



유한요소해석을 이용한 함정용 진동저감 간이 모사시험장치의 정합성 검증

정안목^a, 김도영^b, 손성완^b, 박영철^c, 이학준^{a,*}

Validation of a Simple Simulation Test Equipment for Ship Vibration Reduction using Finite Element Analysis

Anmok Jeong^a, Doyoung Kim^b, Sungwan Son^b, Young-Cheol Park^c, Hak-Jun Lee^{a,*}^a Department of Smart Manufacturing R&D System, Korea Institute of Industrial Technology^b R&D Center, RMS Technology^c Division of Software, Yonsei University

ARTICLE INFO

Article history:

Received	14	June	2023
Revised	11	August	2023
Accepted	14	August	2023

Keywords:

Structure-borne noise
Vibration reduction
Passive mount
Finite element analysis
Active assembly

ABSTRACT

Technological developments to reduce underwater noise caused by equipment vibration on ships are essential to improve the operational capability and ensure the survivability of ships. Accordingly, several studies have been carried out to reduce the vibrations generated by mounted equipment. In this study, a finite element model was developed to predict the dynamic characteristics and control effects of a simple simulation test equipment designed to simulate the operating states of a ship. The predicted results were compared with the experimental results obtained from the fabricated test equipment to verify the accuracy of the model. The double elastic support model of the test equipment was designed using shell elements. The vertical and horizontal stiffnesses of the mount were defined using the Bushing Joint component. The dynamic characteristics and vibration reduction effects predicted by the active assembly of the finite element model showed good agreement with those observed from experiments.

1. 서론

함정에 탑재되는 장비의 진동으로 인해 발생하는 구조 전달음(structure-borne noise)은 함 외부로 전파되어 수중으로 방사되게 된다. 수중 방사소음은 적군에게 자함의 존재를 노출시킬 가능성이 높으며 자체 소음으로 인해 자함의 소나(sonar)를 이용한 수중 목표물 탐지 성능을 저하시키게 된다^[1]. 이에 잠수함에서 수중으로 방사되는 소음을 감소시키는 기술은 은밀작전 능력 향상과 생존성 확보를 위해 절대적으로 필요한 기술이다. 이에 수중 방사 소음에 영향을 미친다고 판단되는 대부분의 장비들은 공장 검사 및 시운

전 시 이들의 구조 소음을 MIL-Std-740-2(1) 및 MIL Std-167-1A(2) 등을 가지고 엄격히 규제하고 있다^[2]. 이러한 규제 외에도 진동을 효과적으로 저감하기 위해 마운트 또는 제어기를 활용하는 연구들이 다양한 산업 분야에서 연구들이 진행되고 있다^[3]. 특히 함정의 경우 수중에서 외부로 방사되는 소음을 저감하는 것이 매우 중요하다. 이에 함정에 탑재되는 장비의 하부에 수동형 탄성 마운트를 이용하거나 수동형 마운트에 제어력 발생시킬 수 있는 작동기를 부착하여 진동을 효과적으로 저감할 수 있는 다양한 연구들이 진행되고 있다. Kim^[4] 등은 선박에 탑재되는 장비의 고체 음이 고무 마운트를 통해 하부로 전달될 때 진동 전달률과 장비

* Corresponding author. Tel.: +82-42-589-855

E-mail address: hak1414@kitech.re.kr (Hak-Jun Lee).

자체의 고체음 변화를 예측하였으며, 마운트 동적 특성에 따라 변화됨을 확인하였다. Jee^[5] 등은 합성에서 사용되는 탑재 장비 프레임 지지구조의 충격하중 하에서의 구조거동을 파악하고, 탄성마운트 허용하중에 따른 최적화 과정을 통하여 탄성 마운트 개수 및 설치 위치에 따른 반력 분포 등을 분석하였다. Han^[2] 등은 선체 또는 장비 받침대의 임피던스에 따라 장비에 적용되는 마운트의 성능이 달라짐을 예측하고, 탄성 마운트 고무의 손실 계수 및 동적 강성의 주파수 의존도를 파악하여 주파수와 손실 계수 및 동적 강성의 상관식을 제안하였다. Kim^[6] 탄성 마운트를 이용하여 선체로 전달되는 진동을 저감시키는 기술과 탄성 마운트의 성능을 충분히 확보하기 위한 장비 받침대의 기계적 임피던스를 예측을 통해 받침대 임피던스와 마운트 성능과의 관계에 대해 다루었다. Han^[7] 등은 장비 베이스 구조의 형태에 따라 전달되는 진동이 달라지므로 합성용 탑재장비의 구조전달소음을 저감하기 위한 장비 베이스의 설계에 대해 해석적으로 검토하고, 샌드위치 패널 형태의 베이스 적용 시 베이스에서의 진동이 이중마운트 구조를 적용한 경우와 유사하게 고주파 영역에서 큰 감쇠가 발생함을 확인하였다. Moon^[8] 등은 수동마운트에 특정 가진주파수에서 진동 및 소음을 능동적으로 차단할 수 있는 관성력형 하이브리드 마운트를 개발하고 실험을 통해 현재 상용화된 수동 탄성마운트와 비교하여 약 10 dB 이상의 진동차단이 가능함을 검증하였다.

