

탄성지지된 박용 펌프의 고체음저감에 관한 연구

김현실^{†*}, 강현주*, 김봉기*, 김상렬*

한국기계연구원 음향소음팀*

A Study on Structure-Borne Noise Reduction for Resiliently Mounted Pumps for Ship

Hyun-Sil Kim^{†*}, Hyun-Ju Kang*, Bong-Ki kim* and Sang-Ryul Kim*

Acoustics Lab., Korea Institute of Machinery & Materials*

Abstract

In this paper, SBN (Structure-Borne Noise) reduction of resiliently mounted machinery and effect of the foundation impedance on mount performance is studied. SBN reduction through the mount is analyzed by using two theoretical models; mass-spring model and wave model, in which longitudinal wave propagation is included. It is found that floor impedance greatly affects SBN reduction through lower mount, while it is almost negligible to SBN reduction through upper mount. Comparisons between measurement and predictions shows that the mass-spring model is valid only in low frequency range below few hundred Hz, while for high frequency ranges longitudinal wave propagation in the mount must be considered.

※Keywords: Vibration reduction(진동저감), Resilient mount(탄성마운트), Impedance(임피던스)

1. 서론

탄성마운트는 장비의 진동저감을 위해 널리 사용되는 방법으로 주로 단일탄성지지구조를 채택한다. 그러나 함정과 같은 특수한 경우에는 규제 기준이 엄격하여 이중탄성지지구조를 적용하는 경우가 많다.

또한 함정 마운트의 성능을 기술할 때 일반적인

저주파수대역의 진동(vibration)보다는 가청주파수대역의 고주파수 진동, 즉 고체음(SBN: Structure-Borne Noise)을 주로 다룬다.

선박용 고무류 탄성마운트의 특성을 다룬 논문(김극수와 최수현 2003, 정정훈 등 2004, 최수현 등 2002)은 많으나 마운트를 통한 고체음 저감량을 다룬 논문은 매우 드물다. Gaul(1992)은 단일 및 이중탄성지지된 구조의 탄성마운트 거동을 BEM을 이용하여 해석하였으며 김현실 등(2006)은 이중탄성지지된 펌프류 장비의 고체음저감을 질량-스프링 모델을 사용하여 예측하였다. 마운트의

고체음 절연효과는 전달률 (transmissibility)로 나타내는데 단일 및 이중 탄성지지구조의 전달률에 관한 식은 참고문헌(Snowdon 1968)에 나와있다.

탄성마운트된 장비의 전달률을 구하기 위해서 보통 장비를 집중질량, 탄성마운트를 스프링으로 가정하는 질량-스프링 모델을 사용하며 바닥은 강성이 무한대로 큰 강체바닥(rigid floor)으로 보고 바닥의 고체음은 제로로 가정한다. 그러나 실제로는 장비 받침대는 유한한 강성을 갖는데 특히 선박의 펌프류 장비 받침대는 앵글구조로 되어 있어서 선체 바닥이나 측면에 고정하며 높이가 0.5 m - 2 m에 이르는 경우가 많으며 받침대의 유연한 거동을 무시할 수 없는 상황이다. Cremer and Heckl(1988)은 바닥의 임피던스가 뜬바닥구조의 성능에 미치는 영향을 다루었다.

본 논문에서는 함정에 탑재되는 단일 및 이중탄성지지된 펌프류 장비의 고체음저감을 다루었으며 바닥의 강성이 고체음저감에 미치는 효과를 검토하였다. 장비를 질량, 마운트를 스프링으로 간주하는 질량-스프링 모델과 마운트의 탄성파전달을 고려한 파동모델(Wave Model)을 사용하여 고체음저감량을 예측하는 식을 유도하였고 측정된 결과와 비교하였다.

2. 질량-스프링 모델

2.1 단일탄성구조

Fig. 1과 같이 질량이 M 인 장비가 스프링상수 k 인 마운트위에 놓여있고 바닥은 임피던스 Z 를 갖는 받침대라고 하면 장비가 F_0 의 가진력으로 조화진동할 때 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$(k - \omega^2 M)X - kX_B = F_0 \quad (1)$$

$$k(X - X_B) = Zj\omega X_B = F_{floor} \quad (2)$$

마운트하단에서 받침대에 가하는 힘을 F_{floor} 라고 하면 두 힘의 비는 다음과 같이 된다.

