

---

 論 文
 

---

大韓造船學會論文集  
 第29卷 第1號 1992年 3月  
 Transactions of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol.29, No. 1, March 1992

## Helmholtz 공명기를 내장한 다층패널의 음향 특성에 관한 연구

서종수\*, 전재진\*\*

### Acoustic Performance of the Multilayered Panel with Helmholtz Resonators

by

Jong Soo Seo\* and Jae Jin Jeon\*\*

#### 요 약

선박에서 승조원 및 승객들의 안락함을 위하여 격실내의 공기중 소음을 감소시키는 것이 필수적이다. 본 연구에서는 선박의 주동력기관 및 주변기기로 부터 발생되는 공기중 소음의 효과적인 차폐를 목적으로, 공명기 원리를 적용하여 고안된 다층패널의 공기중 소음 전달손실(transmission loss) 특성을 이론적으로 예측할 수 있는 해석법을 전달 매트릭스(transfer matrix)기법을 이용하여 도출하였다.

또한, 모형에 대한 음향실험을 통하여 해석방법의 타당성을 검증하였고 이에 따라 다층 패널의 설계인자 변화에 따른 전달손실 변화 특성을 이론적으로 고찰하였다.

연구결과, 공명기를 내장한 다층패널은 재래의 음향격벽구조에 비해 뛰어난 음향차폐 성능을 가지며 구조의 경량화가 가능함이 확인되었다.

#### Abstract

The reduction of the airborne noise level is essential to the comfortability for crews and passengers in ships. In this paper, the acoustic characteristics on the multilayered acoustic panel with the Helmholtz resonator was described analytically and experimentally. The design software based on the Transfer Matrix Analysis(TMA) method for the acoustic enclosing panel was developed. According to the change of the design parameters of the panel, various transmission losses were obtained using the developed software.

---

발표 : 1991년도 대한조선학회 춘계연구발표회('91. 4. 13)

접수일자 : 1991년 5월 31일, 재접수일자 : 1991년 8월 19일

\*정회원, 국방과학연구소

\*\*국방과학연구소

As a result, it was verified that the acoustic characteristics of the composite panel was excellent in comparison with the conventional acoustic partitioning structures. This panel can be applicable to the acoustic enclosure system.

### 1. 서론

선박의 규모가 커지고 탑재되는 장비들의 출력 수준이 증가되는 추세에 따라 선박의 소음 수준 또한 높아지게 되었으며 이로 인해 선박 전반에 걸친 소음제어는 더욱더 중요한 해결과제로 대두 되기에 이르렀다.

이 중에서 공기중 소음은 선내 구획의 형상과 배치 및 내부 음향처리 상태에 따라 매우 복잡하고 유동적인 음장(acoustic field)을 구성하게 된다[1] [2]. 또한, 공기중 소음이 선내에서 함의로 전달될 경우 발생하는 수중 방사 소음의 수준은 그 반대인 경우 보다 상대적으로 높다는 사실은 Miguel C. Junger가 발표하였다[3]. 선진 각국에서는 선내 소음을 제거하기 위한 방법으로 많은 연구가 진행이 되고 있으며, 최근에 들어서는 음향차폐 시스템 연구가 활발히 진행되고 있다[4] [5] [6] [7].

한편, Helmholtz 공명기는 근래에 들어 건축, 기계 등의 각종 산업 분야에 빈번히 적용되어 그 우수성이 입증된 음향 기구로서 특정 주파수의 소음 수준 감소 효과를 기대할 수가 있으며, 제작에 있어 다소의 까다로운 점을 제외하고는 경량이며, 저렴한 비용이라는 잇점을 겸하고 있다. 따라서, 본 논문에서는 음향 전달 손실의 증가는 물론 특정 주파수의 소음 수준을 격감시키기 위하여, 경량의 알루미늄 박판(薄板)과 공기층 및 흡음재를 가진 복합패널에 Helmholtz 공명기를 내장한 다층패널을 가지고 공기중 소음 특성에 대한 연구를 수행하였다.

다층패널의 전달 손실을 구하는 해석적인 방법으로는, 최근 Lockheed Aeronautical Systems Company에서 Beranek와 Work의 방법을 사용하여 수식화한 압력 비분석법(pressure ratio analysis method)[8]이 있으며, 입사단과 투과단의 압력과 입자속도의 관계를 매트릭스 형태로 표현하여 전달 손실(TL)을 산출하는 전달매트릭스 해석(muffler)

해석에도 사용되어 지고 있다.

본 문에서 거론되는 다층패널의 전달 손실 특성 이론과 공명기에 의한 주파수 특성을 고찰하기 위한 해석 방법으로는 전달 매트릭스 해석(TMA) 방법을 채택하여 다층 패널설계 S/W를 개발하고 그의 검증을 위해 실험결과와 비교 검토하였다.

### 2. 다층패널의 음향 전달 손실 특성 이론

Helmholtz 공명기를 갖는 다층패널의 전달 손실 특성을 파악하기 위하여 다층패널의 음장(acoustic field)과 각 패널 요소들의 구성을 다음의 Fig.1과 같이 도시하였다.

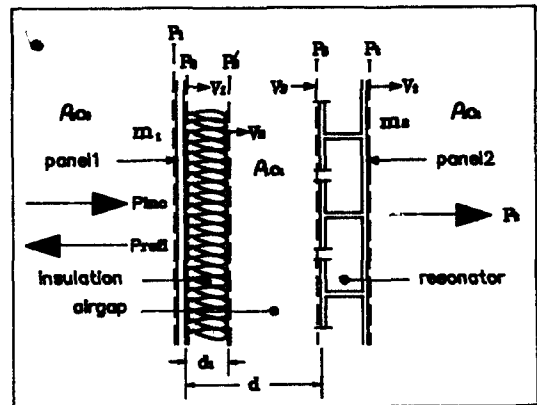


Fig. 1 Schematic diagram of multi-layered panel with Helmholtz resonator

본 연구에서 입사되는 음파는 평면파(plane wave)라고 가정을 한다. 또한, 공명기의 효과를 고찰함에 주관점을 두는 관계로 panel 1과 panel 2가 단순 질량-스프링 거동을 한다고 가정한다.

