

이중탄성지지된 펌프류 장비의 소음·진동 저감

⁰김현실*, 김재승, 강현주, 김봉기, 김상렬

Noise and Vibration Reduction of Double-Resiliently Mounted Pump-like Machinery

Hyun-Sil Kim, Jae-Seung Kim, Hyun-Ju Kang, Bong-Ki Kim, and Sang-Ryul Kim

Key Words: noise and vibration, double resilient mount

ABSTRACT

In this paper, noise and vibration reduction of double-resiliently mounted pump-like machinery is studied. SBN (Structure-borne noise) reduction through upper and lower mount is analyzed by assuming that the system is modeled as a mass-spring system. In addition, the impedance of the floor is included in the prediction. The comparison of the SBN difference through upper mount show that the effect of impedance is negligible, while the measurement differs significantly from the prediction for high frequency range. It is found that the assumption of point mass-spring system leads to the disagreement between prediction and measurements.

1. 서 론

디젤엔진, 펌프류 등 자체 구동력을 갖는 장비의 진동저감을 위해 하부에 탄성마운트를 설치하는 것은 널리 사용되는 방법으로 대부분 단일탄성지지구조를 사용한다. 그러나 참고문헌[1]에서 언급하였듯이 합정과 같은 특수한 경우에는 장비의 진동 즉 고체음(Structure-borne Noise)은 장비로부터 멀리 떨어진 지점까지 전달되어 선박전체에 걸쳐 소음/진동을 야기시킬 뿐만 아니라 수중방사소음을 증가시켜 상대방에게 노출될 가능성을 높이기 때문에 엄격하게 규제[2]하고 있는데 대부분 단일탄성지지로는 기준을 만족시킬수 없어 이중탄성지지구조를 채택하고 있다. 특히 디젤엔진은 공기음

을 줄이기 위해 차음상자(sound enclosure)를 씌우는 경우도 많은데 차음상자와 이중탄성지지구조를 묶어서 모듈화 하는 추세이다. 이중탄성지지 및 차음상자구조는 무게도 크게 증가하고 설치공간의 대형화, 장비가격의 상승 등 소음/진동저감대신 지불해야할 댓가가 크므로 사전에 반드시 장단점을 충분히 검토해야한다. 장비의 공기음은 수중방사소음 감소보다는 쾌적한 근무조건조성과 기계실 같은 경우 승조원의 청력보호 측면에서 규제를 한다.

본 논문에서는 합정에 탑재되는 펌프를 대상으로 이중탄성지지구조와 차음상자의 감소성능을 다루었다. 대상이 되는 펌프는 회전수가 3550 rpm, 유량은 227 m³, 중량은 1600kg, 크기는 대략 1.7 m x 1m x 1.5m (LxWxH)이다.

* 한국기계연구원 음향·소음팀, hskim@kimm.re.kr

2. 이중탄성지지구조와 고체음저감

펌프/모터의 개략도는 그림 1과 같으며 콘크리트 바닥위에 철판을 깔고 그 위에 설치하였다. 각 위치에서의 수직변위를 각각 X_1 , X_2 , X_B 라고 하고 그림 2에 각 위치에서 측정된 고체음(각 마운트에서의 평균값)을 나타냈다.

