Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., 25(6) : 432~439, 2015
http://dx.doi.org/10.5050/KSNVE.2015.25.6.432

한국소음진동공학회논문집 제 25 권 제 6 호, pp. 432~439, 2015
ISSN 1598-2785(Print), ISSN 2287-5476(Online)

구조전달소음 최소화를 위한 함정탑재장비의 베이스 설계

Design of the Base for the Onboard Installed Equipment to Minimize Structure-borne Noise

한 형 석†·이 경 현*·박 성 호**
HyungSuk Han, KyoungHyun Lee and SungHo Park

(Received April 21, 2015 ; Revised May 29, 2015 ; Accepted June 2, 2015)

Key Words : Structure Borne Noise(구조전달소음), Sandwich Panel(샌드위치 패널)

ABSTRACT

In order to reduce the structure borne noise of the equipment sufficiently, its exciting force should be restricted and additional anti-vibration devices such as resilient mount and bellows should be applied. Since the structure borne noise is dependent on the design of the base for the equipment, it is very important to design the base with low vibration. Therefore, in this research, various types of the base design for the shipboard equipment are investigated to reduce the structure borne noise. In order to design the base with low vibration, the exciting force at the center of the gravity of the equipment is firstly defined through the experiment. Using the exciting force identified by experiments, various types of base designs for the typical turbo machine are evaluated by FEM(finite element method) analysis.

1. 서 론

함내에서 발생하는 공기소음과 구조소음에 의해 발생되는 선체의 구조진동은 음향파로 수중으로 방사되며 이러한 음향신호를 통해 적함은 아군 함정의 위치 및 정보를 탐지하게 된다. 따라서 이러한 구조전달소음을 해군에서는 고체소음으로 정의하고 탑재장비에 대해 넓은 주파수 구간(10 Hz~10 kHz)에서 미해군 기준을 통해 엄격히 관리되고 있다. 장비의 구조전달소음을 최소화하기 위해서 장비 가진력을 최소화하거나 방진장치를 적용하여 전달소음을 최소화하는 연구가 주로 이루어지고 있다.

Han, H. S. et al[1]은 함정용 개스터빈엔진과 감속기어 간의 상대운동을 정의하기 위해서 개스터빈엔진을 강체로 가정하여 질량중심점에서의 가진력을 추정하였으며 추정된 가진력을 가지고 개스터빈과 감속기 어간의 상대운동 저감을 위해 수평마운트 설치를 제안하였다. Otusuka, T. et al[2]은 정상상태 조건에서 소형 보트 엔진의 가진력을 실험을 통해 규명함으로써 소음진동 문제 해결을 위한 가진력 데이터를 확보하였다. Ryu, S. M. et al[3]은 에어컨 압축기의 강체 모델링을 통해 압축기 질량 중심점에서의 가진력을 추정하고 유한요소 해석을 통한 진동 예측결과와 실험결과 비교를 통해 가진력 추정 결과를 검증하였으며 추정된 가진력 정보를 가지고 에어컨 배관계의 저진동 설계에 활용하였다. Kim, B. H. et al[4]는 강체 진동 이론을 이용하여 자동차 엔진 내부 임의의 점에서의 진동을 예측하고 이를 엔진 및 파워트레인 설계에 활용하였으며 Tao, J. S. et al[5]은 유전자 알고리

† Corresponding Author ; Member, Defense Agency for Technology and Quality
E-mail : hshan@dtaq.re.kr
* Member, Defense Agency for Technology and Quality

‡ Recommended by Editor Heung Soo Kim

ⓒ The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

듬과 강체이론을 이용하여 엔진의 질량중심점에서의 가진력을 추정하였다. Chung, J. H. et al[6]은 함정에 적용되는 표준 방진 마운트의 동특성을 파악하고 평가하여 이를 설계 검증에 활용하였다.

이 연구에서는 장비 베이스 구조의 형태에 따라 동일한 장비일지라도 전달진동은 큰 차이가 발생되므로 구조적인 측면에서의 탑재장비 베이스의 설계에 대한 연구를 수행하고자 한다. 따라서 실험을 통해 장비의 가진력을 질량중심점에서 정의하고 이를 입력으로 하였을 때 구조적인 측면에서 장비의 전달진동을 최소화하는 장비 베이스의 설계방법을 다루고자 한다.

