

## 발포 알루미늄 흡음재를 이용한 단순 폐공간의 내부 음장 변화에 관한 연구

### Sound Absorption Effects in a Rectangular Enclosure with the Foamed Aluminum Sheet Absorber

김 상 현\*, 손 동 구\*\*, 오 재 응\*\*\*  
S. H. Kim, D. G. Sohn, J. E. Oh

#### ABSTRACT

For the purpose of finding out the sound field characteristics in a cavity of a rectangular enclosure with foamed aluminum lining, analytical and experimental studies are performed with random noise input. Experimental method using two-microphone impedance tube measures the absorption coefficients and the impedances of simple sound absorbing materials. Measured acoustical parameters of the test samples are applied to the theoretical analysis to predict sound pressure field in the cavity. The sound absorption effects from measurements are compared to prediction in both cases with and without foamed aluminum lining in the cavity of the rectangular enclosure.

주요기술용어 : Porous Sound Absorber(다공질 흡음재), Foamed Aluminum(발포알루미늄), Absorption Coefficient(흡음율), Normalized Impedance(정규임피던스), Admittance(어드미턴스)

#### 1. 서 론

차량이나 각종 기계 구조물의 설계, 건축 등 산업 전 분야에서 소음을 저감하기 위한 방법으

로 흡음재가 널리 사용되고 있다. 특히 차실 내의 소음은 승객에게 불쾌감과 피로감을 주고 있기 때문에, 정숙성의 향상은 차량개발의 중요한 과제가 되고 있으며 또한 저소음화는 차량의 시장경쟁력을 갖추는 주요 요인중의 하나가 되고 있어 그 의미는 매우 중요하다. 그러나 이러한 소음저감을 위한 설계는 일반적으로 적용할 수 있는 해석적인 방법이 없기 때문에 시행착오적인 방법으

\* 한국생산기술연구원 산업기술시험평가연구소

\*\* 한양대학교 대학원

\*\*\* 한양대학교 기계공학부

로 설계를 함으로써 많은 시간과 경비를 들여야만 했다. 그러므로 설계단계에서부터 효율적인 흡음효과를 예측할 수 있도록 하는 것이 중요하다. 이를 위하여는 흡음재료의 표면 임피던스와 흡음율을 구하고, 물성치의 변화에 따른 흡음재료의 흡음특성을 비교하여 내부음장의 흡음효과를 예측함으로써 효과적인 흡음대책을 강구할 수 있다.<sup>1-5)</sup> 현재 흡음재료로서 널리 사용되는 스펀지나 그라스울 등은 노화에 의하여 조직이 비산되거나 습기에 의한 흡음율의 저하등이 문제점으로 대두되고 있으나 발포알루미늄의 경우에는 그러한 문제가 없으며 특히 흡음재의 부착으로 내부온도가 상승되어 문제가 발생하는 폐공간의 흡음문제를 해결하는데 있어서 큰 장점을 지니고 있다.<sup>6)</sup>

다공질 흡음재에 대한 연구는 매질을 통과한 후의 음향방사와 음의 전달특성등에 중점적으로 수행되어왔다. 대부분의 경우에 다공질 층을 통과한 음의 방사에 대하여 해석적으로 간단한 이론을 이용하여 계산되어왔다. 금속성 다공질 재료에 대한 음향학적 특성에 대하여는 1950년대에 Beranek과 Biot<sup>7)</sup>에 의해 연구되었다. Biot는 유체로 채워진 다공질 재료를 통과한 탄성파의 방사에 대하여 연구하였다. 최근들어 다공질 재료를 포함한 다층구조의 흡음층을 통과한 음의 전달에 대한 새로운 모델이 소개되었다. W. Lauriks, J.F.Allard<sup>3,8)</sup>는 음이 다공질 재료를 통과하여 방사하는 경우를 Biot의 이론으로부터 얻어진 행렬표현을 이용하여 연구하였다. 1996년에는 국내에서 박철휘교수<sup>9)</sup>는 발포재의 흡음현상을 보다 정확히 예측하기 위해서 Biot이론에 근거한 Allard의 모델링 기법을 이용하였으며 여기서 음향전달행렬(Acoustic Transfer Matrix)법을 이용하여 다공질 흡음재의 해석에서 정확한 결과를 얻었다. 이러한 연구들은 다층 흡음구조에서의 음의 전달특성에 관련된 연구들이며 다공질 흡음재를 공간내부에 사용한 흡음효과에 대한 연구는 1980년대들어 수행되었다.<sup>10)</sup> 발포알루미늄에 대한 연구는 1980년대 중반이후부터 주로 일본에서 수행되고 왔으며 S.Akiyama와 M.Itoh<sup>6)</sup>는 1991년 발포알루미늄을 실제 폐공간

에 적용하여 음향학적 특성을 분석하였으나 사용예를 소개하는 정도의 기초적인 연구에 머무르고 있다. 이들은 발포알루미늄의 흡음효과가 종래의 그라스울보다 좋은 결과를 얻었으며 그들의 연구결과에서 발포알루미늄이 실제적으로 적용할 수 있다는 가능성을 보여주었다. 기존의 연구에서 보여준 발포알루미늄의 음향특성과 실제계에서의 적용 가능성을 토대로, 본 연구에서는 밀폐계 내부에서의 음향특성 및 흡음효과에 대하여 이론적인 해와 실험적인 방법으로 비교 분석하고자 한다.