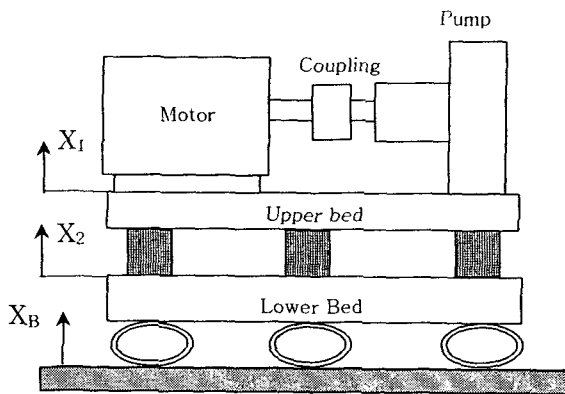


Fig. 1 이중탄성지지된 펌프/모터 시스템

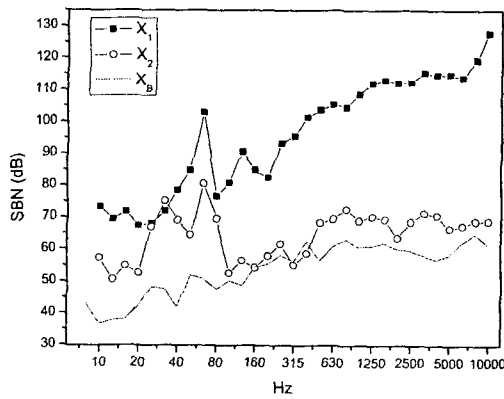


Fig. 2 이중탄성지지된 펌프의 고체음레벨

고체음은 가속도레벨로 다음과 같이 정의된다.

$$SBN = 20\log(\text{rms value} / 10^{-5} \text{ m/s}^2)$$

그림 2에서 보듯이 상부 마운트를 거치며 펌프의 고체음레벨은 고주파수대역에서 현격히 감소하였으나 하부마운트 상하단의 차이는 그다지 크지

않다. 바닥의 고체음레벨은 이상적인 경우라면 제로가 되어야 하나 바닥의 탄성으로 인해 고체음레벨이 존재한다. 이를 해석적으로 보기 위해 그림 3처럼 펌프와 베드, 바닥을 질량-스프링 시스템으로 가정하였다. 바닥판의 임피던스를 Z 라고 하고 펌프/모터와 상부 베드의 질량을 M_1 , 하부 베드의 질량을 M_2 , 각 마운트의 탄성계수를 k_1 , k_2 라고 하고 하모닉 운동을 가정한 경우 운동방정식은 다음과 같이 주어진다[3].

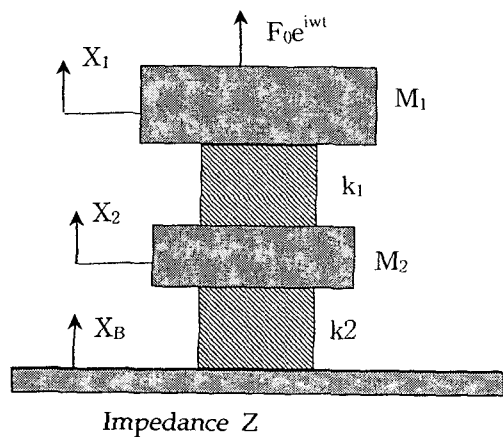


Fig. 3. 2-D Mass-spring system

$$(k_1 - \omega^2 M_1)X_1 - k_1 X_2 = F_0 \quad (1)$$

$$-k_1 X_1 + (k_1 + k_2 - \omega^2 M_2)X_2 - k_2 X_B = 0 \quad (2)$$

$$-k_2 X_2 + (k_2 + j\omega Z)X_B = 0 \quad (3)$$

식 (1)-(3)에서 각 변위는 다음과 같이 주어진다.

$$X_2 = F_0 k_1 (k_2 + j\omega Z) / \Delta \quad (4)$$

$$X_1 = F_0 [(k_1 + k_2 - \omega^2 M_2)(k_2 + j\omega Z) - k_2^2] / \Delta \quad (5)$$

$$X_B = F_0 k_1 k_2 / \Delta \quad (6)$$

여기서 Δ 는 식 (1)-(3)의 계수로 구성되는 matrix의 determinant이다.

