

저파수 범위에서의 적층구조내 하이드로폰 유입소음 분석

Analysis of Inflow Noise of Embedded Hydrophone in Multi-layered under Low Wave-Number Region

*#이종길¹, 박지혜², 서희선³, 조치영³

*#J. K. Lee(jlee@andong.ac.kr)¹, J. H. Park², H. S. Seo³, C. Y. Joh³

¹ 안동대학교 기계교육과, ²안동대학교 대학원 정밀기계공학과, ³국방과학연구소

Key words : Flow induced noise, Embedded hydrophone, Conformal array, Frequency density function, Transfer function

1. 서론

하이드로폰을 이용한 수중에서의 음향 탐지는 소리에 의존하기 때문에 유입 소음은 표적 탐지 성능을 저하시키고 기능에 치명적인 영향을 끼친다. 특히 수중 운동체가 정지하거나 저속으로 운항할 경우 자체소음은 일반적으로 무시할만 하지만 고속으로 운항할 경우 난류 유동이 형성되는 수중에서 작동하므로 유체 유기 소음은 큰 문제가 된다[1-3].

센서가 수중 운동체의 곡면과 같은 반경으로 휘어져 부착되는 곡면 배열(conformal array) 음향센서는 운동체의 선수부나 중앙에 장착되어 최근에 많이 사용되고 있다[4]. 플랫폼에서 별도의 돌출된 구조물 없이 외부에 직접 장착되어 운용되는 수중통신용 곡면배열 음향센서를 운용하기 위해 유체의 난류 유동으로 인한 유체 소음은 수중 운동체를 움직이는데 피할 수 없는 부산물이므로 곡면 배열 센서에 소음의 유입을 최소화하도록 배열구조에 대한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 유체 소음이 하이드로폰에 미치는 영향을 알기 위하여 전달함수를 이용하여 해석하였다.

2. 주파수 밀도 함수와 전달 함수

소나 돔의 벽면에 작용하는 소음으로 유체 유기 소음이 있다. Corcos 모델에 의하면 난류 벽면 압력의 주파수-파수 스펙트럼(frequency-wave number spectrum)은 다음과 같이 표현된다[3, 5]. 즉,

$$P(k_x, k_y, \omega) = P(\omega) \frac{(\alpha_1 \alpha_2 k_c^2)}{\pi^2 [(k_x - k_c)^2 + (\alpha_1 k_c)^2] [k_y^2 + (\alpha_2 k_c)^2]} \quad (1)$$

이다. 여기서 k_x , k_y , k_c 는 파수이며 나머지는 흐름 조건에 따른 상수항이다. 유체 유기 소음으로 인한 곡면 배열 센서에 미치는 영향은 다음과 같은 주파수 밀도 함수(Frequency Density Function), $Q(\omega)$ 로 표현하여 해석할 수 있다[5].

$$Q(\omega) = 2\pi \iint_{-\infty}^{+\infty} P(k_x, k_y, \omega) S(k_x, k_y) A(k_x, k_y) T(k_x, k_y, \omega) dk_x dk_y \quad (2)$$

$S(k_x, k_y)$ 는 하이드로폰의 형상 함수이다. 일반적으로 사용되는 하이드로폰의 헤드 메스(head mass) 형태는 원형단면 혹은 사각 단면이다. $A(k_x, k_y)$ 는 배열 함수로서 conformal array에 사용된 배열 형태에 따라 달라지는 함수이다. $T(k_x, k_y, \omega)$ 는 전달함수로서 다음과 같이 정의된다[5].

$$T(k_x, \omega) = \left| \frac{T_{zz}(k_x, \omega, z)_{z=d}}{F_o(k_x, \omega)_{z=t}} \right|^2 \quad (3)$$

로 표현된다. 여기서 t 는 outer decoupler의 두께이다. 식 (3)을 이용하여 운동체에 유입되는 유체유기소음의 전달함수를 구할 수 있다. 식 (2)를 이용하여 유체유기소음의 크기와 전달 특성, 주파수 밀도 함수를 구하여 다음과 같은 최종의 소음 저감(Noise Reduction) NR을 구할 수 있다.

$$\text{Noise Reduction, NR} = 10 \log_{10} \frac{[Q(\omega)]_d}{[Q(\omega)]_o} \quad (4)$$

여기서 $[Q(\omega)]_d$ 는 conformal array의 하이드로폰이 outer decoupler에 삽입된 깊이 d 에서의 주파수 밀도 함수이다. NR 값이 저감되면 외부로 부터의 유입 소음은 줄어드는 것이다.

