

전달행렬법을 이용한 다중 다공판 시스템의 흡음성능 예측

Estimation of the Sound Absorption Performance for Multiple Layer Perforated Plate Systems by Transfer Matrix Method

이 동 훈* · 허 성 춘* · 권 영 필**

D. H. Lee, S. C. Hur and Y. P. Kwon

(2002년 5월 17일 접수 ; 2002년 8월 19일 심사완료)

Key Words : Helmholtz Resonator(헬름홀츠 공명기), Perforated Plate(다공판), Sound Absorption Coefficient(흡음계수), Specific Acoustic Impedance(고유음향임피던스), Transfer Matrix Method (전달행렬법)

ABSTRACT

A practical method of predicting the sound absorption coefficient for multiple perforated-plate sound absorbing system was developed using transfer matrix method. The proposed method was validated by comparing the calculated absorption coefficients of a single layer perforated plate with the values measured by the two-microphone impedance tube method for various porosity and spacing of the perforated plate. The developed transfer matrix method was further applied to estimate the multiple layer perforated plates and it is shown that the estimated absorption coefficients agree well with the measured values.

1. 서 론

소음방지를 위하여 널리 쓰이는 대표적인 흡음재로는 유리섬유와 폴리우레탄폼을 들 수 있다. 이들 흡음재는 음에너지의 소산을 촉진시키기 위하여 내부구조가 다공형태이거나 복잡한 음전과경로를 갖도록 되어 있어 우수한 흡음성능을 갖는다. 그러나 소재의 특성으로 인하여 사용에 상당한 제약을 받고 있다. 즉 유리섬유의 경우는 비산문제 때문에 환경공해 차원에서 법적으로 사용을 규제받고 있으며, 내구성과 내습성이 약한 단점도 있다. 그리고 폴리우레탄 폼은 화재에 취약하기 때문에 안전성 측면에서 밀폐된 공간에서의 사용을 금하고 있다. 또한 유리섬유와 폴리우레탄폼은 중고주파수대역에서 탁월한 흡음성능을

갖지만, 각종 회전기계와 연소기 그리고 열유체기기류 등에서 발생하는 저주파수 소음을 억제시키는데에는 효과적이지 못하다. 따라서 이와 같은 기존 흡음재의 문제점을 해결할 수 있는 새로운 형태의 흡음재에 관한 연구와 개발이 하나의 공학적 과제로 대두되고 있다.

한편 새로운 형태의 흡음재에 대한 대안으로서 얇은 판에 작은 구멍을 뚫어 만든 판과 공동(cavity)을 조합한 다공판 시스템이 음향연구자들의 관심을 끌고 있다. 다공판 시스템은 일종의 헬름홀츠 공명기로서 오래전에 Blackman⁽¹⁾은 제트연소기에서 발생하는 스크리치음(screech tone)을 감소시킬 목적으로 단일 다공판 시스템의 흡음특성에 대한 연구를 수행한 바 있다. 또한 최근에 Maa^(2,3) 그리고 Kang과 Fuchs⁽⁴⁾는 단일 다공판을 비롯한 이중 다공판 시스템의 흡음성능에 대하여 한층 발전된 연구결과를 제시한 바 있으며, 이외에도 다중 다공판 시스템의 흡음성능에 대한 다수의 연구결과가 발표되고 있다.^(5,6)

그러나 발표된 모든 연구는 해석적 방법을 이용하여 단일 다공판 시스템의 흡음성능을 계산하거나,^(1,7) 전기음향 상사로부터 도출된 총합음향임피던스식을

† 책임저자, 정회원, 서울산업대학교 기계공학과
E-mail:ldh@snut.ac.kr
Tel:(02)970-6331

* 정회원, 서울산업대학교 산업대학원 기계공학과

** 정회원, 숭실대학교 기계공학과

이용하여 다중 다공판 시스템의 흡음성능을 예측하는 정도였다.⁽²⁻⁶⁾ 즉 지금까지의 연구에서는 다중 다공판 시스템의 흡음성능에 대한 계산결과를 실험결과와 엄밀하게 비교분석한 연구결과는 제시된 바 없으며, 아울러 다공판의 수와 공극률 그리고 간격에 따른 흡음성능의 변화를 구한 연구도 없다. 특히 다중 다공판 시스템의 흡음성능을 전기음향 상사를 이용하여 계산하는 경우에는 다공판의 수가 증가할 때마다 시스템의 총합음향임피던스를 새롭게 구해야 하는 번거로움이 있으며, 계산식도 더욱 복잡하게 된다.