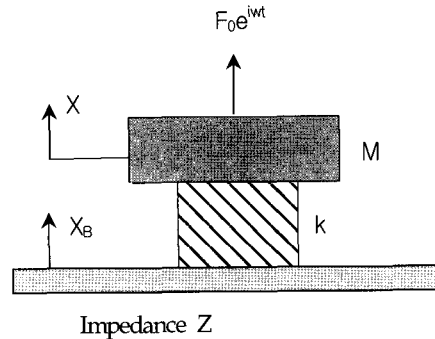


Fig. 1 Single resilient mounted system on the elastic floor with impedance Z .

$$\frac{F_0}{F_{floor}} = 1 - \frac{\omega^2 M}{k} \left(1 + \frac{k}{Zj\omega}\right) \quad (3)$$

식 (3)에서 임피던스가 커질수록 강성이 큰 받침대를 의미한다. 스프링상수와 임피던스의 비가 식 (3)의 $q = |k/Zj\omega|$ 에 미치는 영향을 살펴보면 고주파수로 갈수록 크기는 점점 줄어들며 가장 낮은 주파수대역에 대해서 살펴보면 임피던스가 스프링상수의 5배만 되어도 오차는 31.5 Hz에서 0.1%에 불과하며 실용적인 면에서 10배만 되면 임피던스의 효과는 무시할 수준이다. 마운트의 성능이 제대로 발휘되는 임피던스의 값은 다음 식과 같이 주파수에 반비례한다.

$$|Z| = C \frac{k}{2\pi f} \quad (4)$$

실제 함정의 장비 받침대설계에서는 댐핑 항 D_η 를 추가하여 다음과 같이 임피던스 요구치를 설정한다.

$$Z = \sqrt{D_\eta^2 + (C/2\pi f)^2} \quad (5)$$

2.2 받침대의 고체음과 임피던스의 관계
식 (1), (2)에서 받침대의 변위와 가진력은 다음 관계를 갖는다.

$$X_B = \frac{F_0}{-\omega^2 M + (Zj\omega/k)(k - \omega^2 M)} \quad (6)$$

또한 변위의 비는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{X_B}{X} = \frac{1}{1 + (Zj\omega/k)} \quad (7)$$

식 (6)에서 임피던스가 클수록 마운트 하단의 고체음 X_B 는 작아지며 임피던스가 무한대(rigid floor)로 가면 제로가 된다. 그러나 고체음 X_B 를 작게 하기 위해 받침대 임피던스 Z 를 지나치게 크게 할 수는 없는 노릇이다. 가령, 임피던스가 마운트 스프링상수의 10배가 되는 경우를 고려하면 31.5 Hz에서 변위의 비는 다음과 같이 66 dB가 되며 주파수가 커질수록 변위의 비는 옥타브당 6dB의 기울기를 갖는다.

$$20\log(|X_B/X|) \approx 20\log(10 \times 2\pi f) = 66 \text{ dB}$$

2.3 이중탄성구조

Fig. 2에는 이중탄성지지된 장비의 개략도를 나타냈으며 Fig. 3에는 이를 질량-스프링 시스템으로 모델링한 그림을 나타냈다.

바닥은 콘크리트에 고정된 정반(fixture plate)으로 그 위에는 철판을 얹었다. 바닥판의 임피던스를 Z 라고 하고 상부 질량을 M_1 , 하부 질량을 M_2 , 상부와 하부 마운트의 스프링계수를 k_1, k_2 라고 하고 조화운동을 가정한 경우 운동방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$(k_1 - \omega^2 M_1)X_1 - k_1 X_2 = F_0 \quad (8)$$

$$-k_1 X_1 + (k_1 + k_2 - \omega^2 M_2)X_2 - k_2 X_B = 0 \quad (9)$$

$$-k_2 X_2 + (k_2 + j\omega Z)X_B = 0 \quad (10)$$

식 (8)-(10)에서 변위는 다음과 같이 주어진다.