본 연구에서는 폐공간 내부에서의 음향특성을 규명하기 위하여 해석적인 방법과 실험적인 방법을 사용하였으며 밀폐계 내부에 발포알루미늄 흡음재를 사용한 경우의 흡음효과를 수학적으로 규명하고 실험적으로 검증하고자 하였다. 본 연구에서 사용된 흡음재료는 종래의 스펀지와 최근 재활용면에서 각광받고 있는 페타이어 재활용 흡음재를 비교대상으로 하고 발포알루미늄 흡음재와 비교, 분석하였다. 재활용 고무 흡음재는 페타이어를 잘게 썬은 조각을 압축, 성형하여 다공질의 재료를 형성하는 것이다. 시험대상 흡음재들은 임피던스튜브(Impedance Measurement Tube)를 이용하여 흡음율과 정규임피던스를 측정하고 이를 이론적인 계산에 적용하였다. 실험에서 랜덤노이즈 입력에 대한 직육면체 폐공간에서의 음압장의 흡음효과는 발포알루미늄의 부착전·후의 경우를 비교, 분석하였다.

## 2. 밀폐계 내부에서의 음압장<sup>11,12)</sup>

직육면체 밀폐계의 음향학적 특성을 규명하기 위해 폐공간 내부의 공간을 3차원 Green 함수를 이용하여 해석하였다. 본 연구에서 사용된 바와 같은 길이가 긴 폐공간은 덕트로 가정하여 흔히 1차원으로 단순화시켜 해석하지만 벽면에 흡음재가 부착되어 있는 경우, 일반적으로 흡음재의 성능은 주파수에 비례하여 나타나기 때문에 흡음재가 음장에 끼치는 영향을 고려하기 위해서는 관심 주파수 영역이 공간의 1차원 한계 주파수 이상이 되기 쉽다. 따라서 공간 내부에서

가진점과 응답점 사이의 관계로 정의되는 Green 함수를 이용하여 벽면에 임의의 임피던스 경계 조건을 갖는 직육면체 밀폐계의 내부공간을 고차모드를 고려하여 해석하였다.

강체벽의 경우에 대하여 우선 고려하면, 폐공간 벽면의 진동으로부터 발생한 음에 의해 형성된 폐공간 내부에서의 음압장은 Green 함수  $G(x|y)$ 을 이용하여 정의할 수 있는데 이 Green 함수는 임의의 점  $y$ 에서의 단위 음에 의한 폐공간 내부의 임의의 점  $x$ 에서의 음압을 정의한다. 폐공간 내부의 임의의 점  $x$ 에서의 음압은 폐공간 내부에서의 음향모드의 조합으로 표현할 수 있다. 본 연구에서 사용된 밀폐계는 Fig.1에 나타난 것과 같이  $x_1, x_2, x_3$  좌표를 사용한다. 이 Green 함수는 다음의 파동방정식에 의해 지배된다.

$$(\nabla^2 + k^2)G(x|y) = -\delta(x - y) \quad (1)$$

여기서,  $k = \omega/c$  이다. Green 함수는 밀폐계의 강체벽의 경계조건  $\nabla G(x|y) \cdot n = 0$ 을 만족하는 고유함수(eigenfunctions)  $\Psi_n(x)$ 의 급수전개(series)로 표현할 수 있으며 여기서,  $n$ 은 표면상에서 체적에 수직한 단위벡터를 나타낸다. 그러므로 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$G(x|y) = \sum_{m=0}^{\infty} b_m \Psi_m(x) \quad (2)$$

여기서  $b_m$ 은 앞으로 계산되어질 복소계수이며 이 계수들은 음원의 위치  $y$ 에 의존적이다. 고유함수  $\Psi_m(x)$ 는 유한공간에 기초하기 때문에,  $x$ 의 함수는 고유함수의 선형함수로 전개할 수 있다.

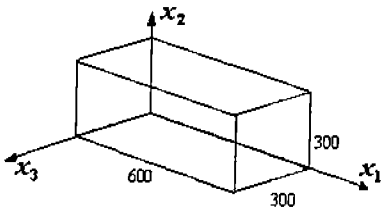


Fig.1 The co-ordinate system and definitions of the enclosure dimensions

$\nabla^2 \Psi_m(x) = -k_m^2 \Psi_m(x)$ 이므로 식(2)를 식(1)에 대입하면

$$\sum_{m=0}^{\infty} b_m (k^2 - k_m^2) \Psi_m(x) = -\delta(x - y) \quad (3)$$

이 된다. 여기서,  $k_m^2$ 는 고유함수  $\Psi_m(x)$ 에 대한 고유치이다. 식(3)의 양변에  $\Psi_n(x)$ 을 곱하고 폐공간의 체적  $V$ 에 대해 적분하여 고유함수의 직교성과 3차원 Dirac delta 함수의 전이특성(shifting property)를 적용하면, Green 함수  $G(x|y)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G(x|y) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\Psi_n(x) \Psi_n(y)}{V(K_n^2 - k^2)} \quad (4)$$

