점이 위치하는 경우(C1 형식)를 상정한 것이고, M2와 M4는 가진점이 보강재 위에 위치한 경우(C2 형식)를 묘사한 것이다. 유한요소 해석의 경우는 Fig. 6에 위치를 표시한 것과 같이 하나의 가진점에 대하여 각 마운트당 4점의 바닥판에 수직방향 응답을 계산하였다.

보강된 바닥판에 대하여 PP 근사식의 적용 결과와 유한요소 모델을 이용한 결과를 주파수 영역에서 비교하고 그 결과를 Figs. 7, 8에 도시하였다. 그림을 보면 가진점이 판 중앙에 위치하는 경우나 보강재 위에 위치하는 경우나 모두에 대하여 PP 근사식과 유한요소 모델의 임피던스 해석결과는 판의 주요 공진주파수의 위치를 매우 유사하게 예측하는 것을 볼 수 있다. 또한 전체적인 임피던스의 수준도 유한요소법의 결과와 PP 근사식은 매우 유사한 형태를 보인다. 다만, 가진점이 보강재 위에 위치하는 경우에 저주파에서의 임피던스 수준이 유한요소 모델보다 높게 예측하는 것을 볼 수 있는데 이는 PP

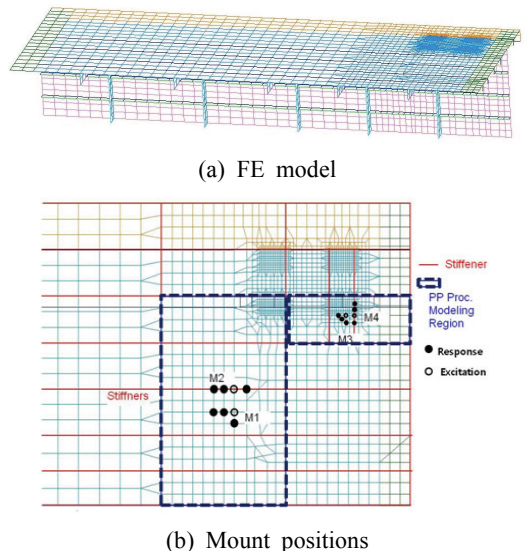
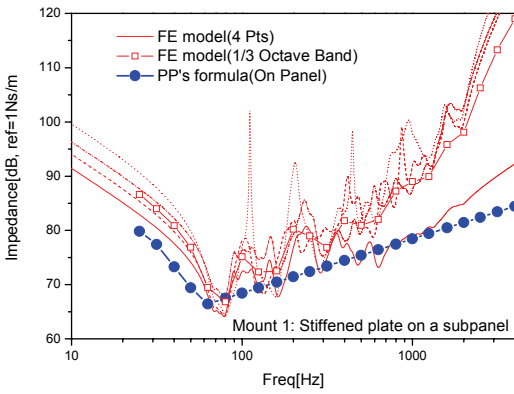
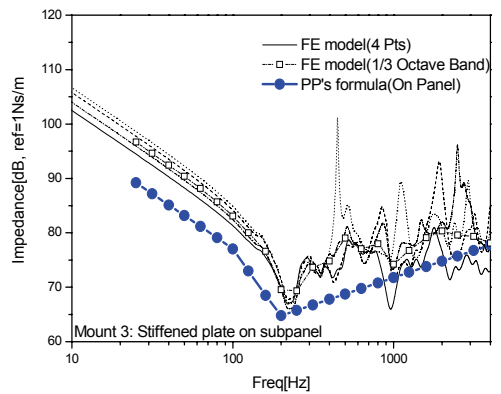


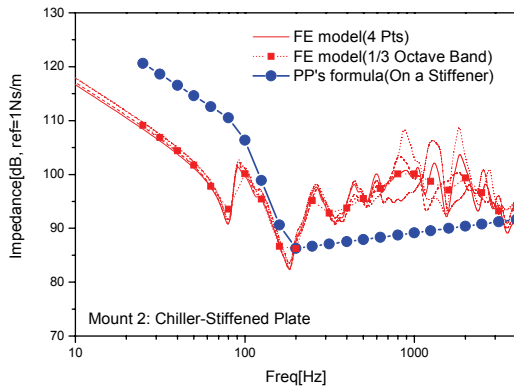
Fig. 6 A finite element model and impedance calculation points for a stiffened plate



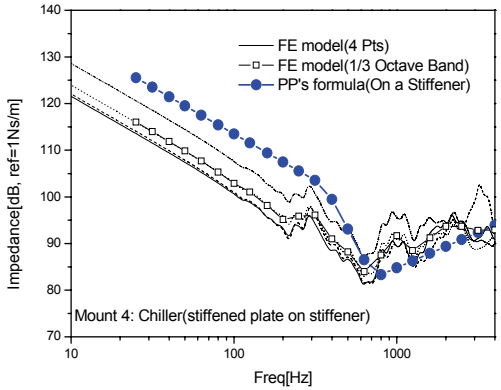
(a) On subpanel(M1)