본 연구에서는 합성의 운용상태를 모사하기 위한 간이 모사시험장치에 대해 유한요소해석 모델을 구축하고, 상부에서 가진력 발생 시 하부의 중간 받침대로 전달되는 진동 특성에 대해 주파수 응답 해석을 이용하여 예측하였다. 또한 제어력을 발생시킬 수 있는 작동기가 부착된 능동 조립체에서 하부로 전달되는 진동 저감을 위한 제어를 하는 경우 제어 효과에 대해 시뮬레이션을 통해 예측하였다. 유한요소해석으로 예측된 결과는 제작된 간이 모사시험장치를 이용한 실험 결과와 비교를 하였으며, 이를 통해 구축된 유한해석모델의 정합성을 검토하였다.

2. 본 론

2.1 이중 탄성지지

구조물이 설치되는 베이스가 플렉시블한 경우 작동기가 설치된 이중 탄성지지 구조는 Fig. 1과 같이 질량-스프링의 3자유도 계로 나타낼 수 있으며, 운동 방정식은 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 M_e \ddot{x} &= -C_r(\dot{x}-\dot{y}) - K_r(x-y) + f_p \\
 M_s \ddot{y} &= -C_s(\dot{y}-\dot{z}) - K_s(y-z) \\
 &\quad - C_r(\dot{y}-\dot{x}) - K_r(y-x) - f_a \\
 0 &= Z_F \dot{z} - C_s(\dot{z}-\dot{y}) - K_s(z-y)
 \end{aligned} \tag{1}$$

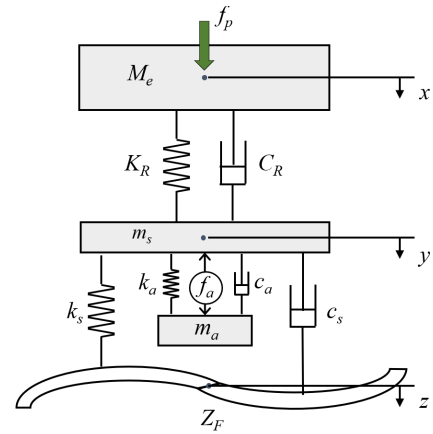


Fig. 1 Schematic diagram of the equipment supported by double resilient mount on the foundation

여기서 M_e 는 장비의 무게, M_s 는 작동기가 부착된 지지대의 무게, K_R 는 상부 수동 마운트의 강성, K_s 는 수동 마운트 하부에 부착되는 작동기가 부착된 지지대의 강성이며, K_a 는 작동기의 강성이다. C_R 는 상부 수동 마운트의 감쇠계수, C_s 는 작동기가 부착된 지지대의 감쇠계수이며, C_a 는 작동기의 감쇠계수이다. x 는 장비의 변위, y 는 작동기 부착 구조물의 변위이며, f_p 는 장비의 가진력이다. f_a 는 작동기의 전자기력을 나타내며, 관성형 타입이기 때문에 작동기의 내부질량체와 외부로 힘을 전달할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 X(s) &= (j\omega) \left(\frac{1}{\epsilon_1} \right) \left[(\delta_1 k_s - m_s \omega^2 + j\omega \delta_1 c_s + K_r + j\omega C_R) f_p - (K_r + j\omega C_R) f_a \right] \\
 Y(s) &= (j\omega) \left(\frac{1}{\epsilon_1} \right) \left[(k_r + j\omega C_R) f_p - (K_r - M_e \omega^2 + j\omega C_R) f_a \right] \\
 Z(s) &= (j\omega) \left(\frac{\gamma_1}{\epsilon_1} \right) \left[(k_r + j\omega C_R) f_p - (K_r - M_e \omega^2 + j\omega C_R) f_a \right] \\
 \left(\frac{f_a}{f_p} \right) &= \left(\frac{K_r + j\omega C_R}{K_r - M_e \omega^2 + j\omega C_R} \right)
 \end{aligned} \tag{2}$$

식 (1)로부터 가진력 f_p 가 가해졌을 때 구조물의 응답 Z_p 는 식 (2)와 같이 표현할 수 있다. 진동 전달률을 감소시키기 위해서는 수동 마운트의 강성 K_R 을 작게하고, 감쇠계수 C_R 을 크게 하는 것이 유리하지만, 상부 구조물의 지지를 위한 강성이 요구되기 때문에 이를 고려하여 W사의 수동 마운트를 선정하였다.

