

흡음재의 음향특성 예측에 의한 밀폐계의 내부 소음저감

오재응#, 이기연*, 심현진**, 이정윤***

Interior Noise Reduction of Enclosure Using Predicted Characteristics of Absorber

Jae-Eung Oh[#], Ghi-Youn lee^{*}, Hyoun-Jin Sim^{**} and Jung-Yoon Lee^{***}

ABSTRACT

For the purpose of finding out the sound field characteristics in a rectangular cavity, analytical and experimental studies are performed with white noise input. Two-microphone impedance tube method is used to measure the impedances of foamed aluminum. Foamed aluminum is well known metallic porous material which has excellent properties of light weight and high absorbing performance. And predicted impedances of foamed aluminum are compared with measured impedances. The predicted acoustical parameters are applied to the theoretical analysis to predict sound pressure field in the cavity. The measured sound absorption effects are compared with the predicted values for both cases with and without foamed aluminum lining in the cavity of the rectangular enclosure.

Key Words: Normalized Impedance(정규임피던스), Admittance(어드미턴스), Foamed Aluminum(발포알루미늄), Porous Sound Absorber(다공질 흡음재)

기호설명

c_0 = the velocity of air
 k = the wave number, ω/c_0
 P, Q, R = Biot's elastic coefficient
 u_i = the surface velocity
 β = the normalized specific acoustic admittance
 χ = the normalized specific acoustic conductance
 ϕ = the porosity
 Ψ_n = the rigid walled eigenfunction

1. 서론

차량이나 각종 기계 구조물의 설계, 건축 등 산업 전 분야에서 소음을 저감하기 위한 방법으로 흡음재가 널리 사용되고 있다. 특히 차실 내의 소음은 승객에게 불쾌감과 피로감을 주기 때문에, 정숙성의 향상은 차량개발의 중요한 과제가 되고 있으며 또한 저소음화는 높아지는 소비자의 요구와 더불어 차량의 시장경쟁력을 가늠하는 요인이 되고 있다. 이러한 차실내의 소음뿐만 아니라 전 반적인 산업현장에서의 소음을 저감시키는 방법

☞ 접수일: 2005년 5월 25일; 게재승인일: 2006년 3월 3일

교신저자: 한양대학교 기계공학부

E-mail jeoh@hanyang.ac.kr Tel.(02) 2220-0452

* 현대-기아 자동차 연구소 차량설계 팀

** 한양대학교 기계공학과

*** 경기대학교 기계시스템디자인공학부

으로 꾸준히 각광 받아 오고 있는 것이 흡음재이다. 그러나 이러한 수동적인 소음저감을 위한 설계는 시행착오적인 방법으로 설계를 함으로써 많은 시간과 경비를 들여야만 했다. 이 같은 어려움을 줄이기 위해서 흡음재료의 표면 어드미턴스와 흡음율을 구하고, 물성치의 변화에 따른 흡음재료의 흡음특성을 비교하여 내부음장의 흡음효과를 예측함으로써 효과적인 흡음대책을 강구할 필요가 제기되었다.^{1,2,3,4,5}

금속성 다공질 재료에 대한 음향학적 특성에 대하여는 1950 년대에 Beranek 과 Biot⁶ 에 의해 연구 되었으며 Biot 는 유체로 채워진 다공질 재료를 통과한 탄성파의 방사에 대하여 연구하였다. 최근에 다공질 재료를 포함한 다층구조의 흡음층을 통과한 음의 전달에 대해 W.Lauriks, J.F.Allard^{4,7} 는 음이 다공질 재료를 통과하여 방사하는 경우를 Biot 의 이론으로부터 얻어진 행렬식 표현을 이용하여 연구하였다. 이러한 연구들은 다층 흡음구조에서의 음의 전달특성과 관련된 연구들이며 다공질 흡음재를 공간내부에 사용한 흡음효과에 대한 연구는 1980 년대 들어 수행 되었다.⁸

발포알루미늄에 대한 연구는 1980 년대 중반 이후부터 주로 일본에서 수행되어 왔으며 S.Akiyama 와 M.Itoh 는 1991 년에 발포알루미늄을 실제 폐공간에 적용하여 음향학적 특성을 분석하였다.

