

선박 장비 받침대의 동강성 평가를 위한 유한요소 모델링과 해석 인자에 관한 연구

김국현¹·김유환²·최태묵³·최성원²·조대승^{2,†}
동명대학교 조선공학과¹
부산대학교 조선해양공학과²
(주)크리에이텍³

A Study on the Finite Element Modeling and Analytical Parameters for the Dynamic Stiffness Evaluation of Shipboard Equipment Foundations

Kookhyun Kim¹·Yun-Hwan Kim²·Tae-Muk Choi³·Sung-Won Choi²·Dae-Seung Cho^{2,†}
Dept. of Naval Architecture, Tongmyong University¹
Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University²
Createch Co. Ltd.³

Abstract

This paper studies the finite element modeling and analytical parameters for the numerical evaluation of dynamic stiffness of large foundation for shipboard equipments such as marine diesel engine. For the purpose, numerical method and procedure to evaluate the dynamic stiffness are established based on the impact test method, which are applied for the dynamic stiffness evaluation of a real diesel generator foundation of ship. Numerical investigations compared with the measured data are carried out to evaluate the effects of modeling ranges of ship substructure, finite element sizes, lower support structures and damping coefficients. From the results, modeling and analytical parameters for proper evaluation of dynamic stiffness of large foundation of shipboard equipment are suggested.

Keywords : Finite element modeling(유한요소 모델링), Analytical parameter(해석인자), Impedance(임피던스), Foundation(받침대), Dynamic stiffness(동강성), Impact test(충격시험)

1. 서론

최근 선박 및 해양구조물의 구조 안전성과 승조원의 거주 안락성 등의 향상을 위하여 진동·소음에 대한 기준 및 계약 조건을 강화(Youn, 2005)하고 있는 추세이다. 또한, 국제해사기구에서는 선박의 운항 및 해양구조물의 설치, 운용 중 발생하는 수중소음으로부터 해양생물을 보호하기 위한 신규 규제 도입을 추진하고 있다(Park, et al., 2010). 이로 인해 선박과 해양구조물의 기존 저소음·저진동 설계 기술의 고도화가 요구되고 있다.

선박 및 해양구조물에서 발생하는 진동에너지는 장비 받침대, 배관, 선체 구조 등 다양한 경로를 통해 전달되어 격실 소음·진동과 수중방사소음의 형태로 방사된다. 또한, 이와 같이 전파되는 진동에너지의 전달경로 제어 대책으로는 탄성마운트(resilient mount), 감쇠물질(damping material), 음향차폐상자(acoustic enclosure) 등이 적용되고 있다(Kim, et al., 1997). 특히, 장비와 이의 받침대 사이에 장착되는 탄성마운트는 효과적인 방진·방음 대책으로 평

가되어, 국내에서도 절연성능이 우수한 탄성마운트 개발과 성능 평가방법에 대한 연구가 수행되고 있다(Lee, et al., 2009).

탄성마운트가 고유의 절연성능을 발휘하기 위해서는 장비 받침대와 이의 하부 구조가 충분한 동강성(dynamic stiffness)을 갖도록 설계해야 한다(Kim, et al., 2007). 장비 받침대 동강성은 실물에 대한 충격시험(impact test)과 유한요소법(finite element method) 등을 이용한 수치해석적 방법으로 평가할 수 있다. 상기 방법 중 실물 제작 후 적용이 가능한 충격시험방법은 장비 받침대 제작 후 검증 차원의 동강성 평가 방법으로 제한적으로 활용되고 있다. 한편, 설계단계에서 효과적으로 적용할 수 있는 동강성 수치해석에 관한 연구 사례로서는 Kim, et al. (2008)이 선박용 냉동기의 받침대 동강성을 유한요소해석으로 평가하고, 그 결과를 충격시험 결과와 비교하여 수치해석방법의 실선 적용 가능성을 확인한 바 있다. 또한, Han and Son (2009)은 유한요소법을 기반으로 보기류 장비 받침대 상판(top face)의 두께 변화에 따른 임피던스 특성과 탄성마운트와의 연성효과를 고찰한 바 있다. 그러나, 유한요소법을 이용한 장비 받침대 동강성 평가의 정

확도 향상을 위해서는 수치해석결과에 영향을 미치는 유한요소 모델링 및 해석 인자 설정 방법에 대한 추가적 연구가 필요하다고 사료한다.