2.2 간이 모사시험장치

간이 모사시험장치는 합 설치 운용상태를 모사하기 위한 구조물로서 Fig. 2와 같이 이중으로 탄성지지된 구조를 갖는다. 간이 모사 시험장치는 합에 탑재된 장비의 진동 모사를 위한 가진기와 상관,

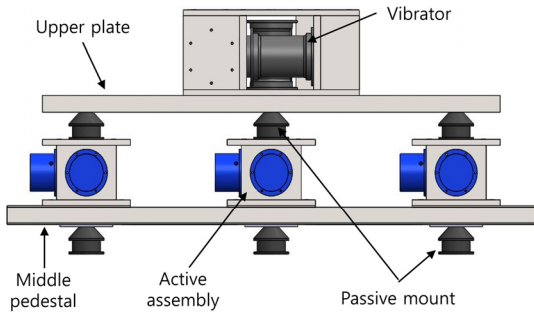


Fig. 2 Configuration diagram of simple simulated test equipment

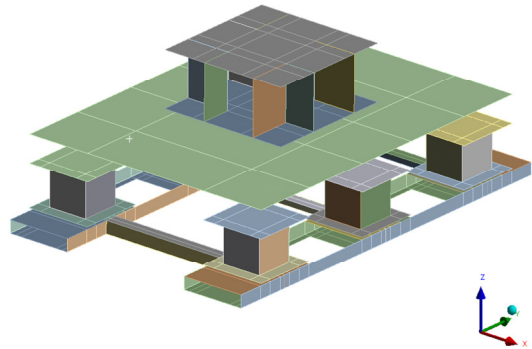


Fig. 4 Finite element analysis model

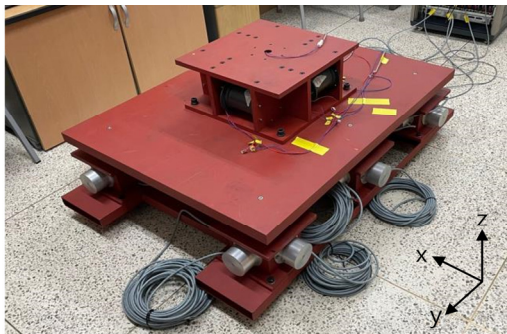


Fig. 3 Simple simulated test equipment

Parater	Value
Vibrator	93.5 kg
Upper plate	459 kg
Passive mount stiffness	177,652 N/m
Passive mount damping	463 N/(m/s)

합정의 래프트를 가정한 중간 받침대, 중간받침대와 상판 사이의 진동을 저감하기 위한 수동마운트 6개와 수동마운트 하부에 결합된 3축 능동조립체 6개, 중간 받침대와 결합되어 중간 받침대를 지지하고 구조물과 바닥 사이의 진동절연을 위한 하부 수동 마운트로 구성되며, Fig. 3에 제작된 간이 모사시험장치를 나타내었다. 합정의 래프트를 가정한 중간 받침대는 합정의 선체 모사를 위해 30 ~ 35 Hz의 고유진동수를 갖도록 설계하였다. 능동 조립체는 진동을 발생시키는 진동원 장비의 하부에 부착되어 장비를 지지하면서 진동원으로부터 전달되는 진동을 감소시키기 위한 마운트로 진동원을 지지하기 위한 수동형 마운트와 상부로부터 하부로 전달되는 진동을 감소시키기 위한 관성형 작동기로 구성되어 있다. 능동 조립체는 상부에서 발생한 진동이 하부로 전달될 때 동일 주파수, 동일진폭, 역위상의 전자기 제어력으로 중간 받침대 및 선체 바닥 등으로 전달되는 진동을 감소시키는 역할을 한다. 능동 조립체에 부착되는 작동기는 전자기력을 이용한 관성형 타입이며, 자기장내에 전류가 가해지며 발생하는 전자기력을 이용하여 작동기를 구동시키는 원리를 가진다. 전자기력은 작동기 내부에 구성된 이동질량(moving mass)에 관성력을 발생시키고 이를 이용하여 제어력을 구조물에 작용하게 되는 구조이다. 간이 모사시험장치에 적용된 작동기의 최대 작동력은 120 N이며, 작동 주파수는 400 Hz이다.

2.3 유한요소 해석 모델링

간이 모사시험장치의 동특성 예측 및 제어력 검토를 위한 유한

요소해석 모델은 Fig. 4와 같으며, 해석을 위한 모든 요소는 쉘(shell) 요소를 사용하였다. 상부에서 가진 시 x, y, z 3방향의 동적 특성을 검토하기 위해 수동 마운트의 강성을 정의하기 위한 부싱 조인트 요소(bushing joint component)를 적용하였다. 부싱 조인트 요소는 수직 방향 및 수평 방향의 강성을 정의할 수 있는 조인트 요소로서 수평 강성은 수직 강성의 1/2을 적용하였다. 중간 받침대 하부에 설치되는 수동 마운트는 완전 구속 시켰으며, 중간받침대 구조물의 감쇠는 1%를 적용하여 유한요소해석을 수행하였다. 유한요소해석을 위한 파라미터를 Table 1에 나타내었다. 상부플레이트와 가진원의 무게 M_c 는 약 552 kg이며, 상부 플레이트 하부에 부착되는 6개 수동마운트의 강성계수 K_R 와 감쇠계수 C_R 는 마운트 제조사에서 제공하는 값을 부여하였으며, 각각 177,652 N/m와

