

소나 음향창의 설계 인자가 난류 유동 유기 자체 소음의 전달 함수에 미치는 영향 해석

The Influence of Design Factors of Sonar Acoustic Window on Transfer Function of Self Noise due to Turbulent Boundary Layer

신구균† · 서영수* · 강명환* · 전재진*

Ku-kyun Shin, Youngsoo Seo, Myengwhan Kang, and Jaejin Jeon

Key Words : Sonar(소나), Acoustic Window(음향창), Self Noise(자체소음), Turbulent Boundary Layer(난류 경계층), Transfer function(전달함수)

ABSTRACT

Turbulent boundary layer noise is already a significant contributor to sonar self noise. For developing acoustic window of sonar system to reduce self noise, a parametric study of design factors of acoustic window is presented. Distance of sensor array from acoustic window, material and damping layer are studied as design factors to influence in the characteristics of the transfer function of self noise. As the result these design factors make change the characteristics of transfer function slightly. Among design factors the location of sensor array is most important parameter in the self noise reduction.

1. 서 론

수중에서 표적을 탐지하기 위하여 사용되는 소나의 음향 센서는 수중에 노출되어 운용되므로 음향 센서를 보호하기 위하여 소나돔과 같은 구조물을 사용한다. 소나돔은 외부 하중에 충분히 견딜 수 있을 정도의 강도와 강성을 가져야하고 음파가 출입하는 음향창은 최소한의 음향 에너지 투과손실을 가져야 할 뿐 아니라 음향창을 통하여 전달되는 자체소음을 최소화할 수 있는 설계가 이루어져야 한다. 소나의 자체소음은 외부로부터 전달되어 오는 표적 신호를 마스킹(masking)하여 신호대 잡음비를 높이게 하고 높은 신호대 잡음비는 소나의 탐지 성능을 저하시킨다.

음향 센서에 유기되는 자체소음은 크게 소나 탑재 선박의 기계류에 의한 소음, 진동이 전달되어 발생하는 경우와 소나돔을 포함한 음향 센서 주변의 유체 유동에 의한 경우가 있다. 소나 탑재 선박의 기계류에 의한 소음은 저소음, 저진동 기계류의 선택, 장비 설치 위치에서 음향 센서까지의 전달 경로 상에서의 감소 대책 수립 등을 통하여 자체소음을 최소화하고 소나돔 주변 구조물의 캐비테이션 및 와동류와 같은 비정상 유동은 구조물의 유체 동력학적인 최적 형상 설계를 통하여 발생을 억제하여 자체소음을 줄인다. 그러나 유체 점성에 의해 소나돔 표면에 발생하는 난류 경계층에 의한 유동 유기 소음은 음향창을 통하여 음향 센서에 직접적으로 영향을 미치므로 소나의 운용 속도가 높아지면 중요한 자체소음원이 된다.

난류 경계층에 의한 음향 센서의 자체소음에 관한 연구는 50년대부터 많은 연구자에 의해 수행되어 왔다. Ko^[1] 등은 음향 센서 매립형 음향창 구조

† 교신저자; 정회원, 국방과학연구소
E-mail : kkshin@add.re.kr
Tel : 055-540-6333, Fax : 055-542-3737
* 국방과학연구소

물에 대한 난류 유동 유기 자체소음 예측 및 음향 센서 형상에 따른 감소 방안에 대한 연구를 수행하였으며 신^[2] 등, 유^[3] 등은 예인형 선배열 센서 소나에 대한 난류 유동 유기 자체소음 연구를 수행한 바 있다.

본 연구에서는 내부에 유체가 충전된 평판형 음향창의 설계 인자가 난류 유동 유기 자체 소음에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 이론

2.1 소나 음향창 설계 인자

본 연구에서 음향창 및 음향 센서는 Fig 1에서 보이는 바와 같이 무한 평판으로 가정하였다. 음향창과 선체 사이 거리는 D 이고 음향센서는 음향창으로부터 거리 d 에 위치하며 음향창 내부는 외부 해수와 동일한 유체로 충전되어 있는 것으로 한다. 소나를 탑재한 선박이 운행함에 따라 음향창 외부 표면에는 난류 경계층이 형성되고 이 난류 경계층은 음향창 표면에 동일한 두께로 균질하게 형성되는 것으로 한다.