만일 바닥의 강성이 무한대($Z \rightarrow \infty$)라면 식 (4)-(6)은 다음과 같이 단순화 된다.

$$X_2 = F_0 k_1 / \Delta_\infty \quad (7)$$

$$X_1 = F_0 (k_1 + k_2 - \omega^2 M_2) / \Delta_\infty \quad (8)$$

여기서

$$\Delta_\infty = (k_1 - \omega^2 M_1)(k_1 + k_2 - \omega^2 M_2) - k_1^2 \quad (9)$$

펌프/모터와 상부 베드의 질량 M_1 은 1660 kg, 하부 베드의 질량 M_2 은 230 kg, 제작사가 제시한 상부 마운트의 스프링상수는 200 kg/cm, 동탄성비는 1.3(가정), 하부마운트의 스프링상수는 825 N/mm, 동탄성비는 1.43이다. 마운트는 각각 6개이므로

$$k_1 = 200 \times 9.8 \times 100 \times 1.3 \times 6 = 1.5 \times 10^6 \text{ N/m}$$

$$k_2 = 825 \times 1000 \times 1.43 \times 6 = 7.1 \times 10^6 \text{ N/m}$$

위의 값을 사용하여 구한 2D mass-spring system (강체 바닥을 가정)의 고유진동수는 30.8 Hz, 4.3 Hz로 가진주파수 60 Hz보다 충분히 작으므로 만족스럽다.

일반적으로 탄성마운트의 선정은 지지해야 할 하중범위에 따라 이루어지는데 교체음저감을 최대화 하기 위해서는 시스템의 고유진동수를 가진 주파수보다 가능한한 작게 하여야 한다. 질량 M_1 은 이미 정해진 것이고 질량 M_2 도 크면 바람직하나 실제로는 한계가 있다. 고유진동수를 작게하려면 상부마운트는 k_1 을 작게, 하부마운트는 k_2 를 크게 하는 것이 바람직하다.

바닥판은 실제 지지조건이 매우 복잡하나 본 논문에서는 정성적인 효과를 보기위해서 바닥판을 단순지지된 평판으로 가정하였다. 판의 크기는 2.0 m x 0.9 m, 두께가 20 mm (또는 10 mm)인 강판으로 임피던스는 point 임피던스를 접촉면적에 대해 평균한 값을 사용하였다. 마운트와 바닥판의 댐핑계수는 각각 0.1로 가정하였다.

Fig. 4에는 $20\log(X_2/X_1)$ 을 비교하였는데 바닥판의 강성을 고려한 경우와 무한 강성의 두가지를 계측값과 비교하였다. 바닥판의 임피던스는 저주파

수에서만 영향을 주고 고주파수대역에서는 영향이 없는데 계측값과는 기울기에서 큰 차이를 나타낸다.

Fig. 5에는 $20\log(|X_2/X_B|)$ 를 계측값과 비교하였는데 바닥판의 두께가 10 mm, 20 mm인 경우를 고려하였다. 바닥판의 강성은 큰 영향을 미치는데 계측값과는 전혀 다른 양상을 보인다. Fig. 4와 5에서 계측값과 해석모델의 결과는 큰 차이를 보이는데 가장 큰 이유로는 본 논문에서는 장비/베드를 단순한 집중질량으로 가정하였지만 실제로는 매우 복잡한 연속체 거동을 보이는 것에 기인하는 것으로 보인다.

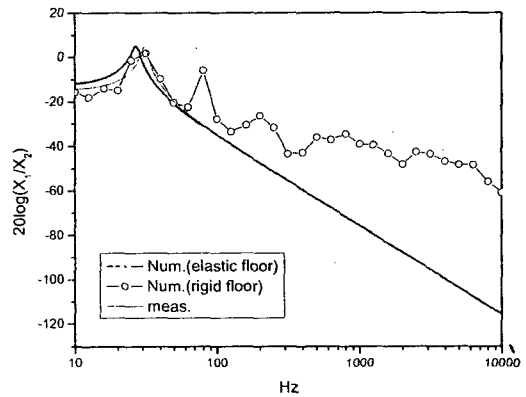


Fig. 4 상단과 중간의 변위비교: 이론해석 vs. 계측치 (판 두께: 20 mm)