소음 해석은 음향학 이론이 원용된 해석적 방법, 통계적 에너지 해석 방법(SEA), 도파관(Wave Guide) 모델링 방법 등을 들 수 있다. 그러나 이와 같은 해석방법에 의한 경우일지라도 소음원의 레벨, 흡음계수, 결합손실계수 등의 특성은 실측 내지는 경험식에 의존하고 있는 사항이어서 아직도 많은 실험적 또는 이론적 연구를 필요로 하고 있다. 탄성판에서의 응답을 보기 위하여 Montgomery[2]가 제시한 스펙트럼 밀도 함수 $\phi_{pp}(\omega)$ 는 다음 식으로 표현된다.

$$\phi_{pp}(\omega) = \left[\frac{d}{N_{gh} l_x l_y} \right]^2 \sum_{m,n} H_m(\omega) H_n^*(\omega) \phi_{p_{mn}}(\omega) \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} d^2 r' \alpha_{mn}(\vec{r}, \vec{r}') A(\vec{r}) A(\vec{r}') \quad (5)$$

식 (2)와 식 (5)는 수중 운동체와 같은 구조에서 외부 소음이 유입될 때 하이드로폰이 받는 소음을 최대한 저감시키는 구조를 설계할 때 매우 유용한 식이다.

3. 수치해석 및 결과

Fig. 1-4는 2-Layer, 3-Layer 일 때의 수치해석 결과를 보인 것이다. 먼저 Fig. 1에는 파수 k_x 의 값이 0.001~1인 저파수 영역에서 전달함수의 변화량이다. 약 파수 0.1보다 낮은 영역에서 3-Layer 보다 2-Layer 일 때 전달함수의 적분값이 감소하며 이러한 경향은 외부 유입 소음 저감에 더 유리함을 보여준다. Fig. 2는 파수의 범위를 달리하여 본 것이다.

파수 k_x 의 값이 0.001~0.1 범위에서 고정판의 두께에 따른 전달함수의 변화를 보면 고정판의 두께가 두꺼울수록 전달함수의 적분값이 증가하므로, 고정판의 두께가 얇을수록 소음 저감효과가 커짐을 알 수 있다. 고정판의 두께를 1in~4in로 일정간격 변화시켜 전달함수의 크기를 보았는데 동일한 결과를 얻었다. 고정판의 두께는 음파를 반사시키는 효과도 있지만 외부 유입 소음을 감소시키는 역할도 할 수 있음을 확인하였다.

탄성층의 밀도를 각각 $\rho_1=1.2g/cm^3$, $\rho_2=0.8g/cm^3$ 로 고정하고 고정판 재료의 밀도 변화($\rho_3=4g/cm^3 \sim 10g/cm^3$)에 따른 전달함수의 변화를 보면 주로 파수 k_x 의 값이 0.1 이하의 영역에서 고정판 재료의 밀도가 증가할수록 전달함수 값은 증가하여 주파수 밀도 함수의 적분값을 증가시키는 요인이 되었다. 이는 고정판 재료의 밀도 증가는 외부 유입 소음 저감에 도움이 되지 않음을 보여주는 것이다. 그러나 파수 k_x 의 값이 약 0.1~1 범위에서는 고정판의 밀도변화가 전달함수에 영향을 거의 미치지 않음을 알 수 있었다.

같은 방법으로 탄성층의 밀도 $\rho_1=1.2g/cm^3$, $\rho_2=0.8g/cm^3$ 로 고정하여 파수 k_x 의 값이 0.01~0.1 범위에서의 전달함수의 변화

를 보면 고정판 재질의 밀도가 증가할수록 주파수 밀도 함수의 적분값을 증가시킴으로써 전과 동일한 결과를 얻었다.

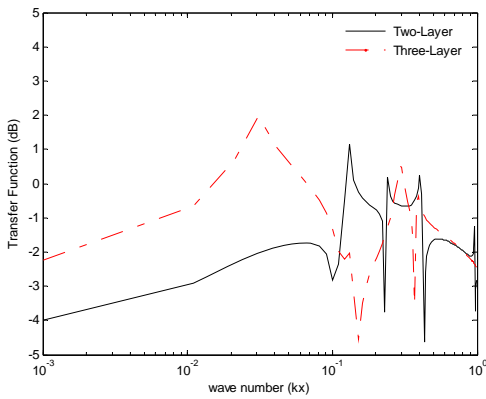


Fig. 1 Variation of transfer function according to $kx(0.001\sim 1)$ in the 2 and 3 layers

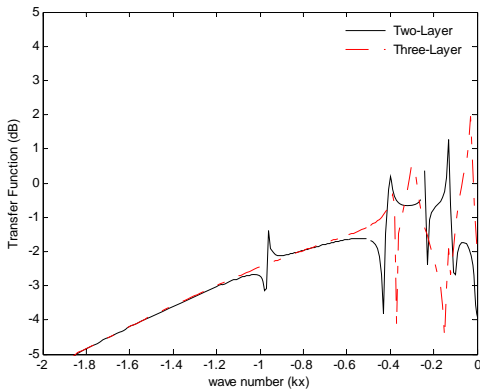


Fig. 2 Variation of transfer function according to $kx(0.2\sim 0)$ in the 2 and 3 layers