2. 탑재장비 가진력 추정

2.1 이론적 배경

이 절에서는 탑재장비를 6자유도를 갖는 집중질량으로 가정하여 가진력을 규명하고자 한다. 장비를 강체로 가정하면 운동에너지는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서 T는 운동에너지, I_{Gxx}, I_{Gyy}, I_{Gzz}와 I_{Gxy}, I_{Gyz}, I_{Gxz}는 장비의 질량중심에서의 각 방향별 질량관성 및 질량관성 상승모멘트, M_G는 장비의 질량, $\dot{u}_G, \dot{v}_G, \dot{w}_G$는 질량중심점에서의 각 방향에 대한 병진 속도, $\dot{\theta}_{Gx}, \dot{\theta}_{Gy}, \dot{\theta}_{Gz}$는 각 방향의 회전 각속도이며 질량행렬($[M_G]$) 및 질량중심점에서의 변위속도 행렬($[\dot{X}_G]$)은 식 (2)~(3)과 같다.

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2}\begin{bmatrix}\dot{u}_G\\ \dot{v}_G\\ \dot{w}_G\end{bmatrix}^T\begin{bmatrix}M_G & 0 & 0\\ 0 & M_G & 0\\ 0 & 0 & M_G\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dot{u}_G\\ \dot{v}_G\\ \dot{w}_G\end{bmatrix} \\ &+ \frac{1}{2}\begin{bmatrix}\dot{\theta}_{Gx}\\ \dot{\theta}_{Gy}\\ \dot{\theta}_{Gz}\end{bmatrix}^T\begin{bmatrix}I_{Gxx} & I_{Gxy} & I_{Gxz}\\ I_{Gxy} & I_{Gyy} & I_{Gyz}\\ I_{Gxz} & I_{Gyz} & I_{Gzz}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dot{\theta}_{Gx}\\ \dot{\theta}_{Gy}\\ \dot{\theta}_{Gz}\end{bmatrix} \\ &= \frac{1}{2}[\dot{X}_G]^T[M_G][\dot{X}_G] \end{aligned} \quad (1)$$

$$[M]_G = \begin{bmatrix}M_G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & M_G & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & M_G & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & I_{Gxx} & I_{Gxy} & I_{Gxz}\\ 0 & 0 & 0 & I_{Gxy} & I_{Gyy} & I_{Gxz}\\ 0 & 0 & 0 & I_{Gxz} & I_{Gyz} & I_{Gzz}\end{bmatrix} \quad (2)$$

$$[\dot{X}_G] = [\dot{u}_G \dot{v}_G \dot{w}_G \dot{\theta}_{Gx} \dot{\theta}_{Gy} \dot{\theta}_{Gz}] \quad (3)$$

각 시스템을 강체로 가정하고 질량중심점에서 강체가 병진운동과 회전운동을 한다고 가정할 때 장비의 임의의 점에서 변위는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} &[X]_i = [T_i][X_G] \quad \text{where} \quad [X]_i = [u_i v_i w_i], \\ &[X]_i = [u_G v_G w_G \theta_{Gx} \theta_{Gy} \theta_{Gz}] \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)에서 $[X]_i$는 임의의 점에서의 변위, $[X_G]$는 질량중심점에서의 변위, $[T_i]$는 질량중심점과 임의의 점간의 상대좌표행렬로 식 (5)와 같다.

$$[T_i] = \begin{bmatrix}1 & 0 & 0 & 0 & (z_i - z_G) & (y_i - y_G)\\ 0 & 1 & 0 & -(z_i - z_G) & 0 & (x_i - x_G)\\ 0 & 0 & 1 & (y_i - y_G) & -(x_i - x_G) & 0\end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서 x_i, y_i, z_i는 임의의 점 i의 좌표, x_G, y_G, z_G는 질량중심점의 좌표이다.

장비의 경우 일반적으로 탄성마운트에 의해 지지되어 있으므로 이들 개별 시스템의 위치에너지는 식 (6)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} V &= \sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2}[X]_i^T\begin{bmatrix}k_{xi} & 0 & 0\\ 0 & k_{yi} & 0\\ 0 & 0 & k_{zi}\end{bmatrix}[X]_i \\ &= \sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2}[X]_G^T[T_i]^T\begin{bmatrix}k_{xi} & 0 & 0\\ 0 & k_{yi} & 0\\ 0 & 0 & k_{zi}\end{bmatrix}[T_i][X]_G \end{aligned} \quad (6)$$

Lagrange 방정식으로부터 식 (1)의 운동에너지와 식 (6)의 위치에너지를 가지고 식 (7)의 운동방정식을 유도할 수 있다.