Fig. 1의 음장을 갖는 다층패널에 있어서 최종 투과단의 음압과 입자 속도를  $p_t, v_t$ 이라 하고 입

사단의 음압과 입자 속도를 각각  $p_1, v_1$ 이라 두고, 다층패널의 전체 전달 매트릭스 형태를 이용하여 입사와 투과단과의 관계를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{a}_{11} & \bar{a}_{12} \\ \bar{a}_{21} & \bar{a}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ v_1 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

식 (2.1)의 전달 매트릭스 요소에  $-(\bar{\phantom{a}})$ 가 붙은 것은 전달 매트릭스가 개괄 시스템(system inclusive) 또는, 전체(overall)의 의미이며, 이 전달 매트릭스는 입사 음파의 음압  $p_1$  및 입자 속도  $v_1$ 이 접근하여 최종 투과 음압인  $p_1$ 와 입자 속도  $v_1$ 가 되기까지, panel 1, 흡음재 및 공기층, panel 2 요소에 대한 각각의 전달 매트릭스의 곱 형태로 다음 식과 같이 표현된다[9] [10] [11].

$$\begin{bmatrix} \bar{a}_{11} & \bar{a}_{12} \\ \bar{a}_{21} & \bar{a}_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & i\omega m \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

즉, 좌변의 전체 매트릭스는 우변 첫째항의 panel 2 요소와 두번째항의 공기층 및 흡음층에 관한 전달 매트릭스 그리고 panel 1의 전달 매트릭스로 나타내어진다.

Fig.1에서 panel1을 통과하여 흡음재로 입사되는 음파의 음압을  $p_2$ , 입자 속도를  $v_1$ 이라 하고, 공기층으로 입사되는 음압과 입자 속도를 각각  $p_2', v_2$ , 공기층을 지나 공명기 패널로 입사하기 직전의 음압과 입자 속도를 각각  $p_3, v_3$ 로 두고, 흡음층의 두께를  $d_1$ , 흡음층을 포함한 공기층의 깊이를  $d$ 로 구성한 흡음구조(Insulation model)의 음장을 Fig.2와 같이 나타낸다[12].

Fig.2 구조의 panel1의 입사파의 음압과 속도  $p_2, v_1$ 과 panel2에 입사하기 직전의 음압과 입자속도  $p_3, v_3$ 의 관계를 전달 매트릭스의 형태로 표시하면

$$\begin{bmatrix} p_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

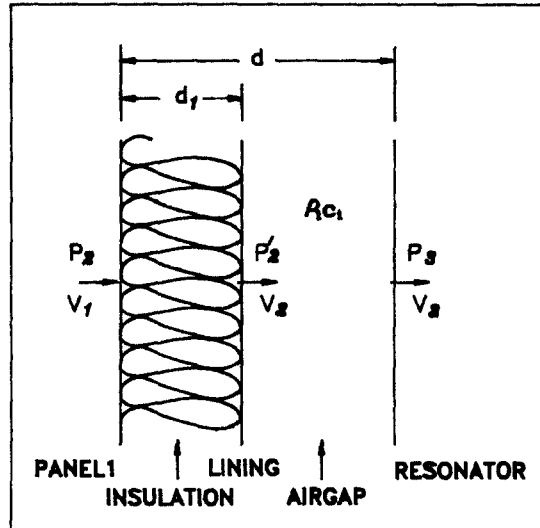


Fig. 2 Insulation model

$$P_3 = \text{Re}[e^{i\omega t}] P_2' + \text{Im}[e^{i\omega t}] P_2' \quad (2.4)$$

$$\text{Im}[e^{i\omega t}] P_2' = i \rho_1 c_1 \sin \omega t v_2 \quad (2.5)$$

$t = (d-d_1)/c_1$ : 공기층을 통과하는 입자의 진행시간.  
식(2.4) (2.5)를 이용하면 공기층에 의한 매트릭스는 다음과 같이 조립된다.

$$\begin{bmatrix} P_3 \\ v_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{C}W & i\rho_1 c_1 \bar{S} \\ i\bar{S}/\rho_1 c_1 & W\bar{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2' \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \bar{C} &= \cos[\omega(d-d_1)/c_1] \\ \bar{S} &= \sin[\omega(d-d_1)/c_1] \end{aligned}$$

Fig.2에서, 공기층 쪽의 흡음재 한면에 면밀도  $m_1$ 의 미장 패널을 부착시켰을 경우의 미장 패널에 대한 전달 매트릭스는 미장 패널의 전면에서 걸리는 음압과 입자 속도를  $p_1', v_1'$ 라 두고, 패널의 내부 감쇠 계수  $\eta_1$ 를 고려하면,

$$\begin{bmatrix} p_1' \\ v_1' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega m_1(1+i\eta_1) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1' \\ v_1' \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

가 된다.

한편, 내부 흡음층에 대한 전달 매트릭스는 다음과 같이 된다[13].

$$\begin{bmatrix} p_1' \\ v_1' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C & -WS \\ -S/W & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

여기서,  $C = \cosh \gamma d_1$ ,  
 $S = \sinh \gamma d_1$ ,  
 $\gamma = \alpha - ik = \alpha - i2\pi/\lambda_m \equiv \alpha + i\beta$   
 $\gamma$  : 흡음재의 전파상수(복소수)  
 $= \alpha + i\beta$   
 $W$  : 흡음재의 임피던스(복소수)  
 $= W_1 + iW_2$   
 $k$  : 파수(wave number) =  $2\pi/\lambda_m$   
 radians/m  
 $\lambda_m$  = 파장(wave length), m

따라서, 미장 패널과 흡음재의 복합된 전달 매트릭스는 식(2.7)와 식(2.8)에서

$$\begin{bmatrix} p_2' \\ v_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega m_1(1+i\eta_1) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C & -WS \\ -S/W & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_1 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

가 된다.

