

다공패널형 공명기의 흡음성능에 관한 연구

A Study on the Absorption Performance of a Perforated Panel type of Resonator

송화영(Hwayoung Song)¹, 양윤상(Yoonsang Yang)¹, 이동훈(Donghoon Lee)^{2†}

¹서울과학기술대학교 에너지환경대학원 에너지시스템공학과, ²서울과학기술대학교 기계·자동차공학과

¹Department of Energy System Engineering, Graduate School of Energy and Environment, Seoul National University of Science and Technology, Seoul, 01811, Korea

²Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul, 01811, Korea

(Received March 29, 2016; revision received May 9, 2016; Accepted: May 14, 2016)

Abstract When aiming to reduce the low frequency noise of a subway guest room through sound absorbing treatment methods inside the wall of a tunnel the resonator is often more effective than a porous sound absorbing material. Therefore, the perforated panel type resonator embedded with a perforated panel is proposed. The perforated panel is installed in the neck, which is then extended into the resonator cavity so that it can ensure useful volume. The absorption performance of the perforated panel type of resonator is obtained by acoustic analysis and experiment. The analytical results are in good agreement with the experimental results. In the case of multiple perforated panel type resonators, as the number of perforated panels increase, the 1st resonance frequency is moved to a low frequency band and sound absorption bandwidth is extended on the whole. In order to obtain excellent absorption performance, the impedance matching between multi-panels should be considered. When the perforated panel in the resonator is combined with a porous material, the absorption performance is highly enhanced in the anti-resonance and high frequency range. In case of the resonator inserted with perforated panels of 2, the 2nd resonance frequency is shifted to a low frequency band in proportion to the distance between perforated panels.

Key words Resonator(공명기), Absorption coefficient(흡음계수), Perforated panel(다공 패널), Impedance(임피던스)

† Corresponding author, E-mail: ldh@seoultech.ac.kr

기호설명

a : 임피던스관 반지름 [mm]
 b : 마이크로폰 거리 [mm]
 CR : 복소반사계수
 c : 음속 [m/s]
 D : 공동지름 [mm]
 d : 지름 [mm]
 f : 주파수 [Hz]
 H : 전달함수
 k : 파수 [m^{-1}]
 L : 공동길이 [mm]
 l : 목 길이 [mm]
 P : 음압 [N/m^2]
 p : 복소음압진폭 [Pa]
 R : 상관계수
 r : 음향레지스턴스
 s : 마이크로폰 간격 [mm]
 t : 두께 [mm]

w : 각주파수 [rad/s]
 x : 음향리액턴스
 Z : 총괄음향임피던스 [$Pa \cdot m/s$]
 z : 고유음향임피던스 [$Pa \cdot m/s$]

그리스 문자

α : 흡음계수
 σ : 공극률 [%]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 Ω : 유동저항 [$kg/m^3 s$]

하첨자

A : 흡음재
 a : 공기
 c : 복소수
 h : 다공패널 구멍
 MPP : 다중다공패널

1. 서 론

도시민들의 대중교통 수단인 도시철도는 경량화 및 고속화로 인하여 객실 승객에게 소음과 같은 환경적인 문제를 야기시켜 여전히 많은 민원이 발생하고 있다.

도시철도의 객실로 투과되는 주된 소음원⁽¹⁾은 레일과 휠의 마찰에 의한 스켈 소음(squeal noise), 전동소음, 동력소음 및 차체진동소음 그리고 터널과 전동차 간의 공기동력학적 상호작용에 의한 저주파수 대역의 공명 반사음 등을 들 수 있다. 이러한 전동차 객실 소음을 효과적으로 저감시키기 위한 방법으로서 터널 내벽에 흡음 처리를 하여 전동차 객실로 전파되는 소음을 저감하는 방법이 시도되고 있다.

지금까지의 내벽 흡음 처리 방법⁽²⁾으로는 고주파 소음 저감에 효과적인 폴리에스터, 우레탄 폼 그리고 경량기포 콘크리트 흡음 블록과 같은 체적형 흡음재가 주로 적용되어 왔다. 그러나 Choi et al.⁽³⁾에 의하면 실제 전동차 객실소음은 250~1 kHz의 저주파수 대역의 소음이 주를 이룬다고 실험을 통해 밝힌 바 있다. 이 때문에 전동차 객실 소음을 저감하기 위한 내벽 흡음 처리 방법으로서 기존의 체적형 흡음재의 사용보다는 저주파수 소음을 저감할 수 있는 공명기가 더욱 효과적일 수 있다. 따라서 이러한 저주파수 대역 소음 저감에 효과적인 공명기를 개발하기 위하여 그 동안 많은 연구결과가 발표되어 왔으며, 관련 연구동향을 살펴보면 다음과 같다.

Selamet and Lee⁽⁴⁾은 헬름홀츠 공명기의 공동으로 확장된 목의 길이 및 형상 변화만으로 공명주파수를 제어할 수 있음을 수치 해석 및 실험적으로 입증하였으며, Tang⁽⁵⁾은 공명기에서 테이퍼된 목(tapered neck)이 레지스턴스(resistance)를 감소시키는 영향이 있으며, 이로 인해 흡음계수가 증가함을 이론과 실험을 통해 고찰하였다.