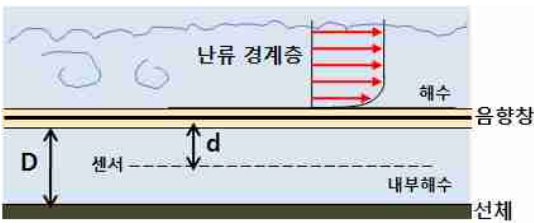


Fig. 1 Analytical Model

이상과 같은 이론 해석 모델에서 음향 센서 위치에 유기되는 자체소음은 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$Q(\omega) = 2\pi \iint_{-\infty}^{\infty} P(k_x, k_y, \omega) T(k_x, k_y, \omega) dk_x dk_y \quad (1)$$

여기서, k_x, k_y 는 유동 방향 (x 방향)과 유동의 수직 방향(y 방향)의 파수이고, $Q(\omega)$ 는 음향센서를 점으로 가정했을 경우의 주파수 스펙트럴 밀도, $P(k_x, k_y, \omega)$ 는 난류 경계층내 벽면 변동 압력 스펙트럼, $T(k_x, k_y, \omega)$ 는 단위 압력 하중에 대한 음향 센서 위치에서의 압력으로 전달함수를 각각 나타낸다.

음향창의 위치와 형상 등이 정해지면 음향창의 두께와 재질에 상관없이 외부 유동에 의한 난류경계층은 동일한 특성을 가지므로 음향센서에 유기되는 자체소음은 식(1)의 전달함수에 의해 결정되어진다. 따라서 본 연구에서는 음향창의 설계 인자가 전달함수에 미치는 영향을 분석하기 위하여 다음과 같은 설계 인자를 도출하였다.

- 1) 음향 센서의 위치
- 2) 음향창의 재질
- 3) 음향창 내부 체진재

2.2 다층 재질 평판의 파동 해석 이론

난류 경계층내 벽면 변동 압력에 의한 음향창 내부 임의 위치에서의 음압을 구하기 위하여 Skelton 등^[4]이 제안한 다층 평판 구조를 각 층의 경계에서의 연속조건을 이용한 해석법을 사용하여 정식화하였다.

Fig. 1에서와 같이 소나 구조물은 외부 유체, 단층 혹은 다층 재질의 음향창, 내부 유체층 및 선체 표면으로 구성된 다층 구조물로 이상화한다. 정식화를 위한 좌표는 외부 유체의 흐름 방향을 x , 흐름에 수직 방향을 y , 음향창의 수직 방향을 z 로 하고 정식화 과정에서 주파수에 대한 항 $e^{+i\omega t}$ 의 표기는 편의상 생략하였다.

(1) 유체층 모델

음향창 외부 및 내부의 유체층은 헬름홀츠 식으로 일컬어지는 일반적인 음향 파동 방정식을 만족하는 것으로 가정하면 그 일반해는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$p(k_x, k_y, z) = A_1 \exp(i\gamma z) + A_2 \exp(-i\gamma z) \quad (2)$$

여기서, $\gamma = \sqrt{k^2 - k_x^2 - k_y^2}$ 이고, $k = \omega/c$ 이다. 이때 c 는 유체의 음속, $p(k_x, k_y, z)$ 는 스펙트럼 압력, A_1 과 A_2 는 임의의 적분상수이다. 유체층과 탄성 구조층사이의 경계 조건은 식(3)으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial p(k_x, k_y, z)}{\partial z} = \rho \omega^2 u_z(k_x, k_y, z) \quad (3)$$

여기서 유체층이 음향장 내부 유체인 경우, Fig.3에서 보이는 바와 같이 유체층의 두께를 h 라 했을 때 위쪽 경계 $z=h$ 와 아래쪽 경계 $z=0$ 에서 위의 식들을 행렬 형태로 표현하면 스펙트럼 압력은 식 (4)로, 경계에 수직인 z 방향의 변위 $u_z(\alpha, \beta, z)$ 는 식 (5)로 된다.

