

# 탄성지지된 기계류에 의해 가진되는 잠수된 보강 원통형 셸의 음향방사

## Acoustic Radiation from a Submerged Stiffened Cylindrical Shell Excited by Resiliently Mounted Machinery

배 수 룡\*·이 시 복†  
Soo Ryong Bae and Shibok Lee

(Received October 28, 2014 ; Revised December 17, 2014 ; Accepted December 17, 2014)

**Key Words** : Acoustic Radiation(음향 방사), Resiliently Mounted Machinery(탄성지지 기계류), Submerged Stiffened Cylindrical Shell(잠수된 보강 원통형 셸)

### ABSTRACT

This paper investigates the underwater acoustic radiation from a periodically stiffened cylindrical shell excited resiliently mounted machinery. Underwater acoustic radiation is important to a submarine. Generally, submarine structure can be modeled as stiffened cylindrical shell immersed in water. Analytical model is derived for the far-field acoustic radiation from machinery installed inside cylindrical shell. The analytical model includes the effect of fluid loading and interactions between periodic ring stiffeners. Transmitted force from machine to a shell through isolator can be different by the impedance of shell. In this paper the effect of a shell impedance for acoustic radiation is investigated. Impedance of a shell should be considered if thickness of a shell is thin.

### 1. 서 론

보강 원통형 셸은 잠수함이나 어뢰 같은 수중 운동체, 항공기 등 많은 구조물에서 사용된다. 이 중에서 잠수함의 경우 수중에서의 음향방사는 탑재된 기계류, 압력선체의 임피던스 등에 의하여 크게 영향을 받는다. 잠수함은 보강 원통형 셸로 모델링 할 수 있으며 그 주위가 물로 되어 있어 물의 영향 또한 고려하여야 한다. 원통형 셸의 진동 및 음향방사는 Junger<sup>(1)</sup> 이래로 계속 연구되어져 왔다. Feit<sup>(2)</sup>는 점 가진(point excited)된 원통형 셸에 대하여 고주

파수 영역에서 진동해석을 하였으나 주위 유체로 인하여 발생되는 영향은 고려하지 않았다.

Burroughs<sup>(3)</sup>는 두 종류의 링 보강재(ring stiffener)를 가진 무한 원통형 셸에 대하여 길이 방향 및 원주방향 Fourier 변환을 사용하여 음향 방사를 계산하였다.

El-Raheb과 Wager<sup>(4)</sup>는 내부 구조물을 가진 원통형 셸의 음향방사를 전달행렬을 이용하여 해석하였다. 전달행렬에 의한 셸의 진동해석은 셸의 고유치를 이용한다는 점에서 장점이 있다.

Harari와 Sandman<sup>(5)</sup>은 유체 속에 잠긴 유한한 보강 원통형 셸의 음향방사 및 진동 특성에 관하여 연

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University  
E-mail : sblee@pusan.ac.kr  
Tel : +82-51-510-2315, Fax : +82-51-517-3805

\* Member, Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National University

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2014 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

구하였다.

배 등<sup>(6)</sup>은 Burroughs<sup>(3)</sup>의 방법을 이용하여 Donnell-Mushtari 셸 방정식을 적용한 잠수체의 수중 음향방사를 연구하였으며, 추가적으로 FFT 기법을 도입하여 셸의 진동을 해석하였다.

국내에서는 Lee<sup>(7)</sup>가 다양한 경계조건을 가진 유한 길이 후판 실린더의 고유진동에 의한 음향방사에 관한 연구를 하였다.

잠수된 보강 원통형 셸 내부에 힘이 직접적으로 작용하는 모델의 음향 방사에 대해서는 여러 저자들에게 의하여 연구되었으나 보강 원통형 셸에 기계류가 탄성지지 된 경우에 대한 연구는 수행되지 않았다.

보강 원통형 셸 내부에 기계류가 탄성지지된 구조물은 다양한 분야에서 사용된다. 이 논문에서는 기계류가 보강 원통형 셸 내에 탄성지지 될 때 기계류의 가진에 의하여 발생하는 보강 원통형 셸의 수중 음향방사에 대한 연구를 수행하고 그 결과를 고찰하였다.