Akira and Nobuo⁽⁶⁾는 헬름홀츠 공명기의 흡음 대역폭을 넓히기 위해 공동에 플렉시블 박막을 삽입한 2자유도계 공명기에 대하여 이론과 실험을 통하여 흡음 대역폭이 다소 넓어짐을 보여주었다.

Song and Lee⁽⁷⁾는 공명기의 흡음 대역폭을 확장시키고 저주파수 대역에서의 흡음성능을 향상시키기 위해 다공패널을 공동의 외부에 설치한 공명기에 대해서 연구한 바 있으나, 외부로 돌출된 구조를 가지는 공명기는 체적이 증가하는 구조적 단점이 있다. 그러므로 터널 내벽과 전동차 사이 같은 협소한 공간에 내벽 흡음 처리 방법으로서 공명기를 적용할 때에는 공명기의 체적을 최소화하는 것이 필요하다.

따라서 본 연구는 터널 내벽 흡음 처리 방법으로 활용 가능한 공명기를 설계할 목적으로 다공패널을 공동의 내부에 설치한 공명기에 대하여 다공패널의 개수, 다공패널의 간격 그리고 공극률이 서로 다른 다공패널의

배치 순서를 변화시키면서 흡음성능을 고찰하였다. 또한 고주파수 대역에서의 흡음성능을 개선시키고자 다공패널 사이에 삽입한 흡음재의 영향에 대해서도 고찰하였다. 공명기의 흡음성능은 유한요소법을 기반으로 한 상용 음향해석 소프트웨어인 COMSOL Multi-physics Acoustics Module(ver. 4.3b)를 이용하여 구하였으며, 해석결과의 신뢰성을 확인하기 위해서 실험으로 구한 흡음성능 결과와 비교 고찰하였다. 실험은 두 개의 마이크로폰을 이용한 전달 함수법인 KS F 2814-2 : 2002에 의거하여 수행하였다.

2. 음향 해석

음향해석은 유한요소법을 기반으로 한 상용 해석프로그램인 COMSOL Multiphysics Acoustics Module(ver. 4.3b)⁽⁸⁾을 사용하였다. 공명기내의 음향파 거동은 파동방정식(wave equation)을 통해 모사할 수 있다. 파동방정식은 유체의 평균유동(mean flow)을 무시하고 압축성 유체의 열역학적 변화가 등엔트로피 과정(isentropic process)이며, 음향 공간내에서 음이 조화운동(harmonic motion)한다고 가정하면, 운동방정식은 다음과 같이 헬름홀츠 방정식(Helmholtz equation)으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\nabla^2 P}{\rho} + \frac{k^2 P}{\rho} = 0 \quad (1)$$

여기서 P 는 음압(acoustic pressure), k 는 파수(wavenumber), ∇^2 는 라플라시안 연산자, ρ 는 매질의 밀도를 나타낸다. 그리고 음압 $P(N/m^2)$ 는 $P = pe^{i\omega t}$ 로 나타낼 수 있으며, p 는 복소음압진폭, $\omega = 2\pi f$ 로서 각주파수를 의미한다.

Fig. 1은 음향해석 모델의 개략도와 경계조건을 나타낸 것이다. 해석 모델은 실험에서 사용한 임피던스관 및 공명기의 체원과 같다. 해석영역에 적용한 매질은 공기로서 음속은 $c = 343(m/s)$ 이며, 공기 밀도는 $\rho = 1.205(kg/m^3)$ 이다. 음원은 임피던스관의 하류측 끝단에 평면파 입사 조건을 부여하였다.

음향해석에 사용한 경계조건으로는 임피던스관과 공명기 외벽의 강체 조건, 공명기의 공동 내로 삽입된 연장관의 강체조건 그리고 다공패널과 흡음재의 임피던스값을 부여하였다. 먼저, 임피던스관과 공명기 외벽의 경계조건은 식(2)와 같이 정의할 수 있다.

$$\frac{\nabla^2 P}{\rho} = 0 \quad (2)$$

공명기의 공동 내로 삽입된 내벽에 대한 경계조건은 식(3)과 같다.

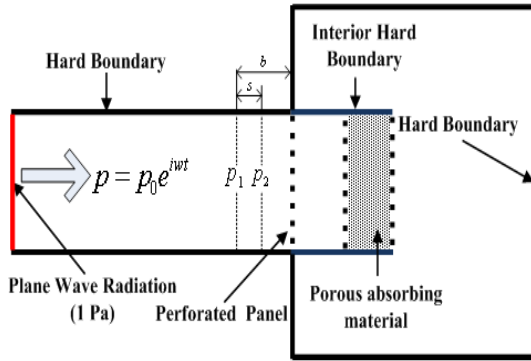


Fig. 1 Boundary conditions for a acoustic analysis.

$$\left(\frac{\nabla^2 P}{\rho}\right)_1 - \left(\frac{\nabla^2 P}{\rho}\right)_2 = 0 \quad (3)$$

여기서 하첨자 1, 2는 연장관의 안쪽과 바깥쪽에 대한 경계를 의미한다.