$$X_2 = F_0 k_1 (k_2 + j\omega Z) / \Delta \quad (11)$$

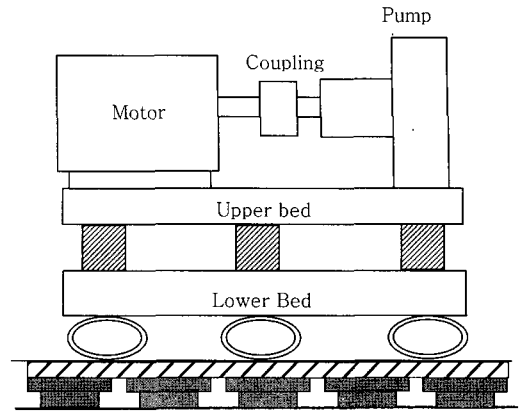


Fig. 2 Double resiliently mounted pump/motor assembly on the bed plate lying on fixture plate.

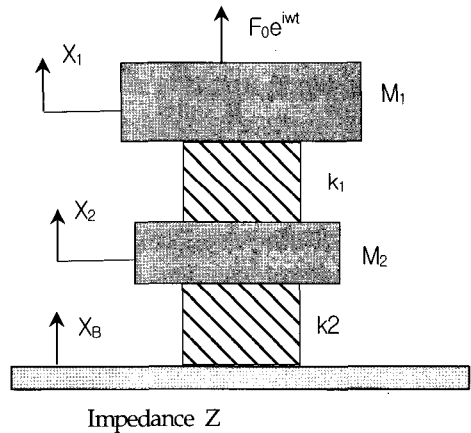


Fig. 3 Double resiliently mounted system on the elastic floor with impedance Z .

$$X_1 = F_0 [(k_1 + k_2 - \omega^2 M_2)(k_2 + j\omega Z) - k_2^2] / \Delta \quad (12)$$

$$X_B = F_0 k_1 k_2 / \Delta \quad (13)$$

여기서 Δ 는 식 (8)-(10)의 계수로 구성되는 행렬의 determinant이다. 바닥과 중간 받침대 변위의 비는 다음과 같이 주어진다.

$$X_B/X_2 = \frac{1}{1 + (Zj\omega/k_2)} \quad (14)$$

식 (14)는 단일탄성구조의 변위의 비 식 (7)과 같으며 상부 질량과 스프링 상수 k_1 은 영향을 주지 않는다. 만일 바닥의 강성이 무한대($Z \rightarrow \infty$)라면 식 (11)–(13)은 다음과 같이 단순화된다.

$$X_2 = F_0 k_1 / \Delta_\infty \quad (15)$$

$$X_1 = F_0 (k_1 + k_2 - \omega^2 M_2) / \Delta_\infty \quad (16)$$

여기서

$$\Delta_\infty = (k_1 - \omega^2 M_1)(k_1 + k_2 - \omega^2 M_2) - k_1^2 \quad (17)$$

2.4 바닥판의 임피던스

철판의 크기는 길이 2 m, 폭 0.9 m, 두께 25.4 mm로 경계조건이 실제로는 매우 복잡하나 본 연구에서는 해석의 단순화를 위해 주변이 단순지지된 철판으로 가정하였다. 철판에 집중하중이 가해질 때의 포인트 임피던스는 다음 식과 같이 주어지며 이를 접촉면적(1.5 m x 0.6 m)에 대해 평균하였다.

$$\frac{1}{Z} = \frac{4j\omega}{M_p} \sum \sum \frac{\phi_n^2(x_0) \phi_m^2(y_0)}{\omega_{nm}^2 (1 + j\eta)^2 - \omega^2} \quad (18)$$

여기서 M_p 는 철판의 질량, ω_{nm} 는 (n, m) 모드의 고유진동수, η 는 댐핑, (x_0, y_0) 는 가진점, L_x, L_y 는 가로와 세로길이이며 모드 함수는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \phi_n(x) &= \sin(n\pi x_0/L_x) \\ \phi_m(x) &= \sin(m\pi y_0/L_y) \end{aligned}$$

정반위에 철판이 얹힌 경우와 없는 상태의 임피던스를 측정하였으며 Fig. 4에 측정값과 단순지지된 평판, 같은 두께의 무한 평판의 임피던스를 비교하였는데 나타난 값은 $20\log|Z/Z_0|$ 로 기준값은 $Z_0 = 1 \text{ Ns/m}$ 이다. 무한 평판의 임피던스는 다음과 같이 주어진다.