현재 흡음재료로서 널리 사용되는 스펀지나 그라스울 등은 노화에 의하여 조직이 비산되거나 습기에 의한 흡음율의 저하 등이 문제점으로 대두되고 있으나 발포알루미늄의 경우에는 이러한 문제가 없으며 특히 흡음재의 부착으로 내부온도가 상승되어 문제가 발생하는 폐공간의 흡음문제를 해결하는데 있어서 큰 장점을 지니고 있다.⁹

본 연구에서는 흡음재를 사용하여 밀폐계 내부의 음압을 저감시키는 경우, 흡음재의 두께변화로 임의의 목적주파수 대역의 음압저감을 이루고자 한다. 이를 위해 밀폐계 내부음압장에 대한 이론에 Allard^{10,11} 의 이론식을 적용하여 얻은 이론치와 실험치를 비교하며 검증하였다. 발포알루미늄은 임피던스 튜브를 이용하여 어드미턴스를 측정하고 이를 이론적인 계산과 비교하였다. 실험에서 백색잡음(white noise) 입력에 대한 직육면체 폐공간에서의 음압장의 흡음효과는 발포알루미늄 부착 전후의 경우를 비교, 분석하였다. 또한 예측된 흡음재의 어드미턴스를 폐공간에 적용하여 실험치와

비교하였다.

2. 밀폐계 내부에서의 음압장

직육면체 밀폐계의 음향학적 특성을 규명하기 위해 밀폐계 내부의 공간을 가진점과 응답점 사이의 관계로 정의되는 그린함수(Green Function)를 이용하며 벽면에 임의의 임피던스 경계조건을 갖는 직육면체 밀폐계 내부공간에 대해 음향모드의 중첩을 이용하여 고려하였다.

우선, 강체벽의 경우에 폐공간 벽면의 진동으로부터 발생한 음에 의해 형성된 폐공간 내부에서의 음압장은 그린 함수 $G(\mathbf{x}|\mathbf{y})$ 을 이용하여 정의할 수 있다. 본 연구에서 사용된 밀폐계는 Fig. 1 에 나타낸 것과 같이 x_1, x_2, x_3 좌표를 사용한다.

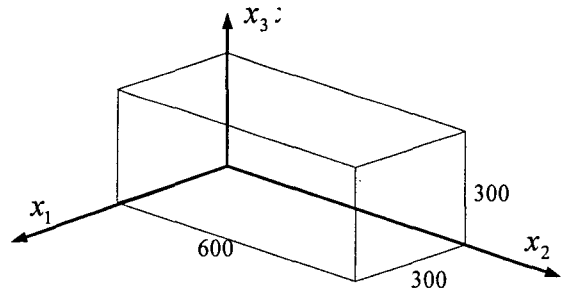


Fig. 1 The coordinate system and definition of the enclosure dimensions (unit : mm)

고유함수의 직교성과 3 차원 Dirac delta 함수의 전이특이성(shifting property)을 적용하여 폐공간에 대해 적분하면 $G(\mathbf{x}|\mathbf{y})$ 에 대해 다음과 같은 식을 얻을 수가 있다.¹²

$$G(\mathbf{x}|\mathbf{y}) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\psi_n(\mathbf{x})\psi_n(\mathbf{y})}{V(k_n^2 - k^2)} \quad (1)$$

그리고 폐공간 내부의 임의의 점 \mathbf{x} 에서의 음압은 다음과 같이 표현된다.

$$p(\mathbf{x}) = (-) \iint \{G(\mathbf{x}|\mathbf{y})\nabla p(\mathbf{y}) - p(\mathbf{x})\nabla G(\mathbf{x}|\mathbf{y})\} \cdot d\mathbf{S} + \iint \rho(\mathbf{y})G(\mathbf{x}|\mathbf{y})dV \quad (2)$$

여기에 강체벽면의 경계조건으로 가정하였으며

밀폐계 내부에는 체적 소음원이 없다는 가정을 통해 식(2)는 다음과 같이 간략화할 수 있다.

$$p(\mathbf{x}) = \int_S G(\mathbf{x}|\mathbf{y}) \nabla_y p(\mathbf{y}) \cdot \mathbf{n} \cdot dS \quad (3)$$