식(1)을 음원들이 있는 전 영역에 대하여 적분하고 Green 함수를 이용하면 공간내부의 임의의 한 점  $x$ 에서의 음압은 다음의 Helmholtz 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$p(x) = (-) \iint (G(x|y) \text{grad } p(y) - p(x) \text{grad } G(x|y)) \cdot dS + \iint p(y) G(x|y) dV \quad (5)$$

밀폐계 내부에는 체적 소음원이 없으며 강체벽면의 경계조건으로 가정하였기 때문에 식(5)는 다음과 같이 간략화할 수 있다.

$$p(x) = \int_S G(x|y) \nabla_y p(y) \cdot n \cdot dS \quad (6)$$

즉, 벽면의 압력구배  $\nabla_y p(y)$ 는 두 원인에 의해 발생하는 것으로 볼 수 있다. 하나는 벽면의 수직한 방향의 진동  $u_i(y) \cdot n$ 에 의한 것이며 또 하나는 벽면의 유한한 임피던스에 의해 생기는 표면에 수직한 방향의 입자속도에 의한 것으로 볼 수 있다.

다음은 밀폐계 벽면의 표면에 임피던스가 있는 경우에 대하여 알아보자. 본 연구에서 벽면은 부분적으로 반작용력이 작용하는 비강체 밀폐계를 해석하고 있다. 부분적인 반작용면은 밀폐계의 벽면들안에서 파의 움직임을 가질 수 없기 때문에 조화음장의 경우에 표면  $S$ 상의 각 점에서의 경계조건은 specific acoustic impedance  $z(y)$ 의 향으로 표현될 수 있다.

$$\frac{p(y)}{u(y)} = z(y) \text{ on } S \quad (7)$$

여기서  $u(y)$ 는 밀폐계의 표면에서의  $y$ 점에서 표면에 수직인 방향의 복소 음향 입자속도이다. 주파수  $\omega$ 로 밀폐계에 조화가진되는 경우에 입자속도는 벽면의 수직인 방향으로의 복소음압의 도함수(구배)로 표현할 수 있으며 따라서 운동량 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\nabla p(y) \cdot n = -j\omega\rho u(y) \quad (8)$$

여기서  $\rho$ 는 공기의 음향밀도이다. 소음원  $y$ 점에서의 벽면의 normalized specific acoustic admittance  $\beta(y)$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\beta(y) = \frac{\rho c}{z(y)} = \chi(y) + j\sigma(y) \quad (9)$$

여기서  $c$ 는 공기의 속도를 나타낸다.  $\chi(y)$ 는  $\beta(y)$ 의 실수부로서 normalized specific acoustic conductance이며  $\sigma(y)$ 는  $\beta(y)$ 의 허수부로서 normalized specific acoustic susceptance이다. 그러므로 벽면에서의 균일경계조건(homogeneous boundary condition)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\nabla p(y) \cdot n = -jk\beta(y)p(y) \text{ on } S \quad (10)$$

따라서 음압장은 어드미턴스  $\beta(y)$ 를 가지며 식(10)으로 나타낸 경계조건을 만족하는 벽면을 갖는 밀폐계에서의 음압장은 강체벽의 고유함수  $\Psi_n(x)$ 를 이용하여 나타낼 수 있다. 식(10)은 벽면의 임피던스에 의한 수직방향의 입자속도를 나타내며 식(10)과 식(8)을 이용하여 식(6)을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p(x) = \int_S G(x|y) [j\omega\rho u_i(y) \cdot n - jk\beta(y)p(y)] dS \quad (11)$$

식(6)에서 서술한 바와 같이 음압  $p(x)$ 는 소음원이 있는 벽면에서의 입자속도  $u_i(y)$ 뿐 아니라 밀폐계의 벽면에서의 압력  $p(y)$ 에도 의존적이 된다. 즉, 음압장은 감쇠모드응답의 급수전개항으로 간략화하여 나타낼 수 있으며 식(11)의 괄호안의 제

2항은 감쇠와 직결된다. 식(4)로 주어진 Green 함수를 사용하면 식(11)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p(x) = \sum_{n=0}^m a_n \Psi_n(x) \quad (12)$$

여기서 계수  $a_n$ 은 다음과 같다.

$$a_n = \frac{1}{V(k_n^2 - k^2)} \left[ \int_S j\omega\rho \Psi_n(y) u_i(y) \cdot n \cdot dS - \int_S jk \Psi_n(y) \beta(y) p(y) \cdot dS \right] \quad (13)$$

이 식에  $p(y)$ 에 대한 식을 대입하면

$$a_n = \frac{1}{V(k_n^2 - k^2)} \left[ \int_S j\omega\rho \Psi_n(y) u_i(y) \cdot n \cdot dS - \int_S jk \Psi_n(y) \beta(y) \sum_{m=0}^{\infty} a_m \Psi_m(y) \cdot dS \right] \quad (14)$$

이 된다.

