

# 흡음형 소음기를 이용한 선박의 해수 배관 소음 저감 연구

## A Study on the Noise Reduction of Sea Water Pipes on Ships by Absorptive Silencer

서영수† · 박경훈\* · 전재진\*

Seo Young Soo, Park Kyeong Hoon and Jeon Jae Jin

### 1. 서 론

수중물수체로부터 발생하는 소음은 매우 중요한 문제이다. 이러한 수중물수체의 소음을 감소시키기 위하여 오래전부터 많은 연구가 진행되었다. 대표적인 소음원으로 수중물수체 내부의 기계류가 있다. 이러한 기계류를 냉각위하여 수중물수체 외부의 해수가 사용된다. 해수를 냉각수로 공급하기 위하여 펌프가 작동되고 펌프에 연결된 배관을 따라 소음이 전파하게 된다. 선체에 부착된 배관은 진동을 발생시켜 수중방사소음에 영향을 주게 되므로 저감 장치를 이용하여 진동에 의한 소음을 저감한다. 그러나 배관 내부의 해수를 따라 외부로 전파되는 소음은 직접 외부의 해수와 접촉하게 되어 수중방사소음에 큰 영향을 준다. 따라서 배관 내부의 유체를 따라 전파되는 소음을 줄이기 위하여 소음기가 반드시 필요하다. 본 연구에서는 흡음형 소음기를 이용하여 배관 내부의 해수를 통해서 전파되는 소음을 저감을 위한 소음 감소기법에 대해 연구하였다.

### 2. 본 론

#### 2.1 체적탄성계수

Fig. 1은 일반적인 흡음형 소음기의 단면을 나타낸다. 소음기 외부는 흡음재료에 비해서 단단한 철로 고정되어 있고 내부 압력은 길이에 따라서 일정하게 분포하고 길이방향의 변형을 무시할 만큼 작

다고 가정한다. 내부의 압력이 작용할 때 내경의 변화는 아래의 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (1)$$

$$u_r(r=a) = \frac{a}{E_R(1+j\eta)} \frac{(1-\nu^2)\left(\frac{b^2}{a^2}-1\right)}{(1+\nu)+(1-\nu)\frac{b^2}{a^2}} p_i \quad (2)$$

$$= np_i$$

$$n = \frac{a(1-\nu^2)\left(\left(\frac{b}{a}\right)^2-1\right)}{E(1+j\eta)\left(1+\nu+(1-\nu)\left(\frac{b}{a}\right)^2\right)} \quad (3)$$

위의 식과 압축성 유체의 관계식을 통하여 흡음형 소음기의 흡음재료에 대한 체적탄성계수를 구할 수 있다.

$$\bar{K} = \frac{(a+np)^3}{2a^2n} \quad (4)$$

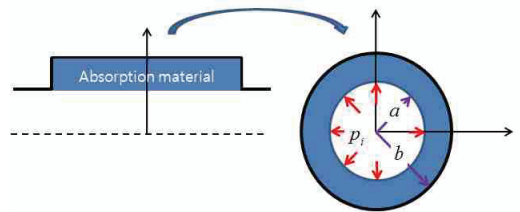


Fig. 1 Modelling of Silencer

#### 2.2 음향투과손실

흡음형 소음기의 성능을 측정하기 위하여 Fig. 2와 같은 배관시스템을 구성할 수 있다. 소음기의 성능 측정을 위한 음원과 소음기를 투과하여 반사과가

† 교신저자; 정회원, 국방과학연구소  
E-mail : ysseo.korea@gmail.com  
Tel : 055-540-6343, Fax : 055-542-3737  
\* 국방과학연구소

발생하기 않도록 무반사 경계조건은 배관계를 구성하였다.