본 연구에서는 실선 장비 받침대에 대한 충격시험 방법과 절차를 참고하여 유한요소법 기반의 장비 받침대 동강성 평가방법과 절차를 정립하고, 이를 실적선의 디젤 발전기 장비 받침대 동강성 평가에 적용하였다. 또한, 장비 받침대 동강성 평가를 위한 유한요소 모델링 범위와 요소 크기, 하부 지지구조 형상, 감쇠 등의 해석인자 변화에 따른 수치해석 결과를 실험 결과와 비교·고찰하여, 장비 받침대의 정도 높은 동강성 해석을 위한 상기 인자들의 설정 방안을 제안하였다.

2. 장비 받침대 동강성 평가

2.1 임피던스

장비 받침대의 동강성은 마운트 하단 위치에서의 임피던스(impedance)로 평가된다. 임피던스 $Z(\omega)$ 는 식 (1)에 나타난 바와 같이 마운트 하단 위치에서 단위 속도 응답을 유발하는 힘으로 정의되며, 실용적으로는 식 (2)에 나타난 임피던스 레벨(impedance level) $L_z(\omega)$ 값이 주로 사용되고 있다.

$$Z(\omega) = F(\omega)/V(\omega) \tag{1}$$

$$L_z(\omega) = 20\log_{10}\{Z(\omega)/Z_0\} \tag{2}$$

여기서, $F(\omega)$ 와 $V(\omega)$ 는 각주파수 ω 에서의 힘과 속도를 각각 나타내며, Z_0 는 기준 임피던스(reference impedance) 값을 나타낸다.

2.2 장비 받침대 동강성 평가 방법 및 절차

충격시험 방법을 모사한 장비 받침대 동강성의 수치해석적 평가는 장비 받침대와 이의 강성에 영향을 미치는 하부 및 주변 구조에 대한 유한요소 모델링, 고유진동해석, 모드중첩법을 이용한 강제진동해석 및 그 결과를 이용한 임피던스 레벨 계산 등의 절차에 의해 수행할 수 있다.

동강성 평가에 있어서 장비 받침대를 포함한 해석 대상 구조의 유한요소 모델링은 임피던스 평가대상 주파수 대역에서의 모드 특성은 물론 관심주파수 대역 이외의 주파수 구간에서 발생하는 모드의 접경 영향이 정밀하게 반영될 수 있도록 유한요소 분할 크기와 해석 주파수 범위를 선정하여야 한다. 또한, 마운트 부착 위치에서의 임피던스 평가를 위한 기진점(excitation position)은 Fig. 1에 보인 바와 같이 해당 마운트와 접하는 받침대 면의 중심으로부터 일부 이격된 위치로 하며, 기진력은 수직방향의 단위 힘을 가한다. 상기와 같이 기진점을 마운트 중심으로부터 이격 가진 하는 것은 마운트 중심 직하부 장비받침대 부분은 대부분 보강 구조가 있어 가진이 어렵고, 해당 위치에서 진동응답을 계측하기 어려운 점을 고려한 것이다.

한편, 임피던스는 Fig. 1에 예시한 바와 같이 복수 개의 응답점(response position)을 대상으로 해석한 속도 스펙트럼을 이용하여 식 (1)에 의거하여 각 응답점에 대한 임피던스를 계산한 후 이들의 1/3 옥타브밴드별 평균 값을 이용하여 평가한다.