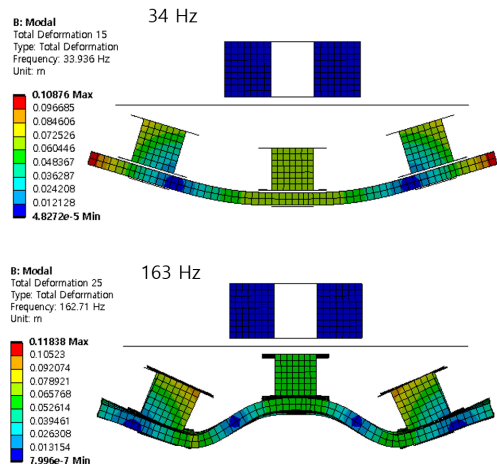
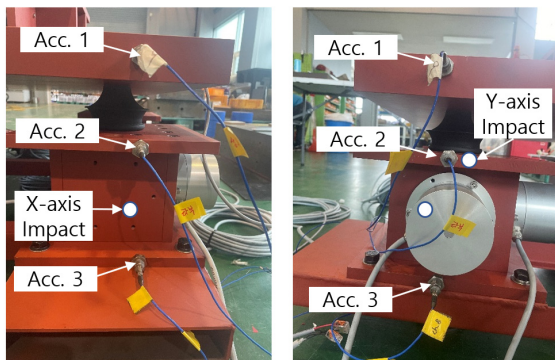
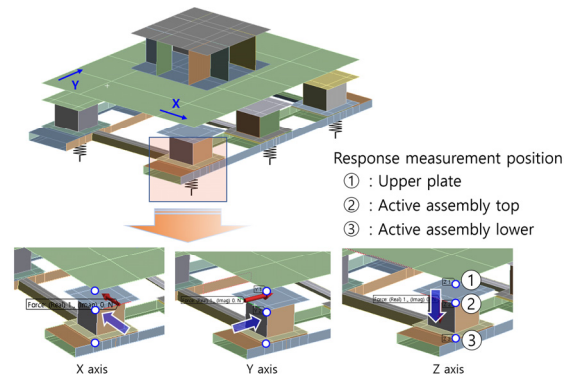


Fig. 5 Mode shape result (34 Hz and 163 Hz)



(a) Experimental configuration for dynamic characterization experiments



(b) FEM boundary conditions for dynamic characteristics prediction

Fig. 6 Excitation direction and response measurement position

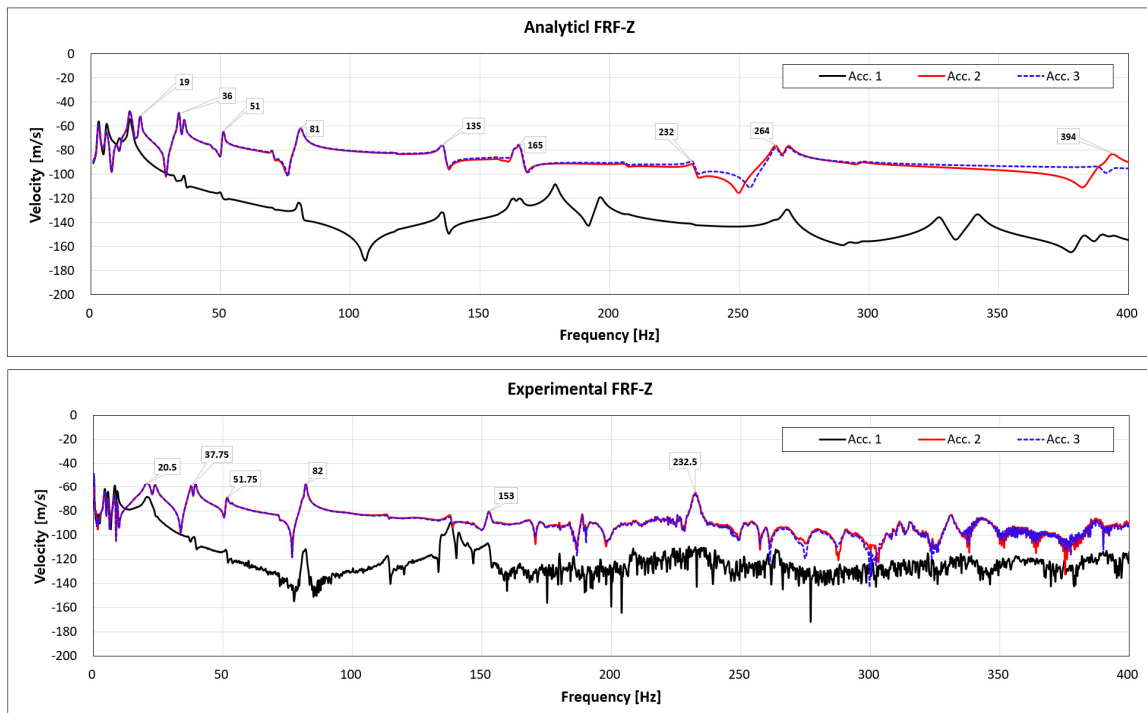
463 N/(m/s)이다.