따라서, 흡음층과 공기층만에 의한 전달 매트릭스는 식(2.6)의 공기층에 의한 전달매트릭스와 식(2.9)의 흡음재 및 미장패널의 전달매트릭스를 연결하여 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{C} & ip_1 c_1 \bar{S} \\ i\bar{S}/\rho_1 c_1 & \bar{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C-i\omega m_1(S/W) + \omega \eta_1 m_1(S/W) & -WS + i\omega m_1 C - \omega \eta_1 m_1 C \\ -S/W & C \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

Panel2에 걸리는 전체 단의 면적당 외력 성분을  $q$ 라 두면 힘의 평형 방정식은 공명기 모듈에 미치는 압력  $P_3$ , 공명기 구멍에 가해지는 압력  $P_{c,j}$ 와 투과되어 나가는 압력  $P_1$  및 공명기 구멍내의 유체의 흐름 저항에 의한 외력 성분으로 구성된다[14] (단, 각 패널의 내부 감쇠  $\eta_i$ 를 무시).

$$q = p_3(1-\bar{\sigma}) - p_1 + \langle P_{c,j} \sigma_j \rangle + \frac{A}{M} \sum_{j=1}^M \sigma_j^2 R_j (v_{aj} - v_i) \quad (2.11)$$

$\langle \rangle$ 는  $\frac{1}{M} \sum_{j=1}^M ( )$ 의 약호로서 전체 공명기에

걸리는 평균값을 의미한다.

식(2.11)의 각 항에 대한 수식을 전개하면,

$\bar{\sigma}$ 는 공명기 판의 평균 개구율로서 다음과 같이 주어진다.

$$\bar{\sigma} = \langle \sigma \rangle = \frac{1}{M} \sum_{j=1}^M \sigma_j \quad (2.12)$$

단,  $\sigma_j = A_j/A$  : 공명기의 개구율

$A_j$  : 공명기의 구멍 면적,  $m^2$

$A$  : 공명기 모듈의 면적,  $m^2$

$M$  : 공명기 갯수

공명기 목 접근 속도  $V_{aj}$ 는 베르누이 정리와 체적 속도의 연속 조건을 이용하여 구하면,

$$v_{aj} = p_3 / Z_j A_j + (1 + i\omega L_j / Z_j) v_i \quad (2.13)$$

$$Z_j = R_j - i(\omega L_j - 1/\omega G_j) \quad (2.14)$$

여기서,

$G_j = V_j / \rho_j c_j^2$  (음향 컴플라이언스)

$L_j = \rho_j (l_j + B_j (\pi/2) r_j) / \pi (r_j)^2$  (음향 인덕턴스)

$R_j = [2(\pi \mu \rho l)^{1/2} / \pi r_j^2] (2 + l_j / r_j)$  (노즐저항)

$V_j$  : 단일공명기(j번째) 체적,  $m^3$

$l_j$  : 공명기 목길이, m

$r_j$  : 공명기 목반경, m

$B_j$  : 보정계수(flanged :  $B_j = 1.0$ )

$\rho_j$  : 매질의 밀도(공기 :  $1.21 \text{ kg/m}^3$ )

$c_j$  : 매질내 음속(공기 :  $343 \text{ m/sec}$ )

$\mu$  : 매질내 음속(공기 :  $1.747 \times 10^{-5} \text{ kg/m sec}$ )

로 주어진다.

j번째 공명기 내부의 음압  $p_{c,j}$ 는,

$$p_{c,j} = (iA_j / \omega G_j) (v_{aj} - v_i) \quad (2.15)$$

로 표시된다.

식(2.12), (2.13), (2.15)을 식(2.11)에 대입하여 전개하면,

$$q = p_3 (1 + i\omega \langle L_j \sigma_j / Z_j \rangle) - p_1 + i\omega \langle \sigma_j L_j A_j^i (1 + i\omega L_j / Z_j) \rangle v_1 \quad (2.16)$$

과 같이 된다.

여기서 panel2의 전체 압력 q를 이곳을 지나는 입자 속도 v<sub>1</sub>와 면 밀도 m<sub>2</sub>의 형태로 표시하면,

$$q = -i\omega m_2 v_1 \quad (2.17)$$

로 된다.

식(2.19)를 식(2.18)에 대입하여 p<sub>1</sub>를 p<sub>3</sub>와 v<sub>1</sub>에 관해 전개하면,

$$p_1 = (1 + i\omega \langle L_j \sigma_j / Z_j \rangle) p_3 + i\omega [m_2 + \langle \sigma_j L_j A_j^i (1 + i\omega L_j / Z_j) \rangle] v_1 \quad (2.18)$$

$$v_1 = v_1 \quad (2.19)$$

이 된다.

식(2.18)과 식(2.19)를 이용하여 panel2의 전달 매트릭스를 조립할 수가 있다.

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3 \\ v_1 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

여기서,

$$H_{11} = (1 + i\omega \langle L_j \sigma_j / Z_j \rangle)$$

$$H_{12} = i\omega [m_2 + \langle \sigma_j L_j A_j^i (1 + i\omega L_j / Z_j) \rangle]$$

$$H_{21} = 0$$

$$H_{22} = 1$$

체적 속도 연속 조건을 이용하여 패널로의 공기 입자 접근 속도 v<sub>3</sub>를 구하면 공명기 구멍을 제외한 부분을 통과하는 속도 v<sub>1</sub>와 공명기 구멍 부분으로 접근하는 목접근 속도 v<sub>0</sub>의 형태로 표현되며,

$$v_3 = v_1 (1 - \bar{\sigma}) + \langle \sigma_j v_{0j} \rangle \quad (2.21)$$

식(2.13)을 식(2.21)에 대입하여 전개하면 다음과 같이 된다.

$$v_3 = v_1 (1 + i\omega \langle L_j \sigma_j / Z_j \rangle) + \langle 1 / Z_j \rangle P_3 / A \quad (2.22)$$

식(2.3)과 Fig.2에서 공기층 및 흡음층을 통과하는 음압 P<sub>3</sub>는 흡음재 전면의 압력 p<sub>2</sub>와 입자 속도 v<sub>1</sub>의 관계식으로 표현할 수 있다.

$$p_3 = a_{11} p_2 + a_{12} v_1 \quad (2.23)$$

마찬가지로, 공기층과 흡음층을 통과하는 입자 속도 v<sub>3</sub>는,

$$v_3 = a_{21} p_2 + a_{22} v_1 \quad (2.24)$$

로 표현한다.

