

함정용 펌프의 공기음 및 고체음저감

⁰김현실*, 김재승*, 강현주*, 김봉기*, 김상렬*

Reduction of airborne and structure-borne noise of naval ship pump

Hyun-Sil Kim, Jae-Seung Kim, Hyun-Joo Kang, Bong-Ki Kim, and Sang-Rul Kim

ABSTRACT

In this study, reduction of airborne and structure-borne noise of naval ship pump is presented. Since piping system arrangement such as valve location, flexible joint, pipe diameter and elbow location, discharge basin affect greatly on the noise measurement, care must be taken to minimize the unnecessary noise from the piping system. It is shown that structure-borne noise of the motor with single resilient mount system exceeds criterion. Therefore, it is concluded that double resilient mount system is inevitable. Two kinds of mount is studied for upper mount; spring and rubber type. Although both mounts show good performance at low frequency including rpm frequency, 63Hz, spring mount is found to be inadequate at high frequency, because spring coil acts as a path for SBN.

1. 서 론

일반 상선이나 함정 등에는 디젤엔진, 펌프류 등 자체 구동력을 갖는 많은 장비가 설치되어 있으며 이로부터 발생하는 소음/진동은 승선감을 떨어뜨리고 근무조건을 열악하게 만든다. 상선이나 여객선의 경우 승조원이나 탑승객의 안락함이 우선시되며 최종적으로는 격실에 대한 소음레벨이 목표치가 되므로 개별장비에 대해서는 특별히 소음/진동의 허용치는 없다. 그러나 함정에서는 개별장비에 대한 소음/진동(또는 공기음/고체음) 레벨의 허용치[1-3]가 있으며 이를 엄격히 규제하고 있다. 따

라서 같은 성능을 갖는 펌프라 할지라도 함정에 납품되는 펌프는 허용치를 만족하기 위해 소음/진동의 감소에 많은 노력을 기울이고 있는 실정이다.

공기음(airborne noise)의 경우 장비가 설치되는 격실의 종류에 따라 소음레벨의 규제치가 달라지며 음향파워[1] 또는 장비 표면에서 1m 떨어진 곳에서 측정된 음압레벨[2]이 주어진 기준치보다 작아야 한다.

장비의 진동 즉 고체음(Structure-borne Noise)은 장비로부터 멀리 떨어진 지점까지 전달되어 선박 전체에 걸쳐 소음/진동을 발생시킬 뿐만 아니라 함정과 같이 수중방사소음이 매우 중요한 경우 상대방에게 노출될 가능성을 높이기 때문에 중요한 문제로 취급되고 있다. 고체음은 장비 종류(예를 들어 내연기관, 펌프, 팬 등)에 따라 기준치[1,3]가

* 한국기계연구원 음향연구그룹

달라지며 가속도레벨을 측정하여 기준치와 비교한다. 장비의 소음진동을 줄이기 위해서는 근본적으로 설계단계에서부터 많은 노력을 기울여야 하며 특히 고체음의 감소를 위해서는 장비의 하부 구조와 장비가 설치되는 지지대도 함께 고려하여 방안을 강구해야 한다.

펌프는 함정에 설치되는 많은 보조기기 중에서 수량도 가장 많으며 매우 중요한 기능을 담당하고 있다. 펌프의 공기음과 고체음은 각각 Grade D, Type II에 속하며 측정위치 및 방법, 기준치 등은 참고문헌[1-3]에 나와있다. 본 논문에서는 함정용 펌프의 공기음과 고체음의 저감방안에 대해 기술하였다. 대상펌프는 회전수가 3550 rpm, 유량은 227 m³, 중량은 1600kg, 크기는 대략 2m x 1m x 1.5m (LxWxH)이다.

2. 공기음 감소

참고문헌[1]을 적용하는 경우 공기음은 음향파위를 측정하여 기준과 비교하는데 음향파위는 ISO[4]에 따라 측정하였다. 측정점은 9 point로 바닥을 제외한 5면의 중심과 상부면의 코너로 장비표면에서 1 meter 떨어져 있다. 장비 표면에서 1 meter 떨어진 점의 평균 음압을 L_p라고 하고 그 위치에서 장비를 감싸는 가상 표면적을 S라고 하면 음향파위 L_w는 다음과 같이 주어진다.

$$L_w = L_p - K + 10\log(S)$$

단, K는 주위 반사체의 영향이 없는 자유 음장 (free field)에서의 레벨로 보정하는 계수이며 대부분의 공장에서는 2 dB 내외로 주어진다. 또한 펌프류의 경우 10log(S)는 13 - 17dB로 주어진다.