### 3. 흡음율과 정규임피던스의 측정

시험대상 흡음체의 흡음율과 정규임피던스를 측정하기 위한 실험장치를 Fig.2에서 보여주고 있다. 시편의 흡음율과 임피던스를 측정하는데는 B&K사의 Two-microphone Impedance Mea-

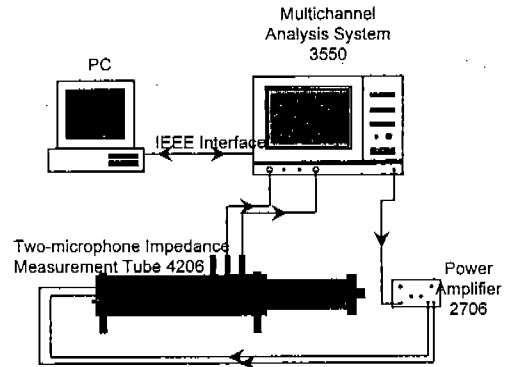
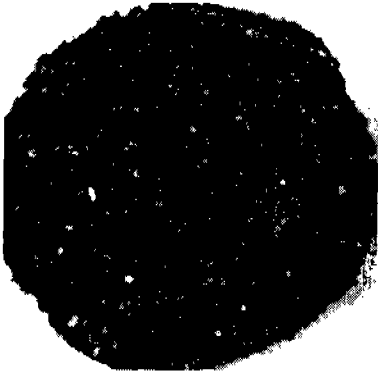
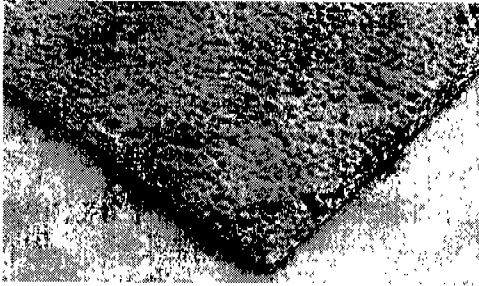


Fig.2 Experimental setup to measure absorption coefficient and normalized impedance



(a) Recycled rubber absorber



(b) Foamed aluminum

Fig.3 Surface of recycled rubber absorber and foamed aluminum

surement Tube(Type 4206)을 사용하였으며 Multi-channel Analysis System(B&K Type 3550)에 의하여 제어된다. 해석기를 통하여 발생된 랜덤신호는 Power Amplifier(B&K Type 2706)에 의해 증폭되어 임피던스 튜브의 스피커를 가진다. 임피던스 튜브의 두개의 마이크로폰으로 부터의 응답신호는 해석기를 통하여 분석되는데 해석기에서 0~6,400Hz의 범위에서 흡음율과 임피던스를 계산하며 본 연구에서는 0~1,600Hz 범위의 데이터를 사용하였다. 본 연구에서 측정된 흡음재 시편들은 Fig.3에서 보여주는 것과 같이 스펀지, 재생고무, 발포알루미늄등이며 모두 25mm의 두께 제품이 사용되었다.

측정을 통하여 얻어진 스펀지, 재생고무, 발포알루미늄의 흡음율과 임피던스 값은 Figs.4~5에서 보여주고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 재료의 흡음율은 주파수에 비례하여 커지고 있으며

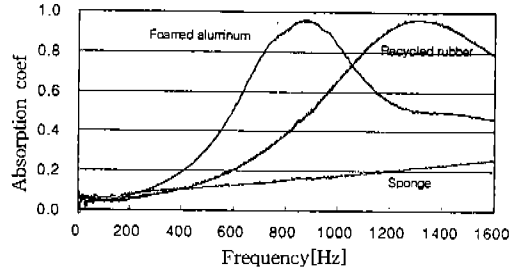


Fig.4 Measured absorption coefficient of test samples

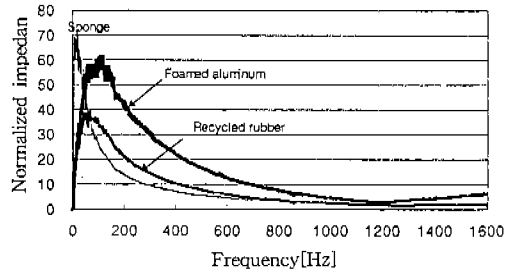


Fig.5 Measured normalized impedance

(Fig.4) 임피던스는 반대로 줄어들고 있다.(Fig.5) 이러한 경향은 주파수가 증가함에 따라 공기입자의 운동속도도 증가하게 되고 이 운동입자들이 흡음재 내부의 미세공간의 벽면과 마찰하면서 손실되는 에너지의 양 또한 증가한 속도만큼 커지기 때문으로 판단된다. Fig.4의 흡음율 데이터에서 스펀지는 1,600Hz이하의 주파수 영역에서 매우 낮은 흡음율을 보여주고 있으며 재활용 고무 흡음재들은 약 1,000Hz이상의 주파수 범위에서 높은 흡음율을 가지고 있다. 발포알루미늄 흡음재의 경우는 500Hz에서부터 높은 흡음율을 나타내며 약 800Hz 부근에서 최대 흡음율을 보이고 있다. 본 연구의 대상이 되는 폐공간과 같은 구조-음향 연성이 큰 구조물의 경우에 1,000Hz 미만에서 주로 공진이 발생하며 따라서 이 주파수 대역에서 좋은 효과를 나타낼 수 있는 발포알루미늄 흡음재를 적용하였다. 발포알루미늄은 기포가 크고 표면의 요철도 크므로 표면에서의 음파의 난반사가 크게 되어 음파의 간섭이 커지기 때문에 흡음율이 높게 되는 것으로 알려져

있다.