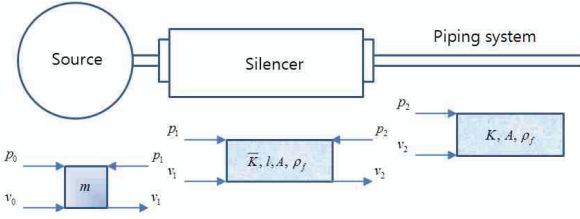


Fig. 2 Model of Silencer and Pipe System

먼저 음원에서 소음기의 입구단까지의 영역에 대해서는 아래와 같은 압력과 속도 조건으로 이상화할 수 있다.

$$p_0 = p_1 + j \frac{\omega m v_0}{A} \quad (5)$$

흡음형 소음기 영역은 앞절에서 구한 흡음재료의 체적탄성계수를 이용하여 아래와 같은 전달행렬을 구성할 수 있다.

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ v_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos kl & jZ_m \sin kl \\ j \frac{1}{Z_m} \sin kl & \cos kl \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_2 \\ v_2 \end{pmatrix} \quad (6)$$

여기서  $Z_m = \rho_f c = \rho_f \sqrt{K/\rho_f} = \sqrt{\rho_f K}$  이다. 마지막으로 소음기를 통과한 음압은 음향무반사 조건을 적용하면 아래와 같이 음압을 얻을 수 있다.

$$p_2 = Z_\infty v_2 = \sqrt{\rho_f K_f} v_2 \quad (7)$$

앞에서 구한 식 (5)~(7)을 이용하여 압력과 속도 연속조건을 이용하여 전달행렬을 구성할 수 있고 이 전달행렬을 이용하여 음향투과손실을 구하면 아래와 같다.

$$TL = 20 \log \left| \frac{\cos kl + j \frac{Z_m}{Z_\infty} \sin kl}{-\frac{\left(\frac{\omega m}{A}\right) \sin kl + j \frac{\left(\frac{\omega m}{A}\right) \cos kl}{Z_\infty}}{\cos kl + j \frac{Z_m}{Z_\infty} \sin kl}} \right| \quad (8)$$

## 2.3 해석결과

흡음형 소음기의 제원은 내경( $a$ ) 50mm, 외경( $b$ ) 100mm 그리고 길이( $l$ )는 200mm이다. 흡음재로 사용된 재료는 우레탄으로 탄성계수( $E_R$ )는 200MPa이고 프와송비( $\nu$ )는 0.485이다. 식 (8)을 이용하여 구한 흡음형 소음기의 투과손실은 Fig. 3과 같다. 그림에서 250Hz 부근에서 음향투과손실이 급격히 줄어드는 것은 펌프와 흡음재 사이의 유체 질량과 흡음재의 강성에 의한 공진 때문이며 나머지 구간에서 음향투과손실이 감소하는 이유는 소음기 내부의 흡음재에 의한 내부 공진모드의 영향으로 판단된다. 그림에서 흡음재의 감쇠계수를 증가시키면 공진모드의 영향이 줄어들어서 투과손실이 증가하는 경향을 보였다.

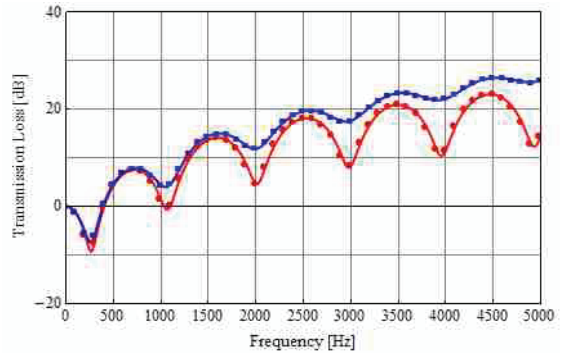


Fig. 3 Transmission loss of absorptive silencer( $\eta=0$ :● and  $\eta=0.1$ :■)

## 3. 결 론

본 논문에서는 수치해석적인 방법을 통하여 선박에서 사용되는 해수 배관 내부의 유체를 따라서 외부로 전파되는 소음을 저감하기 위한 흡음형 소음기에 대해서 연구하였다. 소음기는 주파수가 증가함에 따라 음향투과손실이 증가하였으며 소스와 소음기 사이의 공진 모드 및 소음기 내부 흡음재 길이에 따른 공진 모드가 발생하는 주파수에서는 음향성능이 감소하는 것을 확인하였다. 그리고 이러한 현상은 흡음재의 감쇠계수를 증가시키면 완화되는 것을 알 수 있었다.