## 2. 이 론

### 2.1 무한 원통형 셸의 음향방사

무한 길이의 보강 원통형 셸에 Fig. 1과 같이 보강재가 거리  $d$ 의 간격으로 무한히 있다고 가정한다. 원통형 셸은 반지름  $a$ , 두께  $h$ , 밀도  $\rho$ , Young 계수  $E$ , Poisson 비  $\nu$  이고,  $a \gg h$ 로 가정한다. 원통형 셸 주위로 물이 있으며 물은 밀도  $\rho_o$ , 음속  $c_o$ 이다. 보강 원통형 셸의 음향방사 유도과정에서 기본적인 가정은 참고문헌<sup>(3)</sup>과 이 논문이 동일하나 사용한 원통형 셸의 운동방정식은 서로 다르다.

#### (1) 무한 원통형 셸의 운동방정식

원통형 셸의 운동방정식에 대한 이론은 여러 가

지가 있으나 이 연구에서는 Donnell-Mushtari 이론을 적용하였다. 보강 원통형 셸에 작용하는 힘은 외력, 주위 유체에 의하여 발생하는 힘, 보강재의 반력이 있다. Donnell-Mushtari 원통형 셸의 운동방정식 (8)에 시간 미분을 취하고 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial \phi^2} + \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 \dot{v}}{\partial x \partial \phi} + \frac{\nu}{a} \frac{\partial \dot{w}}{\partial x} + k_p^2 \dot{u} &= 0 \\ \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial x \partial \phi} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 \dot{v}}{\partial \phi^2} &+ \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 \dot{v}}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial \dot{w}}{\partial \phi} + k_p^2 \dot{v} = 0 \\ \frac{\nu}{a} \frac{\partial \dot{u}}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial \dot{v}}{\partial \phi} + \frac{\dot{w}}{a^2} &+ \frac{h^2}{12a^2} \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2}{\partial \phi^2} \right) \dot{w} - k_p^2 \dot{w} = \\ - \frac{i\omega}{\rho C_l^2 h} \{ f_a(x, \phi) - p_f(x, \phi) - p_r(x, \phi) \} \end{aligned} \tag{1}$$

여기서  $u, v, w$  는 길이방향, 원주방향, 반경방향 변위이고,  $\dot{\phantom{x}}$  는 시간에 관한 미분을 나타낸다.  $f_a$  는 셸에 작용하는 외력에 의한 반경방향 음압,  $p_f$  는 셸 외부 표면에 작용하는 음압,  $p_r$  은 보강재의 반력에 의해 원통형 셸에 작용하는 음압을 나타내고,  $k_p = \frac{\omega}{C_l}$ ,  $C_l = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$ ,  $\omega$  는 각주파수(rad/s)로 정의된다.

Fourier 변환은 다음과 같이 정의되고

$$\tilde{f}(k, \phi) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} f(x, \phi) e^{-ikx} dx \tag{2}$$

Fourier 역변환은 다음과 같이 정의된다.

$$f(x, \phi) = \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{f}(k, \phi) e^{ikx} dx \tag{3}$$

식 (1)을  $x$ 방향에 대하여 Fourier 변환하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (\Omega^2 - \alpha^2) \tilde{u} + \frac{(1-\nu)}{2} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \phi^2} &+ i\alpha \left( \frac{1+\nu}{2} \right) \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \phi} + i\alpha \nu \tilde{w} = 0 \end{aligned}$$