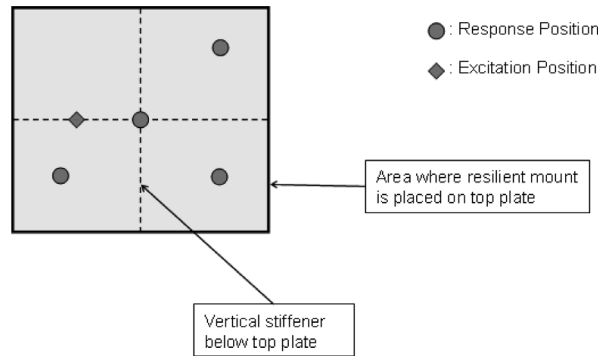


Fig. 1 Response and excitation positions

3. 수치해석 및 고찰

본 연구에서는 장비 받침대의 정도 높은 동강성 해석 방안을 도출하고자 실적선 디젤발전기 장비받침대 구조에 대해 해석 대상 구조의 유한요소 모델링 범위와 요소 크기, 하부 지지구조 유형 및 감쇠가 주파수 대역 별 동강성 수치해석 결과에 미치는 영향을 충격 가진을 이용한 동강성 실험 결과와 비교·검토하여 고찰하였다. 이때, 수치해석은 범용 유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN (MSC, 2004)을 이용하여 수행하였으며, 해석 주파수 범위는 1Hz에서 3kHz까지 1Hz 간격으로 수행하였다. 또한, 해석 대상 구조의 경계조건은 모델링에 포함되지 않은 선체와의 분할 경계면을 단순지지 조건으로 설정하였다.

3.1 유한요소 모델링 범위와 요소 크기 영향

정도 높은 장비 받침대의 동강성 해석을 위해서는 선박 전체를 대상으로 유한요소 모델링하는 것이 가장 이상적이다. 그러나, 해석 대상 주파수가 높을수록 보다 세분화된 유한요소 모델링이 요구되어 컴퓨터 용량 및 계산시간 측면에서 많은 제약이 따른다. 한편, 모델링범위를 국부 구조로 설정할 경우 요소의 세분화 모델링은 용이하나 해당 구조에 적용되는 경계조건의 영향으로 저주파수 대역 해석결과의 정확도가 저하될 수 있다. 이에 본 연구에서는 장비 받침대를 포함한 국부구조를 이용하여 장비 받침대 동강성 해석 수행 시 유한요소 모델링 범위와 요소 크기가 해석 결과에 미치는 영향을 검토하였다.

이를 위해 Fig. 2에 보인 바와 같이 2개의 엔진 받침대와 기관실 구역을 포함하고, 유한요소 크기가 횡넓골 간격인 Model-1과 좌현 엔진 받침대와 하부 구조만을 포함하되 유한요소 크기가 받침대 상면 판 두께의 1~2배가 되도록 상세 모델링한 Model-2를 이용하여 임피던스 해석을 수행하였다. 상기 유한요소 해석 모델의 기준 유한요소 크기와 절점 및 요소 수는 Table 1에 나타내었다.

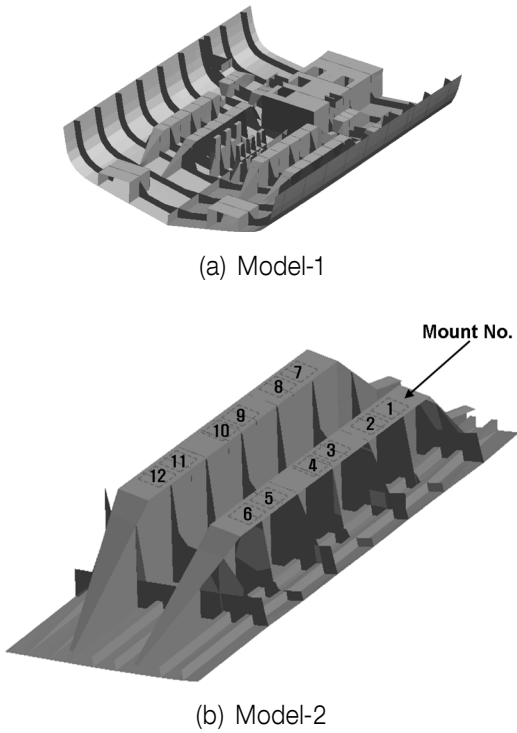


Fig. 2 Finite element models and mount locations of the diesel engine foundation

Table 1 Characteristics of numerical analysis models

Model name	Reference mesh size	Node no.	Element no.
Model-1	350x600	3,376	3,602
Model-2	30x30	48,268	49,760