따라서, 식(2.22)를 식(2.24)에 대입하고, 식(2.23)의 P<sub>3</sub>을 이용하여 v<sub>1</sub>를 p<sub>2</sub>와 v<sub>1</sub>의 관계 수식으로 전개할 수가 있다.

$$v_1 = [(a_{21} - a_{11} / z) / H_{11}] p_2 + [(a_{22} - a_{12} / z) H_{11}] v_1 \quad (2.25)$$

여기서,

$$1/Z = \sum_{j=1}^M \langle \frac{1}{Z_j} \rangle : \text{공명기 모듈당 평균 임피던스의 역수}$$

S = MA : 공명기 패널의 전체 면적

z = SZ : 전체 공명기 모듈의 특성 음향 임피던스 (specific acoustic impedance)

식(2.25)를 식(2.23)와 함께 매트릭스 형태로 나열하고 식(2.20)의 panel2의 매트릭스 요소와 식(2.3) 및 식(2.10)의 흡음층과 공기층만에 의한 전달 매트릭스 관계식을 적용하면 공명기와 공기층 및 흡음재에 의한 매트릭스 요소의 연성된 식이 된다.

$$\begin{bmatrix} p_3 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_1 \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

여기서,

$$\begin{aligned} A_{11} &= a_{11} \\ A_{12} &= a_{12} \\ A_{21} &= (a_{21} - a_{11}/z) / H_{11} \\ A_{22} &= (a_{22} - a_{12}/z) / H_{11} \end{aligned}$$

한편, 식(2.26)의  $p_2, v_1$ 을 panel1을 통과하는 음압과 입자 속도의 관계로 매트릭스화 하면,

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega m_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

와 같이 된다. 따라서, 식(2.20), 식(2.26)과 식(2.27)을 조합하면 다층패널을 통과하는 음향의 전달 수식인 식(2.2)를 얻게 된다.

공명기가 없을 경우는 식(2.11)에서  $\sigma_j = 0, \bar{\sigma} = 0$ 으로 두고 같은 방법으로 해석한다.

조립된 전달 매트릭스를 이용하여 입사 음압  $P_{inc}$ 과 투과 음압  $p_t$ 의 비(ratio)를 구하기 위하여 외부 전체의 음압을  $p_t$ , 입자 속도를  $v_t$ , 외부 음장의 매질의 밀도와 음속을 각각  $\rho_o, c_o$ 이라고 하면 이는 초기입사 음압  $P_{in}$ 과 방사 음압  $P_{rad}$ 의 합으로 표현 된다.

$$p_t = P_{in} + P_{rad} = 2P_{inc} - \rho_o c_o v_t \quad (2.28)$$

또한, 투과단 매질의 밀도와 음속을 각각  $\rho_i, c_i$ , 투과 음압을  $P_t$ , 입자 속도를  $v_t$ 라 하면,

$$p_t = \rho_i c_i v_t \quad (2.29)$$

가 되어, 투과 손실계수  $\tau_t$ 는 전달파와 입사파의 출력(intensity)의 비로 나타내어 지며,

$$\tau_t = (\rho_o c_o / \rho_i c_i) | P_t / P_{inc} |^2 \quad (2.30)$$

전달 손실을,

$$TL = -10 \log \tau_t \quad (dB) \quad (2.31)$$

로 나타낼 수 있다.

식(2.1)과 식(2.28), 식(2.29)를 이용하여 투과 음압과 입사 음압의 비를 전개하면,

$$P_t / P_{inc} = 1/2 [\bar{a}_{22} - \rho_o c_o \bar{a}_{21}] - (1/\rho_i c_i) (\bar{a}_{12} - \rho_o c_o \bar{a}_{11}) \quad (2.32)$$

가 된다. 따라서, 식(2.32)를 식(2.30)에 대입하여 투과 손실 계수를 구하고 식(2.31)으로 전달 손실 값을 쉽게 얻을 수 있다.

### 3. 패널 설계를 위한 프로그램 구성

다층패널 요소들의 음향 전달 매트릭스를 전산 프로그램화 하여 패널의 조합 특성에 따라 주파수별 전달 손실(transmission loss)과 패널의 형상을 초기 설계하는 음향 패널 설계 프로그램(acoustic panel design program : APDP)의 수행 과정을 아래에서 간략히 전개하고 있다.

(1) 초기 입력 자료로는 패널요소의 재질, 밀도, 공기층의 깊이 및 주변 매체의 음향 특성 상수(밀도, 음속)들을 데이터 블록으로 구성, 입력하고 있다.

(2) 제어하고자 하는 주파수와 요구전달 손실값(dB)을 입력하여 단순 질량 법칙(mass law)을 수행시켜 초기패널(단일격벽)의 최대 두께를 계산한다.

(3) 계산된 패널의 두께를 가지고 이중벽체에 대한 음향전달 특성계산을 수행하여 패널이 최소한의 두께를 가기도록 반복 계산을 (2)항과 연결하여 수행한다.

(4) 제어 요구 주파수에 대한 공명기 효과 적용을 위해 초기 공명기 구멍반경, 깊이를 계산한다. 만약 제어 대상 주파수가 일정 대역 또는 조화성분으로 형성되어 있으면 이들 주파수들에 대한 수치를 차례로 입력하면 공명기의 구멍반경을 계산하고 초기 공명기 구멍부터 최종 반경까지의 구멍 변화율을 계산한다.(흡음재는 관심 주파수 대역에 있어서 공기층에 의한 정재파 현상이 예상될 경우에 적용하도록 구성되어 있다.)