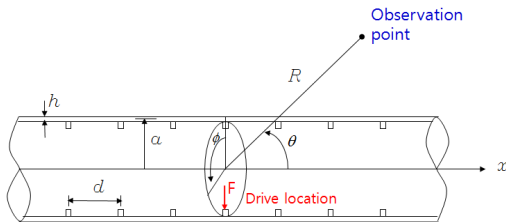


Fig. 1 Configuration of a cylindrical shell with periodic ribbed rings

$$\begin{aligned}
 i\alpha\left(\frac{1+\nu}{2}\right)\frac{\partial\tilde{u}}{\partial\phi}+(\Omega^2-\alpha^2\frac{1-\nu}{2})\tilde{v}+\frac{\partial^2\tilde{v}}{\partial\phi^2}+\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\phi}=0 \\
 i\alpha\nu\tilde{u}+\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\phi}+(1-\Omega^2)\tilde{w}+\frac{h^2}{12a^2}\left(\frac{\partial^2}{\partial\phi^2}-\alpha^2\right)^2\tilde{w}= \\
 \frac{-i\omega a^2}{\rho C_l^2 h}[\tilde{f}_a(k,\phi)-\tilde{p}_f(k,\phi)-\tilde{p}_r(k,\phi)]
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

여기서  $\alpha=ka$ ,  $\Omega=\omega a/C_l$ ,  $k$ 는  $x$ 방향에 대한 구조물 파수(structural wave number)이다.  $\alpha$ 는 주파수에 대한 무차원 수,  $\Omega$ 는 종파의 속도와 관련된 주파수에 대한 무차원 수이다.

식(4)에서 속도와 압력을 길이방향 파수  $k$ , 원주 방향 모드  $n$ 으로 Fourier 전개하면 식(5)와 같다.

$$\begin{aligned}
 \tilde{u}(k,\phi)=\sum_{-\infty}^{\infty}\tilde{u}_n(k)e^{in\phi}, \quad \tilde{v}(k,\phi)=\sum_{-\infty}^{\infty}\tilde{v}_n(k)e^{in\phi} \\
 \tilde{w}(k,\phi)=\sum_{-\infty}^{\infty}\tilde{w}_n(k)e^{in\phi}, \quad \tilde{f}_a(k,\phi)=\sum_{-\infty}^{\infty}\tilde{f}_n(k)e^{in\phi} \\
 \tilde{p}_f(k,\phi)=\sum_{-\infty}^{\infty}\tilde{p}_n^f(k)e^{in\phi}, \quad \tilde{p}_r(k,\phi)=\sum_{-\infty}^{\infty}\tilde{p}_n^r(k)e^{in\phi}
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

식(5)를 식(4)에 대입하면 반경방향 속도  $\tilde{w}_n$ 의 항으로 정리할 수 있다.

$$\tilde{Z}_n^s(k)\tilde{w}_n(k)=\tilde{f}_n-\tilde{p}_n^f-\tilde{p}_n^r
 \tag{6}$$

$\tilde{Z}_n^s(k)$ 는 셸의 임피던스이고 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned}
 \tilde{Z}_n^s(k)=\frac{i\rho C_l^2 h}{\omega a^2}\left\{-\Omega^2+\frac{h^2}{12a^2}(n^2+\alpha^2)^2\right. \\
 \left.+\frac{\alpha^2(1-\nu)^2\left[\frac{1}{2}(1-\nu)\alpha^2-\Omega^2\right]}{\left[\frac{1}{2}(1-\nu)(\alpha^2+n^2)-\Omega^2\right][\alpha^2+n^2-\Omega^2]}\right. \\
 \left.-\Omega^2\left[\frac{1}{2}(1-\nu)(\alpha^2+n^2)-\Omega^2\right]\right\}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

(2) 외력

원통형 셸 내부에 외력이  $(x_0, \phi_0)$ 에 작용하면, 그 외력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_a(x,\phi)=F\delta(x-x_0)\sum_{-\infty}^{\infty}\delta\{a[\phi-(\phi_0+2\pi n)]\}
 \tag{8}$$

여기서  $F$ 는 외력의 크기이고,  $\delta$ 는 Dirac 델타함수를 나타낸다. 식(8)을  $x$ 방향에 대하여 Fourier 변환하면 다음과 같다.

$$\tilde{f}_a(k,\phi)=\frac{Fe^{-ikx_0}}{2\pi}\sum_{-\infty}^{\infty}\delta\{a[\phi-(\phi_0+2\pi n)]\}
 \tag{9}$$

Poisson의 합 공식은 다음과 같다.