다공패널과 흡음재의 음향임피던스에 대한 경계조건은 식(4)와 같이 정의된다.

$$\frac{\nabla^2 P}{\rho} = \frac{i\omega P}{Z} \quad (4)$$

여기서 Z 는 총괄음향임피던스로서 다공패널과 흡음재의 고유음향임피던스의 합으로 표현되며, 식(5)와 같이 정의할 수 있다.

$$Z = Z_{MPP} + Z_A \quad (5)$$

여기서 Z_{MPP} 는 다공패널의 고유음향임피던스로서 식(6)과 같이 표현할 수 있다.

$$z_{MPP} = r_{MPP} + ix_{MPP} \quad (6)$$

여기서 $z_{MPP} = Z_{MPP}/\rho c$ 는 정규화된 고유음향임피던스(normalized specific acoustic impedance)이며, r_{MPP} 는 음향레지스턴스, x_{MPP} 는 음향리액턴스를 의미한다.

다공패널에 대한 임피던스 모델은 Rao and Munjal⁽⁹⁾의 임피던스 모델을 수정하여 사용하였으며, 식(7)과 같다.

$$r_{MPP} = (7.337 \times 10^{-3})/\sigma \quad (7a)$$

$$x_{MPP} = (2.2245 \times 10^{-5} f(1 + 51t)(1 + 204d_h))/\sigma \quad (7b)$$

여기서 σ 는 공극률(%), f 는 주파수(Hz), t 는 다공패널의 두께(m), d_h 는 구멍 지름(m)을 나타낸다.

그리고 식(5)에서 $Z_A (=k_c z_c)$ 는 흡음재에 대한 고유

음향임피던스로서 다음에 제시된 Delany and Bazley⁽¹⁰⁾의 경험식을 사용하였다.

$$k_c = k_a \left[1 + 0.098 \left(\frac{\rho f}{\Omega} \right)^{-0.7} - i0.189 \left(\frac{\rho f}{\Omega} \right)^{-0.595} \right] \quad (8a)$$

$$z_c = z_a \left[1 + 0.057 \left(\frac{\rho f}{\Omega} \right)^{-0.734} - i0.087 \left(\frac{\rho f}{\Omega} \right)^{-0.732} \right] \quad (8b)$$

여기서 k_c 와 z_c 는 각각 복소파수(complex wavenumber)와 복소임피던스(complex impedance)를 의미한다. 그리고 k_a 는 자유공간에서의 파수, $z_a = \rho c$ 는 공기의 특성 임피던스, Ω 는 유동저항($kg/m^3 s$)을 나타낸다.

한편, 공명기의 복소반사계수(CR)은 p_1 과 p_2 지점에서의 음압비인 전달함수(H_{12})를 아래와 같이 정의하여 계산할 수 있다.

$$H_{12} = \frac{p_1}{p_2} \quad (9)$$

$$CR = \frac{H_{12} - e^{iks}}{e^{iks} - H_{12}} \cdot e^{i2kb} \quad (10)$$

복소반사계수 CR과 흡음계수 α 의 관계는 식(11)과 같다.

$$\alpha = 1 - |CR|^2 \quad (11)$$

3. 실험

공명기의 흡음계수 측정은 두 개의 마이크로폰을 이용한 전달 함수법인 KS F 2814-2 : 2002에 의거하여 수행하였다. Fig. 2는 다공패널이 부착된 공명기, 임피던

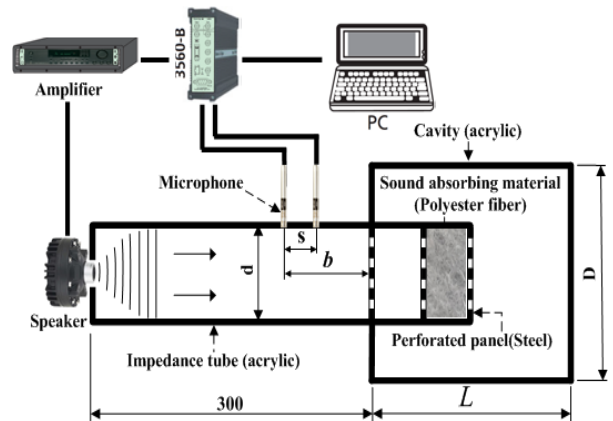


Fig. 2 Experimental setup for measuring the normal incidence sound absorption coefficient.

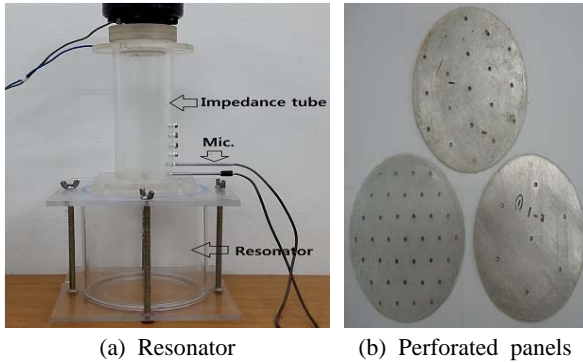


Fig. 3 Photo of a resonator and perforated panels.