#### 4. 내부음장의 측정을 위한 실험장치 및 방법

밀폐계 내부에서의 음압의 이론적인 모델을 검증하기 하고 흡음재의 영향과 흡음효과를 분석하기 위하여 직육면체 폐공간을 사용하였으며 본 연구에서 사용된 실험 장치 및 사용장비를 Fig.6에 나타내었다. 실험에 사용된 밀폐계의 크기 및 사용된 평판의 물성치를 Table 1에 나타내었다. 실험에서 가진 소음은 스피커를 통하여

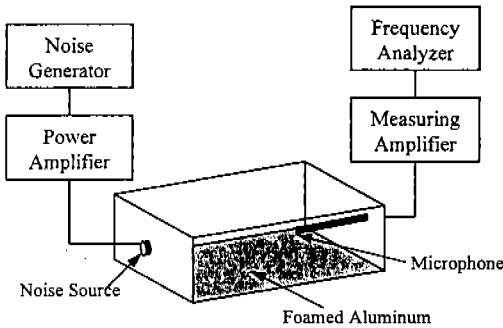


Fig.6 Measurement of sound absorption effects in a rectangular enclosure

Table 1 Specification of enclosure and physical characteristics of the test panel

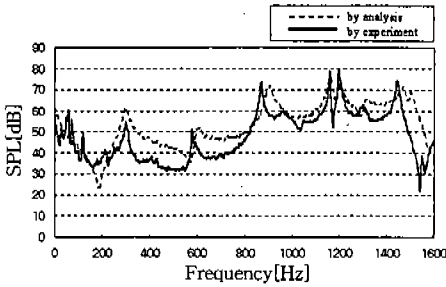
Parameter	Value	Remark
$L_x$	0.3m	Length on x direction
$L_y$	0.3m	Length on y direction
$L_z$	0.6m	Length on z direction
t	0.001m	Thickness of test panel
E	$2.1E11N/m^2$	Young's modulus of steel plate
$\nu$	0.29	Poisson's ratio
$\rho$	$1.21kg/m^3$	Density of air
c	348m/sec	Sound speed

백색잡음으로 음향가진하였으며 이에 대하여 폐공간 내부에서 음압을 구하기 위하여 마이크로폰의 위치로 이동시키면서 측정하였다.

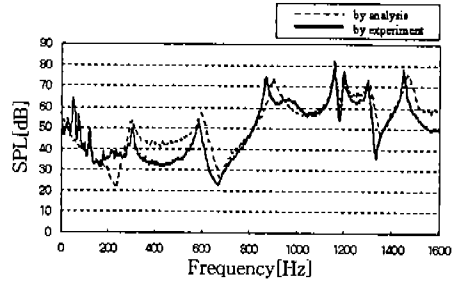
#### 5. 발포알루미늄 흡음재의 부착에 따른 흡음효과

밀폐계 내부에서의 음압의 이론적인 모델을 입증하기 위해 이론적 모델을 통하여 얻어진 예측음압과 실제 측정된 음압을 비교하면서 연구를 수행하였다. 실험에서 음압은 백색잡음으로 음향 가진된 경우에 대하여 음압을 측정하였다. 예측된 음압은 실험에 사용된 소음원과 같은 위치에서 속도가진하는 것으로 가정하였다. 또한 실험에서는 미리 측정된 기지의 임피던스를 갖는 흡음재가 밀폐계 바닥에 깔려있는 경우에 밀폐계 내부에서의 흡음효과를 측정하였다. 음원의 위치는 (0, 150mm, 150mm)이며 측정을 위해 마이크로폰의 위치는 P1(130mm, 150mm, 95mm), P2(200mm, 150mm, 150mm), P3(300mm, 210mm, 90mm), P4(450mm, 90mm, 220mm)로 정하였다.