$$\sum_{-\infty}^{\infty}\delta(t+nT)=\frac{1}{T}\sum_{-\infty}^{\infty}e^{in\omega_0 t}, \quad \omega_0=\frac{2\pi}{T}
 \tag{10}$$

식(9)는 식(10)을 이용하면 다음과 같이 된다.

$$\tilde{f}_a(k,\phi)=\frac{Fe^{-ikx_0}}{(2\pi)^2 a}\sum_{-\infty}^{\infty}e^{in(\phi-\phi_0)}
 \tag{11}$$

식(6)의  $\tilde{f}_n$ 은 식(11)로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\tilde{f}_n=\frac{Fe^{-ikx_0}}{(2\pi)^2 a}e^{i(kx_0+n\phi_0)}
 \tag{12}$$

(3) 유체 영향(fluid loading)

원통형 셸 주위의 유체는 유체의 연속방정식과 운동량 방정식으로부터 유도되는 Helmholtz 방정식을 만족시킨다. 유체에 대한 Helmholtz 방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\nabla^2 p_f+k_0^2 p_f=0
 \tag{13}$$

여기서  $\nabla^2=\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial\phi^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\right)+\frac{\partial^2}{\partial x^2}$ ,  $k_0=\frac{\omega}{c_0}$ 는 유체의 파수,  $c_0$ 는 유체의 음속을 나타내며,  $r$ 는 원통좌표계에서 반경방향 좌표이다.

식(13)을  $x$ 방향에 대하여 Fourier 변환하면 다음과 같다.

$$\tilde{p}_r(r,k,\phi)=\sum_{-\infty}^{\infty}A_n H_n^{(1)}[(k_0^2-k^2)^{1/2}r]e^{in\phi}
 \tag{14}$$

여기서  $H_n^{(1)}$ 은 1종 Hankel 함수이다.

원통형 셸과 유체 사이의 수직방향 변위에 대한 연속성의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{\partial p_f}{\partial r} \Big|_{r=a} = i\rho\omega\dot{w} \tag{15}$$

Fourier 변환된 음압은 다음과 같다.

$$\tilde{p}_f(a, k, \phi) = \sum_{-\infty}^{\infty} \tilde{Z}_n^f \tilde{w}_n(k) e^{in\phi} \tag{16}$$

식(16)에서  $\tilde{Z}_n^f(k)$ 는 원통형 셸의  $n$ 차 원주모드에 대한 유체 임피던스로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tilde{Z}_n^f(k) = \frac{i\rho_0\omega H_n^{(1)}[(k_0^2 - k^2)^{\frac{1}{2}}a]}{(k_0^2 - k^2)^{\frac{1}{2}} H_n^{(1)'[(k_0^2 - k^2)^{\frac{1}{2}}a]} \tag{17}$$

여기서  $H_n^{(1)}$ 는 1종 Hankel 함수의 미분을 나타낸다. 식(16), 식(17)로부터 식(6)의  $\tilde{p}_n^f$ 는 다음과 같이 된다.

$$\tilde{p}_n^f = \tilde{Z}_n^f(k) \tilde{w}_n(k) \tag{18}$$

(4) 보강재에 의한 반력

원통형 셸의 음향방사는 반경방향의 힘이 중요하다. 보강재의 반력에 의하여 원통형 셸에 작용하는 압력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p_r'(a, \phi) = \tilde{p}_r(\phi) \sum_{-\infty}^{\infty} \delta(x - md) \tag{19}$$

여기서  $m$ 은 정수,  $d$ 는 보강재의 간격이고,  $\tilde{p}_r(a, \phi)$ 는 보강재에 의해 셸에 반경방향으로 작용하는 단위 길이당 압력이다.