$$Z_\infty = 8\sqrt{D\rho h} \quad (19)$$

여기서 D, ρ, h 는 철판의 굽힘강성, 밀도, 두께이다. 측정값은 주파수가 커질수록 단순지지된 평판의 임피던스값과 3150 Hz를 제외하고 잘 일치하는데 이는 철판은 정반과 용접된 것이 아니고 얹힌 상태이므로 임피던스 해머로 가진시 정반보다는 철판 자체의 임피던스가 측정된 것으로 보인다. 또한 측정값이 단순지지 경계조건과 비교적 일치하는 것은 고주파수로 갈수록 경계조건은 임피던스에 큰 영향을 주지 않기 때문이며 같은 두께를 갖는 무한 평판의 임피던스에도 근접함을 알 수 있다.

Fig. 5에는 앵글 구조로 제작된 함정용 펌프의 받침대 2종류의 임피던스 측정결과를 보였다.

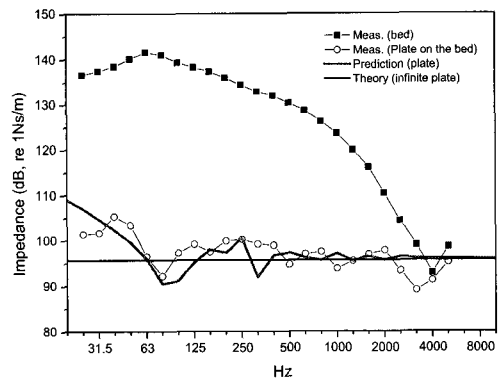


Fig. 4 Comparison of impedance.

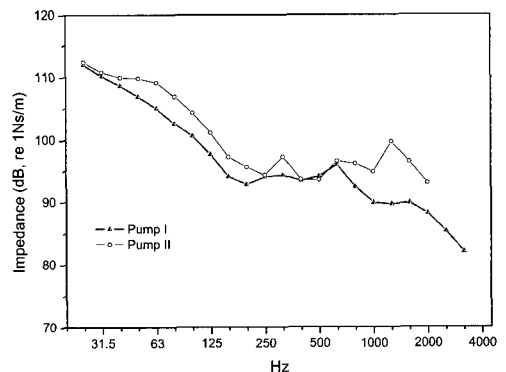


Fig. 5 Impedance measurement of pump foundations I and II for naval ship.

3. 파동(Wave) 모델

바닥의 고체음 레벨과 마운트 상단의 고체음 레벨의 차이는 4장의 측정과 이론모델의 비교에서 보듯이 실제 측정값이 식 (7)과 (14)의 예측보다는 훨씬 작다. 이는 펌프의 경우 흡입 및 토출배관과 배관지지부와 바닥의 연결 등 마운트 외에 다른 고체음 전달경로(flanking path)가 존재하며 바닥의 임피던스가 미치는 복잡한 영향을 설명하기에는 식 (7)과 (14)의 해석모델이 지나치게 단순하기 때문이다. 보다 정확히 마운트의 고체음 감소 효과를 해석하기 위해서 이중탄성지지 구조에서 바닥의 임피던스의 영향을 덜 받을 것으로 예상되는 상부마운트 상하단의 고체음 차이를 예측하였다. 또한 Fig. 3에서 마운트를 스프링이 아닌 탄성매질로 보고 마운트내부에 발생하는 수직방향의 종파의 전파를 고려하였다.

실제 마운트는 복잡한 형상이지만 본 논문에서는 일정한 면적을 갖는 등가 막대(Equivalent Rod)로 가정한다. 상부마운트와 하부마운트의 변위, 탄성계수, 면적, 밀도, 높이를 각각 $U(x)$, E_1 , A_1 , ρ_1 , L_1 과 $W(x)$, E_2 , A_2 , ρ_2 , L_2 라고 하면 종방향 탄성파의 지배방정식은 다음과 같다.

$$U''(x) + k_1^2 U(x) = 0 \tag{20}$$

$$W''(x) + k_2^2 W(x) = 0 \tag{21}$$

여기서

$$k_1^2 = \omega^2 \rho_1 / E_1, \quad k_2^2 = \omega^2 \rho_2 / E_2 \tag{22}$$

경계조건은 다음과 같이 주어진다.