$$\begin{aligned} &[M]_G[\ddot{X(t)}]_G + [K]_G[X(t)]_G = [F(t)]_G \\ &\text{where,} \quad [F]_G^T = \left[F_{Gx} F_{Gy} F_{G_z} M_{Gx} M_{Gy} M_{G_z}\right] \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 $[F]_G^T = \left[F_{Gx} F_{Gy} F_{G_z} M_{Gx} M_{Gy} M_{G_z}\right]$는 질량중심점에서 발생하는 각 방향별 등가 힘 및 모멘트이며 $[K]_G$는 강성행렬로 식 (8)과 같다.

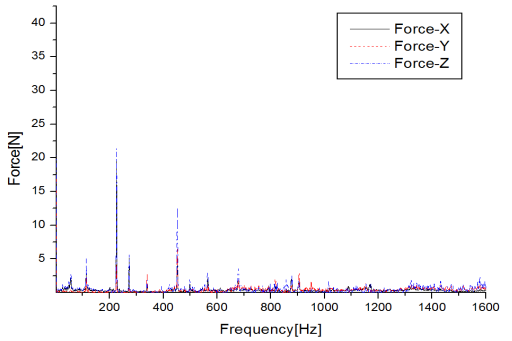
$$[K]_G = \sum_{i=1}^{n}[T_i]^T\begin{bmatrix}k_{xi} & 0 & 0\\ 0 & k_{yi} & 0\\ 0 & 0 & k_{zi}\end{bmatrix}[T_i] \quad (8)$$

식 (7)로부터 장비의 가진력을 추정하기 위해서는 질량중심점에서의 변위, 가속도 및 질량행렬, 강성행렬의 정의가 필요하다. 질량행렬 및 강성행렬은 설계 시 이미 알고 있으므로 이는 설계값을 바탕으로 산출이 가능하다. 질량중심점에서의 가속도는 식 (9)로부터 각 시스템의 표면에서 가속도를 측정할 경우 임의의 측정점의 상대좌표와 그 지점에서의 가속도 값을 통해 추정 가능하다.

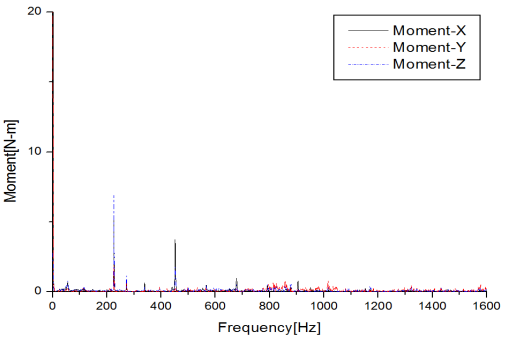
$$[\ddot{X}(f)]_P = [T_p][\ddot{X}(f)]_G \tag{9}$$

식 (9)에서 $[T_p]$는 질량중심점과 각 시스템 표면의 가속도계 측정점 간의 상대변위 행렬로 식 (10)과 같다.

$$[T_p] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & (z_p - z_G) & (y_p - y_G) \\ 0 & 1 & 0 & -(z_p - z_G) & 0 & (x_p - x_G) \\ 0 & 0 & 1 & (y_p - y_G) & -(x_p - x_G) & 0 \end{bmatrix} \tag{10}$$



(a) Force



(b) Moment

Fig. 1 Estimated force and moment at the center of the gravity of the typical turbo machine

식 (9)에서 질량중심점에서의 가속도 행렬이 미지수이므로 총 6개 이상의 식이 필요하다. 장비의 임의의 3점에 대해 3축 가속도를 측정하고 이들 계측위치와 질량중심점간의 상대좌표행렬을 구하여 식 (9)에 대입하여 연립방정식의 해를 식 (11)을 통해 구하면 질량중심점에서의 가속도를 계산할 수 있으며 식 (12)로부터 장비의 질량 중심점에서의 가진력 행렬을 계산할 수 있다.

$$[\ddot{X}(f)]_G = ([T_p]^T[T_p])^{-1}[T_p]^T[\ddot{X}(f)]_P \tag{11}$$

$$[F(f)]_G = \left([M]_G - \frac{1}{(2\pi f)^2}[K]_G\right)[\ddot{X}(f)]_G \tag{12}$$

2.2 가진력 추정

Fig. 1은 2.1절의 절차에 따라 소형 터빈 장치에 3개의 가속도계를 부착시켜 얻어진 가속도계를 가지고 추정한 가진력이다. 이 가진력을 입력으로 소형 터빈 장치의 베이스의 형태에 따른 구조전달소음의 변화를 해석을 통해 분석하였다.