상기 유한요소 모델을 이용한 고유진동해석으로부터 파악된 1차 고유진동형은 Fig. 3에 나타내었다. 이로부터 Model-1의 1차 고유진동형은 장비 받침대와 주변 선체 구조가 연성된 모드이나, Model-2의 경우에는 장비 받침대의 수평 모드임을 확인할 수 있다. Fig. 4에는 1번 마운트 위치에서의 1/3-옥타브밴드별 임피던스 해석결과를 충격시험결과와 함께 나타내었다. 이로부터 Model-1의 경우 31.5~400Hz 주파수 대역에서 충격시험결과와 평균 1.84dB, 표준편차 2.45dB의 차이를 나타내어 부합성이 높으나 상기 구간을 제외한 주파수 영역에서는 부합성이 저하됨을 확인할 수 있다. 이는 31.5Hz 미만의 주파수 대역인 경우 대상모델의 1차 모드가 32.4Hz에서 발생하여, 모델링에 포함되지 않은 전선 구조의 저주파수 대역 모드 영향이 반영되지 않고, 400Hz 이상의 대역에서는 유한요소 크기가 고주파수 응답을 표현하기에 부적합하기 때문인 것으로 판단한다.

Model-2의 경우에는 160Hz 이상의 주파수 대역에서 충격시험결과와 평균 1.70dB, 표준편차 3.23dB의 차이를 나타내어 고주파수 영역에서 높은 부합성을 보임을 확인할 수 있다. 이는 대상모델의 1차 모드가 133.5Hz에서 발생하고 유한요소 크기가 해석주파수 구간에서의 응답을 정밀하게 표현할 수 있을 만큼 충분히 작기 때문인 것으로 판단된다. 한편, 200~400Hz 주파수 대

역에서는 Model-1과 Model-2의 임피던스 해석결과가 1~2dB 내외의 차이를 나타내었다. 한편, Fig. 4에 나타낸 합성 자료(combined data)는 200Hz 이하의 주파수 영역은 Model-1, 그 이상의 주파수 영역은 Model-2의 결과를 선택적으로 활용한 것으로서, 단일 모델을 사용한 경우보다 계측결과와의 부합성이 높아짐을 확인할 수 있다.