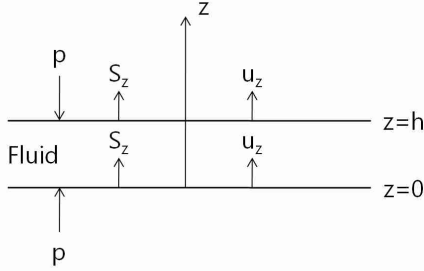


Fig. 3 Layer of acoustic fluid

$$\begin{pmatrix} p(k_x, k_y, h) \\ p(k_x, k_y, 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \exp(i\gamma h) & \exp(-i\gamma h) \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_1 \\ A_2 \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{pmatrix} u_z(k_x, k_y, h) \\ u_z(k_x, k_y, 0) \end{pmatrix} = (i\gamma/\rho\omega^2) \begin{pmatrix} \exp(i\gamma h) & -\exp(-i\gamma h) \\ 1 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_1 \\ A_2 \end{pmatrix} \quad (5)$$

여기서 ρ 는 유체층의 밀도이다. 식 (4)와 식 (5)에서 적분상수 A_1 과 A_2 를 소거하면 다음의 관계가 구해진다.

$$-(\rho\omega^2/\gamma \sin \gamma h) \begin{pmatrix} \cos \gamma h & -1 \\ 1 & -\cos \gamma h \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} u_z(k_x, k_y, h) \\ u_z(k_x, k_y, 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p(k_x, k_y, h) \\ p(k_x, k_y, 0) \end{pmatrix} \quad (6)$$

유체층의 위쪽 경계와 아래쪽 경계에서의 스펙트럼 표면력 S_z 는 $S_z(k_x, k_y, h) = -p(k_x, k_y, h)$ 과 $S_z(k_x, k_y, 0) = p(k_x, k_y, 0)$ 의 관계를 이용하여 식(6)을 다시 쓰면 식(7)과 같이 동적 강성 행렬식(dynamic stiffness matrix equation)으로 표현할 수 있다.

$$[D(k_x, k_y)] \begin{pmatrix} u_z(k_x, k_y, h) \\ u_z(k_x, k_y, 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_z(k_x, k_y, h) \\ S_z(k_x, k_y, 0) \end{pmatrix} \quad (7)$$

(2) 등방성 탄성체층 모델

음향장에 해당하는 탄성층을 등방성 탄성체로 가정하고 Fig. 4와 같이 변위와 응력 및 작용 하중을 표현하면 체적력이 없을 경우 탄성층에서의 미소 변위에 대한 벡터 미분 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$(\lambda + 2\mu) \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) - \mu \nabla \times (\nabla \times \mathbf{u}) = \rho_s \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} \quad (8)$$

여기서 λ, μ 는 Lamé 정수, ρ_s 는 탄성체의 밀도, t 는 시간, \mathbf{u} 는 변위 벡터를 그리고 ∇ 는 구배 연산자(gradient operator)를 각각 나타낸다. 변위를 식(9), (10)과 같이 스칼라 포텐셜 F 와 벡터 포텐셜 \mathbf{P} 의 조합으로 표현할 수 있다고 가정하고 이를 식(8)에 대입한 후 게이지 조건인 $\nabla \cdot \mathbf{p} = 0$ 를 적용하고 특별해를 구하면 각 포텐셜은 식(11) ~ (13)을 만족한다.