스관 그리고 실험장치의 구성도를 나타낸 것이며, Fig. 3은 실험에 사용된 공명기와 다공패널의 사진이다. 임피던스관은 지름 $d=70\text{ mm}$ 이고, 길이 300 mm 인 아크릴관으로 제작하였다.

임피던스관의 입구 측에는 스피커가 부착되어 있으며, 출구 측에는 실험 시료인 공명기가 설치되어 있다.

본 연구에 사용된 다공패널의 제원은 패널 지름 70 mm , 두께 $t=1\text{ mm}$, 구멍지름 $d_h=2\text{ mm}$ 로서 공극률이 각각 $\sigma=0.57\%$, 1.55% , 3.02% 인 시편을 제작하였으며, 공동은 지름 $D=180\text{ mm}$, 길이 $L=200\text{ mm}$ 로 제작하였다. 그리고 흡음재는 지름 $d=70\text{ mm}$, 두께 $l_a=50\text{ mm}$, 유동저항 $\Omega=7,152\text{ kg/m}^3\text{s}$ 인 폴리에스터 재질의 시료를 사용하였다.

입사음은 음파발생기에서 출력된 후 증폭기를 거쳐 스피커를 통해 임피던스관에 입사된다. 흡음계수는 공명기의 목 앞에 설치된 두 개의 1/4인치 마이크로폰으로 전달함수를 측정하여 구하였다. 전달함수(H)와 음향임피던스(Z)의 관계식은 다음과 같다.

$$\frac{Z}{\rho c} = j \frac{\sin[k(b-s)] - H \sin(kb)}{H \cos(kb) - \cos[k(b-s)]} \quad (12)$$

식(12)에서 b 는 공명기 목의 경계로부터 상류측 마이크로폰까지의 거리 그리고 s 는 두 마이크로폰간의 간격이다. 본 연구에서 $b=55\text{ mm}$ 그리고 $s=20\text{ mm}$ 이다. 그리고 임피던스관의 차단주파수는 $2,870\text{ Hz}$ 로 $ka = 1.84$ 이다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 4는 공명기 내부와 외부에 다공패널을 설치한 경우의 흡음성능 변화를 확인하기 위하여 음향해석 결과를 상호 비교 도시한 결과이다. 비교대상 시료는 공극률이 $\sigma=1.55\%$ 인 다공패널이 삽입된 공명기로서, 목의 길이는 $l_1=50\text{ mm}$ 이다.

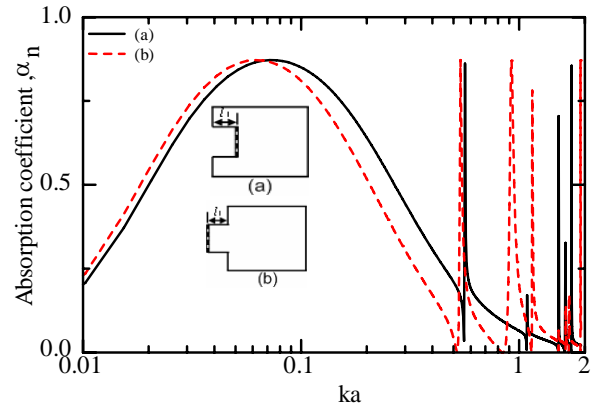


Fig. 4 Effect of the position of the perforated panel on the absorption performance of a resonator.

결과에서 공동의 내부로 확장된 목에 다공패널이 삽입된 공명기인 Fig. 4(a)와 공동 외부로 돌출된 목을 가지는 공명기인 Fig. 4(b)의 흡음성능을 비교하여 보면 흡음계수의 피크치는 각각 약 0.9로서 차이를 보이지 않았지만, 흡음계수가 0.5일 때를 기준으로 흡음 대역폭이 약 100 Hz 정도로 다소 넓어지는 결과를 보였다. 한편, Fig. 4(a)의 공명기는 돌출된 목의 체적만큼 전체 체적이 감소하여 사용상 공간적 제한을 덜 받는다는 관점에서 더 효율적이라 할 수 있다.

Fig. 5는 공명기 내부에 다공패널을 1개에서 4개까지 설치하고 공명기에 대한 흡음성능의 변화를 해석과 실험을 통해 비교한 것이다. 다공패널의 공극률은 모두 $\sigma=1.55\%$ 이며, 패널 간격 $l_1=l_2=l_3=50\text{ mm}$ 이다. 공동은 지름 $D=\varnothing 180\text{ mm}$, 길이 $L=200\text{ mm}$ 이다. Fig. 5(a)~Fig. 5(d)의 결과에서 해석과 실험결과의 상관관계수가 $R = 0.756 \sim 0.925$ 범위로서 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

그리고 다공패널의 수가 많아질수록 1차 공명주파수가 저주파수 대역으로 이동하고, 고주파수 대역으로도 흡음 대역폭이 다공패널의 수와 비례하여 점차 확장되는 것을 확인할 수 있다. 또한, 다중 다공패널을 설치할 경우 Fig. 5(b)의 결과와 같이 다공패널이 2개 설치되었을 때에 흡음계수의 피크치가 가장 높았으며, 3개 이상으로 다공패널이 설치되면 입사음에 대한 음향임피던스의 증가로 인해 오히려 흡음계수가 다소 낮아지는 결과를 나타내었다.