3. 유한요소해석 모델의 정합성 검증

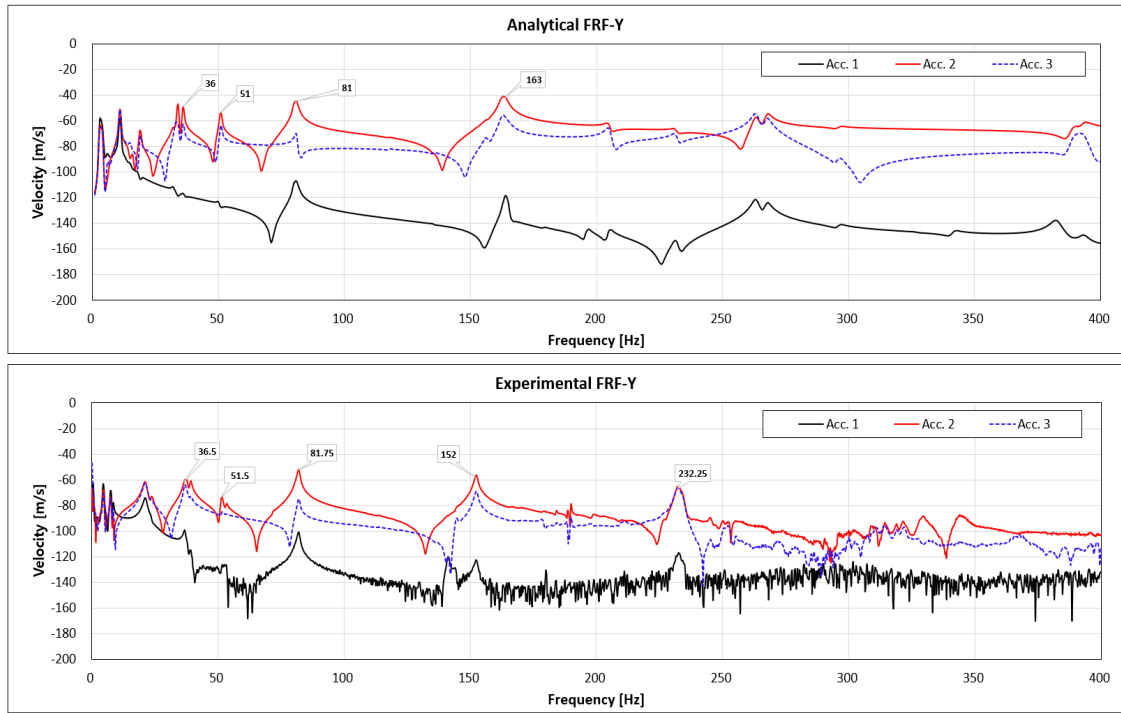
3.1 동특성 비교를 통한 정합성 검증

주파수 응답 해석을 수행하기 전에 함정의 래프트를 가정한 중간 받침대의 주파수 및 거동을 살펴보기 위해 모달 해석을 수행하였으며, Fig. 5에 수치해석을 예측된 결과를 나타내었다. 해석 결과 중간 받침대의 1차 굽힘 모드는 34 Hz, 2차 굽힘 모드는 163 Hz로 예측되었으며, 함정의 선체 모사를 위한 30~35 Hz의 고유

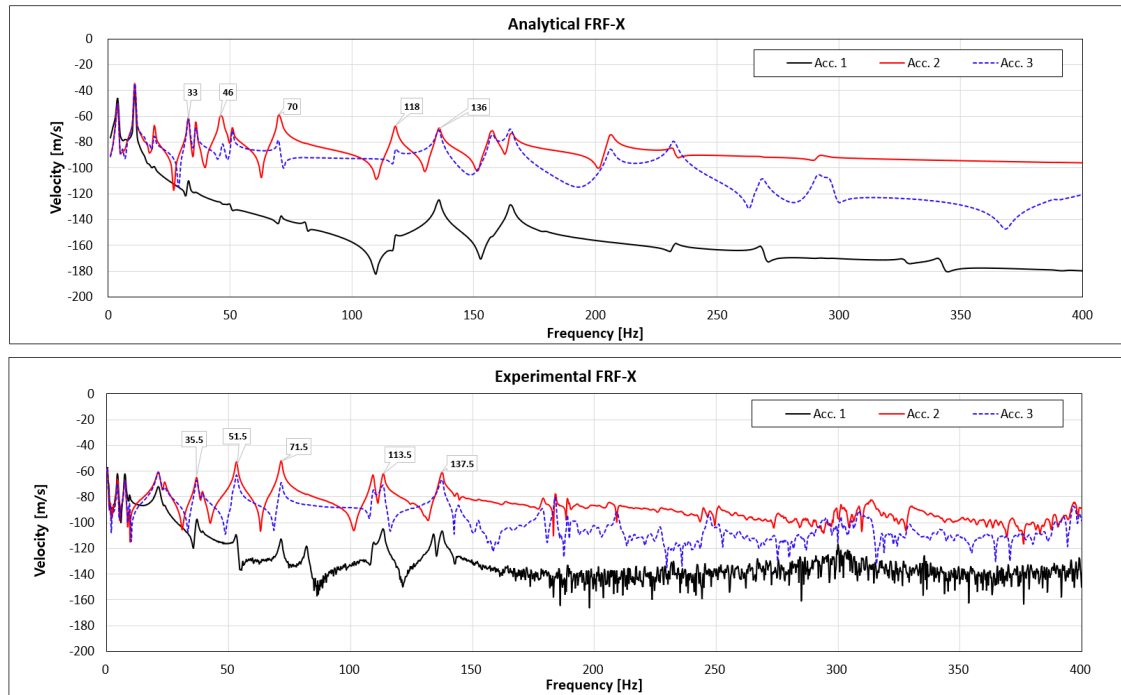
진동수를 갖는 중간받침대 설계가 적절함을 확인하였다. 구축된 유한요소해석 모델과 실험을 통해 측정된 간이 모사시험장치의 동특성 비교를 위해 주파수 응답 해석을 수행하였다. Fig. 6(a)은 간이 모사시험장치의 동특성을 측정하기 위한 실험 구성을 나타낸 것으로 상판, 능동 조립체 상부 그리고 능동 조립체 하부에 가속도계를 설치하고 능동 조립체를 x, y, z 3방향으로 각각 1 N으로 가진하는 경우 x, y, z 3방향의 응답을 1 Hz ~ 400 Hz의 영역에서 측정하였다. 유한요소해석은 실험을 최대한 모사하기 위해 실험조건과 동일한 위치에서 가진을 하고 응답을 확인하였으며, Fig. 6(b)에 유한요소해석상에서 가진 위치와 응답 위치를 나타내었다.