이 경우 벽면의 압력구배 $\nabla_y p(\mathbf{y})$ 는 다음의 두가지 원인에 의해 발생한다. 첫째는 벽면의 수직인 방향의 진동 $u_i(\mathbf{y}) \cdot \mathbf{n}$ 에 의한 것이며 둘째는 벽면의 유한한 임피던스에 의해 발생하는 표면에 수직인 방향의 입자속도에 의한 것이다. 두번째의 경우는 강체벽이 아닌 경우에 발생하기 때문에 본 연구에서 벽면은 부분적으로 반작용력이 작용하는 비강체 밀폐계로 가정하여 해석한다. 부분적인 반작용면은 밀폐계의 벽면들 안에서 파의 움직임에 가질 수 없기 때문에 조화 음장의 경우에 표면 S 상의 각 점에서의 경계조건은 비음향 임피던스 (specific acoustic impedance) $z(\mathbf{y})$ 의 향으로 표현될 수 있다.

$$\frac{p(\mathbf{y})}{u(\mathbf{y})} = z(\mathbf{y}) \text{ on } S \quad (4)$$

여기서 $u(\mathbf{y})$ 는 밀폐계의 표면에서의 \mathbf{y} 점에서 표면에 수직인 방향의 복소 음향 입자속도이다. 또한 소음원 \mathbf{y} 점에서의 벽면의 정규화된 음향 어드미턴스 (normalized specific acoustic admittance) $\beta(\mathbf{y})$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\beta(\mathbf{y}) = \frac{\rho_0 c_0}{z(\mathbf{y})} = \chi(\mathbf{y}) + j\sigma(\mathbf{y}) \quad (5)$$

여기서 c_0 는 음속, ρ_0 는 밀도를 나타낸다.

이를 균일한 경계조건으로 가정한 후에 운동량 방정식 $\nabla p(\mathbf{y}) \cdot \mathbf{n} = -j\omega\rho u(\mathbf{y})$ 에 대입하면 다음을 얻는다.

$$\nabla p(\mathbf{y}) \cdot \mathbf{n} = -jk\beta(\mathbf{y})p(\mathbf{y}) \text{ on } S \quad (6)$$

따라서 운동량방정식과 식(5)를 통해 식(3)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$p(\mathbf{x}) = \int_S G(\mathbf{x}|\mathbf{y}) [j\omega\rho u_i(\mathbf{y}) \cdot \mathbf{n} - jk\beta(\mathbf{y})p(\mathbf{y})] dS \quad (7)$$

(7)식을 통해 벽면의 어드미턴스가 밀폐계 내부 음장에 큰 영향을 미친다는 것을 얻을 수가 있다. 따라서 흡음재를 밀폐계 내부에 위치시킨 경

우는 어드미턴스의 변화를 통해 내부음압의 저감을 가져오는 것으로 추측된다.

3. 흡음재의 표면 임피던스

뒷면에 강체로 붙여진 흡음재에서 수직으로 입사하는 경우의 표면 임피던스를 얻기 위해, 각 파의 속도와 응력을 입사파와 반사파로 구분하여 표현하면 다음 식과 같다.

$$\dot{u}^s(x) = V_i^1 \exp(-j\delta_1 x) + V_r^1 \exp(j\delta_1 x) + V_i^2 \exp(-j\delta_2 x) + V_r^2 \exp(j\delta_2 x) \quad (8)$$

$$\dot{u}^f(x) = \mu_1 [V_i^1 \exp(-j\delta_1 x) + V_r^1 \exp(j\delta_1 x)] + \mu_2 [V_i^2 \exp(-j\delta_2 x) + V_r^2 \exp(j\delta_2 x)] \quad (9)$$

$$\sigma_{xx}^s(x) = -Z_1^s [V_i^1 \exp(-j\delta_1 x) - V_r^1 \exp(j\delta_1 x)] - Z_2^s [V_i^2 \exp(-j\delta_2 x) - V_r^2 \exp(j\delta_2 x)] \quad (10)$$

$$\sigma_{xx}^f(x) = -Z_1^f \phi \mu_1 [V_i^1 \exp(-j\delta_1 x) - V_r^1 \exp(j\delta_1 x)] - Z_2^f \phi \mu_2 [V_i^2 \exp(-j\delta_2 x) - V_r^2 \exp(j\delta_2 x)] \quad (11)$$