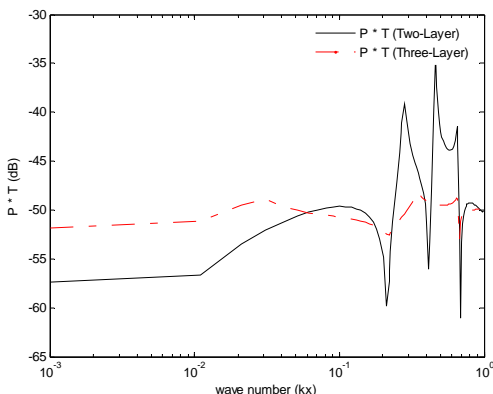


Fig. 3 Multiplication of the P and T according to $kx(0.001\sim 1)$

Fig. 3에는 일정한 벽면 주파수를 가진 Corcos 모델에서 $P(kx, ky, \omega) * T(kx, ky, \omega)$ 의 형상을 보인 것이다. 2-Layer 일 때의 전달함수와 3-Layer 일 때의 전달함수를 Corcos 벽면 압력에 곱한 것인데, 2-Layer 에 비하여 평탄한 주파수 응답 특성을 보인다. 곡면 배열 최적 설계시 이러한 특성을 반영하여 설계하면 더 유리할 것이라 사료된다. Fig. 4는 파수 kx 의 값이 0.1~1

범위에서 살펴본 것이며 Fig. 3과 동일한 결과를 얻었다.

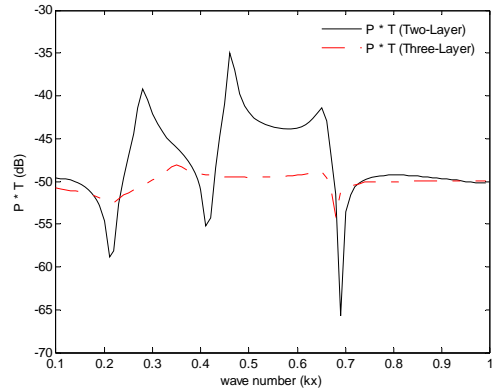


Fig. 4 Multiplication of the P and T according to $kx(0.1\sim 1)$

4. 결론

수중 운동체의 배열센서에 영향을 주는 자체소음은 그 시스템이 설치된 곳에서 발생하는 소음과 해양으로부터 들어오는 주변소음을 포함한 소음으로 정의된다. 수중에서의 탐지를 위한 배열 구조는 표면을 따라 발생되는 유체 유기소음에 많은 영향을 받는다. 본 논문에서는 곡면배열 음향 센서를 설계하기 위하여 유동유기 소음의 영향으로 인한 주파수 밀도 함수의 적분식의 주요 구성요소인 전달함수(transfer function)를 저파수 영역에서 수치해석 하였다. 난류 경계층에서 발생하는 유입 소음은 수정된 Corcos 모델을 이용하였다. 저파수 영역에서의 전달함수의 특성은 고정판의 두께와 밀도가 작아질수록 함수의 적분값은 적어지므로 소음의 영향은 줄어드는 것으로 나타났다. 또한 Corcos 벽면 압력과 전달함수의 곱에 따른 특성과 주파수 밀도 함수의 곱의 변화를 보였다. 향후 이러한 연구는 수중 운동체에 탑재할 수 있는 곡면배열 센서의 설계에 응용이 가능하리라 판단된다.

후기

본 연구는 방위사업청과 국방과학연구소의 지원으로 수행되었으며, 이에 깊이 감사를 드립니다. 계약번호(UD070054AD)

참고문헌

1. Park, J., J. Lee, K. Shin, C. Cho, "Investigation of flow induced noise effect on the embedded hydrophone," *Journal of the Korean Institute of Industrial Educators*, 33(2), 273-286, 2008.
2. Montgomery, R., "An analytical model for turbulence-induced flexural noise in large conformal sonar arrays," *NRL-7175 Report*, 1993.
3. Corcos, G. M., "The structure of the turbulent pressure field in boundary layer," *Journal of Acoustical Society of America*, 35(2) 353-378, 1963.
4. Freitag, L., Grund, M., Catipovic, J., Nagle, D. Pazol, B., Glynn, J., "Acoustic communication with small UUVs using a hull-mounted conformal array," *Proceedings of Oceans*, 2270-2275, 2001.
5. Sung-Hwan Ko, Sangwoo Pyo, Woojae Seong, *Structure-borne and flow noise reductions*. Seoul National University Press, 2001.