$$\mathbf{u} = \nabla F + \nabla \times \mathbf{P} \quad (9)$$

$$\mathbf{P} = (0, 0, G) + \nabla \times (0, 0, -H) \quad (10)$$

$$\nabla^2 F + k_l^2 F = 0 \quad (11)$$

$$\nabla^2 G + k_s^2 G = 0 \quad (12)$$

$$\nabla^2 H + k_s^2 H = 0 \quad (13)$$

이때 $k_l = \omega/c_l$ 이고, $k_s = \omega/c_s$ 이고 c_l 과 c_s 는 탄성층의 종파와 횡파의 속도이다. 식(11) ~ (13)의 일반해는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$F(k_x, k_y, z) = A_1 \exp(i\gamma_l z) + A_2 \exp(-i\gamma_l z) \quad (14)$$

$$G(k_x, k_y, z) = A_3 \exp(i\gamma_s z) + A_4 \exp(-i\gamma_s z) \quad (15)$$

$$H(k_x, k_y, z) = A_5 \exp(i\gamma_s z) + A_6 \exp(-i\gamma_s z) \quad (16)$$

여기서 A_1 에서 A_6 까지는 적분상수이고, γ_l 과 γ_s 는 다음과 같다.

$$\gamma_l = \sqrt{(k_x^2 - k_y^2 - k_l^2)} \quad (17)$$

$$\gamma_s = \sqrt{(k_x^2 - k_y^2 - k_s^2)} \quad (18)$$

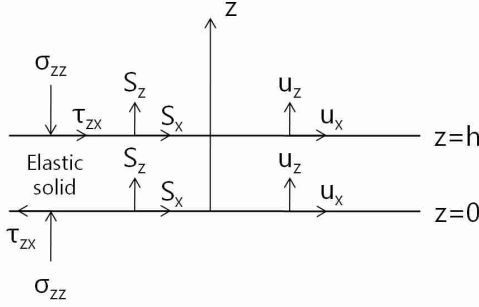


Fig. 4 Cross-section of elastic solid layer

식(14) ~ (15)를 식(9)에 대입하면 탄성층 임의 z 위치에서의 변위를 식(19)~(21)와 같이 쓸 수 있다.

$$u_x(k_x, k_y, z) = ik_x A_1 \exp(i\gamma_1 z) + ik_x A_2 \exp(-i\gamma_1 z) + ik_y A_3 \exp(i\gamma_s z) + ik_y A_4 \exp(-i\gamma_s z) + k_x \gamma_s A_5 \exp(i\gamma_s z) - k_x \gamma_s A_6 \exp(-i\gamma_s z) \quad (19)$$

$$u_y(k_x, k_y, z) = ik_y A_1 \exp(i\gamma_1 z) + ik_y A_2 \exp(-i\gamma_1 z) - ik_x A_3 \exp(i\gamma_s z) - ik_x A_4 \exp(-i\gamma_s z) + k_y \gamma_s A_5 \exp(i\gamma_s z) - k_y \gamma_s A_6 \exp(-i\gamma_s z) \quad (20)$$

$$u_z(k_x, k_y, z) = i\gamma_1 A_1 \exp(i\gamma_1 z) - i\gamma_1 A_2 \exp(-i\gamma_1 z) - k_x^2 A_5 \exp(i\gamma_s z) - k_x^2 A_6 \exp(-i\gamma_s z) - k_y^2 A_5 \exp(i\gamma_s z) - k_y^2 A_6 \exp(-i\gamma_s z) \quad (21)$$

일반적 탄성체에서의 응력과 변위 관계식에 식(19)~(21)을 대입하여 탄성체내의 임의 z 위치에서의 응력을 구한 후 탄성층의 아래($z=0$)와 위 경계($z=h$)에서의 연속조건을 이용하여 정리하면 다음과 같이 두께 h 인 하나의 탄성층에서의 동적 강성 행렬식을 구할 수 있다.

$$[D(k_x, k_y)] \begin{pmatrix} u_x(k_x, k_y, h) \\ u_y(k_x, k_y, h) \\ u_z(k_x, k_y, h) \\ u_x(k_x, k_y, 0) \\ u_y(k_x, k_y, 0) \\ u_z(k_x, k_y, 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_x(k_x, k_y, h) \\ S_y(k_x, k_y, h) \\ S_z(k_x, k_y, h) \\ S_x(k_x, k_y, 0) \\ S_y(k_x, k_y, 0) \\ S_z(k_x, k_y, 0) \end{pmatrix} \quad (22)$$