펌프소음의 주원인은 모터와 펌프본체로 구분되는데 먼저 모터만의 소음을 보기 위해 부하가 없는 상태에서 모터를 구동하고 소음을 측정하였다. 음향파위를 표 1에 기준과 비교하였는데 표면적효과는 15dB로 가정하였다. 모터만 가동하여도

500Hz - 4kHz에서 기준을 초과함을 알 수 있다.

표 1. 모터만의 공기음(dB)

Hz	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Lw	81	100	90	99	107	100	99	95	89
기준	122	117	112	107	97	92	92	92	92

모터소음의 주원인은 냉각용 fan으로, fan 소음은 풍량이 커질수록 증가하는데 풍량은 회전수와 blade 형상에 관련된다. Fan 소음만을 고려한다면 rpm을 낮추는 것이 가장 효과적이거나 회전수를 낮추는 것은 펌프성과 관련되므로 사실상 불가능하였다. 모터냉각용량을 검토한 결과 풍량을 줄이면 온도는 다소 올라가지만 모터 성능에 큰 영향을 주지 않는 것으로 판단되어 blade 크기를 약간 줄이기로 하였다. 또한 Fan 전방의 소음이 가장 크므로 추가적인 소음감소를 위해 fan cover 내부에 공간의 여유가 있으므로 두께 25t의 흡음재를 안쪽에 붙였다.

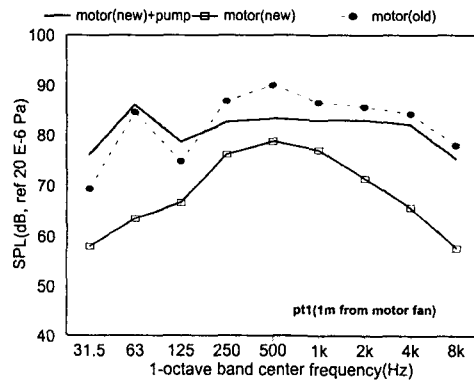


Fig. 1 모터소음비교 (Fan 전방 1 meter)

Fig. 1에는 모터와 펌프가 결합된 상태에서 fan 전방 1 meter의 소음을 비교하였다. 개선 전과 후의 모터만의 소음은 각각 motor(old), motor(new)로 표기하였는데 대략 10-20dB 소음이 감소하였음

을 알 수 있다.

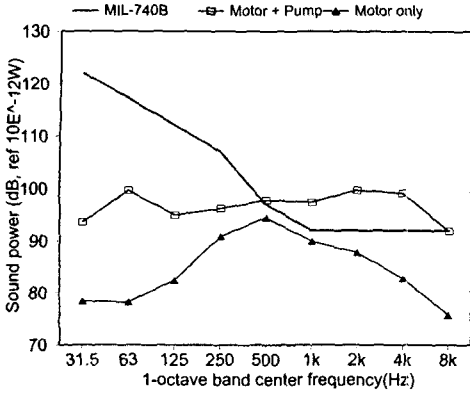


Fig. 2 음향파워비교

Fig. 2에는 개선된 모터를 사용한 경우 음향파워를 기준과 비교하였는데 모터만의 공기음은 기준보다 작아 졌으나 펌프가 결합된 경우 공기음은 크게 증가하며 펌프가 더 큰 소음원임을 알 수 있다. 모터소음이 감소하였어도 아직 기준을 최대 7-8 dB 정도 초과하므로 펌프본체 소음을 줄여야 한다. 초과하는 요인을 검토한 결과 배관 및 밸브 소음, 토출구 소음의 영향도 큰 것으로 나타났다. 참고문헌 [1]의 적용대상은 펌프자체의 소음이며 배관, 밸브 등 펌프가동을 위한 부수적인 설비는 소음원으로 포함할 필요가 없다. 따라서 펌프 및 모터 본체를 제외한 다른 소음원은 최대한 차단하여야 하며 이를 위해 배관구성을 가능한 한 소음이 적게 나는 방향으로 개선하였다. 엘보우 배관을 유체가 빠른 속도로 지나가면 직관보다 소음이 더 발생하므로 펌프 입,출구 주변에는 직관을 사용하고 곡관은 펌프에서 멀리 떨어뜨려 배치하였으며 밸브도 소음을 발생하므로 멀리 떨어뜨려 설치하였다. 또한 수조로 연결되는 토출구 배관 끝에서도 소음발생이 크므로 토출배관은 공장 밖으로 빼서 소음을 최대한 억제하였다. 개선전의 토출구 배관 소음을 Fig. 3에 비교하였는데 motor쪽 소음보다 더 큼을 알 수 있다.