따라서 다중 다공패널을 활용시 저감하고자 하는 대상 소음원의 주파수 특성을 고려하여 삽입되는 다공패널의 수를 선정해야 한다.

Fig. 6은 각기 다른 공극률을 가지는 다공패널을 공극률이 큰 것부터 작은 순서 그리고 작은 것부터 큰 순서대로 공명기 내부에 배치한 경우에 대하여 음향해석과 실험으로 흡음성능을 구하여 비교한 결과로서 상

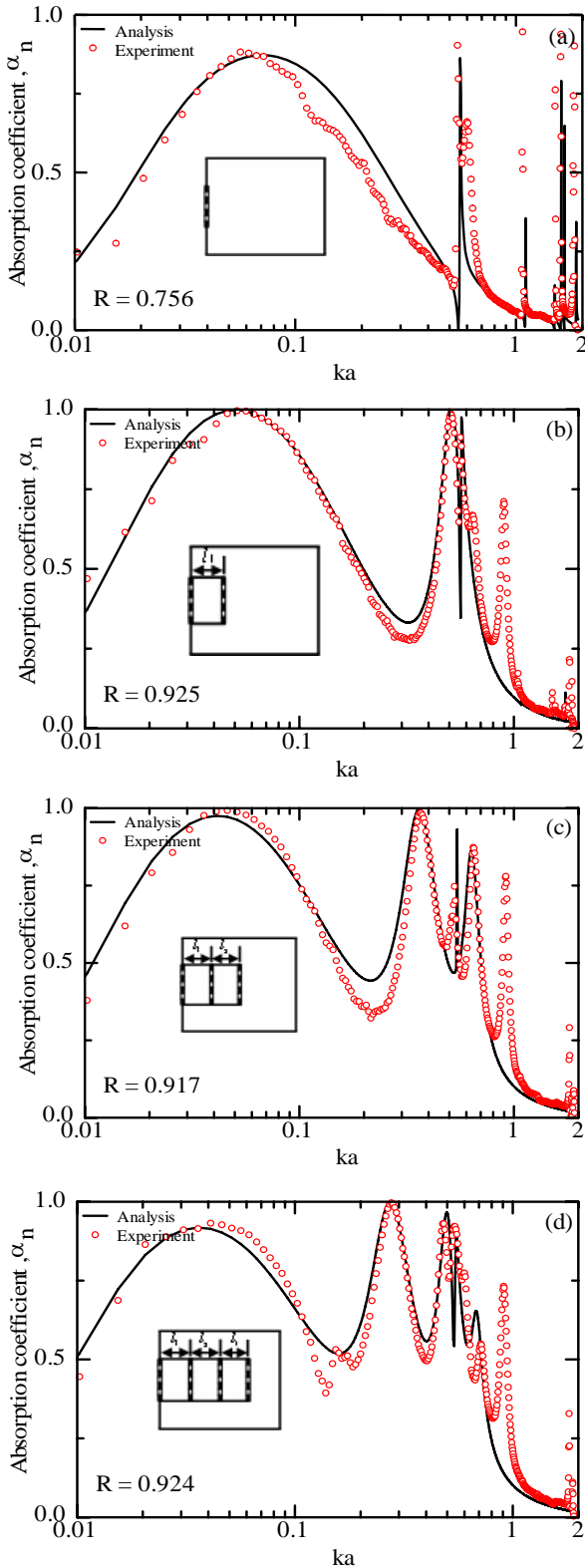


Fig. 5 Effect of the number of the perforated panel on the absorption performance of a resonator.

관계수가 $R = 0.911 \sim 0.928$ 범위로 상호 신뢰할 만한 수준의 결과임을 알 수 있다.

Fig. 6(a)의 공극률 순서는 상류측으로부터 $\sigma_1 = 3.02\%$, $\sigma_2 = 1.55\%$, $\sigma_3 = 0.57\%$ 이며, Fig. 6(b)의 공극률 순서는 $\sigma_1 = 0.57\%$, $\sigma_2 = 1.55\%$, $\sigma_3 = 3.02\%$ 이다. 결과에서 Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)의 결과를 비교하여 보면, 1차 공명 주파수에 해당하는 흡음계수는 약 0.9로서 상호 결과의 차이는 없었지만, 2차 및 3차 공명주파수에 해당하는 흡음계수의 감소폭이 각각 약 0.15와 0.74 정도로 0.3~1.4 kHz ($ka = 0.2 \sim 0.9$) 대역에서 흡음성능이 현저히 저하되는 결과를 보였다. 이러한 흡음성능 차이는 다공패널의 음향임피던스 정합(impedance matching)에 의한 결과로 특히, 고주파수 대역에서 고려되어야 할 특성이다.

즉, 다공패널의 음향임피던스는 공극률과 반비례 관계를 가지므로 공극률의 점진적 감소는 음향임피던스의 점진적 증가를 의미한다.