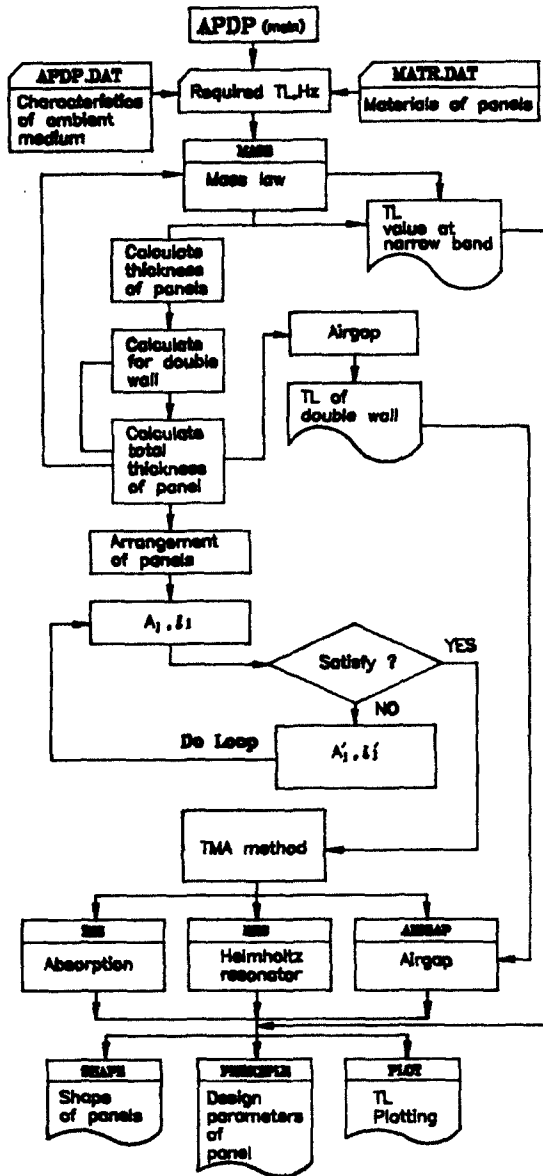


Fig. 3 Flow of the APDP

(5) 초기 개략 형상을 출력하여 데이터 변경 요구사항 유·무를 판정하고 최종 결정 데이터를 입력한다. 전달 매트릭스법에 의한 전달 손실 값을 계산한다. 이때 각 요소들의 음향 특성 계산이 일차 수행되고 이후 전체 매트릭스(overall matrix)로 조립된 계산이 수행된다.

(6) 최종 입력 데이터에 의해 계산된 전달 손실 값을 각 패널 조합을 따른 비교치로 출력하고 최적 패널 형상과 제원을 출력함으로써 다층패널의 설계 프로그램 수행이 종료된다.

Fig.4에서 HP370 전산기의 주 모니터로 출력된 다층패널의 제원, 형상 및 패널 요소 조합 방식에 따라 각각의 음향 전달 손실 특성을 보인다.

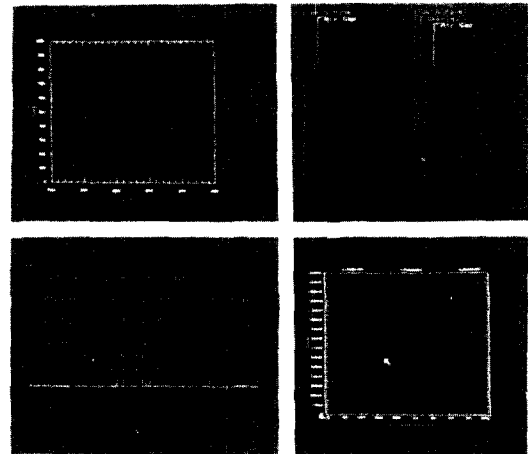


Fig. 4 The graphic outputs of the APDP

#### 4. 다층패널의 음향 전달 손실 특성 실험

2장에서 내부 Helmholtz 공명기를 가지는 다층패널의 전달 매트릭스 해석에 의한 음향 전달 손실 특성을 고찰하였으며, 프로그램에 의해 도출된 다층패널의 자료를 활용하여 실제로 다층패널을 제작하여 실험을 통한 음향효과를 검증하였다. 다층패널로 입사되는 음파를 가능한 한 평면파로 형성하기 위해, 그리고 주변 소음의 영향을 최소로 줄이기 위해 다음과 같은 실험장치를 구성하였다.

Table 1의 제원으로 제작된 다층패널을 Fig.5와 같이 구성하여 실험하였으며, 음원은 25개의 speaker로 구성된 일정주파수 영역을 갖는 white noise를 발생시켰다.

측정은 실험실 내에서 무반사 조건을 만족할 수 없으므로 실험실 밖에서 바닥반사를 제외하고는

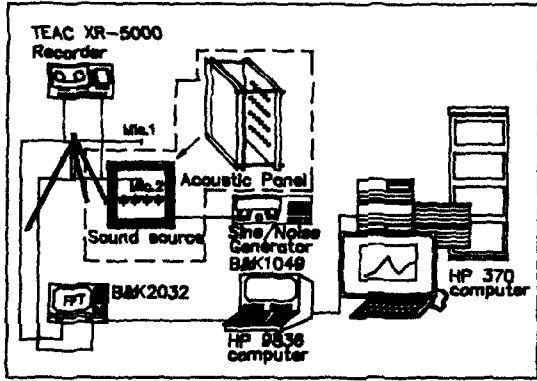


Fig. 5 Schematic drawing of the acoustic experiments

반사가 없는 반자유 음향조건을 수행하였으며, 1/2" 마이크로폰(B & K 4130)을 통해 수집되는 정보가 B&K 2032 FFT 분석기에 입력이 시작되면 HP9836 전산기가 분석기를 제어하여 100 Hz~400 Hz의 주파수범위를 가진 음압수준값(dB)을 전송받아 전달손실값은 12개 지점에서 측정된 평균값을 취하였으며 측정거리는 시험패널로부터 2Cm 떨어진 지점을 취하였다.

Table 1 Elements of the multi-layered panel in experiment

panell	material	density	surface density	thickness	W×B	area	
	Al	2700 Kg/m <sup>3</sup>	2.16 Kg/m <sup>2</sup>	0.0008 m	0.6X0.6 m	0.36 m <sup>2</sup>	
airgap	depth	density	speed	adiabatic expansion coefficient			
	0.05 m	1.21 Kg/m <sup>3</sup>	343 m/sec	1.4			
resonator	material	surface density	throat radius	throat length	resonator depth	module W×B	opening ratio
	Al	824 Kg/m <sup>2</sup>	0.01 m	0.01 m	0.04 m	0.1×0.15 m	2 %

저장된 정보는 다층패널 설계 프로그램이 가동되는 HP370 전산기로 전송되어 이론에 의해 예측된 다층패널의 전달 손실 특성 그래프와의 비교를 위한 자료로서 출력된다.