여기서 μ_i 는 세공내의 유체와 프레임의 속도비, V_i 는 입사파의 속도, V_r 는 반사파의 속도, Z 는 임피던스이다. 흡음재의 표면을 $x=0$ 으로, 강체의 표면을 $x=-l$ 으로 산정하면, 다음과 같은 조건을 만족하여야 한다.

$$\dot{u}^s(0) = \dot{u}^f(0) = 0 \quad (12)$$

$$P(-l) + \sigma_{xx}^s(-l) + \sigma_{xx}^f(-l) = 0 \quad (13)$$

$$\sigma_{xx}^f(-l) = -\phi P(-l) \quad (14)$$

$$\sigma_{xx}^s(-l) = -(1-\phi)P(-l) \quad (15)$$

$$\phi \dot{u}^f(-l) + (1-\phi)\dot{u}^s(-l) = \dot{u}^a(-l) \quad (16)$$

위의 조건을 만족시키는 Z (impedance)와 β

(admittance)를 산출하면 다음과 같다.

$$Z = -j \frac{Z_1^s Z_2^f \mu_2 - Z_2^s Z_1^f \mu_1}{D} \quad (17)$$

$$\beta = \frac{\rho_0 c_0}{Z} \quad (18)$$

$$D = (1 - \phi + \phi \mu_2) [Z_1^s - (1 - \phi) Z_1^f \mu_1] \tan \delta_2 l + (1 - \phi + \phi \mu_1) [Z_2^s \mu_2 (1 - \phi) - Z_2^f] \tan \delta_1 l \quad (19)$$

$$Z_i^f = \left(R + \frac{Q}{\mu_i} \right) \frac{\delta_i}{\phi \omega} \quad (i = 1, 2) \quad (20)$$

$$Z_i^s = (P + Q \mu_i) \frac{\delta_i}{\omega} \quad (i = 1, 2) \quad (21)$$

4. 실험 및 장치

발포알루미늄의 정규임피던스는 B&K 사의 Two-microphone Impedance Measurement Tube (Type 4206) 을 사용하였으며 다채널분석기 (B&K Type 3550)에 의하여 측정된다. 분석기를 통하여 발생된 랜덤신호는 증폭기 (B&K Type 2706)에 의해 임피던스 튜브의 스피커를 가진하는 방식으로 진행되었다.

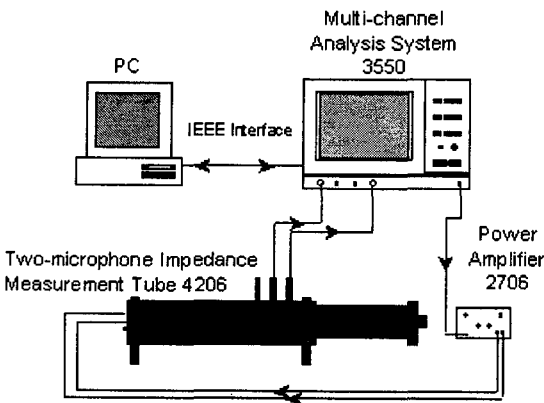


Fig. 2 Experimental set-up to measure absorption coefficient and normalized impedance