보강재에 대하여 길이방향의 변위를 무시하고, 보강재의 폭이 작아 원주방향과 반경방향의 변위는 원주방향의 함수로만 표시 가능하므로  $\dot{u}(x, \phi) = 0$ ,  $\dot{v}(x, \phi) = \dot{v}(\phi)$ ,  $\dot{w}(x, \phi) = \dot{w}(\phi)$ 로 놓을 수 있고 또  $\nu = 0$ 로 놓을 수 있다. 여기서 '는 보강재에 대한 변수임을 나타낸다. Donnell-Mushtari의 원통형 셸의 운동방정식으로부터 위의 가정과 보강재의 반지름을 원통형 셸의 반지름과 같다고 가정하면 보강

재의 운동방정식은 식(1)로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\frac{\partial^2 \dot{v}}{\partial \phi^2} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial \phi} + \Omega'^2 \dot{v} = 0 \\ &\frac{\partial \dot{v}}{\partial \phi} + \dot{w} + \frac{h^2}{12a^2} \left( \frac{\partial^4 \dot{w}}{\partial \phi^4} + 2 \frac{\partial^2 \dot{w}}{\partial \phi^2} + \dot{w} \right) - \Omega'^2 \dot{w} = \\ &- \frac{i\omega a^2}{\rho_r C_l'^2 h_r b_r} \tilde{p}_r(\phi) \end{aligned} \tag{20}$$

여기서  $h_r$ ,  $b_r$ ,  $\rho_r$ 은 보강재의 높이, 폭, 밀도이고,  $C_l'$ 는 보강재의 종방향 파속(wave speed),

$$\Omega' = \omega a / C_l', \quad C_l' = \sqrt{\frac{E_r}{\rho}}$$

보강재의 변위를 원주방향모드의 중첩으로 식(5)와 같이 나타내고 식(20)에 대입하여 정리하면 보강재 반력은 보강재의 임피던스와 반경방향 속도로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\tilde{p}_r = \tilde{Z}_n^r \dot{w}'_n \tag{21}$$

식(21)에서 보강재의 임피던스  $\tilde{Z}_n^r$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\tilde{Z}_n^r = \frac{i\rho_r A_r C_l'^2}{\omega a^2} \left[ \frac{h_r^2}{12a^2} (n^2 - 1)^2 - \Omega'^2 + \frac{\Omega'^2}{\Omega'^2 - n^2} \right] \tag{22}$$

여기서  $A_r$ 은 보강재의 단면적을 나타낸다.

식(19), 식(20)에서 속도와 압력을 원주방향 모드로 분리하여 정리하고 Fourier 변환하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\tilde{p}_r(k, \phi) = \frac{1}{2\pi} \sum_n \sum_{-\infty}^{\infty} \tilde{Z}_n^r \dot{w}'_n e^{in\phi} e^{-iknd} \tag{23}$$

보강재와 원통형 셸이 접하고 있는 위치  $x=md$ 에서 보강재와 원통형 셸의 속도는 같으므로 관계식은 아래와 같다.

$$\dot{w}'_n = \dot{w}_n(md) \tag{24}$$

$$\dot{w}_n(md) = \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{w}_n(k') e^{ik'md} dk' \tag{25}$$

식 (24)와 식 (25)로부터 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$\sum_{-\infty}^{\infty} \dot{w}'_n e^{-ikmd} = \sum_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{w}'_n(k') e^{-i(k-k')md} dk' \quad (26)$$

식 (26)은 Poisson 합 공식과  $k_d = 2\pi/d$  를 이용하면 다음과 같이 된다.

$$\sum_{-\infty}^{\infty} \dot{w}'_m e^{-ikmd} = k_d \sum_{-\infty}^{\infty} \tilde{w}'_n(k-mk_d) \quad (27)$$

식 (23)과 식 (27)로부터 Fourier 변환된 보강재의 반력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\tilde{p}_r(k, \phi) = \frac{k_d}{2\pi} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \tilde{Z}'_n e^{in\phi} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \tilde{w}'_n(k-mk_d) \quad (28)$$

식 (6)의  $\tilde{p}'_n$ 은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\tilde{p}'_n = \frac{k_d}{2\pi} \tilde{Z}'_n \sum_{-\infty}^{\infty} \tilde{w}'_n(k-mk_d) \quad (29)$$

(5) 원통형 셸의 음향 방사

원통형 셸의 음향 방사는 다음과 같이 구할 수 있다<sup>(8)</sup>.