3. 탑재장비 베이스 설계

3.1 단일마운트 구조와 이중마운트 구조

단일 탄성지지 구조에 대해 Fig. 2와 같이 단순 질량-스프링계로 가정하면 바닥으로 전달되는 진동변위는 식 (13)의 운동방정식으로부터 식 (14)와 같다.

$$\begin{bmatrix} k - m\omega^2 & -k \\ -k & k + k_f \end{bmatrix}\begin{bmatrix} X \\ X_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{13}$$

$$X_f = \frac{1}{A + B(\frac{k_f}{k})}$$
$$A = -\frac{m\omega^2}{F_0},\ B = \frac{k - m\omega^2}{F_0} \tag{14}$$

여기서 m은 장비의 무게, k는 적용된 탄성마운트의 총 등가 강성, X는 장비의 변위, X_f는 바닥으로 전달된 진동에 의한 바닥의 변위, F_0은 장비의 가진력, k_f는 장비 받침대의 강성, ω는 주파수이다.

이중 탄성지지 구조의 경우 Fig. 3과 같이 질량-스프링의 3자유도 계로 단순화 시켰을 때 진동방정식은 식 (15)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_1 - m_1\omega^2 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 - m_2\omega^2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{15}$$

여기서 m_1은 장비의 무게, m_2는 중간 질량의 무게, k_1, k_2는 중간 질량 상부 및 하부에 적용된 탄성 마운트의 총 등가 강성, X_1은 장비의 변위, X_2는 중간 받침대의 변위, F_0은 장비의 가진력이다.

식 (15)로부터 바닥 전달 진동 변위는 식 (16)과 같다.

$$\begin{aligned} X_f &= \frac{C'}{A''\left(1+\frac{k_f}{k_2}\right)+B'} \\ A'' &= k_2[(k_1 - m_1\omega^2)(k_1 + k_2 - m_2\omega^2) - k_1] \\ B' &= -k_2^2(k_1 - m_1\omega^2) \\ C' &= k_1 k_2 F_0 \end{aligned} \tag{16}$$

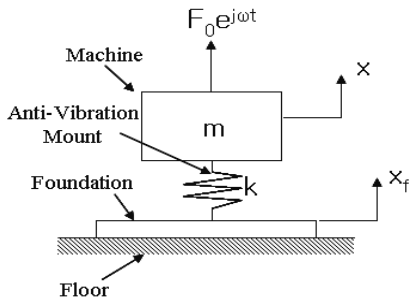


Fig. 2 Schematic diagram of the equipment supported by single resilient mount on the foundation

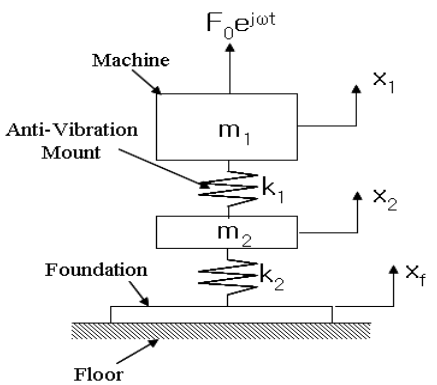


Fig. 3 Schematic diagram of the equipment supported by double resilient mount on the foundation

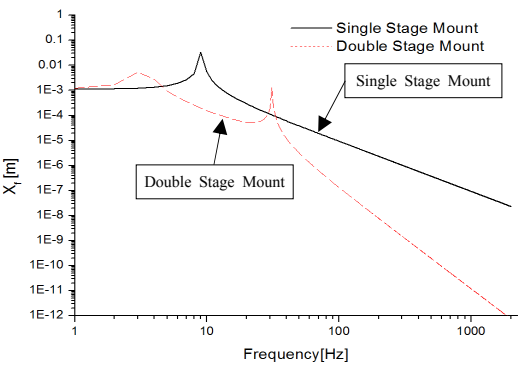
Fig. 4는 감쇠를 고려하지 않은 단일마운트와 이중마운트 구조 단순 모델에 대한 바닥진동 변위 계산 예이다. Fig. 4(a)와 같이 이중마운트 구조를 사용할 경우 일부 공진점을 제외한 대부분의 주파수 영역에서 바닥의 전달 진동 변위가 크게 줄어듦을 알 수 있다.