Fig.6에서 이론치에 의해 예측된 다층패널의 전달손실과 실제실험을 통하여 도출된 전달 손실을 100 Hz에서 400Hz까지의 주파수 대역에 걸쳐 보이고 있으며, Table 2에 이론과 실험에 의한 특성주

파수와 전달 손실값을 간략하게 비교하고 있다.

Table 2 Characteristics of the multi-layered panel in experiment

comparison	theoretical		experimental	
	frequency(Hz)	TL(dB)	frequency(Hz)	TL(dB)
airgap	143.0	7	120	9
Helmholtz resonator	250.0	65	240~255	50
dip by resonator	343.0	16	338	20

실험에서는 특히, 공명기를 내장한 다층패널의 특정 주파수 전달 손실 증가 효과를 고찰하기 위해 공진 주파수를 250Hz로 동조(tuning)시킨 공명기 패널을 사용하였다.

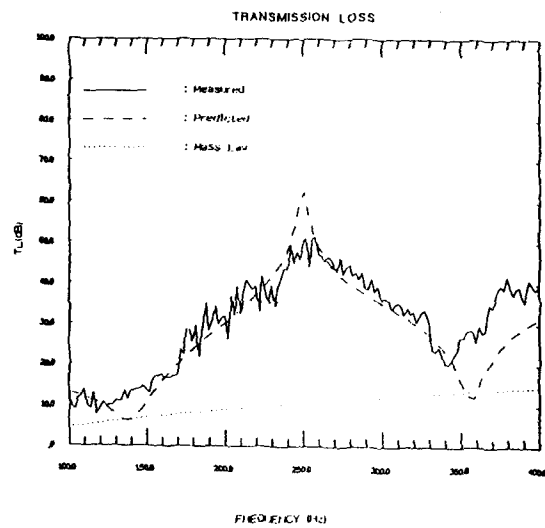


Fig. 6 Transmission losses of the multi-layered panel with Hemholtz resonator

### 5. 결과 및 고찰

본 연구의 2장에서 수행된 음향 특성 해석 이론 결과와 4장의 실험 결과치의 비교를 통해 검증된 APDP 프로그램을 사용하여 다층패널의 전달 손실 특성 및 다층패널의 설계를 위한 지침을 도출하고자



각 패널 요소별 설계 인자 변화에 따른 음향 특성과 효과를 고찰하였다.

### 1) 공명기 패널에 의한 음향 전달 특성

Fig.7은 동일한 질량을 가지는 다층패널에서 공명기가 있는 경우와 없는 경우에 대하여 계산 비교하였으며, 일반적으로 개략적인 전달 손실을 계산할 수 있는 질량 법칙(mass law)으로 계산된 예를 보여주고 있다.

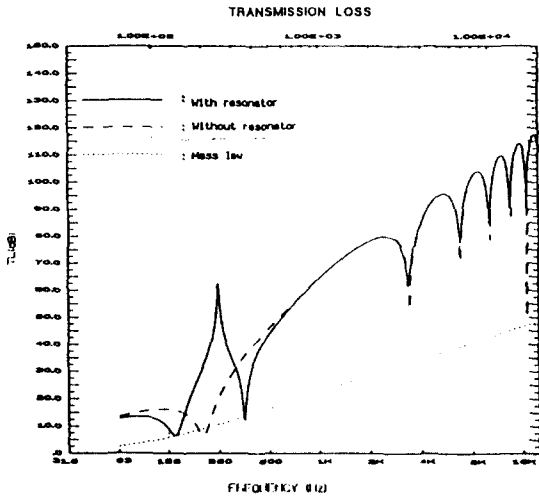


Fig. 7 Comparison of transmission losses of acoustic panel with or without Helmholtz resonator

공명기가 있는 다층패널의 전달 손실 특성은 250 Hz 부근에서 뚜렷한 공명현상으로 인한 높은 전달 손실을 나타내고 있으며, 공진 주파수 직후에 발생하는 340Hz 부근의 전달 손실의 급격한 감소는 공기층과 공명기 내의 구멍 깊이에 의한 상호 간섭공진에 기인한 현상이다. 만약 이러한 전달 손실 감소 주파수 대역이 주 소음원의 높은 소음수준의 주파수와 일치된다면 공기층 깊이와 공명기의 제원을 변경시켜 전달 손실 감소에 해당하는 주파수 대역이 제어 대상인 소음원의 주요 주파수 범위를 벗어나게끔 설계하여야 한다.

공명기가 없는 경우의 전달 손실 특성은 다층패널의 공기층 깊이가 공명기가 있는 경우의 것과 일치시키더라도 공기층에 의한 공진 주파수가 조금

높은 주파수 대역으로 이동하는 현상을 나타낸다. 이는 공명기가 있는 경우에는 공기층 공진 주파수는 공기층의 깊이에 공명기 내의 구멍 깊이를 가산한 등가길이를 공기층 공진 주파수 계산에 사용되기 때문이며 순수 공기층 만에 의한 공진 주파수는 공명기가 없는 상태의 주파수이기 때문이다.

그림에서 2KHz 이상의 대역에서 뚜렷한 골짜기를 형성하는 주파수 특성을 나타내 보인다. 이는 다층패널 사이에 구성된 공기층의 깊이 d에 의한 정재파(standing wave)가 발생하여 전달 손실이 급격히 감소하였기 때문이며 처음 골짜기에 해당하는 주파수는 공기층 깊이와 음파의 반파장 길이가 일치하는 3430Hz이며 이후의 골짜기들은 1/2 파장의 정수배에 해당한다.

다층패널의 전체 두께의 질량, 재질을 동일하게 가지면서 단일벽 구조를 갖는 벽체의 질량 법칙(mass law)에 의한 전달 손실 특성을 점선으로 표시하였다. 이는 공명기가 있는 경우 또는 공명기가 없는 경우에 비해서 공기층 및 공명기 깊이에 의한 공진 주파수 영역을 제외하고는 매우 저조한 전달 손실 특성을 나타내고 있다.