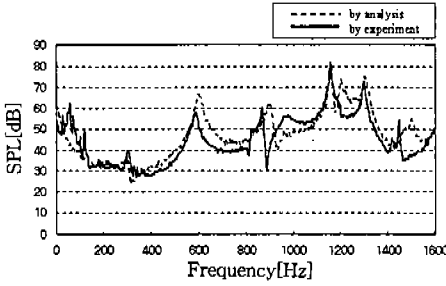
우선 밀폐계에 흡음재가 부착되지 않은 경우를 고려해보자. 이러한 경우에 이론적으로는 폐공간은 비감쇠 강제벽을 갖는다. 밀폐계에 흡음재가 부착되지 않은 경우에 예측된 음압곡선과 실측된 음압곡선은 Fig.7에서 비교되는데 여기에서 체적속도가진(스피커)에 의한 공진피크점들을 볼 수 있다. 이론해와 실측치를 정량적으로 비교하기 위해서는 소음원의 크기가 중요한 요소로서 작용하게 되는데 본 연구에서는 이론적인 예측값을 정확히 구하기 위하여 스피커에서의 발생소음에 대한 속도값을 실측하고 이것을 이론에 대입하였다. 그림을 보면 예측값은 1,600Hz까지 도시되었으며 실측치는 200Hz까지 도시되어 있는 것을 볼 수 있는데 이것은 흡음재의 흡음율을 측정하는 단계에서 장비특성상 1,600Hz까지 분석이 가능하게 되어있기 때문에 이론적 예측값은 1,600Hz, 실측음압은 2,000Hz까지를 도시하여 비교하였다. 그림에 나타난 바와 같이 비감쇠 강제벽의 경우에 측정에 의한 음향 공진 주파수들은 예측에 의한 결과와 거의 일치하고 있으며 예측된 음압곡선은 실측된 음압곡선보다 약간 낮게 나오고 있는 것을 볼 수 있다. 비감쇠 강제벽의 밀폐계의 경우에 이론적으로 공진응답은 무한대이어야 한다. 그러나 실제적으로는 공기중이나 경계에서



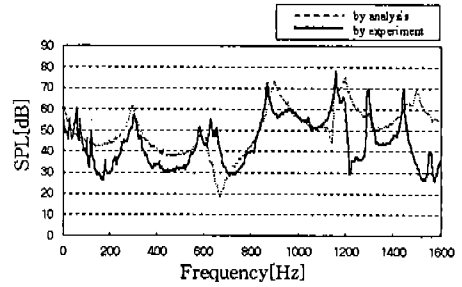
(a) P1(130mm, 150mm, 95mm)



(b) P2(200mm, 150mm, 150mm)

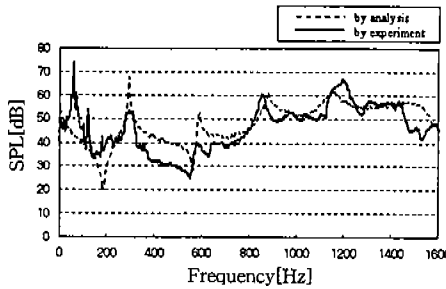


(c) P3(300mm, 210mm, 90mm)

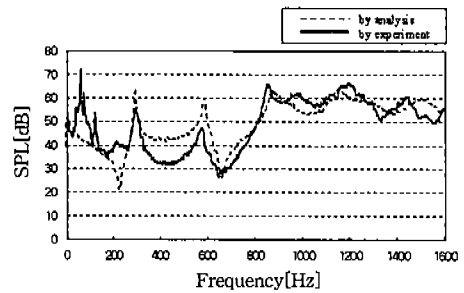


(d) P4(450mm, 90mm, 220mm)

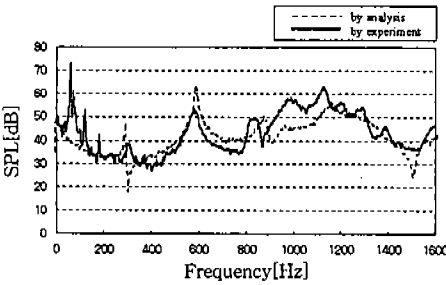
Fig.7 Predicted versus measured sound pressure curves in a cavity without absorber



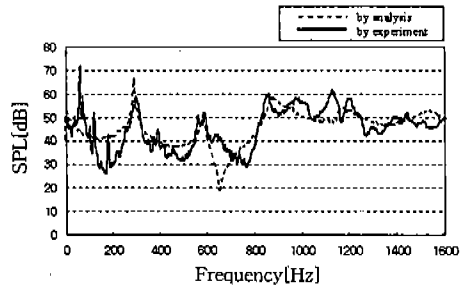
(a) P1(130mm, 150mm, 95mm)



(b) P2(200mm, 150mm, 150mm)

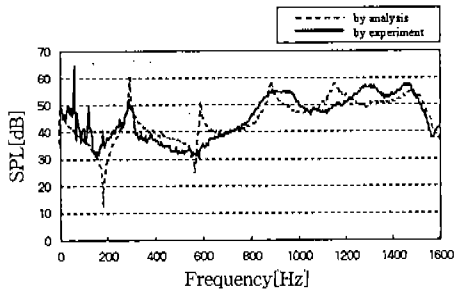


(c) P3(300mm, 210mm, 90mm)

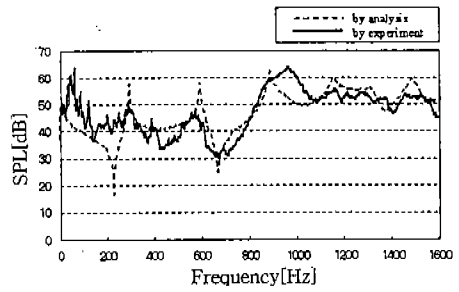


(d) P4(450mm, 90mm, 220mm)