(a) On subpanel(M3)



(b) On stiffener(M2)



(b) On stiffener(M4)

Fig. 7 Impedance calculation results for the large stiffened plate

Fig. 8 Impedance calculation results for the small stiffened plate

근사식이 Fig. 6에 사각형으로 나타낸 영역만을 대상으로 하고 경계를 단순지기로 가정하고 있음에 반하여, 유한요소 모델은 더 넓은 영역을 모델링한 결과라고 판단된다. 그러므로 PP 근사식은 선박의 전체 운동으로부터 기인한 웨이나 거더의 강성저하를 효과적으로 고려하지는 못하는 것으로 판단할 수 있다. 그러나 유한요소법의 모델도 모델링 영역에 따라 임피던스의 예측 수준이 달라질 수 있다는 유사한 한계점을 갖고 있으며 저주파수의 임피던스 수준은 경계조건의 영향을 많이 받고 고정단을 가정하는 경우 저주파수 영역의 과대평가는 피할 수 없음을 고려해야 한다. 또한, PP 근사식에서 공진주파수에서의 임피던스 수준은 공진점에서의 감쇠값에 영향을 크게 받고 있으므로 정확한 감쇠의 추정이 PP 근사식을 통한 임피던스 예측에서 매우 중요한 절차라는 것이 강조되어야 할 것이다.

4. 결 론

이 논문에서는 선박 장비 받침대의 임피던스를 추정하는 방법으로 유한요소 해석과 Petersson과 Plunt가 제안한 경험적인 방법을 실제 선박 장비 받침대의 임피던스 해석에 적용하고 동일 받침대의 실험 결과와 비교함으로써 그 결과를 검증하고 각 방법의 특징을 살폈다. PP 근사식은 저주파수 영역에서 임피던스 수준과 주요 공진주파수의 위치를 잘 나타내고 있지만 공진주파수 주변의 임피던스 수준은 감쇠 추정값의 영향을 많이 받아 정확한 추정이 어려운 단점이 있다. 또한, PP 근사식으로 보강재 상단의 임피던스를 추정하는 경우 보강재 주변 구조물의 영향을 고려할 수 없어 임피던스 수준을 높게 추정하는 경향이 있다. 유한요소 해석의 경우 임피던스 해석을 위한 모델링의 범위와 경계조

건에 따라 예측값이 다소 달라지는 현상은 피할 수 없으며 이는 저주파수 영역에서 영향이 크게 나타난다. 또한, 관심주파수 영역이 높은 경우 구조물의 모델링 범위나 경계조건의 영향은 적어지지만 요소의 크기에 큰 영향을 받는 단점이 있다. 따라서 설계 단계에서 선박 받침대의 임피던스 추정을 위해서 유한요소 해석 모델과 PP 근사식은 상호보완적으로 사용되면 보다 엄밀한 예측이 가능할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Norwood, C. J. and Dickens, J. D., 1998, The Effect of Vibration Isolator Properties and Structural Stiffness on Isolator Performance, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 4, No. 3, pp. 253~275.
- (2) Kim, H.-S., Kang, H.-J., Kim, B.-K. and Kim, S.-R., 2007, A Study on Structure-borne Noise Reduction for Resiliently Mounted Pumps for Ship, *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 44, No. 5, pp. 488~495.
- (3) Kim, H.-S., Kim, B.-K., Lee, D., Lee, K.-D. and Byun, J.-W., 2008, Impedance Analysis of Chiller Foundation for Ships, *Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference*, pp. 106~109.
- (4) Kim, K., Kim, Y.-H., Choi, T.-M., Choi, S.-W. and Cho, D.-S., 2010, A Study on the Finite Element Modeling and Analytical Parameters for the Dynamic Stiffness Evaluation of Shipboard Equipment Foundations, *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 47, No. 6, pp. 808~812.
- (5) Han, H.-S. and Son, Y.-J., 2009, Numerical Analysis of the Mechanical Impedance and Transmitted Vibration of the Foundation for the Equipment in a Naval Vessel, *Transactions of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 5, pp. 462~467.
- (6) Lamb, J. G. L., 1961, Input Impedance of a Beam Coupled to a Plate, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 33, No. 5, pp. 628~633.
- (7) Lin, T. R. and Pan, J., 2006, A Closed Form Solution for the Dynamic Response of Finite Ribbed Plates, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 119, No. 2, pp. 917~925.
- (8) Petersson, B. and Plunt, J., 1982, On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-borne Sound Transmission between a Source Structure and a Receiving Structure, Part II: Procedures for the Estimation of Mobilities, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 82, No. 4, pp. 531~540.
- (9) Gardonio, P. and Brennan, M. M., 2000, Mobility and Impedance Methods in Structural Dynamics: An Historical Review, *ISVR Technical Report No. 289*.
- (10) Petersson, B. and Plunt, J., 1980, Structure-borne Sound Transmission from Machinery to Foundation, *Chalmers University of Technology, STU-Report 79-5503*.