따라서 본 연구에서는 단일 다공판을 비롯한 다수의 다공판으로 구성된 다중 다공판 시스템의 흡음성능을 정확하고도 쉽게 계산할 수 있는 계산모델의 제시와 함께 다공판의 공극률과 간격 그리고 다공판의 수를 변화시키면서 다중 다공판 시스템의 흡음특성을 구하고자 한다. 계산모델은 소음기의 일차원 성능해석에 널리 쓰여 왔던 전달행렬법을 토대로 하였으며 공동과 다공판에 대한 전달행렬로부터 시스템의 총괄전달행렬을 구하여 흡음계수를 계산하는 방식이다.⁽⁸⁾ 계산모델의 타당성과 유용성은 단일 다공판 시스템에서 5중 다공판 시스템에 이르기까지 다공판의 수, 공극률 그리고 간격을 변화시키면서 계산하고 측정된 흡음계수값과의 상호비교를 통해 검증된다. 또한 계산결과와의 엄밀한 비교를 위해 본 연구에서는 두 개의 마이크로폰이 부착된 임피던스관을 이용하여 흡음계수를 측정하고 협대역주파수분석을 하였다. 특히 본 연구에 사용된 다공판의 음향임피던스 모델은 소음기의 성능해석에서 타당성이 검증된 Rao와 Munjal⁽⁹⁾의 음향임피던스 모델을 사용하였다.

2. 계산모델

Fig. 1과 같이 n 개의 음향요소로 구성되어 있는 일차원 음향계에 대한 총괄전달행렬 $[T]$ 는 상류측과 하류측의 음압 p 와 입자속도 u 를 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_n \\ u_n \end{bmatrix} \quad (1)$$

Fig. 1에서 전달행렬 $[T]$ 의 각 요소를 4 단자정수라 한다. 또 A 와 B 는 음향요소 상류측에서의 입사

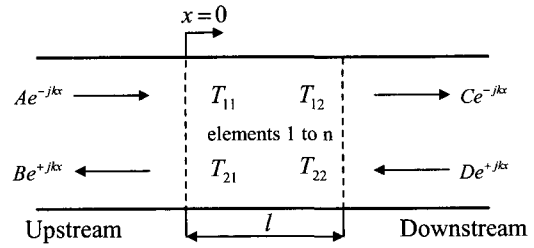


Fig. 1 Four-pole parameters of an acoustic system

음과 반사음의 음압진폭 그리고 C 와 D 는 음향요소 하류측에서의 투과음과 반사음의 음압진폭을 나타낸다. 또한 이들 음압진폭을 이용하여 길이 l 인 음향요소의 상류측과 하류측에서의 음압과 입자속도를 표현하면 다음식과 같다.

$$p_1 = A + B \quad (2a)$$

$$u_1 = \frac{A - B}{\rho_0 c_0} \quad (2b)$$

$$p_n = Ce^{-jkl} + De^{jkl} \quad (2c)$$

$$u_n = \frac{Ce^{-jkl} - De^{jkl}}{\rho_0 c_0} \quad (2d)$$

식 (2)에서 ρ_0 와 c_0 는 공기의 밀도와 음속, k 는 파수(wave number) 그리고 $j = \sqrt{-1}$ 을 의미한다. 또 식 (2)에서 음향요소의 하류단을 무반사단 ($D=0$)으로 가정하고, $x=0$ 에서 정의된 반사계수 $\gamma = B/A$ 와 투과계수 $\tau = C/A$ 로 정리하여 식 (1)에 대입하면 전달행렬요소로 표현된 반사계수 γ 를 얻을 수 있다.

$$\gamma = \frac{T_{11} + T_{12} - T_{21} - T_{22}}{T_{11} + T_{12} + T_{21} + T_{22}} \quad (3)$$

본 연구의 다공판 시스템은 Fig. 2에 도시된 바와 같이 직관과 다공판으로 구성된다. 먼저 Fig. 2의 그림 (a)에 도시된 길이 l 인 직관에 대한 전달행렬 $[S]$ 를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl & (j\rho_0 c_0) \sin kl \\ (j/\rho_0 c_0) \sin kl & \cos kl \end{bmatrix} \quad (4)$$

또한 Fig. 2의 그림 (b)로부터 관두께 t 가 파장에 비하여 충분히 작은 다공판에 대한 전달행렬 $[P]$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

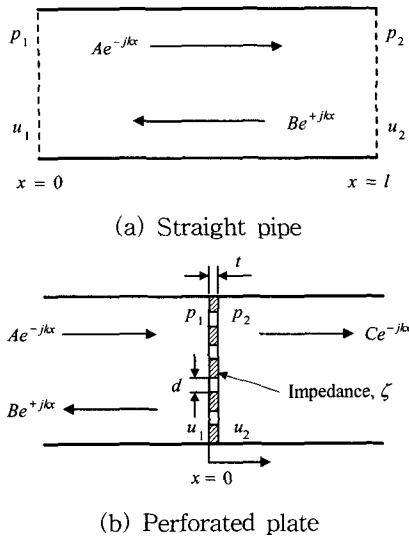


Fig. 2 Sound field representations for a perforated plate and a straight pipe

$$\begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \zeta \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