외부 유체층, N 개의 탄성체층, 내부 유체층 및 선

체와 선체 내부의 유체층으로 구성된 다층 구조물에 대하여 각 층에서의 동적 강성 행렬식을 중첩하면 식(23)과 같이 중첩된 동적 강성 행렬 \mathbf{Z} , 변위 벡터 \mathbf{u} 및 외력 벡터 \mathbf{E} 의 관계식으로 정리할 수 있다.

$$[\mathbf{Z}(k_x, k_y)] \{\mathbf{u}(k_x, k_y)\} = \{\mathbf{E}(k_x, k_y)\} \quad (23)$$

(3) 전달함수

식(1)에서의 전달함수는 난류 강계층에 의해 음향창 표면에서의 변동 압력 $P(k_x, k_y, \omega) = 1$ 일 때 내부 유체층의 음향센서 위치에서의 압력으로 정의될 수 있다. 본 연구에서는 음향창의 전달함수를 구하기 위하여 외부 유체층(무한 해수층), 1개(복합재층) 혹은 3개(복합재층/제진재층/복합재층)의 탄성체층, 내부 유체층(해수층) 및 강 구조물의 선체층과 선체 내부층(무한 공기층)으로 구성된 다층 구조물을 대상으로 주파수 500Hz에서 수치 계산을 수행하였다. 단 소음원인 난류 경계층내 벽면 변동 압력의 특성은 유동 방향인 x 축방향으로만 강한 상관 관계를 가지므로 전달함수의 계산에서는 분석의 편의를 위하여 유동의 수직방향으로의 파수 $k_y = 0$ 조건에서 수행하였다.

3. 소나 음향창의 전달함수

3.1 전달함수의 특징

음향창의 설계인자가 전달함수의 변화 특성에 미치는 영향을 분석하기 위하여 기준 음향창으로 재질은 Table 1의 GRP 재질로 선정하고 음향창과 선체와의 거리 D 는 0.5m로, 음향센서는 음향창으로 부터 0.4m(d) 떨어져 위치하는 것으로 한다.(Fig.1참조) 음향창의 두께는 외부 하중에 대한 구조 안전성을 고려하여 30mm로 정하였다. 음향센서가 부착되는 선체는 두께 20mm의 강판으로 그리고 선체 내부는 공기층으로 가정하였다.

Fig.5는 전달함수를 계산한 결과로 하나의 골과 2개의 첨두를 보이고 있다. 파수 2.1 부근에서의 골은 해수에서의 음파에 해당하는 파수이고 파수 9에서의 첨두는 두께 20mm의 강판인 선체의 굴곡파(flexural wave)에 해당하는 파수이다. 두번째 첨두는 GRP 음향창의 굴곡파 파수에서 발생한다.

Table 1 Material properties of GRP window

구분	내용	
재질	Glass Fiber Pre-preg	
두께	30mm	
기계적 물성치	Tensile Modulus	24 GPa
	Density	1900 kg/m ³
	Poisson's Ratio	0.13

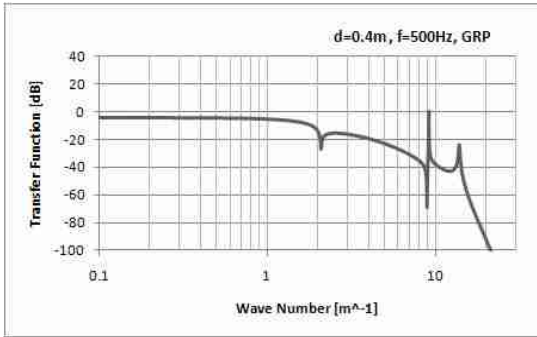


Fig.5 Transfer Function of GRP Acoustic window

난류 유동에 의한 자체소음은 식(1)에서 보이는 바와 같이, 벽면 변동 압력 $P(k_x, k_y, \omega)$ 와 전달함수 $T(k_x, k_y, \omega)$ 를 곱하고 파수 전체에 걸쳐 적분하여 구한다. 유속 20 노트를 기준으로 구한 벽면 변동압력과 전달함수를 같은 그림에 그려보면 Fig.6과 같다.