따라서 Fig. 6(a)와 같이 음향임피던스 정합이 잘 되도록 다공패널을 배치하면 효과적인 공명효과를 통하여 우수한 흡음성능을 얻을 수 있다. 그러나 Fig. 6(b)

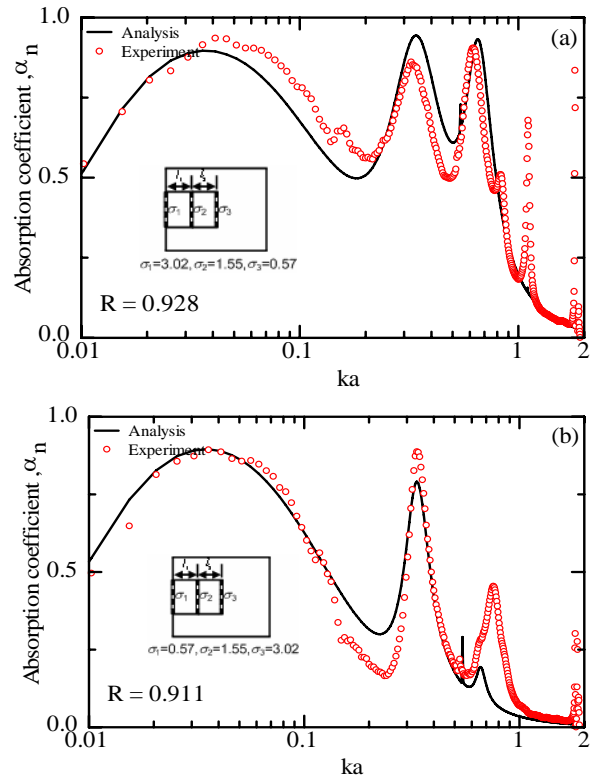


Fig. 6 Effect of the array of the perforated neck with the each different porosity on the absorption performance of a resonator.

와 같이 다공패널을 배치하면 첫 입사 단계부터 높은 음향임피던스 때문에 고주파수 성분의 입사음은 대부분 다공패널을 통과하지 못하고 상류측으로 되반사되어 고주파수 대역에서의 흡음성능이 크게 감소하게 된다.

Fig. 6의 고찰내용은 Fig. 7의 결과에서 확인할 수 있다. Fig. 7은 각각 Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)에 해당하는 공명기에 대하여 공명기 내부에 분포하는 음압에 대한 음장을 $ka = 0.65$ 일 때의 해석 결과를 도시한 것이다. Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)의 결과를 비교하여 보면, Fig. 7(b) 결과의 첫 번째 다공패널 상류측에서 높은 음향임피던스로 인하여 Fig. 7(a)의 결과보다 더 높은 음압이 형성됨을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 공명기 내부에 설치된 두개의 다공패널 간격 변화에 따른 흡음성능을 비교한 결과로서 해석과 실험 결과와 상관계수가 $R = 0.883\sim 0.958$ 범위로 상호 신뢰할 만한 수준의 결과이다. 다공패널 공극률은 모두 $\sigma = 1.55\%$ 이며, 패널 간격은 각각 $l_1 = 50, 100, 150$ mm으로 설정하였다. 결과에서 보듯이 다공패널의 간격이 넓어질수록 반공명주파수 대역(anti-resonance frequency)에서의 흡음성능이 점차 증가하는 것을 확인할 수 있다. 아울러 2차 공명주파수의 피크가 저주파수 대역으로 이동하는 것을 확인할 수 있다. 이는 다공패널

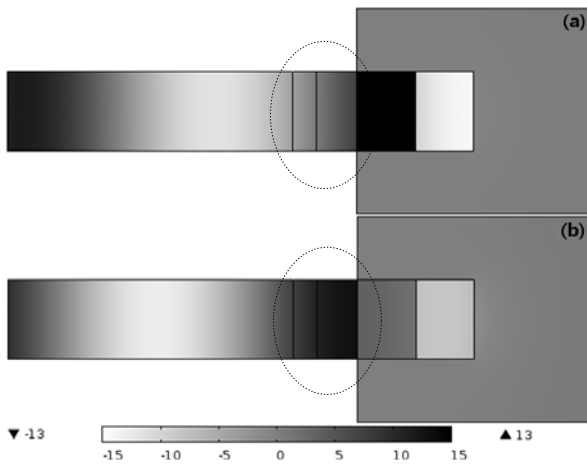


Fig. 7 Acoustic pressure field from FEM solution at $ka = 0.65$ (1,016 Hz).

Table 1 Difference of 2nd resonance frequency affected by distance between perforated panels

| Figure | ka | $f_{2nd}(Hz)$ | $\lambda/4(mm)$ | Notice |
|-----------|------|---------------|-----------------|-------------------------|
| Fig. 8(a) | 0.51 | 800 | 107 | Increase by about 50 mm |
| Fig. 8(b) | 0.36 | 560 | 153 | |
| Fig. 8(c) | 0.28 | 440 | 195 | |

간격의 변화에 기인한 것으로서 Table 1의 결과에서 확인할 수 있다. 즉, Fig. 8(a)~Fig. 8(c)와 같이 다공패널 간격이 50 mm씩 늘어날 때마다 2차 공명주파수에 해당하는 파장(λ)의 $\lambda/4$ 도 대략 50 mm씩 비례하여 증가함을 확인할 수 있다. 그러나 공명기의 대표적 성능을 나타내는 1차 공명주파수에서의 흡음성능은 큰 변화를 나타내지 않는다.