배관 개선후 공기음을 Fig. 4에 나타냈는데 기

준을 만족한다.

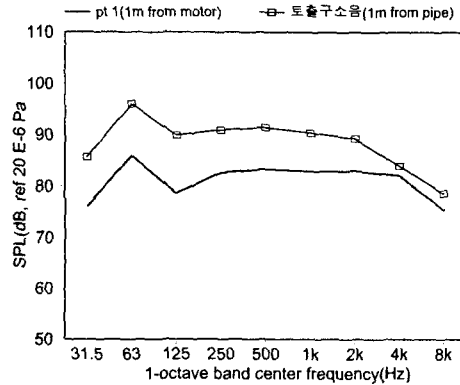


Fig. 3 배출구 밸브소음

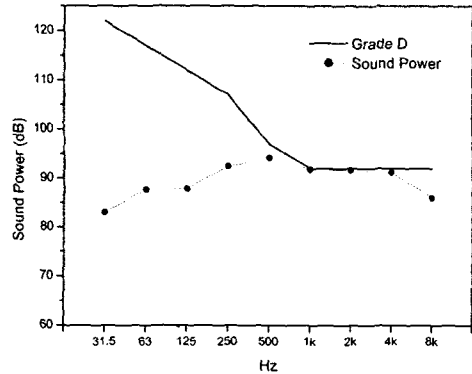


Fig. 4 개선후 공기음비교

2. 고체음 감소

모터가 고체음에 미치는 영향을 보기 위해 모터 하부 모서리에 탄성마운트 4개를 설치하고 마운트 상단에서 가속도를 측정하였다. 탄성마운트는 펌프 /모터 assembly 밑에 설치되는 것과 같은 것이며 참고문헌 [1, 3]에 의하면 탄성마운트 상단에서 측정하도록 되어있다. 가속도를 1/3 옥타브 밴드에 대해 측정하며 다음과 같이 dB로 표시한다.

$$L_a = 20\log(\text{가속도}/10^{-5}\text{m/s}^2)$$

부하가 걸리지 않은 상태에서 모터만 가동할 때의 고체음을 Fig. 5에 나타냈는데 모터 회전주파수에 해당하는 63Hz와 2배수인 125Hz에서 기준치보다 최대 13dB 높은 레벨을 보인다.

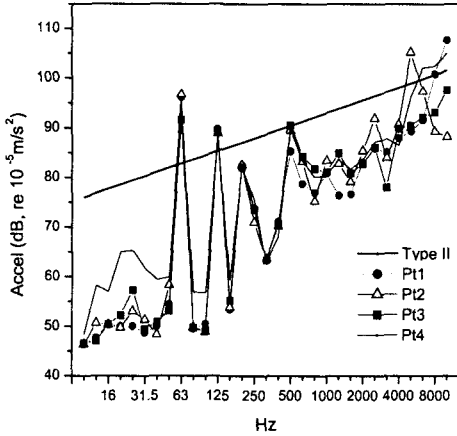


Fig. 5 모터자체의 고체음

모터/펌프의 지지구조는 assembly 하부에 기존 펌프와 유사하게 H-beam을 결합하여 베드를 만들고 밑에 탄성마운트를 설치하게 된다. 베드의 강성으로 인한 고체음의 감소는 전혀 기대할 수 없으며 모터만 가동하여도 기준을 초과하는데 더 큰 가진원인 펌프가 추가됐기 때문에 최종 조립상태에서 기준을 초과할 것이 확실할 것으로 예상된다. 초기 설계방안으로는 단일 마운트 구조를 채택하였으나 모터 고체음 측정 결과를 보면 단일 마운트 구조로는 도저히 기준을 만족시킬 수 없을 것으로 판단되었다. 따라서 고체음의 감소를 위해서는 이중 탄성지지 구조의 채택이 불가피함을 알 수 있다.

상부의 공통베드도 하부베드처럼 H-beam 용접 구조로 제작하였으며 상부 마운트로 2가지 종류를 검토하였다. (1)안은 코일스프링으로 된 형태이며 (2)안은 고무로 된 형태이다. (1)안의 경우 마운트 당 하중은 250kg, 스프링상수는 12 kg/mm로 공진주파수는 3.5Hz로 계산된다.