이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 전달함수의 첨두 파수 위치와 벽면 변동 압력에서 가장 에너지가 집중된 난류 경계층내 에디(eddy)의 대류 속도에 해당하는 첨두 파수 위치는 상당히 떨어져 있다. 이는 자체소음 준위가 벽면 변동 압력과 전달함수의 곱의 적분값으로 표현되므로 동일한 유동 조건이라면 벽면 변동 압력은 변하지 않을 것이므로 자체소음의 준위는 음향창의 전달함수에 의해 결정되어짐을 알 수 있다. 즉 난류 유동 유기 자체소음의 저감 설계 측면에서는 전달함수의 면적이 적은 것이 유리하다.

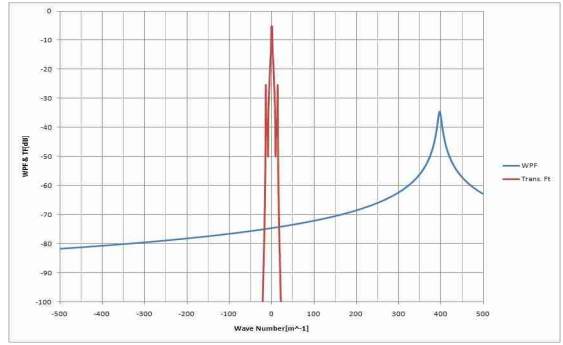


Fig.6 Wall Pressure Fluctuation(WPF) and Acoustic Window Transfer Function

3.2 음향창 설계 인자와 전달 함수

음향창의 설계 인자가 전달 함수에 미치는 영향을 분석하기 위하여 다음과 같이 설계 인자를 변경했을 때 전달 함수를 구하고 이를 기준 음향창의 전달 함수와 비교하였다. 단 해석 주파수는 500Hz로 고정하였다.

(1) 음향 센서 위치

음향 센서 위치는 음향창 구조물의 직법적인 설계 인자는 아니지만 소나 설계 시 가능한 자체소음이 최소화될 수 있도록 설계되어야 하는 면에서 센서 위치는 중요한 설계 인자 중 하나이다. 본 연구에서는 음향 센서 위치를 음향창에서 0.1m, 0.2m, 0.3m 및 0.4m 떨어졌을 때 전달함수를 계산하고 그 결과를 Fig.7에 나타내었다.

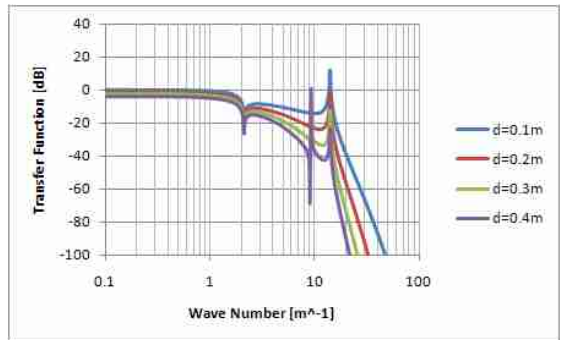


Fig.7 Transfer Function of GRP Acoustic Window varying Sensor Distance

음향센서의 위치에 따른 전달함수의 특성은 첨두가 발생하는 파수는 동일하지만 음향창에서 거리가 증가할수록 음향창 굴곡과 파수의 첨두 높이는 낮아

지고 전달함수는 전체적으로 감소하는 경향을 보인다. 따라서 음향센서의 위치를 가능한 음향창에서 이격시키는 것이 자체소음 감소면에서 유리함을 알 수 있다.