식 (5)에서 ζ 는 다공판의 고유음향임피던스로서 다공판의 공극율을 σ 라 할 때 레지스턴스 R 과 리액턴스 X 의 합인 $\zeta = (R + jX) / \sigma$ 로 표현된다. 본 연구에서는 Rao와 Munjal⁽⁹⁾에 의해 개발된 음향임피던스의 레지스턴스 R 과 리액턴스 X 에 대한 다음의 관계식을 수정하여 이용하였다.

$$R = 7.337 \times 10^{-3} (1 + 72.23M) \quad (6a)$$

$$X = 2.2245 \times 10^{-5} f (1 + 51 t) (1 + 204 d) \quad (6b)$$

식 (6)에서 t 는 두께[m], d 는 구멍지름[m], f 는 주파수[Hz] 그리고 M 는 점선유동의 마하수를 뜻한다. Rao와 Munjal의 음향임피던스 모델은 선형모델로서 점선유동의 마하수와 다공판 재원이 각각 $0.05 \leq M \leq 0.2$, $0.03 \leq \sigma \leq 0.1$, $1 \leq t \leq 3 \text{ mm}$ 그리고 $1.75 \leq d \leq 7 \text{ mm}$ 인 범위에서 임피던스의 레지스턴스 R 과 리액턴스 X 를 실험으로 구하여 정리한 근사식이다.

그런데 다공판 시스템의 흡음성능 계산에 식 (6)을 적용하기 위해서는 식 (6b)의 리액턴스항에 보정계수를 도입하는 것이 필요하다. 즉 식 (6b)에는 점선유동으로 인한 대류효과(convection effect)가 리액턴스에 내포되어 있으므로 이를 보정하기 위한 리액턴스 보정계수 δ_X 가 반드시 도입되어야 한다. 또 다공판 시스템은 입사음압이 높은 비선형 조건에서 흡음성능이

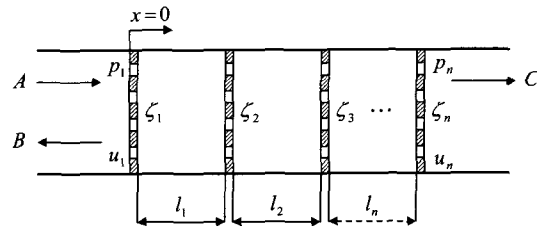


Fig. 3 Configuration of the multiple layer perforated plate sound absorbing system

극대화되는 점을 감안할 때 선형모델인 식 (6)의 적용범위를 확대시키기 위해서는 입사음의 세기에 의존하는 비선형 저항을 식 (6a)의 레지스턴스항에 반영하기 위한 비선형 보정계수 δ_R 의 도입이 필요하다.⁽¹⁾ 따라서 본 연구에서는 점선유동의 마하수 $M=0$ 인 조건에서 식 (6)의 레지스턴스와 리액턴스항에 비선형 보정계수 δ_R 과 리액턴스 보정계수 δ_X 를 도입한 다음의 식을 이용하였다.

$$R = \delta_R \times 7.337 \times 10^{-3} \quad (7a)$$

$$X = \delta_X \times 2.2245 \times 10^{-5} f (1 + 51 t) (1 + 204 d) \quad (7b)$$

식 (7a)에서의 δ_R 는 본 연구의 실험을 선형음압 범위에서 수행하였으므로 $\delta_R=1$ 로 하였다. 또 식 (7b)에 제시된 리액턴스 보정계수 $\delta_X=1.3$ 으로 하였다. 리액턴스 보정계수의 산출근거는 임의 조건으로 구성된 다공판 시스템에서의 흡음계수 측정값과 대류효과가 내포되어 있는 식 (6)을 이용하여 흡음계수를 계산한 값을 상호비교해 보면 대류효과로 인해 주파수 차이가 약 30% 정도 발생하였으므로, 본 연구에서는 이 차이만큼을 리액턴스 보정계수값으로 취하였다.

한편 다중 다공판 시스템의 총괄전달행렬은 Fig. 3에 도시된 바와 같이 다공판과 직관(이하 다공판 시스템에서는 공동이라 부른다)에 대한 전달행렬을 조합하여 구할 수 있다. 공동과 다공판의 전달행렬에 관한 식 (4)와 식 (5)를 이용하여 n 개의 다공판과 $n-1$ 개의 공동요소로 구성된 다중 다공판 시스템의 총괄전달행렬 $[T]$ 를 구하면 다음과 같다.

$$[T] = [P]_1 \cdot [S]_1 \cdot [P]_2 \cdot [S]_2 \cdot \dots \cdot [S]_{n-1} \cdot [P]_n \quad (8)$$