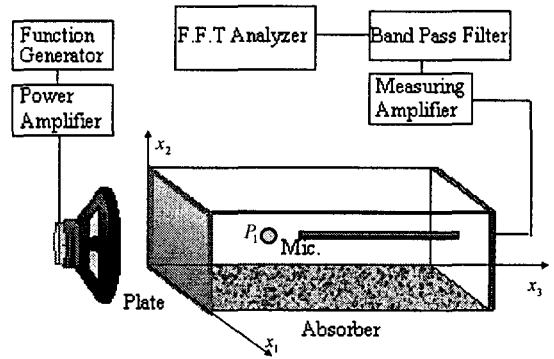


Fig. 3 Measurement of sound absorption effects in a rectangular enclosure

위의 결과들은 식(7)를 통해 얻은 시뮬레이션과의 비교에 사용되었다. Fig. 3 은 밀폐계 내부 음압의 이론적인 모델을 검증하고 흡음재의 영향과 흡음 효과를 분석하기 위하여 사용한 직육면체 폐공간을 나타내고 있다. 실험에 사용된 밀폐계의 크기 및 사용된 평판의 물성치를 Table 1 에 나타내었다. 실험에서 가진 소음은 스피커를 통하여 백색잡음으로 음향 가진하였으며 이에 대하여 폐공간 내부에서 음압을 구하기 위하여 마이크를 임의의 위치로 이동시키면서 측정하였다. 흡음재의 효과를 알아보기 위해 발포알루미늄을 밀폐계의 바닥에 깔기 전후의 내부음압을 비교하였다.

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

Parameter	Value	Remark
L_1	0.6 m	Length on x_1 direction
L_2	0.3 m	Length on x_2 direction
L_3	0.3 m	Length on x_3 direction
ν	0.29	Poisson's ratio
ρ_0	1.21 kg/m ³	Density of air
c_0	348 m/sec	Sound speed

5. 알루미늄 흡음재의 어드미턴스

식 (7)에서 벽면의 어드미턴스가 흡음효과의 주요원인으로 작용함을 확인하였기에 식(17)를 통해 수직으로 입사하는 경우의 발포알루미늄의 어드미턴스를 구하여 Fig. 4 에 실험치와 비교하였다.

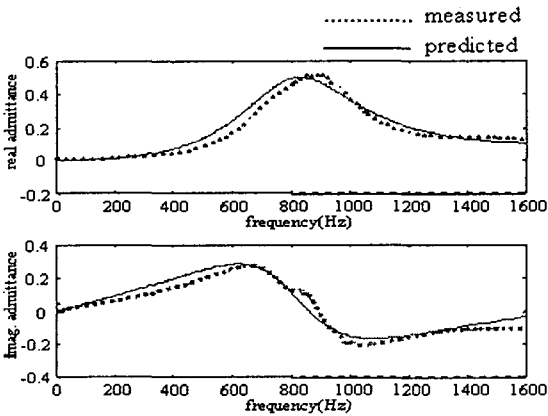


Fig. 4 Measured admittance vs. predicted admittance of foamed Al (t=24mm)

임피던스 튜브법으로 얻은 실험치와 이론적으로 얻은 예측치가 서로 일치하고 있다. 어드미턴스는 벽면의 저항력(감쇠, 흐름저항)과 관련되어 음압의 공진 피크 진폭을 감쇠시키는 역할을 하는 실수부와 반작용력(reactivity)에 관련되어 공진주파수를 이동시키는 허수부로 이루어져 있다. 위의 그림과 같이 공진피크를 감쇠시키는 실수부는 최고값을 가지게 되는 특정주파수를 가지며 이 주파수에서의 흡음효과가 가장 크다. 따라서 실수부가 최대로 되는 주파수를 가늠한다면 어느 주파수대역이 가장 잘 흡음될 것인가를 예측할 수 있으며, 그 반대의 경우도 성립할 것이다.

이를 바탕으로 동일한 흡음재에서 두께를 변화시켜 어드미턴스의 실수부가 최대로 되는 주파수를 살펴보고자 한다. Fig. 5 는 실험적으로 얻은 두께별 어드미턴스의 실수부를 도시한 것이며, Fig. 6 은 이론적으로 얻은 두께별 어드미턴스 최고주파수를 주파수와 발포알루미늄의 두께관계로 표현한 것이다.