또한 이중마운트를 사용할 경우 MIL Std 740-2에 따라 바닥 위의 2차 마운트 상단부에서 진동을 계측하므로 Fig. 4(b)와 같이 단일마운트 시스템에 비해 진동변위가 작아짐을 알 수 있다.

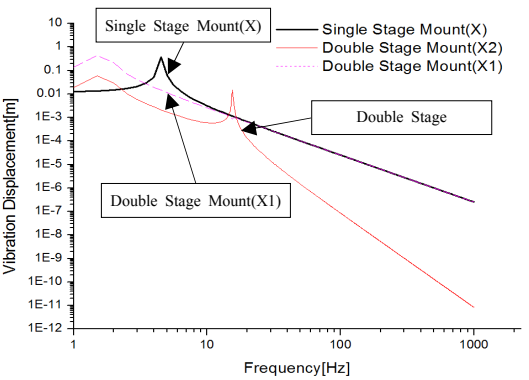
따라서 최근 개발되는 장비의 경우 구조전달소음 저감을 위해서 이중마운트 구조를 제안하고 있지만 이 경우 제품의 무게 및 체적이 증가하기 때문에 저중량을 요구하는 함정의 경우 단일마운트 시스템을 계속해서 적용하고 있다.

3.2 샌드위치 패널을 이용한 단일마운트 구조

앞 절에서 언급한바와 같이 단일마운트 시스템을



(a) Below the mount



(b) Upper the mount

Fig. 4 Vibration displacement transferred on the flow for single and double stage mount system

적용할 경우 MIL Std 740-2에서 요구하는 구조 전달소음 기준을 만족하기가 쉽지 않다. 따라서 탑재장비 제작사들은 이 기준을 만족하기 위해서 밸런싱 및 축계 정렬을 통한 회전계의 가진력 최소화, 저소음 전동기 및 펌프 적용 등 가진력 감소에 주력하고 있는 실정이다.

하지만 이 절에서는 동일한 가진력을 가지는 장비의 구조전달 소음이 마운트 위에서 이들 장비를 지지하는 장비 베이스에 따라 얼마나 달라지는지에 대해 다루고자 한다.

Fig. 5와 같이 장비베이스를 강판으로 사용할 경우 측정 주파수 범위 내에서 강판의 고차 고유진동수까지 많은 수의 고유주파수가 포함되기 때문에 베이스의 진동 레벨은 이들 고유주파수에서 증폭된다. 따라서 이러한 진동을 저감하기 위해서는 가능한 바닥베이스의 두께를 키워야한다. 하지만 이러한 강판의 두께를 키우는 데에는 한계가 있기 때문에 이러한 강판구조의 베이스는 저진동 설계 관점에서는 적합하지 않다.

따라서 함정 탑재장비의 경우 Fig. 6과 같이 측정 주파수 내에 강판 형태의 베이스 대비 고유주파수의 수가 상대적으로 적은 프레임 형태의 바닥 베이스를 많이 사용하고 있다. 하지만 장비 제작사에 따라 여러 가지 형태의 베이스를 사용하고 있으며 이중마운트 구조에 비해 큰 진동레벨을 가질 수밖에 없다.

이 연구에서는 바닥베이스의 형태를 Fig. 7과 같이 강재-제진고무-강재의 샌드위치 패널 형태의 베이스를 적용하여 무게와 체적 증가를 최소화 하면서 성능은 이중마운트 구조와 유사한 특성을 가지도록 고안하였다.

4. 해 석

해석은 상용소프트웨어인 MSC Patran/Nastran을 가지고 수행하였으며 108번 주파수응답-직접방법(frequency response-direct method)을 사용하여 마운트 상단에서의 구조전달소음을 계산하였다. 해석 모델은 Fig. 8과 같으며 강판의 경우 셸 요소로 모델링 하였고 장비는 6자유도를 가지는 집중질량으로 가정하였으며 마운트의 경우 바 요소를 이용하여 x, y, z방향의 스프링으로 모델링 하였다.

Fig. 9는 전절의 Fig. 5에서 제시한 강판 형태의 베이스에 대해 장비의 질량중심점에서의 가진력(Fig. 1)을 입력으로 하였을 때 베이스에서의 구조전달진동을 강판의 두께에 따라 해석한 결과이다.