또 다공판 시스템이 우수한 흡음성능을 가지려면 하류단이 단단히 막혀 있는 구조이어야 하므로 Fig. 3

에 도시된 하류측 마지막 n 번째 다공판의 고유음향 임피던스 ζ_n 을 무한대로 가정하는 것이 필요하다. 이와 같은 가정과 식 (3)을 이용하여 Fig. 3의 $x=0$ 위치에서의 시스템 반사계수 γ 를 계산할 수 있다. 이때 반사계수 γ 는 시스템의 총합음향임피던스 z 와 다음의 관계를 갖는다.

$$z = \frac{\gamma + 1}{\gamma - 1} \quad (9)$$

또한 수직입사 흡음률 α_n 을 시스템의 총합음향임피던스인 z 의 함수로 표현하면 다음과 같다.

$$\alpha_n = \frac{4Re(z)}{(1 + Re(z))^2 + (Im(z))^2} \quad (10)$$

식 (10)에서 Re 와 Im 는 실수부와 허수부를 뜻한다. 특히 식 (10)에서 리액턴스 $Im(z)=0$ 을 만족하는 공명조건으로부터 흡음계수의 피크치가 되는 다공판 시스템의 공명수파수를 구할 수 있다.

3. 실험

Fig. 4는 다공판이 설치된 임피던스관과 측정기기의 구성도를 나타낸 것이다. 임피던스관은 가로와 세로가 60 mm × 60 mm인 정사각형 단면을 가지며, 길이 1300 mm 그리고 두께 10 mm인 아크릴판으로 제작하였다. 관의 입구측에는 스피커가 부착되어 있으며, 출구측에는 측정하고자 하는 다공판과 공동이 조합된 다공판 시스템이 설치되어 있다. 또한 출구측 다공판 뒤에는 음의 누출이 없도록 강체피스톤으로 밀봉하였다.

음향신호는 음신호발생기에서 발생되어 증폭기를 거쳐 증폭된 다음에 스피커를 통해 임피던스관에 공급되어 다공판에 입사된다. 다공판 앞에 설치된 두 개의 1/4인치 압력형 마이크로폰으로는 자기스펙트럼과 상호스펙트럼이 측정된다. 스펙트럼은 주파수분석기에서 주파수범위 3,200 Hz 그리고 해상도 8 Hz로 하여 분석하였다.

또 다공판 전방의 두 지점에서 측정한 자기스펙트럼과 상호스펙트럼으로부터 계산된 음향전달함수 H 를 다음식에 대입하면 다공판 시스템의 총합음향임피던스 z 를 얻을 수 있다.⁽¹¹⁾

$$z = j \frac{\sin[k(s+x)] - H \sin(kx)}{H \cos(kx) - \cos[k(s+x)]} \quad (11)$$

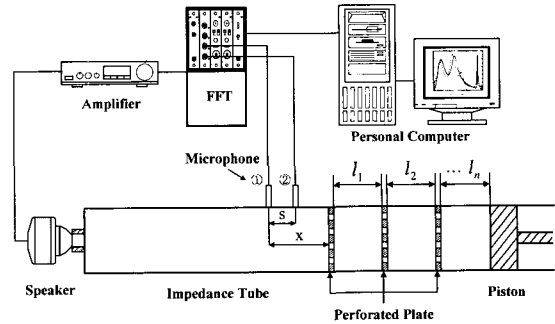


Fig. 4 Experimental setup for sound absorption coefficient measurement

식 (11)에서 x 는 첫 번째 다공판으로부터 마이크로폰 ①까지의 거리 그리고 s 는 두 마이크로폰의 간격이다. 본 연구에서는 $x=100$ mm 그리고 $s=40$ mm로 하였다. 또 식 (11)을 이용하여 구한 총합음향임피던스 z 를 식 (10)에 대입하면 다공판 시스템의 실제 흡음계수가 구해진다. 한편 본 연구의 실험에 쓰인 다공판의 재질은 일반강재로서 두께 $t=1$ mm 그리고 구멍지름 $d=2$ mm인 다공판의 공극률을 각각 $\sigma=1.4\%$, $\sigma=3.14\%$, $\sigma=5.59\%$ 그리고 $\sigma=7.07\%$ 가 되도록 제작하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 5는 공극률 $\sigma=3.14\%$ 이고 간격 $l=70$ mm인 단일 다공판 시스템으로 입사되는 입사음의 음압레벨을 증가시키면서 측정한 흡음계수의 피크값과 음향레지스턴스값을 도시한 것이다.

먼저 공명조건에서 흡음계수의 피크값을 측정하여 도시한 그림 (a)의 결과를 보면 낮은 음압에서는 피크값의 증가폭이 작지만, 음압레벨이 커질수록 음압에 의존하여 큰 폭으로 증가하는 것을 알 수 있다. 이와 같이 흡음계수의 피크값이 음압에 크게 의존하는 것은 구멍에서 강한 비선형현상이 야기되기 때문이다.