Fig. 8의 결과에서 보듯이 다중 다공패널만으로 구

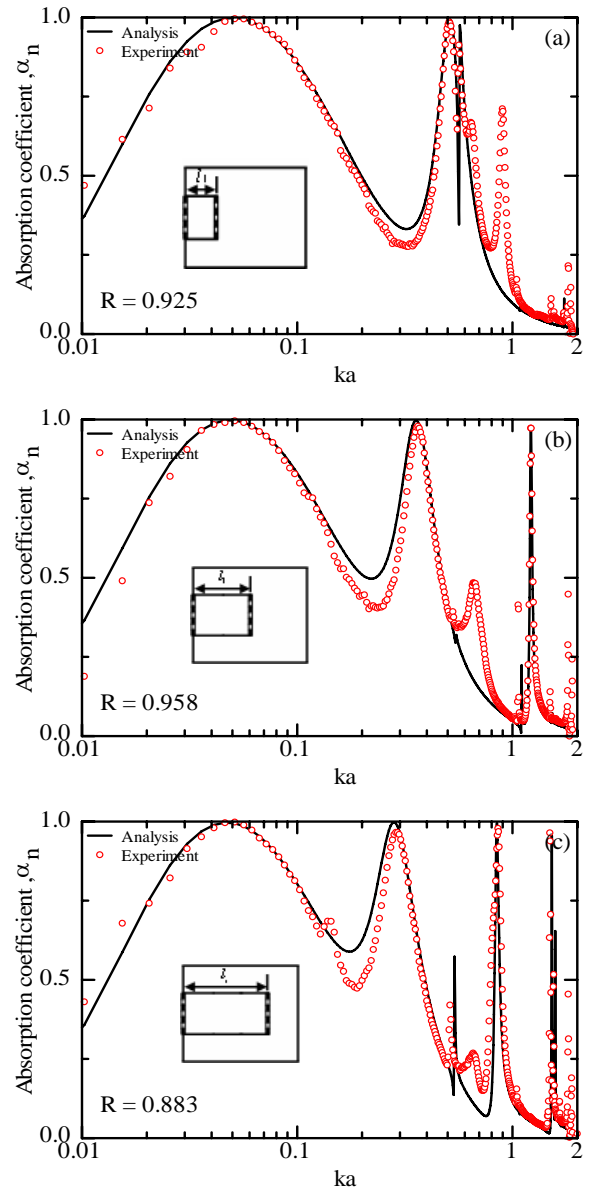


Fig. 8 Effect of the distance between two perforated panels in the neck on the absorption performance of a resonator.

성된 공명기는 저주파수 대역에서의 흡음성능은 탁월하지만, 반공명주파수와 고주파수 대역에서의 흡음성능은 개선의 필요성이 있음을 알 수 있었다. 이중에서 앞서 토의한 바와 같이 다공패널 사이의 간격을 넓히면 반공명주파수 대역의 흡음성능은 다소간 개선시킬 수는 있었으나, 여전히 반공명주파수 대역과 고주파수 대역에서의 흡음성능 개선을 위해서는 또 다른 대안이 필요하다.

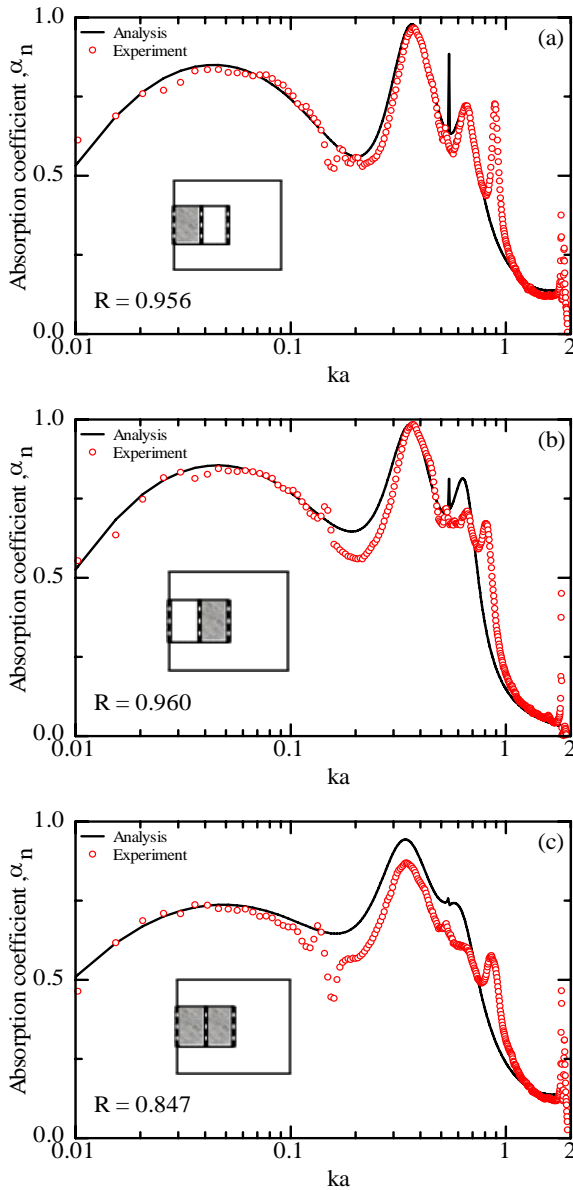


Fig. 9 Effect of the array of the porous absorbing material on the absorption performance of a resonator.