Fig. 9로부터 강판 형태의 베이스에 대해 베이스 두께를 6.0 mm에서 20 mm까지 증가시켰을 때 베이스에서의 가속도는 13.0 m/s^{2}에서 8.3 m/s^{2}까지 작아짐을 확인할 수 있었다. 하지만 앞서 언급한바와 같이 이러한 강판 형태의 베이스는 두께를 늘리는데

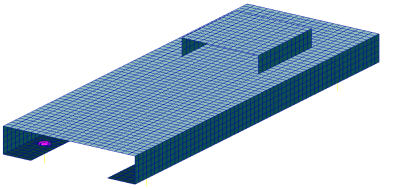


Fig. 5 Base design using steel plate

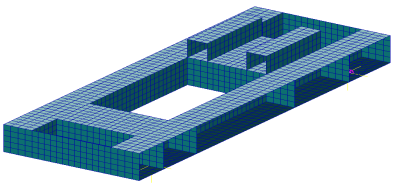


Fig. 6 Base design using steel frame

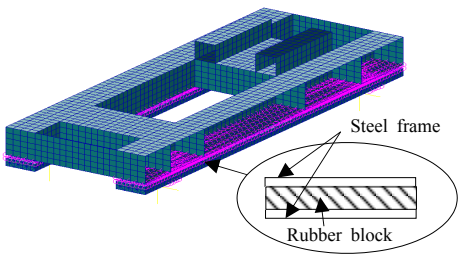


Fig. 7 Base design using sandwich panel

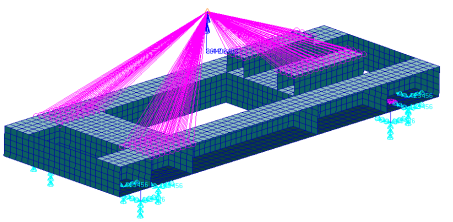
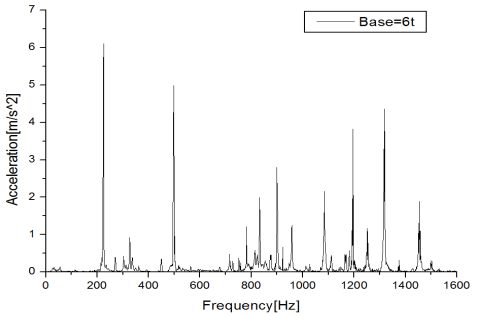
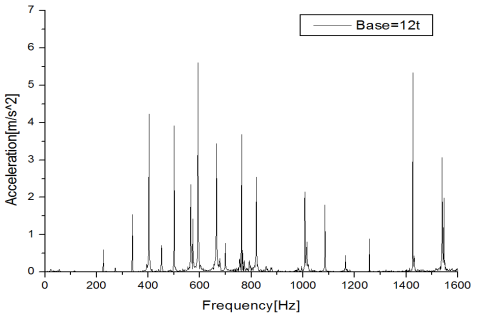


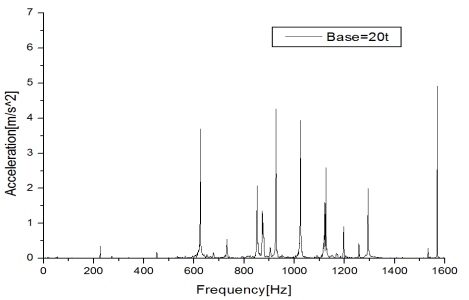
Fig. 8 FEM modeling



(a) Thickness of the base = 6.0 mm (overall rms acceleration = 13.0 m/s^2)



(b) Thickness of the base = 12.0 mm (overall rms acceleration = 10.3 m/s^2)



(c) Thickness of the base = 20.0 mm (overall rms acceleration = 8.3 m/s^2)

Fig. 9 Acceleration on the steel plate type base(Fig. 5) according to its thickness

제약조건이 있으므로 이러한 구조보다는 프레임 형태의 구조가 장비 베이스로 보다 적합하다.