또한 그림 (b)의 결과는 입사음의 레벨과 음향레지스턴스와의 관계를 도시한 것으로서 종축에 다공판 시스템의 음향레지스턴스 $Re(z)$ 를 공기의 특성임피던스 $\rho_0 c_0$ 로 표준화하여 나타내었다. 결과에서 보듯이 약 102 dB를 경계로 하여 음향레지스턴스값이 선형영역과 비선형영역으로 구분되는 것을 볼 수 있다. 이러한 선형과 비선형의 경계는 공극률의 크기와도 밀접한 관련이 있다.⁽¹²⁾ 특히 본 연구의 음향임피던스

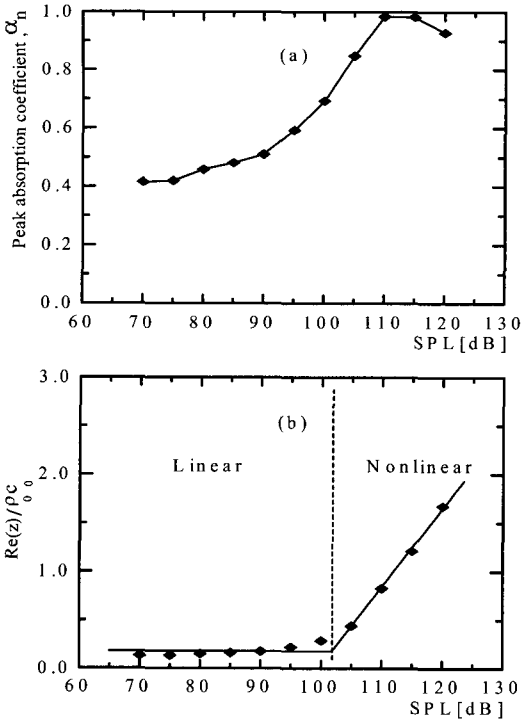


Fig. 5 Measured peak absorption coefficient and acoustic resistance for various incident sound pressure level

모델이 선형모델인 점을 감안하여 계산결과와 측정결과와의 엄밀한 비교를 위해 본 연구에서는 선형범위의 음압을 다공판 시스템에 입사시키면서 흡음계수를 측정하였다.

Fig. 6은 다공판의 공극률 $\sigma=3.14\%$ 그리고 간격 $l=70\text{ mm}$ 인 단일 다공판 시스템의 공명주파수를 조사할 목적으로 그림 (a)에는 흡음계수의 측정값과 계산값을 그리고 그림 (b)에는 리액턴스의 측정값과 계산값을 비교도시한 것이다. 먼저 흡음계수에 대한 그림 (a)를 보면 흡음계수의 피크치가 640 Hz와 2650 Hz에서 나타나는 것을 알 수 있다. 이 중에서 640 Hz에 해당하는 피크치는 다공판 시스템의 기본공명모드에서의 공명주파수이며, 2650 Hz에 나타난 피크치는 고차모드에서의 공명주파수이다. 이와 일치하는 각각의 공명주파수는 그림 (b)에 도시된 리액턴스의 결과에서도 분명히 확인할 수 있다.

Fig. 7은 다공판의 간격 $l=70\text{ mm}$ 인 단일 다공판 시스템에서 공극율을 변화시키면서 흡음계수를 측정하고 계산한 결과이다. 그림에서 공극률이 서로 다르더라도 측정값과 계산값은 비교적 잘 일치하는 것을

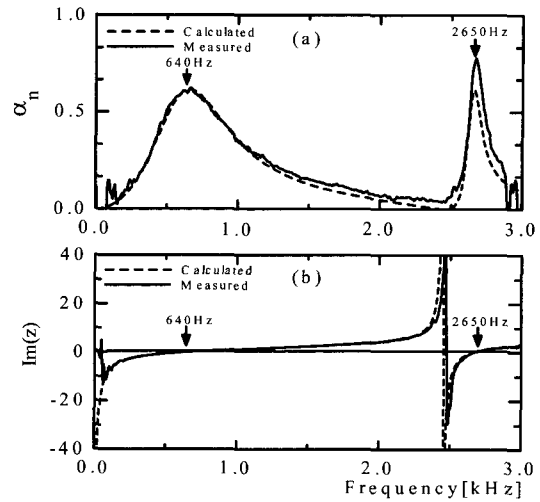


Fig. 6 Comparison of the measured and calculated resonance frequencies in a single layer perforated plate system

볼 수 있다. 또 공극률이 증가할수록 흡음성능의 피크값은 점차 감소하면서 피크치의 주파수는 고주파수 쪽으로 이동하는 특성을 나타낸다. 다만 300 Hz이하의 저주파수대역에서 나타난 측정값과 계산값간의 차이는 측정오차로서 마이크론의 위치와 관련된 오차임을 실험에서 확인하였다.