$$\tilde{p}'_n = \frac{i\rho_0 \omega \tilde{w}'_n H_n^{(1)} [(k_0^2 - k^2)^{\frac{1}{2}} r]}{(k_0^2 - k^2)^{\frac{1}{2}} H_n^{(1)} [(k_0^2 - k^2)^{\frac{1}{2}} a]} \quad (30)$$

공간 좌표 상에서 음향방사를 해석하기 위하여 식 (30)의 Fourier 역변환을 구할 때 정위상(stationary phase) 방법과 원거리 음장조건을 이용하면 보강원통형 셸의 음향방사는 식 (31)과 같이 유도된다. 유도과정은 참고문헌<sup>(9)</sup>에 잘 나타나 있다.

$$|p^f(R, \theta, \phi)| = \left| \sum_{n=-\infty}^{\infty} \frac{i\rho_0 c_0 \tilde{w}'_n(k_0 \cos\theta) e^{in\phi} (-i)^n}{R \sin\theta H_n^{(1)}(k_0 \sin\theta)} \right| \quad (31)$$

2.2 탄성지지된 기계류에 의한 힘

Fig. 2와 같이 보강 원통형 셸 내부에 기계류가 스프링(탄성마운트)으로 탄성지지될 경우 원통형 셸과 기계류 사이에는 상호 작용이 일어난다. Fig. 2에서  $F$ 는 기계류에 의하여 발생하는 힘,  $m$ 은 기계류의

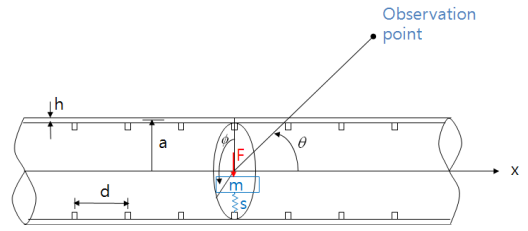


Fig. 2 Configuration of a cylindrical shell with periodic ribbed rings and resiliently mounted machinery

질량,  $s$ 는 기계류를 지지하는 마운트의 스프링 상수를 나타낸다.

상호작용은 Fig. 3과 같이 모델링 할 수 있으며,  $Z_f$ 는 파운데이션(셸)의 임피던스,  $v$ 는 속도,  $F$ 는 힘을 나타낸다. 보강재가 셸에 비하여 강성이 상대적으로 크기 때문에 보강 원통형 셸(foundation)의 임피던스는 셸의 임피던스로 모델링할 수 있다.

Fig. 3에서  $F_2$ 는 다음과 같이 나타 낼 수 있다.

$$F_2 = \frac{F_1}{1 + \frac{Z_m}{Z_s} + \frac{Z_s}{Z_f}} \quad (32)$$

여기서  $Z_s$ 와  $Z_m$ 는 마운트와 기계류의 임피던스로 아래와 같이 정의된다.

$$Z_s = \frac{s}{j\omega}, \quad Z_m = j\omega m \quad (33)$$

식 (32)에서 보면 만약 셸의 임피던스가 마운트의 임피던스보다 매우 크면 기계류와 셸의 상호작용을

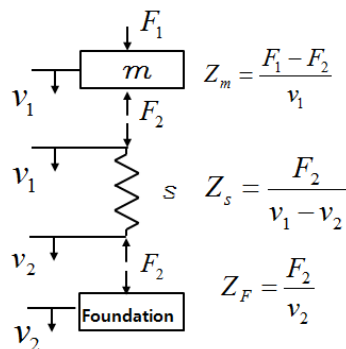


Fig. 3 Impedance model between machinery and foundation(shell)

고려하지 않아도 됨을 알 수 있다. Fig. 3에서  $F_2$ 는 식 (1)에서  $f_a$ 에 해당되고,  $F_1$ 은 Fig. 2에서  $F$ 와 같다.