$$E_1 A_1 U'(L_1) = F_0 + \omega^2 M_1 U(L_1) \tag{23}$$

$$-E_1 A_1 U'(0) + E_2 A_2 W'(L_2) = \omega^2 M_2 U(0) \tag{24}$$

$$E_2 A_2 W'(0) = Z_j \omega W(0) \tag{25}$$

$$U(0) = W(L_2) \tag{26}$$

식 (23)과 (24)는 힘의 평형조건이고, 식 (25)는 바닥에서의 임피던스 조건, 식 (26)은 마운트 상하단의 변위의 연속조건을 나타낸다. 만일 바닥이 강체라면 식 (25)는 다음과 같이 된다.

$$W(0) = 0 \tag{27}$$

식 (20)과 (21)의 해는 다음과 같이 주어지며

$$U = C_1 \cos k_1 x_1 + C_2 \sin k_1 x_1 \tag{28}$$

$$W = D_1 \cos k_2 x_2 + D_2 \sin k_2 x_2 \tag{29}$$

경계조건으로부터 미지수를 구한 후 상부 마운트 상하단의 고체음의 차이는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \tau_{WAVE} &= 20 \log \left| \frac{U(0)}{U(L_1)} \right| \\ &= 20 \log \left| \frac{C_1}{C_1 \cos k_1 L_1 + C_2 \sin k_1 L_1} \right| \end{aligned} \tag{30}$$

한편 식 (11), (12)의 질량-스프링 모델에서 변위의 비는 다음과 같이 주어진다.

$$\tau_{SPRING} = 20 \log (|X_2 / X_1|) \tag{31}$$

탄성계수는 등가막대의 면적, 높이와 스프링상수로부터 다음과 같이 주어진다.

$$E = kL/A \tag{32}$$

마운트의 댐핑을 η , 동적 탄성계수와 정적탄성계수의 비(dynamic factor)를 α 라고 하면, 최종 등가 탄성계수는 다음과 같이 주어진다.

$$E_{total} = \alpha E (1 + i\eta) \tag{33}$$

4. 펌프의 고체음측정

Fig. 6에는 단일탄성지지되는 펌프의 마운트

상하단의 교체용 차이를 측정한 값과 식 (7)의 예측값을 비교하였는데 측정값은 같은 종류의 장비 4대를 계측한 것을 사용하였다. 단일탄성지지된 펌프무게는 800 kg, 마운트는 6개, 각 마운트의 스프링상수는 4.19×10^5 N/m이다. 예측식에서 바닥판의 임피던스는 15 mm와 25.4 mm의 두가지 두께의 철판에 대해 구하였는데 철판 두께가 얇아지면 임피던스가 작아져서 SBN 절연효과는 작아진다. 측정값과 예측값은 대체로 기울기는 같으나 측정값이 더 높게 나타난다.

Table 1에는 세가지 종류의 이중탄성지지 펌프의 제원을 나타냈는데 스프링상수 k_1, k_2 의 단위는 10^5 N/m 이고, U는 상부마운트, L은 하부마운트를 의미한다. N_1, N_2 는 상부마운트와 하부마운트 개수를 나타낸다.

Fig. 7에는 Table 1의 펌프 C에 대해 하부마운트 상하단의 교체용 차이를 측정한 값과 식 (14)의 예측값을 비교하였는데 이론예측과는 달리 하부마운트는 뚜렷한 교체용 저감효과를 보이지 않는다.

Fig. 8에는 펌프 C에 대해 바닥의 임피던스가 식 (30)의 파동 모델에 의한 변위의 비에 미치는 영향을 보였는데 거의 영향이 없음을 알 수 있다.

Fig. 9-11에는 Table 1의 펌프 A, B, C에 대해 측정과 식 (30), (31)을 비교하였는데 마운트의 댐핑계수는 0.2, 바닥 철판의 댐핑

계수는 0.1을 가정하였다. 파동 모델이 질량-스프링 모델보다 고주파수대역까지 측정값과 비교적 일치하는 것을 알 수 있다.