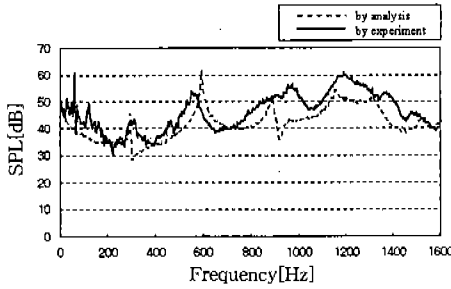
Fig.8 Predicted versus measured sound pressure curves when recycled rubber covers bottom of a cavity



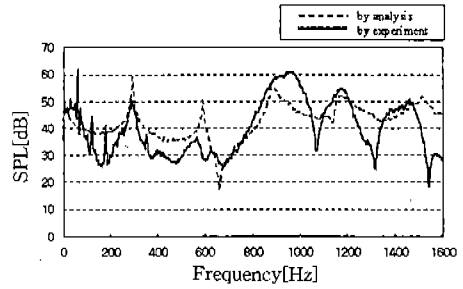
(a) at P1(130mm, 150mm, 95mm)



(b) at P2(200mm, 150mm, 150mm)

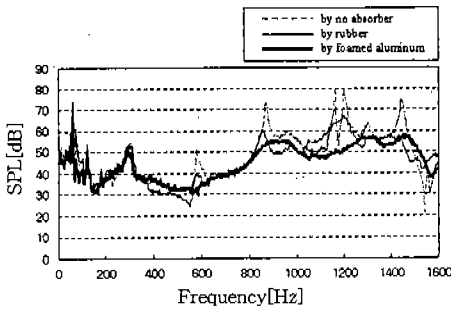


(c) at P3(300mm, 210mm, 90mm)

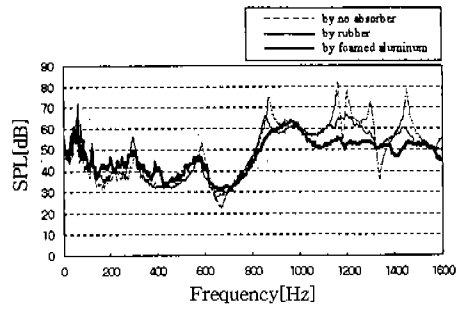


(d) at P4(450mm, 90mm, 220mm)

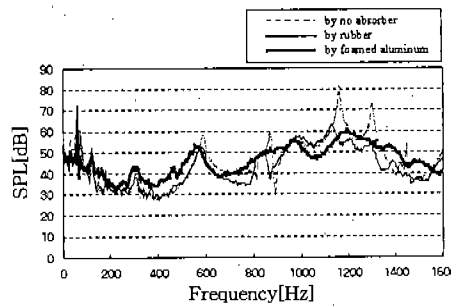
Fig.9 Predicted versus measured sound pressure curves when foamed aluminum covers bottom of a cavity



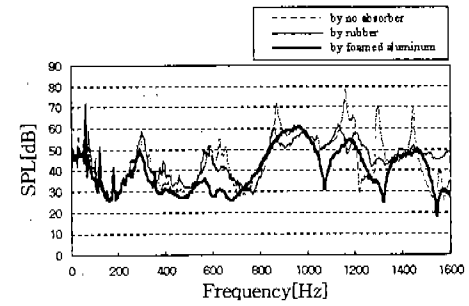
(a) at P1(130mm, 150mm, 95mm)



(b) at P2(200mm, 150mm, 150mm)



(c) at P3(300mm, 210mm, 90mm)



(d) at P4(450mm, 90mm, 220mm)

Fig.10 Measured sound absorption effects



점성 및 열손실등이 발생하기 때문에 강체벽의 경우에도 감쇠가 존재하게 되며 실제 실험에서 사용된 밀폐계의 경우에 이론적인 강체벽의 경우보다 훨씬 낮은 임피던스값을 갖을 수 있다. 따라서 본 연구에서는 흡음재가 없는 경우에 강체벽의 임피던스를  $10^7$ 으로 가정하였다.

다음은 재활용 고무흡음재를 밀폐계의 바닥에 부착하고 밀폐계 내부에서의 음압변화를 비교, 분석해 보았다. 예측된 음압은 흡음을 측정에서 얻어진 재활용 고무의 임피던스값을 대입하여 구하였다. Fig.8에 나타난 바와 같이 재활용 고무 흡음재를 밀폐계 바닥에 부착한 경우에 실측된 내부 음압곡선은 예측된 값보다 약간 높게 나타나고 있으나 전체적으로 잘 일치하고 있는 것을 볼 수 있었다.