### 2) 공명기의 구멍크기 변화에 따른 공진 주파수 변화 양상

Fig.8은 공명기에 의해 공진된 주파수의 범위를 확산시키기 위해 음향판의 공명기 구멍 반경을 변화시킴으로써 생기는 전달 손실의 특성과 공진 주파수의 변화 양상을 고찰하였다.

공명기 반경의 변화율을 0.01로 취하였을 때(각 공명기 구멍당 반경 0.1mm씩 증가)의 양상은 공진 주파수 대역이 약 50Hz에 걸쳐 나타나며 최대 평균전달 손실 값은 24개의 전체 공명기의 구멍 반경이 10mm로 고정되어 있는 경우에 비해 약 10 dB 정도의 감소가 이루어진다. 이는 공명 현상을 일으키는 계의 전체 에너지가 확산, 분배된다는 의미를 가지며 만약 제어하고자 하는 주파수 대역이 단일(tonal) 성분이 아닌 일정 대역(band width)을 가지게 되는 소음원인 경우에 실효를 거둘 수 있다. 그러나 공명기 반경의 변화율을 0.1로 주었을 경우(각 공명기 구멍당 반경 1.0mm씩 증가)는 Fig.8에서

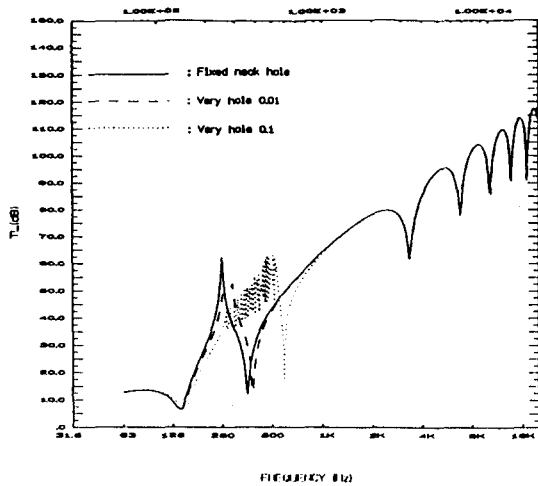


Fig. 8 The reduction effect by changing the radius of resonator neck

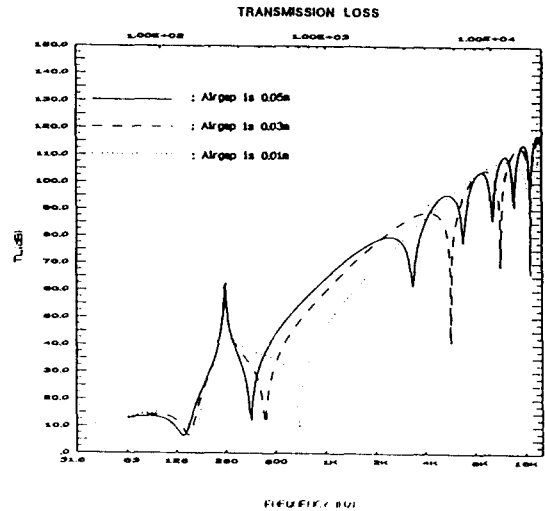


Fig. 9 The noise reduction effect by changing the airgap depth

보듯이 공진영역이 지나치게 확산되어 전체 공명에 의한 전달 손실 값이 감소되므로 공명기 반경 변화율을 너무 크게하면 오히려 공명기가 없는 경우의 전달 손실 형태에 그칠수가 있다. 따라서 공명기의 공진 주파수 확산 효과를 시도할 때에는 변화된 공명기 반경의 최종 반경치에 의한 공진 주파수 및 역효과 주파수를 우선적으로 검토하여야 한다.

이러한 특성을 활용하여 차폐 대상이 되는 소음원에 적절한 공명기 반경을 결정, 설계할 경우 공명 주파수 확산 효과에 의하여 탁월한 소음 차폐 효과를 거둘 수 있을 것으로 판단된다.

3) 공기층 깊이의 변화에 따른 전달 손실 특성

Fig.9에서 다층패널의 공기층 깊이 변화에 따른 전달 손실 특성을 나타내고 있다.

공기층의 깊이 변화는 공명 주파수의 위치 변동에는 큰 영향을 미치지 못하고 역효과 주파수의 위치 변동에는 미세한 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다. 결과적으로 공기층의 깊이 변화는 전체 전달 손실 값의 변화에 큰 영향을 미치지 못하고 있으며 특히 파장이 긴 저주파 영역은 그 변화에 극히 둔감한 형태를 보이고 있다. 또한 고주파 영

역에서는 공기층의 존재로 정재파(standing wave) 현상에 의한 맥동(pulsating) 현상이 일어나고 있으나 실제적으로는 에너지의 손실이 과대하여 공기층의 깊이 변화에 따른 효과가 그다지 크지 않음을 알 수 있다. 차후, 공명기의 반경 변화에 따른 공진 주파수 확산과 같은 원리에 입각하여 저주파 영역에서 공기층에 의한 전달 손실의 감소를 다소 완만히 보완할 수 있게끔 다층패널 내부의 공기층 깊이를 서로 상이하게 분포시킨 패널들을 조합하는 방법의 연구도 필요할 것으로 판단된다.

4) 흡음재 내장에 의한 음향 효과

Fig.10에 흡음재가 내장될 경우의 전달 손실 특성 변화 효과를 검토하였다.