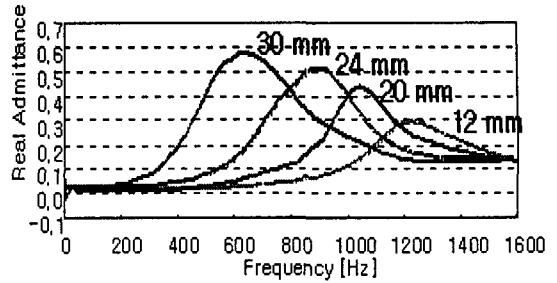


Fig. 5 Curves of real admittance of foamed Al

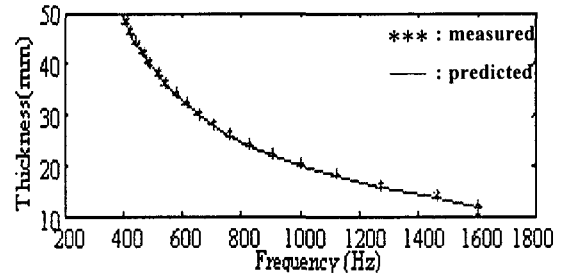


Fig. 6 Frequency of maximum real admittance vs. thickness

Fig. 5 와 Fig. 6 의 경향이 일치하고 있으므로 흡음재의 어드미턴스를 이론적으로 예측한 값을 다음 밀폐계에 적용하고자 한다. 다음은 어드미턴스를 밀폐계 내부에서의 음압의 이론적인 모델에 적용하고 입증하기 위해 이론적 모델을 통하여 얻어진 예측음압과 실제 측정된 음압을 비교하면서 연구를 수행하였다.

음압저감 효과는 흡음재가 밀폐계 바닥에 깔려있는 경우를 측정하여 비교하였다. 음원의 위치는 (150mm, 150mm, 0) 이며 측정을 위해 마이크론의 위치는 임의로 P1(150mm, 150mm, 200mm)으로 설정하였다. 우선 밀폐계에 흡음재가 부착되지 않은 경우, 이론적으로 폐공간은 비감쇠 강체벽을 가지며 예측된 음압 곡선과 P1 점에서 실측된 음압 곡선을 Fig. 7 에서 비교하였다. 여기에서 체적속도 가진(스피커)에 의한 공진 피크점들을 볼 수 있다. 그림에 나타난 바와 같이 측정에 의한 음향공진 주파수들은 예측에 의한 결과와 거의 일치하고 있다.

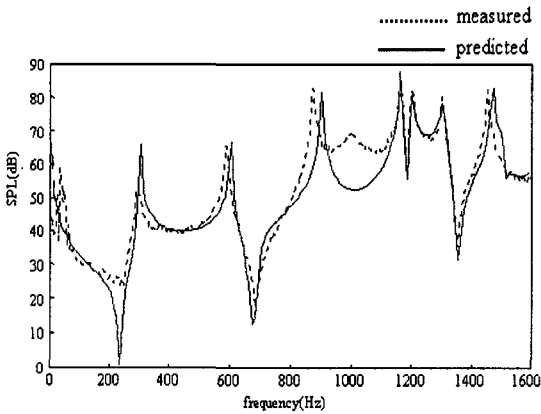


Fig. 7 Predicted vs. measured sound pressure curves in a cavity without foamed Al

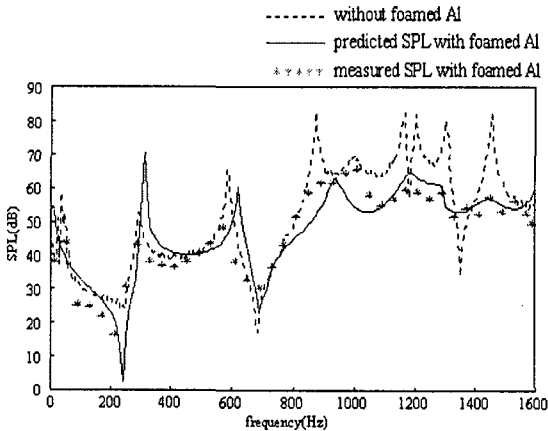


Fig. 8 Measured vs. predicted sound absorption effects

실험 결과와 이론 결과가 1000Hz 대역에서는 차이가 있다. 이런 이유는 밀폐계 외벽을 강제로 가정하고 이론식을 통하여 구했기 때문에 실제보다 소음 예측량이 작게 예측되었고 또한 1000Hz 대역에서 스피커의 가진이 일정하게 이루어지지 않아서 생긴 문제라고 판단된다.