마운트의 공진주파수가 회전주파수에 비해 매우 작기 때문에 이론적으로는 고체음 감소효과는 충분할 것으로 예상된다. 고체음 측정위치는 Fig. 6에, 측정결과는 Fig. 7에 보였다. 상부 마운트의 효과는 대략 10-20dB로 이중탄성구조의 효과는 전 주파수영역에서 분명하다. 그러나 400Hz-500Hz에서 매우 근접하거나 3-5dB 초과하며 3150Hz-4000Hz에서 기준을 5-10dB 초과한다. 상부 마운트의 코일 스프링이 진동하는 상태로 비추어 보아 고주파수의 진동이 코일 스프링을 타고 하부 베드로 전파하는 것으로 추정된다.

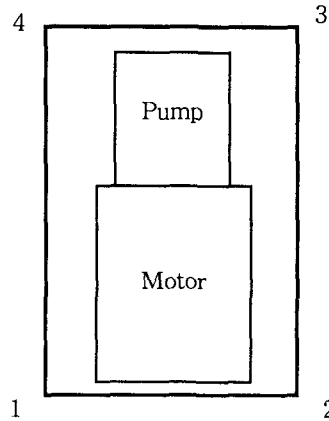


Fig. 6(a) 고체음 측정위치(평면)

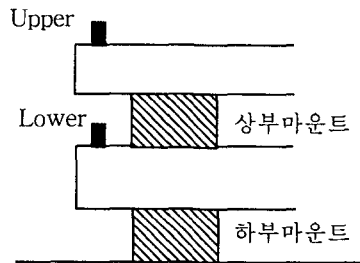


Fig. 6(b) 고체음 측정위치(측면)

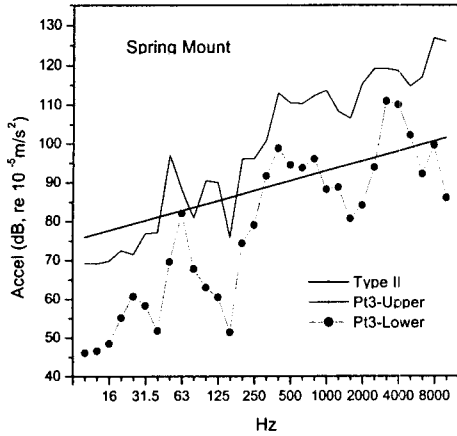


Fig. 7 스프링마운트 사용시 고체음(Point 3)

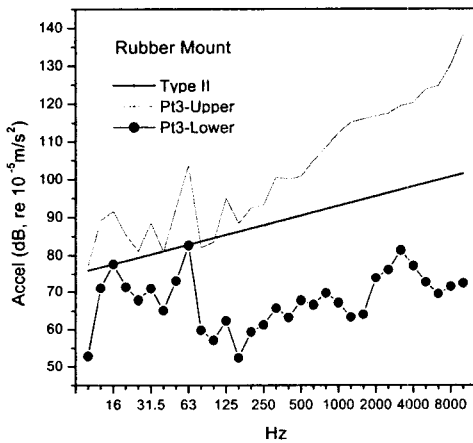


Fig. 8 고무마운트 사용시 고체음(Point 3)

스프링 마운트는 고주파수에서 고체음차단효과가 떨어지며 특히 충격시험시 구조적인 안정성이 의문시되므로 고무마운트로 변경하여 다시 측정하였다. 새로운 마운트는 고체음 차단과 내충격성을 동시에 만족해야 한다. 고무마운트의 정하중 강성계수는 200kg/cm이며 마운트의 고유진동수는 다음과 같이 주어지며 60Hz에 비해 충분히 작다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{200 \times 9.8 \times 100 / 250} = 4.5 \text{ Hz}$$

각 위치(point 1에서 4)의 고체음은 스프링 마운트 경우보다 낮아져서 모두 기준을 만족하는 것으로 나타났으며 Fig. 8에 point 3의 결과를 나타냈다.

4. 탄성지지 시스템의 충격해석

합정용 마운트는 일반 진동방지용 마운트와는 달리 충격에도 견디어야 한다. 충격이 하부에서 올 때 단일 마운트구조(Fig. 9)와 이중마운트구조(Fig. 10)에서 펌프/모터가 받는 가속도를 비교하였다. 충격시험시 anvil은 mass M_2 로 가정하고 펌프/모터구조는 탄성계수 k , mass M_3 로 가정하였다. Fig. 10의 이중탄성지지 구조에서는 상부 마운트(스프링상수 k_0)와 중간지지베드 M_0 를 추가하고 변위는 x_0 로 가정한다.