(a) Z axis



(b) Y axis



(c) X axis

Fig. 7 Result of analytical and experimental FRF

Fig. 7에 실험을 통해 측정된 값과 유한요소해석으로 예측된 동특성 결과를 나타내었다. 20 Hz 이하의 주파수 영역은 마운트에 의한 간섭이 모사시험장치의 강제모드 거동을 보이는 영역으로, 20 Hz 이하 주파수 영역에서 유한요소해석으로 예측된 결과와 실험으로

측정된 동특성 결과를 보면 x, y방향에서의 주파수 및 응답 속도가 차이가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이는 실제 수평마운트의 수평방향 강성은 제조사에서 제공하지 않기 때문에 유한요소해석 상에서 부여한 수평방향 강성 차이로 인해 발생하는 것으로 판단

된다. 30 Hz 이상의 주파수영역은 중간받침대의 거동이 지배적으로 나타나는 것으로 판단된다. 주파수 응답해석으로 예측된 중간 받침대의 1차 굽힘 모 36 Hz에서 예측되었으며, 실험의 경우 37.75 Hz에서 발생하는 것으로 나타났다. 유한요소해석으로 예측된 결과와 실험을 통해 측정된 결과는 약 4.6%의 오차를 보인다. Fig. 7(a, b)의 81 Hz는 상판의 1차 굽힘 모드이며, 30 Hz ~ 400 Hz 영역에서는 실험결과와 유한요소해석으로 예측된 주요 주파수 성분이 매우 유사하게 발생하는 것을 확인할 수 있다.

3.2 제어효과 시뮬레이션에 대한 정합성 검증

상부 가진 시 능동 조립체의 반력을 통해 중간 받침대에 전달되

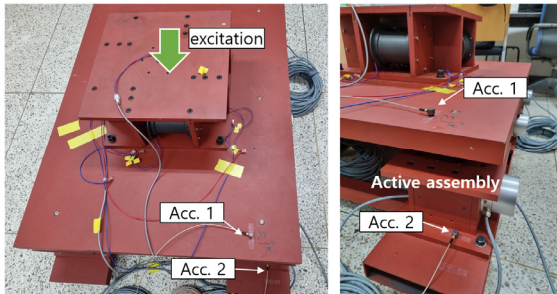
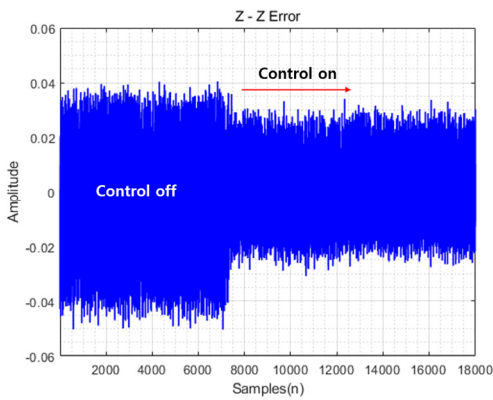
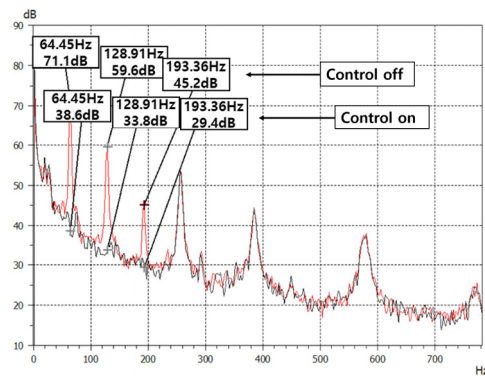