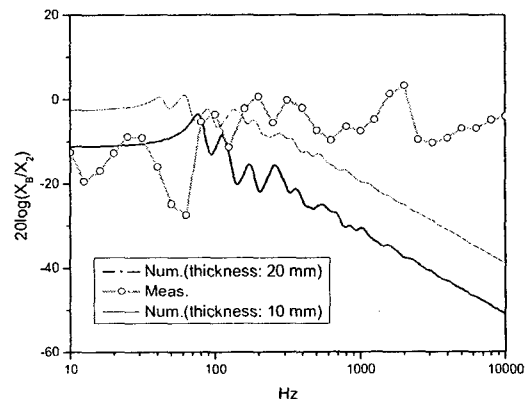


Fig. 5 중간과 바닥의 변위비교: 이론해석 vs. 계측치 (판 두께: 10 & 20 mm)

3. 공기음 저감

공기음 저감을 위해서 펌프/모터에 차음상자를 씌웠는데 차음상자의 구조는 두께 1 mm 강판에 내부에는 25 mm 두께의 흡음재를 부착하였으며 크기는 2200 mm x 1600 mm x 1690 mm (L x W x H)로 펌프/모터에서 대략 150 - 300 mm 정도 간격이 있다. 바닥은 설치조건상 막지 못하고 뜰려 있는 상태로 완전 차폐가 아닌 부분차폐 구조로 되어 있다. 공기음(Sound pressure level)은 각 표면 전방 1 m에서 측정하였는데 비교를 위해 평균 음압을 사용하였다. Fig. 6에는 (1) 차음상자가 없는 경우, (2) 차음상자가 있는 경우, (3) 차음상자 + 바닥에 흡음재를 설치 한 경우를 비교하였는데 8000 Hz에서 최대 10.4 dB까지 감소하였음을 알 수 있다. 바닥까지 밀폐한다면 더욱 소음감소성능이 커질 것으로 예상된다.

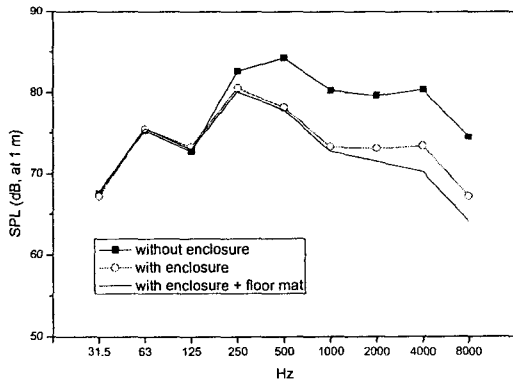


Fig. 6 공기음비교

4. 결론

펌프류 장비의 고체음을 줄이기 위해 이중탄성 지지구조를 채택하는 것은 단일 탄성지지구조에

비해 더 효과적인 방법이지만 고체음 감소성능을 극대화하기 위해서는 바닥판의 강성이 충분히 커야한다. 그렇지 않은 경우 바닥레벨이 하부마운트 상단의 레벨보다 커지는 역전현상도 종종 발생한다. 시스템의 고유진동수를 운전주파수 영역보다 작게하는 것이 중요한데 이를 위해서는 상부마운트는 유연한 것을, 하부마운트는 강성이 큰 것을 사용하는 것이 유리하다. 이는 함정의 경우 하부마운트는 바닥에서 오는 충격력을 견뎌야 하는 요구조건과도 부합된다.

공기음 저감을 위해서 바닥을 제외하고 펌프/모터에 차음상자를 씌웠는데 전반적으로 3-8 dB의 소음감소효과를 보였다. 만일바닥까지 밀폐한다면 더욱 소음감소성능이 커질 것으로 예상된다.

참고 문헌

- [1] 김현실, 김재승, 강현주, 김봉기, 김상렬, "함정용 펌프의 공기음 및 고체음저감," 한국소음진동공학회 2002년도 추계학술대회 논문집, 942-947.
- [2] MIL-STD 740B, Airborne and structure-borne noise measurements and acceptance criteria of shipboard equipments, 1965.
- [3] J. C. Snowdon, Vibration and shock in damped mechanical systems, John Wiley & Sons, INC, 1968.