Fig. 8은 공극률 $\sigma=3.14\%$ 인 단일 다공판 시스템의 다공판 간격을 변화시키면서 흡음계수를 계산하고 측정된 결과이다. 이 결과에서도 저주파수대역을 제외하면 측정값과 계산값은 잘 일치함을 보여준다. 또 다공판 간격이 증가함에 따라 공명주파수는 낮은 주파수대역으로 이동하지만, 기본공명주파수에 해당하는 흡음계수의 피크값은 거의 일정한 값으로 유지된다.

Fig. 9는 동일한 제원의 다공판을 단일에서 5중까지 공동깊이 70 mm씩 확장하면서 흡음계수를 계산하고 측정된 결과이다. 다공판 공극률은 $\sigma=3.14\%$ 이며, 그림결과에 기입된 n 는 다공판의 수(즉 공동의 수)를 나타낸다.

제시된 모든 결과에서 측정값과 계산값은 비교적 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 특히 단일 다공판에 비하여 다중 다공판으로 하였을 때가 흡음계수의 피크값이 저주파수대역으로 이동하면서 흡음대역폭이 점차 확장되는 것을 알 수 있다. 또 다공판의 수가 늘어날수록 공동의 수와 일치하는 기본 공명 모드 뿐만 아니라 다수의 고차모드가 발생하며, 이들 공명모드에 해당하는 공명주파수에서 흡음성능이 최대가 되는 것을 알 수 있다.

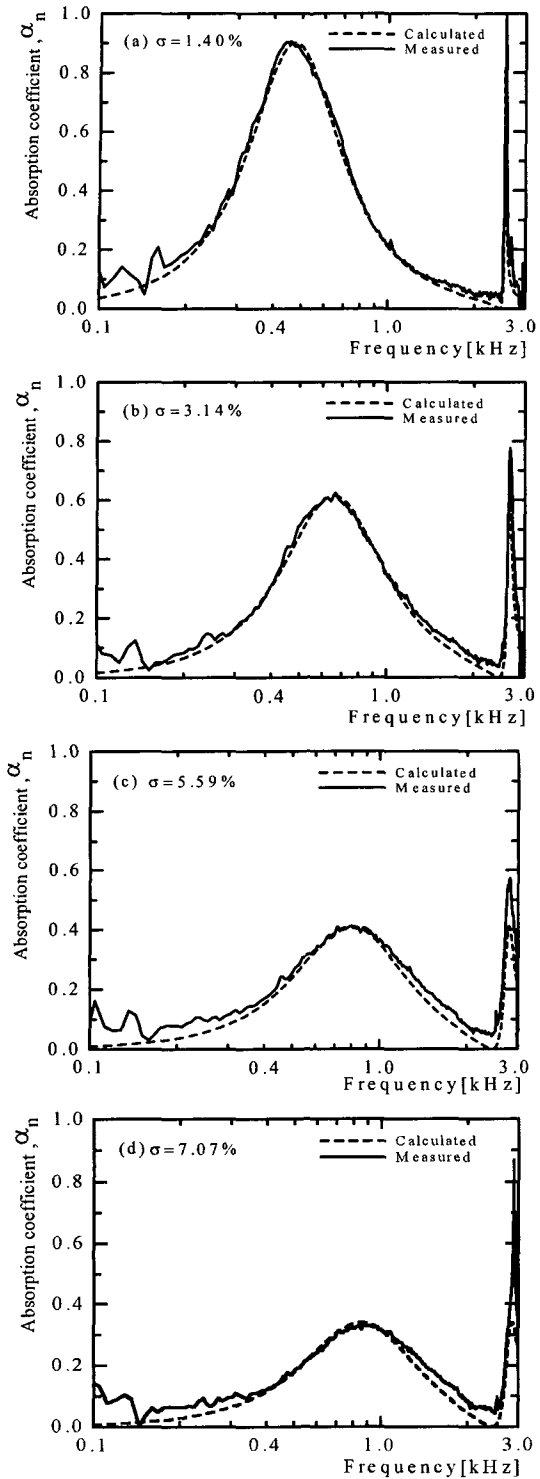


Fig. 7 Comparisons between the measured and calculated absorption coefficients of a single layer perforated plate system for various porosity