Fig. 8 Experimental setup for controllability test



(a) Time domain



(b) Frequency domain

Fig. 9 Result of excitation force control

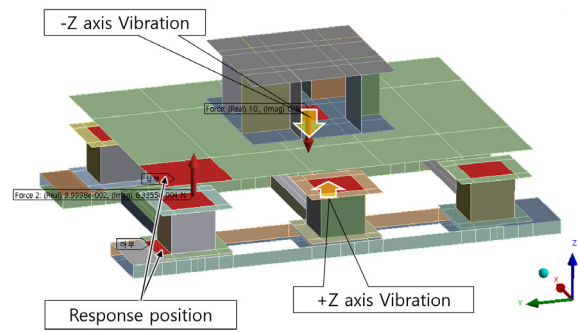


Fig. 10 Boundary conditions for finite element analysis of control effects

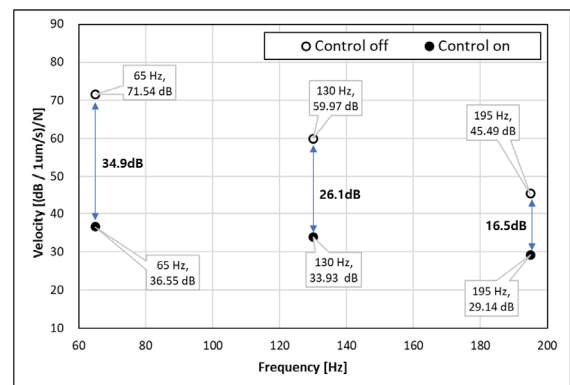


Fig. 11 Control effect predicted by finite element analysis

는 진동 감소 효과를 유한요소해석을 이용하여 예측하고, 실험과의 비교를 통해 해석모델의 정합성을 검토하였다. 진동 모사발생기를 이용하여 Fig. 8과 같이 상부를 65 Hz, 130 Hz 그리고 195 Hz로 가진하였으며, 이 때 상판과 중간 받침대에서 가속도계를 이용하여 신호를 측정하였다. Fig. 9(a)는 실험을 통해 측정된 결과이며, Fig. 9(b)는 능동 조립체를 이용하여 제어를 할 경우와 제어를 하지 않는 경우 중간 받침대에 전달되는 진동의 크기를 나타낸 것이다. 상부 가진 시 능동 조립체를 이용하여 반력 제어를 하는 경우 중간 받침대에서 측정된 값은 반력 제어를 하지 않는 경우와 비교하여 각 주파수에서 32.5 dB, 25.9 dB, 15.8 dB 감소함을 확인하였다. Fig. 10은 간이 모사시험장치의 진동 제어 실험 조건을 모사하기 위한 유한요소해석 모델이며, 상부 가진기에서 -z 방향으로 가진을 하고, 능동 조립체 6곳에서 위상을 반대로 하여 z 방향으로 반력을 이용하여 하부로 전달되는 진동을 감소하기 위한 실험조건을 모사한 것이다. 유한요소해석 시 실험 시 가속도계를 설치한 위치에서 응답을 구하였으며, Fig. 11은 유한요소해석을 통해 예측된 가진 주파수별 작동기 제어 유무에 따른 진동 감소 크기를 나타낸다. 65 Hz의 경우 상부 가진 시 중간 받침대의 진동은 71.5 dB로 예측되었으며, 능동 조립체를 이용하여 반력 제어를 하는 경우 36.6 dB로 하부로 전달되는 진동이 34.9 dB

Table 2 Comparison of vibration reduction

	Experimental	FEM	Reduction	Error
	Control off / on	Control off / on	Experimental / FEM	
65 Hz	71.1 / 38.6(dB)	71.5 / 36.6(dB)	32.5 / 34.9(dB)	3.1%
130 Hz	59.7 / 33.8(dB)	60.0 / 33.9(dB)	25.9 / 26.1(dB)	1.2%
195 Hz	45.1 / 29.3(dB)	45.5 / 29.1(dB)	15.8 / 16.5(dB)	1.0%