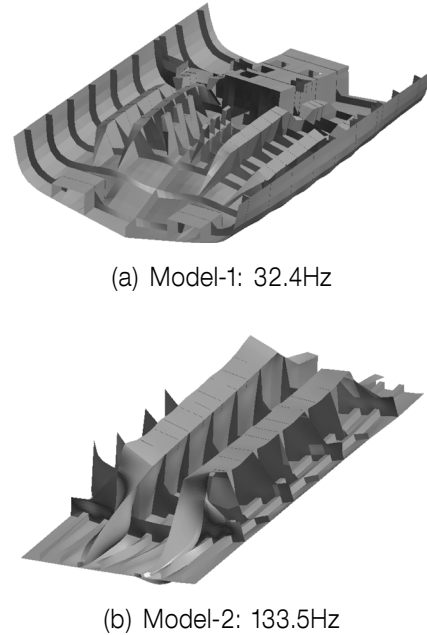


Fig. 3 Fundamental mode shapes of the two finite element models

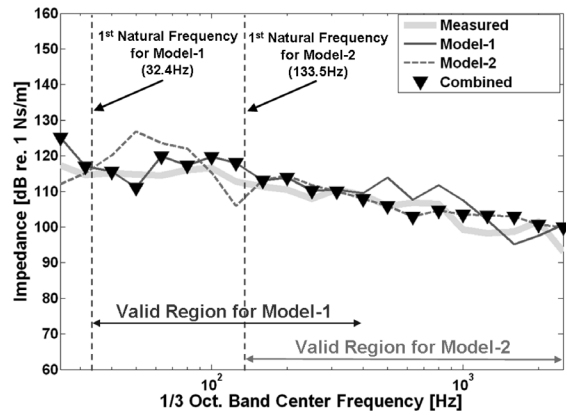


Fig. 4 Comparison of the impedance results at No. 1 mount location obtained by impact tests and numerical analyses

상기의 결과로부터 장비 받침대 동강성 해석의 유효 주파수 범위는 하한 주파수는 유한요소 모델의 1차 모드 발생 주파수, 상한 주파수는 유한요소 크기에 따라 결정됨을 알 수 있다. 따라서, 주파수 영역별로 정도 높은 장비 받침대의 동강성 해석을 위해서는 유한요소 모델링 범위와 요소 크기를 달리 한 복수 개의 유한요소 모델 적용이 적합하다고 판단한다.

3.2 하부 지지구조 영향

장비 받침대의 하부 지지구조 형상에 따른 동강성 차이를 평가하기 위해 하부 지지구조가 상세하게 모델링된 Model-2를 기준으로 각 마운트 위치에서의 임피던스 해석을 수행하였다. Fig. 5에는 마운트가 장착되는 장비 받침대의 하부 지지구조 형상을 세부적으로 나타낸 것으로, 강 지지부(strong support)는 상면이 두께 13mm의 평판으로 강하게 지지되어 있는 구조(1, 3, 6, 7, 9, 12번 마운트 부착 위치)인 반면, 약 지지부(weak support)는 상면이 브래킷 형태의 작은 보강재로 약하게 지지되어 있는 구조(2, 4, 5, 8, 10, 11번 마운트 부착 위치)로 되어 있다.

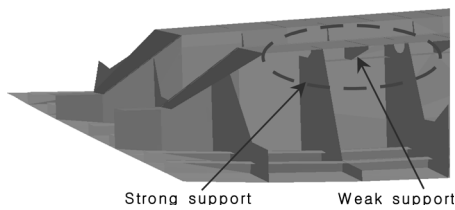
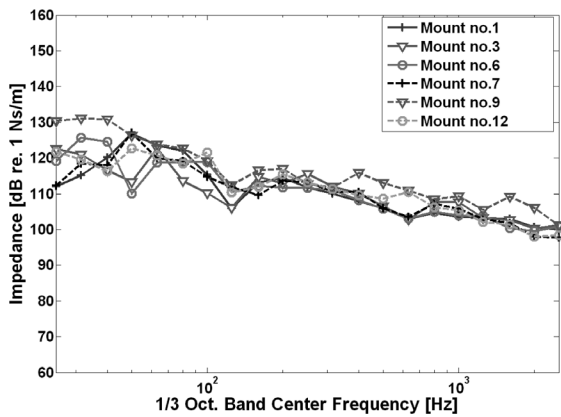
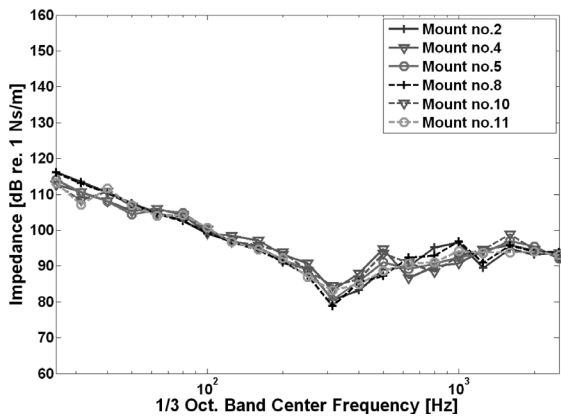