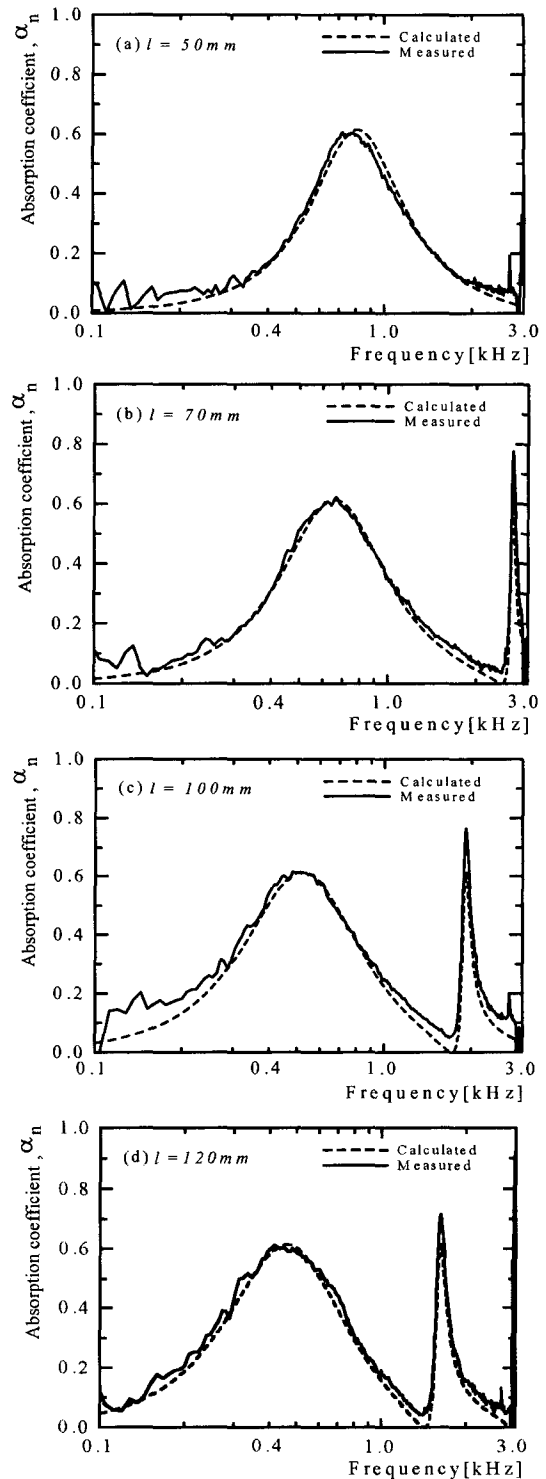


Fig. 8 Comparisons between the measured and calculated absorption coefficients of a single layer perforated plate system for various spacing