Table 1 Main parameters of the pumps

	Pump A	Pump B	Pump C	
Usage	Fuel Oil X-fer	Sea Water Cooling	Fire pump	
rpm	1800	1200	3600	
M_1 (kg)	189	1046	1685	
M_2 (kg)	35	140	240	
U	N_1	4	4	6
	k_1	6.5	17.8	1.96
	L_1 (m)	0.04	0.05	0.065
	A_1 (m ²)	0.00636	0.0154	0.00127
	α_1	1.4	1.4	2
L	N_2	4	4	6
	k_2	0.9	5.66	8.25
	L_2 (m)	0.04	0.05	0.05
	A_2 (m ²)	0.01	0.03	0.03
	α_2	2.28	1.24	1.43

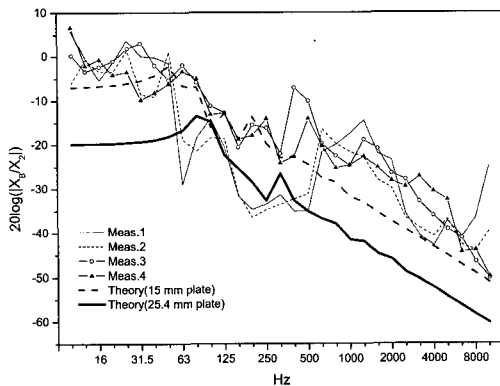


Fig. 6 SBN reduction in single resilient mounted system.

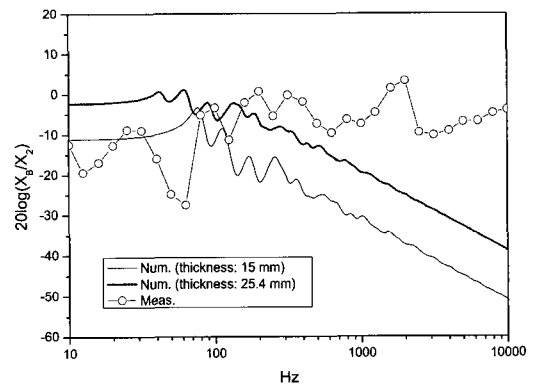


Fig. 7 SBN reduction in double resilient mounted system.

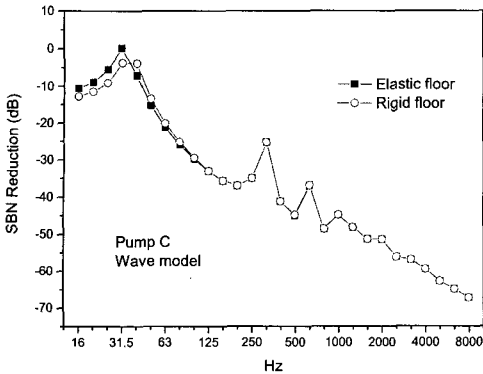


Fig. 8 Effect of floor impedance on prediction (30) for pump C.

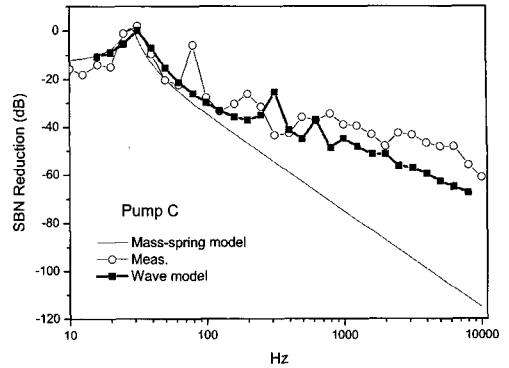


Fig. 11 Comparison of SBN reduction by predictions and measurement for pump C.

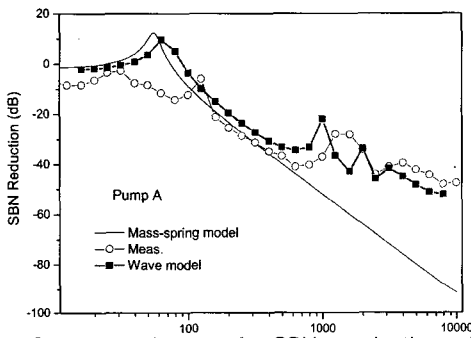


Fig. 9 Comparison of SBN reduction by predictions and measurement for pump A.