Fig.10에 도시된 바와 같이 저주파 대역에서는 흡음재를 내장하여도 흡음 효과를 크게 보지 못하고 있으나, 최대 가청 주파수 영역인 20KHz까지의 주파수 대역에서 흡음재가 내장된 경우와 흡음재가 없는 경우에는 매우 뚜렷한 대비를 보인다. 그림에서와 같이 다층패널 구조에 흡음재[15]

- 오웬 코닝(Owens-Corning)사 제작 Glasswool
- 체적 밀도(bulk density) : 9.6kg/m<sup>3</sup>

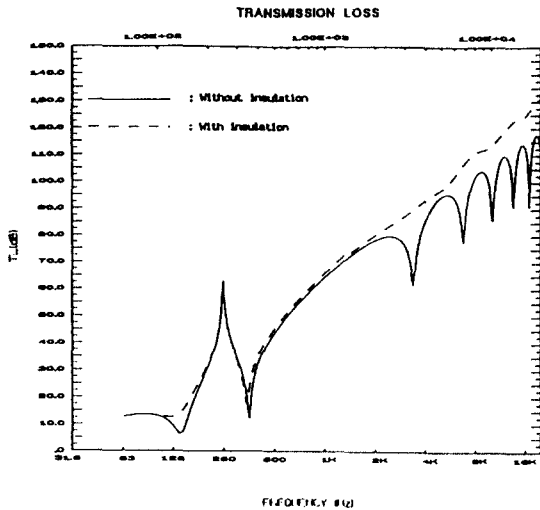


Fig. 10 The effects by insertion of acoustic insulation (Glasswool)

- 섬유소 직경(fiber diameter) :  $1.0 \times 10^{-6}$  m  
(1.0 micron)
- 섬유소 밀도(fiber density) :  $2.5 \times 10 \text{ kg/m}^3$
- 두께 : 0.02m

를 내장한 경우에는 그림의 점선과 같은 전달 손실 특성을 나타낸다. 이는 공기층의 존재에 의하여 발생하는 정재파 현상의 감소에 따른 효과로 판단된다.

결국, 흡음재에 의한 음향특성은 대체로 고주파수 범위에 있어 양호한 성능을 보여줌을 알 수 있다.

## 6. 결 론

다층패널의 음향 전달 특성을 산출하는 이론을 정립하고 제어하고자 하는 주파수와 패널 구성 요소의 물리적인 양이 주어지면 다층패널 설계 및 투과손실을 해석할 수 있는 전산 프로그램 APDP를 개발하여 이를 토대로 설계된 Helmholtz공명기 내장 다층패널의 음향전달 특성을 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 공명기의 특정 주파수에 대한 전달손실 증가효과는 제어 주파수 250Hz에서 최대 65dB의

전달손실효과를 가져오며 재래의 음향 격벽구조에 비해 뛰어난 음향 차폐 성능을 가진다.

2. 250Hz에 대한 65dB의 전달손실 값은 35cm 두께의 알루미늄(밀도,  $2700 \text{ Kg/m}^3$ ) 단일판이 가지는 전달손실 값과 동일하여 공기층의 두께와 공명기의 설계가 적절히 조화된 전체 두께 10cm 미만의 다층패널로서도 소음원 차폐 시 지나친 중량 및 체적의 증가없이 효과적인 음향 차폐 성능을 기대할 수가 있다.

3. 적절한 공명기의 구멍크기 조합시 음향차폐 주파수 대역 폭을 넓힐 수 있어 엔진 발생 소음 등 저주파 대역의 조화성분의 소음 차단에 유효함이 확인되었다.

4. 저 주파수대역의 소음차단 효과는 공명기에 의한 영향이 지배적이었으며, 흡음재는 2KHz 이상의 고주파수 영역에서 발생하는 공기층에 의한 정재파현상을 제어 하는데 그치는 극히 제한적인 차단효과를 보인다.

## 참 고 문 헌

- [1] Douglas D.Reynold, "Engineering Principles of Acoustics-Noise and Vibration control-", Chap.8, pp292~295, Allyn and Bacon, 1981.
- [2] Lawrence E.Kinsler, Austin R.Frey, Alan B. Coppens, James V.Snaders, "Fundamentals of Acoustics-Third Ed.", Chap.6, pp124~140, Wiley, 1982.
- [3] Miguel C. Junger, "Shipboard Noise : Sources, Transmission and control", NOISE CONTROL ENGINEERING JOURNAL, Vol. 34, No.1, pp3~8, Feb., 1990.
- [4] R.Kinns, "Active and Passive control of Machinery Noise in Future Warships : A Ship Designer's View Point", *Undersea Defence Technology, Conference Proceedings*, pp352~359, YARD LTD. Glasgow, UK, Oct., 1988.
- [5] R.Kinns and M.A.Swinbanks, "Control of low frequency vibration in variable-speed diesel ins-

- tallations with high acoustic performance", *Proceedings of the Tenth Machinery Dynamics Seminar Sponsored by the National Research Council of CANADA*, Calgary, Alberta, pp325~348, 1988.
- [ 6 ] D.N. May and M.A. Simpson, "Interior Noise of the McDonnell Douglas UHB Demonstrator", *INTER-NOISE 89*, pp199~204, Dec., 1989.
- [ 7 ] 공기부양선 소음특성 및 감소대책 연구, SENP 513-88033, 국방과학 연구소, 1988. 6
- [ 8 ] R.A. Prytz, H.L. Kuntz, D.L. Morrow, L.S. Wirt, "Transmission Loss of Double Wall Panel containing Helmholtz Resonators", *NOISE-CON 88*, pp243~248, June, 1988.
- [ 9 ] A.P. Dowling and I.J. Hughes, "Sound Absorption by Perforated Plates", *INTER-NOISE 89*, pp425~430, Dec., 1989.
- [10] Kelvin P. Flynn and Ranold L. Panton, "The Interaction of Helmholtz Resonators in a Row when excited by a Turbulent Boundary Layer", *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 87, No.4, pp142~1488, Apr., 1990
- [11] Dirk Tourmoy, "Acoustic Finite Element Modeling of Barriers Based on The Helmholtz Resonator Absorption Principle", *INTER-NOISE 88*, pp1515~1518, 1988
- [12] L.D. Pope, E.G. Wilby and J.F. Wilby, "Propeller Aircraft Interior Noise Model, Part I : Analytical Model", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 118, No.3, pp449~467, Jan., 1987.
- [13] R. W. Guy, "A Preliminary Study Model for the Absorption on Transmission of Sound in Multi-Layer Systems", *Noise control Engineering Journal*, Vol.33, No.3, pp117~123, Dec., 1989.
- [14] R.A. Prytz, L.S. Wirt, H.L. Kuntz, and L.D. Pope, "Transmission Loss of Multilayer Panel with Internal Tuned Helmholtz Resonators", *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 87, No.4, pp1597~1602, Apr., 1990.
- [15] Leo L. Beranek, "Noise and Vibration control", Chap.10, pp245~259, McGraw-hill, 1971.