Fig. 10은 Fig. 6의 프레임 형태의 베이스에 대한 베이스에서의 가속도이며 강판형태의 베이스 대비 상대적으로 가속도 레벨이 작아짐을 알 수 있다. Fig. 6의 두께 20 mm의 강판형태 베이스와 가속도 레벨을 서로 비교해 볼 때 프레임 구조 베이스 적용 시 마운트 상부에서의 가속도는 8.3 m/s^{2}에서 2.9 m/s^{2}까지

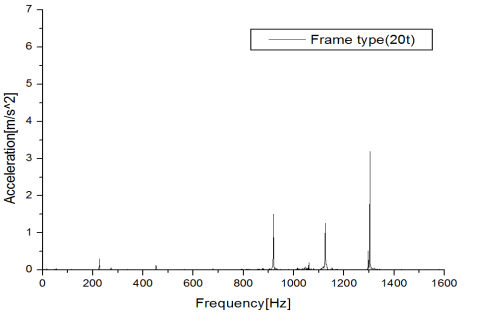


Fig. 10 Acceleration on the steel frame type base (Fig. 6)(overall rms acceleration = 2.9 m/s^2)

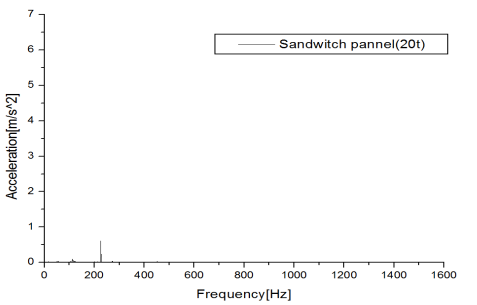


Fig. 11 Acceleration on the sandwich panel type base (Fig. 7) (overall rms acceleration = 0.6 m/s^2)

줄어듦을 알 수 있었다. Fig. 10으로부터 강판구조의 베이스보다는 프레임 구조의 베이스가 전달진동 관점에서 보다 유리한 설계임을 파악할 수 있었다.

Fig. 11은 샌드위치 패널 형태의 베이스를 적용하였을 때의 베이스에서의 가속도 레벨로 3절에서 언급한 이중마운트 구조와 유사하게 고주파에서의 진동 감쇠가 큼을 파악할 수 있었으며 전체 가속도 레벨은 0.6 m/s^{2}까지 줄어듦을 예측할 수 있었다. Fig. 11로부터 "강체-제진고무-강체" 형태의 샌드위치 패널을 장비 베이스로 사용할 경우 이중마운트와 유사한 전달진동 특성을 얻을 수 있었다. 샌드위치 패널의 고무 재료는 천연고무(natural rubber)를 사용하였으며 영률은 4 Mpa, 비중은 1.2, 두께는 20 mm로 적용하여 계산하였다.

Fig. 11에서 샌드위치 패널 적용에 따른 고유진동수 변화 등 구조적인 특성 변화로 인해 200 Hz 근방 영역에서는 진동이 오히려 약간 증가하는 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이러한 부분적인 진동 증가는 추가적으로 개선이 필요하며 향후 최적설계

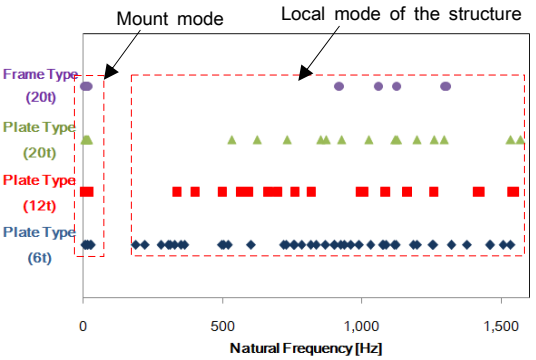


Fig. 12 Distribution of the natural frequency according to the base type

Table 1 Weight of the base according to the type of base

Type	Thickness[mm]	Weight[kg]
Plate(Fig.5)	6	29.9
Plate(Fig.5)	12	59.7
Plate(Fig.5)	20	99.6
Frame(Fig.6)	20	100.9
Frame+sandwich panel(Fig.7)	20	125.8

적용을 통한 보완이 필요하나 이 논문에서는 다루지 않는다.

Fig. 12는 Fig. 5의 두께 6 mm, 12 mm, 20 mm의 강판형태의 베이스와 Fig. 6의 두께 20 mm 프레임 형태의 베이스에 대한 고유주파수 분포를 보여주고 있다.

Fig. 12에서 30 Hz 미만의 고유주파수는 장비의 무게와 마운트의 강성에 의한 고유주파수이며 100 Hz 이상 고유주파수는 베이스 구성 강판의 국부 고유진동수이다. Fig. 12로부터 Fig. 6의 프레임 구조 적용 시 베이스를 구성하는 강판의 국부 고유주파수의 개수가 측정 주파수 범위에서 훨씬 작기 때문에 베이스 공진에 의한 진동 증폭이 작음을 예측할 수 있다.