(2) 음향창 재질

다음으로 음향창의 재질을 GRP에서 CRP로 변경하고 동일 조건에서 전달함수를 구하였다. CRP의 물성치는 Table 2와 같이 GRP에 비하여 영률이 약 2배이지만 밀도는 가볍다.

Table 2 Material properties of CRP window

구분	내용	
재질	Carbon Fiber Pre-preg	
두께	30mm	
기계적 물성치	Tensile Modulus	56 GPa
	Density	1500 kg/m ³
	Poisson's Ratio	0.17

Fig.8은 두 재질에 대한 전달함수의 계산 결과를 비교한 것으로 재질의 영률이 증가함에 따라 음향창의 굴곡파가 증가하여 굴곡파의 첨두는 왼쪽으로 이동하였지만 첨두의 높이는 약간 증가함을 알 수 있다. 그러나 첨두 이후 파수에서는 전달함수의 크기가 작음으로 인하여 약간의 자체소음 감소 효과를 기대할 수 있을 것으로 생각된다.

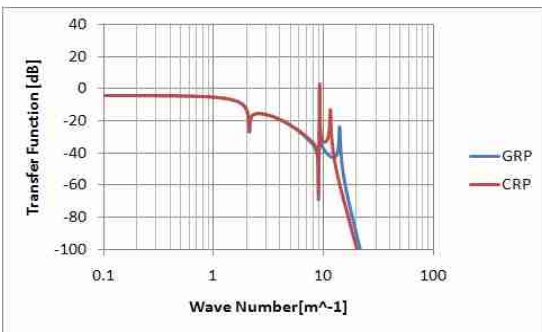


Fig.8 Transfer Function of GRP and CRP Acoustic Window

(3) 음향창 내부 제진재

자체소음 저감을 위한 음향창의 설계안으로 음향창내에 진동 저감을 위한 제진재를 적용하는 방안을

고려하여 보았다. 사용된 제진재의 물성치는 Table 3과 같고 1차로 제진재를 GRP사이에 삽입하는 방안을 선택하였다. 즉 음향창의 구성을 GRP 15mm, 제진재 2mm 및 GRP 15mm로 하여 음향창 구조 강도 확보를 위한 GRP 두께는 전체적으로 30mm를 유지하도록 하였다. 기존 음향창과 제진재를 포함한 다층재질의 음향창에 대한 전달함수는 Fig.9에 나타내었다. 제진재를 포함한 음향창의 굴곡파 파수의 첨두 위치는 증가하였으나 첨두는 기존 음향창에 비하여 낮아졌다.

Table 3 Material properties of damping layer

구분	내용	
기계적 물성치	Tensile Modulus	5 MPa
	Density	950 kg/m ³
	Poisson's Ratio	0.495

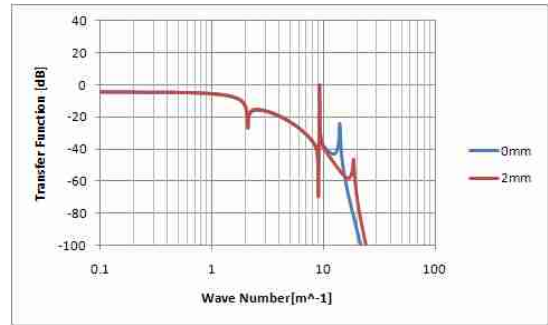


Fig.9 Transfer Function of GRP Acoustic Window with and without Damping Layer

음향창에서의 제진재 부착 위치에 따른 자체소음 감소 효과를 분석하기 위하여 2mm의 제진재를 음향창 외부면에 부착한 경우(Model 1), 음향창 사이에 삽입한 경우(Model 2) 및 음향창 내부면에 부착한 경우(Model 3) 각각에 대한 전달함수를 계산하고 이를 Fig.10에 나타내었다. 여기서 제진재를 음향창 내부면이나 외부면에 부착한 경우는 동일한 특성을 가짐을 알 수 있으며 제진재를 이용한 감쇠는 제진재를 음향창 사이에 삽입하는 적층 구조에서 효과가 큼을 알 수 있다.