Fig. 5 Detail shape of strong and weak support structures of mounts



(a) Strong support structure



(b) Weak support structure

Fig. 6 Impedance analysis results of Model-2 for two support structures

Fig. 6은 각 마운트 위치 별 임피던스 평가 결과를 강 지지부와 약 지지부로 구분하여 나타낸 것이다. 이로부터 전반적으로 강 지지부의 동강성이 약 지지부보다 높음을 확인할 수 있다. 또한 강 지지부의 경우 주파수가 증가함에 따라 일정한 기울기로 작아지는 경향을 나타내나 약 지지부의 경우 315Hz 주파수 대역까지 임피던스가 감소하다가 이후로 점차 증가하는 경향을 보인다.

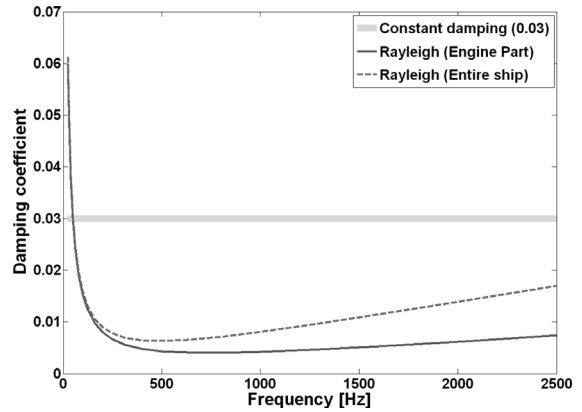
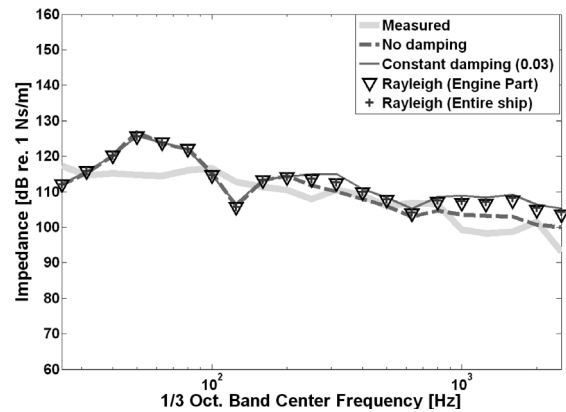
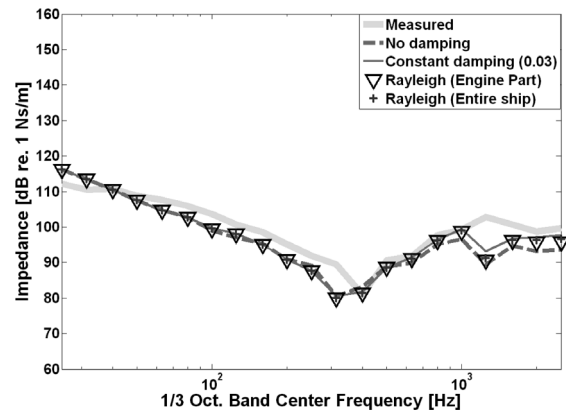


Fig. 7 Damping coefficients used for the numerical analysis



(a) No. 1 mount



(b) No. 2 mount

Fig. 8 Impedance analysis results when applying the various kind of damping coefficients

상기의 결과로부터 동일한 장비 받침대인 경우에도 각 마운트 별 하부 지지구조 형상에 따라 동강성 특성이 매우 다르게 나타남을 알 수 있다. 따라서, 장비 받침대의 동강성은 모든 마운트 설치 위치에서 개별 평가가 필요하다고 판단한다.

3.3 감쇠 영향

장비 받침대 동강성 수치해석에 있어서 감쇠의 영향을 고찰하기 위해 Model-2에 대해 일정 감쇠(constant damping)와 Rayleigh 감쇠를 적용하여 수치해석을 수행하고, 그 결과를 감쇠를 무시한 경우의 결과와 비교·검토하였다. 이때 일정 감쇠는 감쇠비를 0.03, Rayleigh 감쇠는 미 해군이 구축함에 대한 수중폭파 충격시험을 통해 도출한 수상함의 엔진구역(engine part)과 전선(entire ship) 구조에 대한 감쇠 값(Fig. 7)을 각각 적용하였다(Shin & Ham, 2003).