### 3. 수치계산 및 고찰

수치계산에서 원통형 셸의 반경은 0.62 m, 두께는 0.01 m, Young계수는  $2.1 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>, 밀도는 7,800 kg/m<sup>3</sup>, 푸아송 비는 0.28, 손실계수는 0.04를 사용하였다. 보강재의 반경은 0.62 m, 두께는 0.03 m, 폭은 0.02 m, Young계수와 밀도는 셸과 동일하다. 기계류의 질량은 10 kg, 기계류에 부착된 탄성마운트의 스프링 상수는 8,882,644 N/m, 손실계수는 0.05를 사용하였다. 원통형 셸 주위의 유체는 물이며 밀도는 1,000 kg/m<sup>3</sup>, 음속은 1,460 m/s이다.

수치계산에서 원통형 셸 또는 기계류에 작용하는 힘은 1 N으로 가정하였다. 원통형 셸의 음향방사 및 진동계산에서 원주방향 모드는  $|n| \leq 16$  까지만 고려하였다. 원통형 셸의 음향방사는 1 m 거리의 음원수준으로 환산하여 dB(ref. 1  $\mu$ Pa)로 나타내었다.

원통형 셸의 감쇠는 손실계수(loss factor)를 이용하여 복소탄성계수  $E^* = E(1 + i\eta)$  로 나타낼 수 있다. 보강 원통형 셸에서의 감쇠의 영향을 알아보기 위하여 손실계수  $\eta = 0.04$ ,  $\eta = 0$  두 경우에 대한 수치계산 결과가 Fig. 4에 있으며 이 수치모델의 경우 약 1,700 Hz 이상의 고주파수에서 감쇠의 영향이 나타남을 알 수 있다.

Fig. 5는 기계류가 보강 원통형 셸에 탄성지지된 경우인 Fig. 2의 모델에 대하여 방사 음압을 해석한

결과이다. 그 결과를 보면 기계류의 수직방향 마운트 고유진동수인 150 Hz에서 음압이 크게 나타남을 알 수 있으며 셸의 임피던스의 영향을 받지 않았음을 알 수 있다. 즉 이 경우에는 셸의 두께가 두꺼워 셸의 임피던스의 영향을 받지 않는 경우이다.

Fig. 6은 Fig. 2의 모델에 대하여 셸의 두께를 10 mm에서 2 mm로 변경하여 방사 음압을 계산한 결과로 기계류와 셸의 임피던스에 의한 상호작용이 일어나 새로운 피크가 발생하였음을 알 수 있다.

이상의 수치계산 결과를 종합하면 보강 원통형 셸이 탄성지지된 기계류에 의하여 가진될 때 셸로부터 방사되는 음압수준은 기계류-탄성마운트의 1자유도계 수직방향 고유진동수 및 기계류와 셸의 상호작용이 발생하는 주파수에서 크게 발생하며, 기계류-

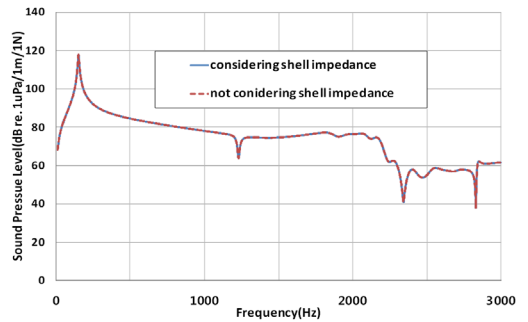


Fig. 5 Effect of shell impedance on acoustic radiation from stiffened shell with the thickness of 10 mm subjected to the point force generated by a resiliently mounted machinery as shown in Fig. 2

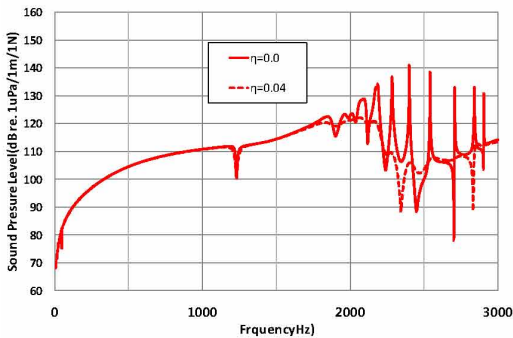


Fig. 4 Acoustic radiation from the stiffened shell with different structural damping factors of  $\eta = 0.0$  and  $\eta = 0.04$ , subjected to the unit force shown in Fig. 1