Table 1은 Figs. 5~7의 베이스에 대한 무게에 대한 비교결과이다. Fig. 5의 강판 베이스 구조를 가지고 진동 기준을 충족하기 위해서는 베이스 두께를 크게 증가시켜야 하므로 중량 증가에 따른 재료비 상승이 불가피하다. 하지만 Fig. 6의 프레임 구조 베이스의 경우 제작하기는 Fig. 5 구조에 비해 상대적으로 어려우며 Fig. 5와 동일 두께의 구조로 제작할 경우 중량도 유사하지만 진동레벨이 크게 줄어들기 때문에 진동 측면에서 훨씬 유리하다. 또한 규격 대비 진동 레벨이 충분히 여유가 있을 경우 진동레벨이 다소 증가하더라도 두께를 일부 저감하여 중량 저감을 선택할 수도 있다. 따라서 함정과 같이 저중량, 저진동을 요구하는 선박의 적용에는 Fig. 6의 프레임 구조 베이스가 보다 적합함을 알 수 있다. Fig. 7의 경우 샌드위치 패널 적용에 따라 Fig. 6 구조대비 약 24.9 kg 정도 중량이 증가함을 알 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 함정용 탑재장비의 구조전달소음을 저감하기 위해서 장비 베이스의 설계에 대해 해석적으로 검토하였다. 또한 해석결과로부터 측정주파수 범위 내에서 많은 국부 고유모드를 가지는 강판 구조의 베이스 보다는 상대적으로 적은 수의 국부 고유모드를 가지는 프레임 구조의 베이스가 동일한 가진력에 대해 전달진동이 작음을 알 수 있었다. 이 연구에서 제시한 샌드위치 패널 형태의 베이스 적용 시 베이스에서의 진동이 이중마운트 구조를 적용한 경우와 유사하게 고주파 영역에서 큰 감쇠가 발생함을 알 수 있었다. 이러한 샌드위치 패널 형태 베이스의 경우 단일마운트 대비 구조적으로 큰 변화 없이 이중마운트 효과를 기대할 수 있는 베이스로 향후 개발 함정에 적용 시 구조전달 소음 저감, 중량저감, 공간 활용도 증대 등이 기대된다.

후 기

이 연구는 국방기술품질원 자체연구로 실시된 것으로 군사보안상 문제가 없음을 확인함.

References

(1) Han, H. S. and Lee, K. H., 2013, Estimating the Vibration Displacement for the Engine's Power Transfer Sshaft by Determining Engine Exciting Force, Journal of

Mechanical Science and Technology, Vol. 27, No. 6, pp. 1739~1744.

(2) Otusuka, T., Okada, T., Ikeno, T., Shiomi, K. and Okuma, M., 2007, Force Identification of an Outboard Engine by Experimental Means of Linear Structure Modeling and Equivalent Force Transformation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 308, No. 3-5, pp. 541~547.

(3) Rue, S. M., Jeong, W. B. and Han, H. S., 2011, Prediction and Reduction of Transient Vibration of Piping System for a Rotary Compressor, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 8, pp. 733~740.

(4) Kim, B. H., Park, J. H., Kim, E. Y., Lee, S. K., Kim, T. J. and Heo, J. K., 2011, Estimation of Vibration Level Inside an Engine Based on Rigid Body Theory and Measurement Technology, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 11, pp. 1043~1050.

(5) Tao, J. S., Liu, G. R. and Lam, K. Y., 2011, Excitation Force Identification of an Engine with Velocity Data at Mounting Points, Journal of Sound and Vibration, Vol. 242, No. 2, pp. 321~331.

(6) Chung, J. H., Kim, B. H., Kwak, J. S., Jeong, J. A. and Lee, H. Y., 2004, An Experimental Study on the Characteristics of Rubber Mounts for Naval Shipboard Application, Proceedings of the Annual Spring Meeting SNAK, pp. 402~409.

HyungSuk Han received a B.S. in Production and Mechanical Engineering from Pusan National University in 1996. He then went on to receive his M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pusan National University in 1998 and 2007, respectively. Dr. Han is currently a Senior Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.

KyoungHyun Lee received a B.S. and M.S. in Naval Architecture and Ocean Engineering from Seoul National University in 2008 and 2011 respectively. Mr. Lee is currently a Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.

SungHo Park received a B.S. in Mechanical Engineering from Hanyang University in 2011 and M.S. in Mechanical Engineering from KAIST in 2013 respectively. Mr. Park is currently a Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.