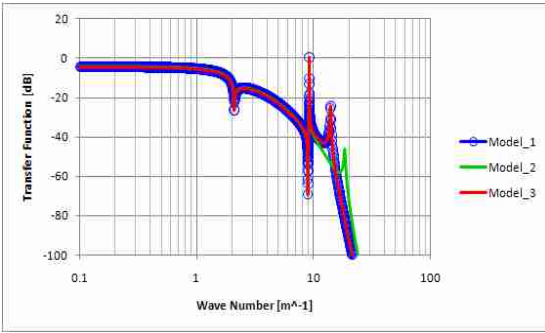


Fig.10 Transfer Function of GRP Acoustic Window with various Damping Layer Models

다음으로 제진재를 이용한 난류 유동 유기 자체 소음의 저감 효과 증대를 위하여 제진재를 음향창 사이에 삽입한 것(3 layer)과 음향창 사이에 삽입한 상태에서 추가로 음향창 외부면과 내부면 모두에 설치하는 경우에 대한 전달함수를 비교하여 보았다. 그 결과 Fig.11에서 보이는 바와 같이 음향창 굴곡파에 해당하는 침투 위치의 파수는 증가하면서 침투의 높이도 낮아지는 것으로 경향을 보이지만 전달함수 면적의 관점에서 살펴보면 뚜렷한 저감 효과는 기대되지 않았다.

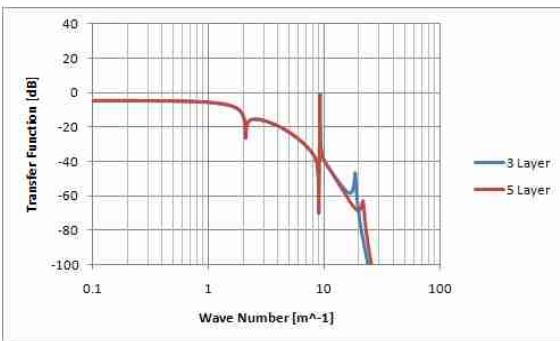


Fig.11 Transfer Function of GRP Acoustic Window with 3 and 5 Damping Layer models

4. 결론

이상과 같이 소나 음향창의 설계 인자가 난류 유동유기 자체소음의 전달함수에 미치는 영향을 계통적으로 비교 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 음향 센서와 음향창의 이격거리가 클수록 전달함수의 음향창 굴곡파 파수의 침투는 낮아진다.
- (2) 고강도 재질의 적용은 전달함수에서 음향창의 굴곡파의 침투 파수를 감소시킨다.
- (3) 음향창에 제진재를 적용할 경우 음향창 굴곡파 파수는 증가하고 침투는 낮아지며 음향창 사이에 제진재를 삽입하는 구조가 가장 효과적이다.

본 연구를 통하여 난류 유동유기 자체소음 저감 설계를 위하여 음향창의 설계 인자가 전달함수에 미치는 영향에 대하여 계통적 해석을 수행한 결과 음향창의 재질, 제진재의 적용에 의한 현저한 저감 효과는 보이지는 않았으나 제진재의 적용 및 음향 센서 위치 조정에 의한 저감 효과는 기대할 수 있음을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) SungH. Ko, 1993, Performance of various shapes of hydrophones in the reduction of turbulent flow noise, J. Acoust. Soc. Am 93(3), pp 1293~1299.
- (2) K. K. Shin, C. S. Hong, and H. G. Lee., 1996, A Study of Flow Induced Noise for Multilayered Cylinder due to Turbulent Boundary Layer, Transaction of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.6, No.2, pp.671~677.
- (3) J. Ryue, H.-K. Shin, H.-T. Ahn. and O.-C. Kwon, 2011, Self Noise Analysis of Towed Array Sonar Induced by Axisymmetric vibration Propagating Along Fluid-filled Elastic Hoses, Transaction of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.21, No.5, pp.437~446.
- (4) Skelton, E. A. and James, J. H., 1997, Theoretical Acoustics of Underwater Structures, Imperial College Press.