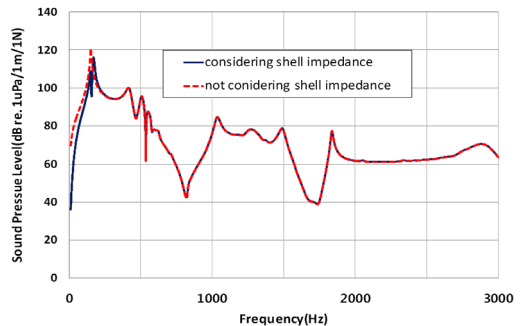


Fig. 6 Effect of shell impedance on acoustic radiation from stiffened shell with the thickness of 2mm subjected to the point force up to 3 kHz generated by a resiliently mounted machinery as shown in Fig. 2

탄성마운트의 수직방향 고유진동수 이상에서는 음압 수준이 탄성마운트의 효과에 의하여 상당히 감소하고 있음을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

이 논문에서는 접수된 무한한 보강 원통형 셸 내부에 기계류가 탄성지지된 경우 셸의 음향방사에 대하여 연구하였다. 셸의 두께가 두꺼워 셸의 임피던스가 클 때는 셸과 탄성지지된 기계류 사이에서 상호작용 거의 발생하지 않았으며 셸의 두께가 얇을 경우 셸의 임피던스가 작아 셸과 탄성지지된 기계류 사이의 상호작용으로 새로운 공진이 발생하여 그 주파수에서 음압이 크게 발생함을 확인 할 수 있었다. 따라서 보강 원통형 셸에 기계류가 탄성 마운트로 설치될 경우에는 원통형 셸의 두께가 얇으면 셸의 임피던스를 고려하여야 함을 알 수 있었다.

#### 후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

#### References

(1) Junger, M. C., 1952, Vibration of Elastic Shells in a Fluid Medium and the Associated Radiation of Sound, *J. Appl. Mech.*, Vol. 74, pp. 439~445.  
 (2) Feit, D., 1971, High-frequency Response of Point Excited Cylindrical Shell, *JASA*, Vol. 49, No. 5, pp. 1499~1504.  
 (3) Burroughs, C. B., 1984, Acoustic Radiation from Fluid Loaded Infinite Circular Cylinders with Doubly Periodic Ring Supports, *JASA*, Vol. 75, No. 3, pp. 715~722.  
 (4) El-Raheb, M. and Wagner, P., 1989, Acoustic Radiation for a Shell with Internal Structures, *JASA*,

Vol. 85, No. 6, pp. 2452~2464.

(5) Harari, A. and Sandman, B. E., 1990, Radiation and Vibrational Properties of Submerged Stiffened Cylindrical Shells, *JASA*, Vol. 88, No. 4, pp. 1817~1830.

(6) Bae, S. R., Lee, H. G. and Hong, C. S., 1993, Acoustic Radiation Analysis of Stiffened Shell and Vibration Velocity by FFT, *Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference*, pp. 128~133.

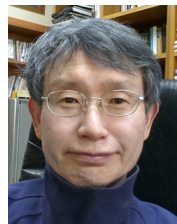
(7) Lee, H. G., 2013, Acoustic Radiation from the Modal Vibrations of a Thick, Finite Cylinder with Various Boundary Conditions, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 23, No. 7, pp. 585~596.

(8) Leisa, W., 1973, *Vibration of Shells*, NASA SP-288.

(9) Junger, M. C. and Feit, D., 1986, *Sound, Structures, and Their Interaction*, The MIT Press.



**Soo Ryong Bae** received his B.S and M.S. degrees in the department of mechanical Engineering in Pusan National University in 1986 and in 1988. He is working as a Ph.D. degree candidate in school of mechanical engineering at Pusan National University. His research interests are vibration and acoustics of cylindrical structure.



**Shibok Lee** received Ph.D. degree in mechanical engineering from KAIST in 1992. He has been working as a professor in school of mechanical engineering at Pusan National University. His main interests are vibration, motion control and machine diagnosis.