감소하는 것으로 예측되었다. 130 Hz와 195 Hz 가진 시 각 가진 주파수에서의 진동은 50.97 dB, 45.49 dB로 예측되었으며, 각 가진 주파수에서 26.1 dB, 16.4 dB가 감소하는 것으로 예측되었다. Table 2는 실험을 통해 측정된 값과 유한요소해석을 통해 예측된 능동 조립체 반력 제어 유/무에 따른 진동 감쇠 효과를 정리하여 나타낸 것이다. 작동기의 반력 제어 유/무에 따른 진동 감소 효과는 65 Hz 경우 실험은 32.5 dB 감소하였으며, 유한요소해석은 34.9 dB 감소하는 것으로 예측되었다. 135 Hz의 경우 각각 25.9 dB, 26.1 dB로 진동 감소 효과가 나타났으며, 190 Hz의 경우 각각 15.8 dB, 16.5 dB로 예측되었다. 실험으로 측정된 결과와 유한요소해석으로 예측된 작동기 반력 제어 유/무에 따른 진동 감소 오차는 65 Hz의 경우 3.1%, 130 Hz는 0.1%, 195 Hz의 경우 1.0%의 오차를 나타내었다. 실험결과와 유한요소해석으로 예측된 결과 비교를 통해 구축된 유한요소해석모델이 충분한 정확성을 갖는 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 함정용 진동저감 간이 모사시험장치의 유한요소 해석 모델을 구축하고 실험을 통해 동특성 및 제어효과 시뮬레이션에 대한 해석 모델의 정확성을 검증하였다. 주파수 응답 해석으로 예측된 동특성은 실험결과와 비교하여 주파수 성분이 유사하게 발생하는 것을 확인하였으며, 본 연구에서 보고자 한 1 ~ 400 Hz의 전 영역에서 실험결과와 매우 유사한 결과를 갖는 것을 확인하였다. 또한 능동 조립체를 이용한 진동 감쇠 제어효과에 대해 유한요소해석 모델을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 실험결과와의 비교를 통해 유한요소해석 모델에 대해 검증을 수행하였으며, 제어 전/후에 따른 진동 감쇠 결과가 유사함을 확인하였다. 유한요소해석 모델을 기반으로 신뢰성 있는 예측이 가능함을 확인하였기 때문에 향후 유사한 장비 개발 시 유용성이 클 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 2022년 정부(방위사업청)의 재원으로 국방과학연구소의 지원을 받아 진행된 연구임(UC210001DD).

References

- [1] 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, 19:5 462-467, <https://doi.org/10.5050/KSNVN.2009.19.5.462>.
- [2] Han, H. S., Son, Y. J., 2009, Investigation for the Restriction of the Stiffness and Mechanical Impedance of the Shipboard Floor and Foundation Considering Dynamic, Stiffness of the Anti-vibration Mount, Proc. Korean Society for Noise and Vibration Engineering Conference, 511-517.
- [3] Lee, H. H., Lee, M. G., Kim, K. H., Kim, T. G., Lee, S. W., Kim, H. Y., 2018, Study of Reaction Force Compensation and Active Vibration Isolation System with a Stage, Proc. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng. Autumn Conf., 65.
- [4] Kim, B. K., Kim, J. S., Kim, H. S., Kim, H. J., Kim, S. R., 2000, Study on the Structure-borne Sound Transmission of a Machine through Rubber Mounts, Proc. Korean Society for Noise and Vibration Engineering Autumn Conf., 655-660.
- [5] Ji, Y. J., Kwak, J. S., Lee, H. Y., Kim, S. C., 2015, Optimal Arrangement of Resilient Mount installed on Frame Support Structure at Shipboard Equipment under Shock Load, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, 52:4 298-304, <https://doi.org/10.3744/NAK.2015.52.4.298>.
- [6] Kim, H. S., Kim, J. S., Kang, H. J., Kim, B. K., Kim, S. R., 2007, SBN(Structure-borne Noise) Reduction of Resiliently Mounted Machinery and Effect of Foundation Impedance, Proc. Korean Society for Noise and Vibration Engineering Spring Conf., 423-426.
- [7] Han, H. S., Lee, K. H., Park, S. H., 2015, Design of the Base for the Onboard Installed Equipment to Minimize Structure-borne Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, 25:6 432-439, <https://doi.org/10.5050/KSNVE.2015.25.6.432>.
- [8] Moon, S. J., Choi, S. M., Jeong, J. A., Choi, S. B., Jung, W. J., Koo, J. Y., 2010, A Study on Development of an Active Hybrid Mount for Naval Shipboard Equipment, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, 20:7 685-692, <https://doi.org/10.5050/KSNVE.2010.20.7.685>.

	<p>Anmok Jeong Researcher in the Department of Smart Manufacturing R&D System, Korea Institute of Industrial Technology. His research interest is Mechanical Design of Semiconductor Equipment. E-mail: amjeong@kitech.re.kr</p>
	<p>Doyoung Kim Senior Researcher of Research Institute, RMS Technology Ltd. His research interest is Dynamic Analysis using F.E.M.. E-mail: dykim@rmstech.co.kr</p>
	<p>Sungwan Son Director of Research Institute, RMS Technology Ltd. His research interest is Vibration Control. E-mail: swson@rmstech.co.kr</p>
	<p>Young-Cheol Park Professor, Software Division, Yonsei University, Mirae Campus. His research interests include Active Noise/Vibration Control, Deep Learning-based Signal Processing. E-mail: young00@yonsei.ac.kr</p>
	<p>Hak-Jun Lee Senior Researcher in the Department of Smart Manufacturing R&D System, Korea Institute of Industrial Technology. His research interest is Precision Motion Mechanism and Semiconductor/Display Equipment. E-mail: hak1414@kitech.re.kr</p>