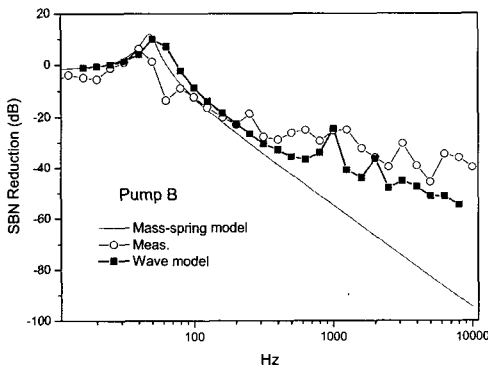


Fig. 10 Comparison of SBN reduction by predictions and measurement for pump B.

5. 결론

탄성지지된 장비에서 받침대의 임피던스는 바닥 판의 고체음에는 큰 영향을 미치나 이중탄성지지 구조의 경우 상부마운트의 성능에는 거의 영향을 주지 않는다. 상부마운트의 고체음 절연해석에서 질량-스프링모델은 수백 Hz 까지의 저주파수대역에서만 유효하며 고주파수대역에서는 매우 과장되게 예측한다. 반면 마운트의 종파전달을 고려한 파동 모델은 2 kHz - 3kHz 대역까지 비교적 측정값과 잘 일치한다. 그러나 일부 펌프의 경우 저주파수 대역에서 이론 모델과 측정값이 피크에서 15 dB 이상 차이를 보였는데 이는 배관을 바닥에 지지하는 앵글 구조물과 같이 마운트 이외의 전달 경로(flanking path)를 따라 고체음의 전파가 이루어진 것으로 보인다.

본 논문에서는 4개 또는 6개의 마운트의 수직 방향 고체음의 평균값을 취하여 이론 모델과 비교하였는데 펌프는 유한한 크기를 가지므로 이중탄성 장비는 12개의 자유도가 존재한다. 그러나 대부분의 받침대와 마운트는 설치조건에서 보면 수직방향의 진동이 가장 중요하다. 한편, 수평방향의 진동은 현 단계에서는 측정 데이터도 부족하고 마운트의 거동도 아직 규명되지 못한 부분이 많아 추후 연구과제로 고려해야 할 것으로 보인다.

본 논문에서는 펌프와 베드를 강체 운동을 하는 집중질량으로 가정하였으나 실제로는 유한한 크기

를 갖는 탄성체이므로 굽힘진동과 같은 연속체 진동도 저주파수 거동에 영향을 줄 것으로 보인다. 그러나 지배방정식이 매우 복잡해지며 단순해가 더 이상 존재하지 않으므로 연속체 진동의 고려도 향후 연구해야 할 중요한 항목으로 보인다.

후 기

본 연구는 산자부가 지원하는 “선박 안정성 및 성능고도화 핵심기술 개발사업” 연구결과의 일부임을 밝힌다.

참 고 문 헌

- 김극수, 최수현, 2003, “선내 탑재 마운팅 장비의 동특성에 관한 실험적 연구,” 대한조선학회 논문집, 제 40권, 제 2호, pp. 28-33.
- 김현실, 김재승, 강현주, 김봉기, 김상렬, 2006, “Noise and Vibration Reduction of Double-Resiliently Mounted Pump-Like Machinery,” 한국소음진동공학회 추계학술대회 발표논문집, KSNVE06A-05-03.
- 정정훈, 김병현, 광정석, 정중안, 이현엽, 2004, “항정 탑재장비용 고무마운트의 특성 실험연구,” 대한조선학회 춘계학술대회 논문집, pp. 402-409.
- 최수현, 김극수, 조연, 김병곤, 2002, “선내 탑재 장비용 마운팅 시스템의 진동특성 평가에 관한 연구,” 대한조선학회 논문집, 제 39권, 제 1호, pp. 73-81.
- Cremer, L. and Heckl, M., 1988, Structure-Borne Sound, 2nd Ed., Springer-Verlag, p. 333.
- Gaul, L., 1992, "Substructure Behaviour of Resilient Support Mounts for Single and Double Stage Mounting Systems," Computer and Structures, Vol. 44, pp. 273-278.
- Snowdon, J.C., 1968, Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems. John Willey & Sons, Inc., Chapter 3.



< 김 현 실 >



< 강 현 주 >



< 김 봉 기 >



< 김 상 렬 >