따라서 Fig. 9는 반공명주파수 대역과 고주파수 대역에서의 흡음성능을 개선시킬 목적으로 공명기내부의 다공패널 사이에 흡음재를 여러 형태로 배열하여 흡음성능을 해석과 실험을 통하여 구한 결과이다. 실험과 해석 결과의 상관계수는 $R = 0.847\sim 0.960$ 범위이다. 다공패널 공극률은 모두 $\sigma = 1.55\%$ 이며, 다공패널 간격은 50 mm 이다. Fig. 9(a)와 Fig. 9(b)는 흡음재를 공명기의 작은 공동 중 어느 하나에 위치시키면서 구한 흡음성능 결과이다. 제시된 결과를 흡음재가 없고 같은 제원의 공명기인 Fig. 5(c)와 비교하면 반공명주파수 대역과 고주파수 대역에서의 흡음성능이 개선되는 것을 확인할 수 있다.

다만, 1차 공명주파수에서의 흡음성능이 다소 감소하는 특성을 보였다. 그리고 Fig. 9(c)는 모든 공동에 흡음재를 삽입한 결과로서 Fig. 9(a)와 Fig. 9(b)의 결과보다 1차 공명주파수 대역에서 흡음성능이 더 감소하는 결과를 보였는데, 이것은 흡음재가 모든 공동에 충전되므로서 공동과 다공패널간의 공명작용 감소에 기인한 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구는 터널 내벽 흡음처리 방법으로 활용 가능한 공명기로서 다공패널을 공명기 내부에 설치한 다공패널형 공명기에 대한 흡음성능을 음향해석과 실험을 통해 비교 고찰하였으며, 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 다공패널형 공명기의 흡음성능에 대한 음향해석 및 실험결과가 신뢰할 만한 수준(상관계수 약 $R = 0.9$)으로 잘 일치하였다. 따라서 공명기 설계를 위해 음향 해석적 방법을 활용하는 것이 가능할 것으로 판단된다.
- (2) 공명기 내부에 설치한 다공패널의 수가 많아질수록 1차 공명주파수는 저주파수 대역으로 이동하고, 전반적으로 흡음대역폭이 확장되었다. 또한, 설치된 다공패널이 2개일 때 1차 공명주파수의 흡음계수가 가장 높았다.
- (3) 다공패널의 임피던스 정합과 부정합을 비교한 결과로부터 흡음계수가 약 $0.3\sim 1.4\text{ kHz}(ka = 0.2\sim 0.9)$ 대역에서 큰 차이를 보였다. 따라서 다중 다공패널을 설치할 경우 임피던스 정합이 되도록 배치해야 효과적인 흡음성능을 얻을 수 있다.
- (4) 공명기 내부의 다공패널 사이에 흡음재를 삽입하면, 반공명주파수 대역과 고주파수 대역에서 흡음성능을 향상시킬 수 있다.
- (5) 다공패널이 2개 삽입된 공명기의 경우 2차 공명주파수는 다공패널의 간격이 늘어날수록 비례적으로 저주파수 대역으로 이동한다.

후 기

본 연구는 2015년도 환경부의 재원으로 한국환경산업기술원(KEITI)의 환경산업선진화기술개발사업(과제 번호 : 2014000120002)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

References

1. Nelson, J. T., 1997, Wheel/rail noise control manual, National academy press.
2. Hong, C. K., Jeong, R. T., and Kim, B. H., 2008, A study on an analysis of noise reduction effects using the tentatively installed sound-absorbing materials in metro tunnel, proceedings of the korean society for railway annual autumn conference, pp. 125-131.
3. Choi, J. K., Lee, J. W., and Chang, S. I., 2001, A study on squeal noise control by absorption treatment in urban rail transit system, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 58-64.
4. Selamet, A. and Lee, I., 2003, Helmholtz resonator with extended neck, Journal of Acoustic Society of America, Vol. 113, pp. 1975-1985.
5. Tang, S. K., 2005, On the helmholtz resonators with tapered necks, Journal of Sound and Vibration, Vol. 279, pp. 1085-1096.
6. Sanada, A. and Tanaka, N., 2013, Extension of the frequency range of resonant sound absorbers using two-degree-of-freedom helmholtz-based resonators with a flexible panel, Applied Acoustics, Vol. 74, pp. 509-516.
7. Song, H. Y. and Lee, D. H., 2008, A study on the acoustic absorption performance of a helmholtz resonator, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 71-79.
8. COMSOL Multiphysics 4.3b, Acoustics module user's guide copyright, 1998~2013.
9. Munjal, M. L., 1987, Acoustics of ducts and mufflers, Wiley, New York, pp. 75-85.
10. Delany, M. E. and Bazley, E. N., 1970, Acoustical properties of fibrous absorbent materials, Applied Acoustics, Vol. 3, pp. 105-116.