본 연구에서는 이론값과 입피던스 튜브를 이용하여 구한 어드미턴스는 음파가 수직인 방향으로 입사하는 경우를 가정하여 구한 것이므로, 밀폐계에서 이론을 적용하기 위해서는 음파가 흡음재에 수직인 방향으로 입사하는 경우에 대해서 소음을 예측하고 저감량을 비교하여야 한다. 본 연구에서는 흡음재를 아래 면에 적용하였기 때문에 흡음재의 부착 방향을 고려한 음향모드를 검토하

여 소음의 입사방향이 흡음재에 수직에 가까운 주파수 대역인 1200Hz 에 대해서 설정하였다. Fig. 7 에서 시험 대상 영역을 1200Hz 로 설정하여 음압을 줄여야 한다면, Fig. 6 에서 보듯 12mm 의 발포알루미늄을 사용하여야 한다. 이를 위해 12mm 의 발포알루미늄을 사용하여 실험한 실측치와 이론적으로 예측한 결과를 Fig. 8 에 도시하였다. Fig. 8 에서는 기대했던 바와 같이 1200Hz 대역에서의 음압이 약 20dB 정도 감소하였으며 또한 실험치와 예상치에서 경향과 진폭이 일치하고 있다.

6. 결론

본 연구에서는 직사각형 밀폐계 내부음장을 이론과 실험치를 비교함으로써 내부음장 예측이론을 검증하였으며, 더불어 내부음압의 저감을 위하여 바닥에 흡음재를 부착한 경우 내부음압 분포의 특성을 이론적인 해석과 실험을 통하여 비교 검증하였다. 이론적인 해석으로서 그린함수를 이용한 밀폐계의 내부 음장을 해석하여 본 결과 비감쇠 강체벽을 가진 밀폐계의 경우뿐 아니라 벽면에 흡음재를 부착하여 입피던스가 존재하는 경우에도 실제의 경우와 거의 일치하는 내부 음압 분포를 예측할 수 있었다.

특히 발포알루미늄의 어드미턴스를 이론적으로 예측하여 만족할 만한 결과를 얻었으며, 이를 통해 원하는 목표주파수 대역에 적합한 발포알루미늄의 두께를 산출할 수 있음을 확인하였다. 이는 앞으로 다른 흡음재에서도 적용 가능할 것으로 판단되므로 설계 시에 시행착오적 손실을 줄일 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

1. Cremer, L. and Heckl, M., "Structure-Borne Sound," Springer-Verlag Berlin, pp.130-151, 1988.
2. Reynolds, Douglas D., "Engineering Principles of Acoustics," Allyn and Bacon, Inc., pp.292-330, 1981.
3. Lauriks, W., Mees, P. and Allard, J.F., "The Acoustic Transmission through Layered Systems," Journal of Sound and Vibration, Vol. 155, No.1, pp.125-132, 1992.
4. Rebillard, P., Allard, J.F., Depollier, C., Guignouard, P., Lauriks, W., Verhaegen, C. and Cops, A., "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. McDonald, W. B., Rimas, Vaicaitis and Michael, K. M., “Noise Transmission Through Plate Into an Enclosure,” *NASA Technical Paper*, No. 1173, 1978.
 6. Biot, M.A., “Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid,” *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.28, No.2, pp168-178, 1956.
 7. Rebillard, P., Allard, J.F., Depollier, C., Guignouard, P., Lauriks, W., Verhaegen, C. and Cops, A., “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.
 8. Beranek, Leo L. and Istvan, L., “Noise and Vibration Control Engineering,” *John Wiley and Sons, Inc.*, pp.32-141, 1992.
 9. Crighton, D. G., “Modern Methods in Analytical Acoustics,” *Springer*, pp.340-401, 1992.
 10. Allard, J.F., Champoux, Yan and Depollier, Claude, “Modelization of layered sound absorbing materials with transfer matrices,” *J.Acou.Soc. Am*, Vol. 82, No. 5, pp. 1792 – 1796, 1987.
 11. Allard, J.F., “Propagation of sound in porous media,” *Elsevier science publishers ltd.*, pp.1-302, 1993.
 12. Nelson, P.A. and Elliott, S. J., “Active Control of Sound,” *Academic Press*, pp.13-254, 1992.