Fig. 8에는 Model-2에 상기 감쇠 값들을 적용하여 1번과 2번 마운트 위치에서의 동강성 평가 결과를 충격시험결과와 함께 도시한 것이다. 이로부터 감쇠 값 설정에 따른 동강성 평가 결과는 315Hz 이하의 주파수 대역에서는 차이가 거의 없고, 그 이상의 주파수 대역에서는 강 지지부인 1번 마운트 위치에서는 다소간의 차이가 있으나, 약 지지부인 2번 마운트 위치에서는 차이가 미미함을 확인할 수 있다. 한편, 강 지지부인 1번 마운트 위치에서는 감쇠를 고려하지 않은 경우의 결과가 동강성이 상대적으로 낮게 평가되나, 시험결과와의 부합성은 더 높은 것으로 나타나고 있다. 이에 유한요소법을 이용한 장비 받침대 동강성 평가는 감쇠를 적용하지 않는 것이 보수적 설계 관점에서 보다 합리적일 것으로 판단한다.

4. 결론

본 연구에서는 유한요소법을 이용한 선박 장비 받침대의 동강성 평가 방법과 절차를 정립하고, 이를 적용하여 실전적 디젤발전기 장비 받침대를 대상으로 유한요소 모델링 범위와 유한요소 크기, 하부지지 구조 형상, 감쇠 등의 해석 및 설계 인자 설정에 따른 해석 정확도를 충격시험 결과와의 비교·검토를 통해 고찰하였다.

상기 연구를 통해 유한요소법을 이용한 장비 받침대의 동강성 해석 결과의 유효 주파수 범위는 하한 주파수의 경우 유한요소 모델의 1차 모드 발생 주파수, 상한 주파수는 유한요소 크기에 따라 결정됨을 확인하였다. 또한, 장비 받침대 동강성은 모든 마운트 설치 위치에서 개별적 평가가 필요함을 확인하였다. 아울러, 수치해석에 의한 장비 받침대 동강성 평가는 감쇠를 적용하지 않는 것이 보수적 설계 관점에서 보다 합리적인 것으로 사료한다. 본 연구에서 도출한 결론의 유용성은 현재 설계 중인 실선 장비 받침대에 대한 수치해석과 충격시험을 통해 추가적으로 확인할 예정이다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- Han, H.S. & 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 for Noise and Vibration Engineering*, 19(5), pp.462-467.
- Kim, K.C. et al., 1997. *Control of Ship Vibration and Noise*. Korean Register of shipping.
- Kim, H.S. Kang, H.J. Kim, B.K. & 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*, 44(5), pp.488-495.
- Kim, H.S. et al., 2008. Impedance Analysis of Chiller Foundation for Ships. *Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference*, 17-18 April 2008, pp.106-109.
- Lee, H.Y. et al., 2009. An Experimental Study on the Vibration of Rubber Mounts for Naval Shipboard Equipments. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 46(2), pp. 165-170.
- MSC, 2004. *MSC. Nastran 2005 Installation and Operations Guide*. MSC Software Corporation.
- Park, C.S. Seol, H.S. & Moon, I.S., 2010. Study on International Trends for Shipping Underwater Noise Regulation. *Proceedings of 2010 KAOST*, Jeju, 3-4 June 2010, pp.1188-1195.
- Shin, Y.S. & Ham, I.B., 2003. *Damping Modeling Strategy for Naval Ship System*. Naval Postgraduate School, Report No. NPS-ME-03-003.
- Youn, J.H., 2005. *A Study on Investigation and Countermeasure for Troubled Vibration and Noise at Large Merchant Ships*. Master Thesis, Pusan National University.