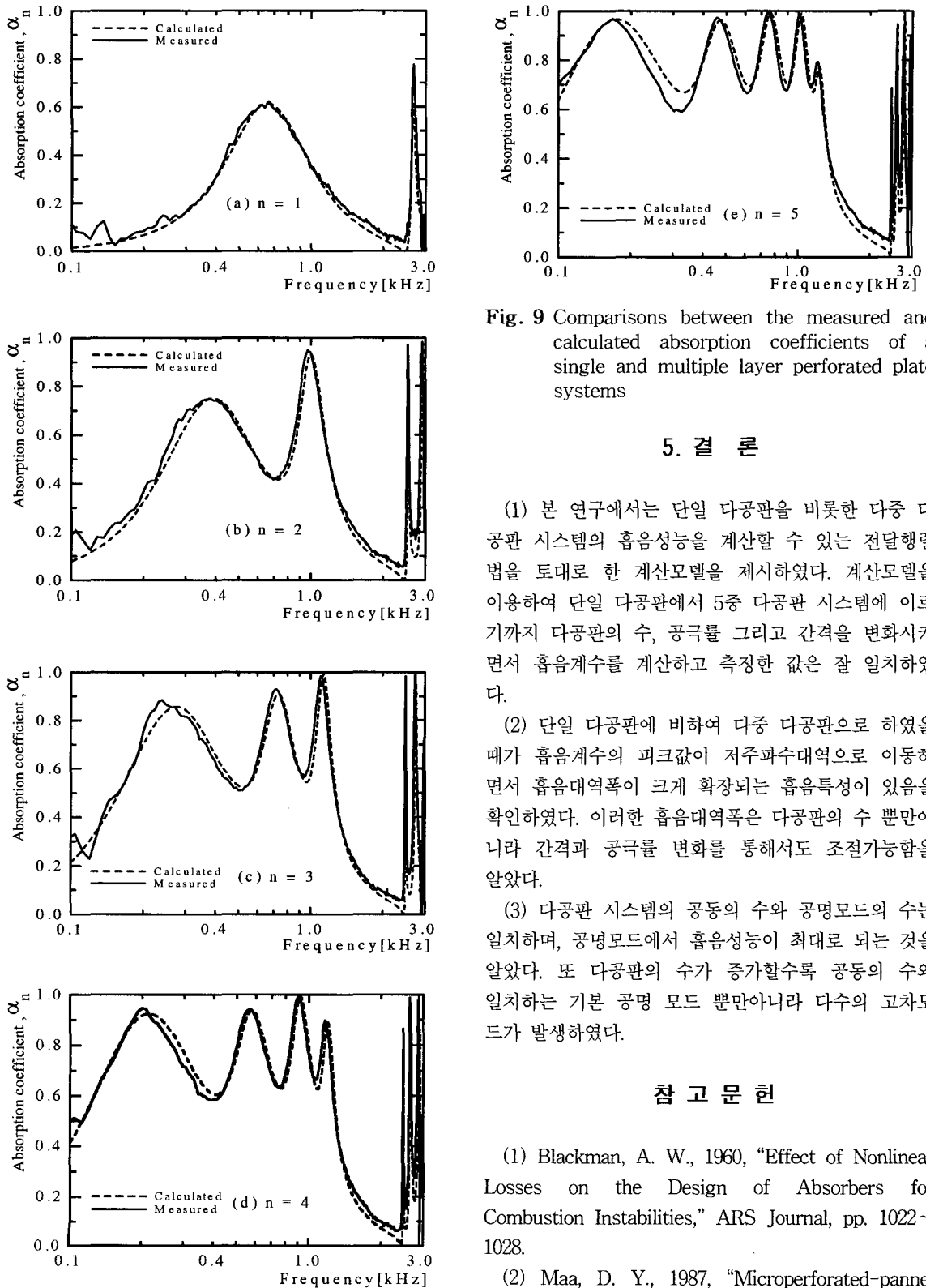


Fig. 9 Comparisons between the measured and calculated absorption coefficients of a single and multiple layer perforated plate systems

5. 결 론

(1) 본 연구에서는 단일 다공판을 비롯한 다중 다공판 시스템의 흡음성능을 계산할 수 있는 전달행렬법을 토대로 한 계산모델을 제시하였다. 계산모델을 이용하여 단일 다공판에서 5중 다공판 시스템에 이르기까지 다공판의 수, 공극률 그리고 간격을 변화시키면서 흡음계수를 계산하고 측정된 값은 잘 일치하였다.

(2) 단일 다공판에 비하여 다중 다공판으로 하였을 때 흡음계수의 피크값이 저주파수대역으로 이동하면서 흡음대역폭이 크게 확장되는 흡음특성이 있음을 확인하였다. 이러한 흡음대역폭은 다공판의 수 뿐만 아니라 간격과 공극률 변화를 통해서도 조절가능함을 알았다.

(3) 다공판 시스템의 공동의 수와 공명모드의 수는 일치하며, 공명모드에서 흡음성능이 최대로 되는 것을 알았다. 또 다공판의 수가 증가할수록 공동의 수와 일치하는 기본 공명 모드 뿐만아니라 다수의 고차모드가 발생하였다.

참 고 문 헌

(1) Blackman, A. W., 1960, "Effect of Nonlinear Losses on the Design of Absorbers for Combustion Instabilities," ARS Journal, pp. 1022~1028.
 (2) Maa, D. Y., 1987, "Microperforated-pannel

Wideband Absorbers," *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 29, No. 3, pp. 77~84.

(3) Maa, D. Y., 1998, "Potential of Microperforated Panel Absorber," *J. Acoust. Soc. Am.*, 104(5), pp. 2861~2866.

(4) Kang, J. and Fuchs, H. V., 1999, "Predicting the Absorption of Open Weave Textiles and Microperforated Membranes Backed by an Air Space," *J. of Sound and Vibration*, Vol. 220, No. 5, pp. 905~920.

(5) Shenoda, F. B., 2001, "Non-dissipative Geometric Wide-band Sound Absorber," 17th International Congress on Acoustics sponsored by JASA, Vol.1 Structural Acoustic and Vibration, pp. 8~9, USA.

(6) Tronchin, L., 2001, "Normal Incidence Absorption Coefficient of Rigid Perforated Screens," 17th International Congress on Acoustics sponsored by JASA, Vol. 1 Structural Acoustic and Vibration, pp. 24~25, USA.

(7) Nilsson, A. C. and Rasmussen, B., 1985,

"Sound Absorption Properties of a Perforated Plate and Membrane Construction," *ACUSTICA*, Vol. 57, pp. 139~148.

(8) 허성춘, 이동훈, 권영필, 2001, "전달행렬법에 의한 다중 다공판 흡음시스템의 흡음계수 예측," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 653~658.

(9) Rao, K. N. and Munjal, M. L., 1986, "Experimental Evaluation of Impedance of Perforates with Grazing Flow," *Journal of Sound and Vibration*, 108(2), pp. 283~295.

(10) Munjal, M. L., 1987, *Acoustics of Ducts and Mufflers*, Chap. 2, John Wiley & Sons, Inc., New York.

(11) Chung, J. Y. and Blaser, D. A., 1980, "Transfer Function Method of Measuring in-Duct Acoustic Properties. II. Experiment," *J. Acoust. Soc. Am.*, 68(3), pp. 914~921.

(12) 이동훈, 허성춘, 허성욱, 김민배, 2002, "다중 다공판 시스템의 음향임피던스와 계산모델에 관한 고찰," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 1238~1243.