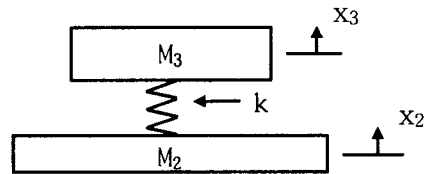


Fig. 9 단일 마운트구조

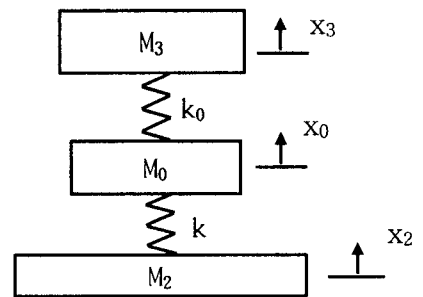


Fig. 10 이중 마운트 구조

상부 mass M_3 가 받는 최대 가속도는 다음과 같이 주어진다.

$$|\ddot{x}_3|_{\max} = u_2 \sqrt{kM_2/M_3(M_2 + M_3)}$$

$$\ddot{x}_{new} = \left(\frac{k_0}{k}\right) \sqrt{\frac{M_2 + M_3}{M_2 + M_3 + M_0}} \frac{1}{(\phi_{22} - \phi_{21})}$$

$$\times \left[-\frac{\omega_0}{\omega_1} \sin \omega_1 t + \frac{\omega_0}{\omega_2} \sin \omega_2 t \right]$$

추가되는 베드의 질량과 상부 마운트의 탄성계수를 변화시켜 가며 여러 가지 경우를 계산하였는데 이중탄성지지 구조가 단일 탄성지지 구조에 비해 같은 충격량이 가해졌을 때 펌프의 가속도는 대략 40%-50%로 줄어들며 이는 펌프에 전해지는 충격량도 같은 비율로 감소함을 의미한다. Fig. 11에 두가지 경우를 비교하였는데 old는 단일탄성지지, new는 이중탄성지지구조를 나타내며 변수는 다음과 같이 가정하였다.

$$k_0/k = 0.36, M_0 = 250kg$$

$$M_3 = 1500kg, M_2 = 1800kg$$

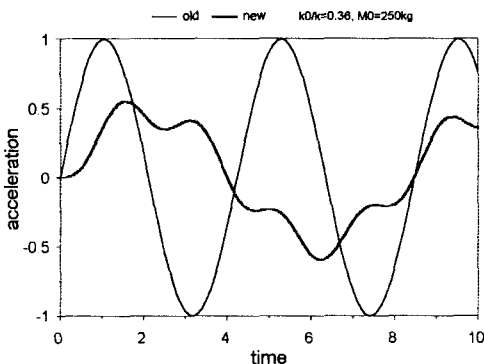


Fig. 11 단일 탄성지지와 이중 탄성지지 구조의 경우 anvil 하부에 같은 충격량이 가해졌을 때 펌프 본체의 가속도비교

중간 베드의 무게가 커질수록 약간 유리하지만 이것보다는 상부마운트가 유연(soft)할 수록 효과는 매우 크다. 결론적으로 중간 베드의 무게 증가보다는 soft한 마운트의 선택이 충격량 감소측면에서 매우 중요하다.

4. 결론

합정용 펌프의 공기음 측정시 배관, 밸브, 토출구 위치 등이 큰 영향을 미치므로 펌프/모터 본체의 소음만 측정되도록 많은 주의를 기울여야 한다. 고체음은 단일탄성구조로는 기준을 만족할 수 없으므로 이중탄성구조를 채택하였으며 상부마운트로 선택한 고무마운트는 고체음 감소효과가 충분하며 기준을 만족하는 것으로 나타났다. 충격흡수면에서 상부마운트는 스프링상수가 작아야 유리한 것으로 나타났으며 이는 고체음감소에도 유리하다.

참고 문헌

- [1] MIL-STD 740B, Airborne and structure-borne noise measurements and acceptance criteria of shipboard equipment, 1965.
- [2] MIL-STD 740-1(SH), Airborne sound measurements and acceptance criteria of shipboard equipment, 1986.
- [3] MIL-STD 740-2(SH), Structure-borne vibratory acceleration measurements and acceptance criteria of shipboard equipment, 1986.
- [4] ISO 3744, "Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure - engineering methods in an essentially free field over a reflecting plane," 1994.