마지막으로 발포알루미늄 흡음재가 밀폐계 바닥에 부착되어 있는 경우에 대하여 분석하였다. Fig.9는 발포알루미늄 흡음재가 밀폐계 바닥에 부착되어 있는 경우에 대하여 예측된 음압곡선과 실측된 음압곡선을 비교하여 보여준다. 예측된 음압곡선은 측정에서 얻어진 발포알루미늄의 복소임피던스값을 이용하여 계산되었다. 흡음재의 흡음율과 임피던스는 폐공간내부에서의 소음 저감 효과와 직결한다. 발포알루미늄 흡음재를 바닥에 부착한 경우에 실측된 음압곡선은 이론적으로 구한 음압곡선과 비교하여 보면 음향 공진주파수에서의 진폭이 상당히 둔하게 나타나는 것을 볼 수 있었다. 이것을 볼 때 이론적인 계산에서는 흡음재의 부착에 의해 음압레벨의 저감에 큰 영향을 보이고 있으나 실측에서는 발포알루미늄을 부착한 경우 음향 공진주파수에서 많은 감쇠가 일어나공진주파수의 진폭이 많이 둔해진 것으로 판단할 수 있다.

Fig.10에서는 밀폐계 내부에 흡음재가 없는 경우와 재활용 고무 흡음재를 부착한 경우, 발포알루미늄을 부착한 경우에 대하여 실제 측정을 통하여 내부 음압분포를 비교하여 보았다. 이론적으로 예상했던 바와 같이 발포알루미늄의 부착에 따라 음압곡선이 크게 감쇠되어 있는 것을 볼 수 있다. 그림을 보면 재활용 고무 흡음재를 부착한 경우에는 아직도 공진피크를 볼 수 있으

나 발포알루미늄을 부착한 경우에는 거의 모든 공진주파수에서 피크가 사라진 것을 볼 수 있으며 각 공진주파수에서 약20dB가량의 저감효과를 볼 수 있었다.

## 6. 결 론

본 장에서는 직사각형 밀폐계 내부음의 저감을 위하여 바닥에 흡음재를 부착하여 내부음압 분포의 특성을 이론적인 해석과 실험을 통하여 비교 검증하였다.

이론적인 해석으로서 Green 함수를 이용한 밀폐계의 내부음장을 해석하여 본 결과 비감쇠 강체벽을 가진 밀폐계의 경우뿐 아니라 벽면에 흡음재를 부착하여 임피던스가 존재하는 경우에도 실제의 경우와 거의 일치하는 내부음압분포를 예측할 수 있었다.

본 연구를 위하여는 스폰지, 재활용 고무흡음재, 발포알루미늄의 흡음율과 임피던스를 실측하고 이를 이용하여 이론적인 해석을 한 결과 500~1,200Hz 부근에서 발포알루미늄이 높은 흡음효과를 가지고 있음을 알 수 있었다. 구조-음향연성된 계의 고유진동수가 주로 1,500Hz이하에서 존재하는 것을 볼 때 발포알루미늄을 이용한 내부공간의 음향저감에 큰 효과를 볼 수 있을 것으로 기대한다.

발포알루미늄의 흡음효과를 실험을 통하여 검증한 결과 1차 이상의 고유진동수들에서 많은 음압저감효과를 보았으며 특히 음향 공진주파수들에서 약 20dB이상의 음압저감효과를 검증할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 1997년 한양대학교 산업과학연구소의 연구비 지원을 받아 이루어 졌으며, 관계자 여러분께 감사 드리는 바이다.

## 참 고 문 헌

1. L.Cremer and M.Heckl, Structure-Borne

- Sound, Springer-Verlag Berlin, 1988.
2. Douglas D. Reynolds, Engineering Principles of Acoustics, Allyn and Bacon, Inc., 1981.
  3. W.Lauriks, P.Mees and J.F.Allard, "The Acoustic Transmission through Layered Systems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 155, No. 1, pp. 125~132, 1992.
  4. P.Rebillard, J.F.Allard, C.Depollier, P. Guignouard, W.Lauriks, C.Verhaegen and A.Cops, "The Effect Of A Porous Facing On The Impedance and The Absorption Coefficient Of A Layer Of Porous Material", Journal of Sound and Vibration, Vol. 156, No. 3, pp. 541~555, 1992.
  5. Wayne B. McDonald, Rimantas Vaicaitis and Michael K. Myers, "Noise Transmission Through Plate Into an Enclosure", NASA Technical Paper No. 1173, 1978.
  6. 秋山 茂, 伊藤雅夫, 石井榮一, "發泡アルミニウムの音響特性", 九州工業技術試験所報告, No. 46, pp. 45~54, 1991.
  7. M.A.Biot, "Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid", Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 28, No. 2, pp. 168~178, 1956.
  8. P.Rebillard, J.F.Allard, C.Depollier, P. Guignouard, W.Lauriks, C.Verhaegen and A.Cops, "The Effect Of A Porous Facing On The Impedance and The Absorption Coefficient Of A Layer Of Porous Material", Journal of Sound and Vibration, Vol.156, No.3, pp. 541~555, 1992.
  9. 박철휘, 주재만, 염창훈, "전달행렬법에 의한 다공질 흡음재의 음향특성 연구", 한국소음진동공학회지 제6권 제5호, pp. 635~644, 1996.
  10. Leo L. Beranek and Istvan L. Ver, Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley and Sons, Inc., 1992.
  11. Crighton, Dowling, Williams, Heckl, Leppington, Modern Methods in Analytical Acoustics, Springer-Verlag, 1992.
  12. P.A.Nelson and S.J.Elliott, Active Control of Sound, Academic Press, 1992.