

누출이 헬름홀츠 공명기의 소음저감 특성에 미치는 영향

Effect of Leakage on the Noise Reduction Characteristics of Helmholtz Resonator

이 일 재*
Iljae Lee

(2009년 4월 15일 접수 ; 2009년 5월 4일 심사완료)

Key Words : Helmholtz Resonator(헬름홀츠 공명기), Leakage(누출), Transmission Loss(투과손실)

ABSTRACT

Helmholtz resonator has been used, especially in intake and exhaust systems of vehicles, due to its good noise reduction characteristics at low frequencies. Many approaches have been developed to predict the acoustic behavior of the resonator with the assumption that there is no leakage from the resonator. However, its behavior may be affected by leakage which may exist in manufacturing processes or on purpose. This study investigates the effect of leakage on the noise reduction characteristics of Helmholtz resonator with two practical examples. One is a resonator with a gap between baffle and housing of the resonator and the other one is a resonator with two drain holes on the baffle. The measured transmission loss shows that the resonance frequencies are considerably shifted to higher frequency due to the leakage. The Boundary Element Method was applied to predict the transmission loss of the Helmholtz resonator with drain holes. The comparison between the measured and predicted transmission loss shows that the acoustic impedance of the holes is essential for accurate predictions of the transmission loss.

1. 서 론

헬름홀츠(Helmholtz) 공명기는 비교적 작은 부피로 저주파 소음을 효과적으로 저감할 수 있는 특성 때문에 자동차의 흡·배기계 등에 많이 사용되어 왔다. 전형적인 헬름홀츠 공명기는 Fig. 1에 나와 있듯이 공동(cavity)과 목(neck)으로 이루어져 있으며 본관(main duct)과 연결되어 있다. 이 공명기의 음향학적 성능은 공동과 목의 형상, 그리고 이 둘의 상대적 위치에 따라서 달라질 수 있고, 그 형상에 따라 다양한 연구방법이 개발되어 왔다⁽¹⁻⁸⁾. 가장 간단한 해석방법인 등가모델(lumped model)은 주로 공진주파수(resonance frequency)를 예측하기 위하여

사용되는데, 고차원 효과를 고려한 보정길이(end correction)를 사용하여^(1,3) 정확성을 높일 수 있다. 이 공명기에 대한 보다 구체적인 음향학적 특성을 예측하기 위해서는 고차원의 해석방법을 필요로 한다. 예를 들어 투과손실(transmission loss)을 예측하기 위하여 1차원(one-dimensional)이나 3차원(three-dimensional) 해석방법 등이 많이 사용되고 있다. 1차원 해석은 주로 단순한 형상의 공명기에 대하여 전달행렬(transfer matrix)을 사용하여 투과손실을 계산할 수 있다^(4,5). 하지만 복잡한 형상이나 상대적으로 고주파 영역에서는 2차원이나 3차원의 고차원 해석을 필요로 한다^(5,6). Fig. 1에는 단순화된 전형적인 공명기를 보여주고 있지만, 자동차의 흡·배기계에 사용되는 헬름홀츠 공명기는 공간의 제약, 제작의 용이성, 인접한 다른 소음저감 요소 등으로 인하여 Fig. 1과 다른 형태를 갖게 되는 경우가 많다.

* 교신저자; 정회원, 전북대학교 기계공학과
E-mail : leeij@chonbuk.ac.kr
Tel : (063)270-2319, Fax : (063)270-2315

이러한 경우에 정확한 예측을 위하여 경계요소법 (boundary element method)이나 유한요소법(finite element method) 등과 같은 3차원의 수치해석적 방법을 사용한다. 이러한 다양한 예측방법에 대한 연구와 더불어 헬름홀츠 공명기의 성능을 향상시키기 위한 연구가 진행되었다. 예를 들어 더 넓은 주파수 영역에서 효과적인 소음저감을 위하여 여러 개의 (array) 공명기가 사용되거나⁽⁷⁾, 목에 다공판(perforated panel)이 사용되기도 한다⁽⁸⁾.

이러한 다양한 헬름홀츠 공명기에 대한 연구에서는 모든 벽은 강성(rigid)하고, 공동과 본관(main duct) 사이 음파의 전달은 오직 목을 통하여 이루어진다고 가정한다. 하지만 여러 가지 이유로 발생하는 누출(leakage)때문에 이 가정이 성립되지 않는 경우가 있다. 특히, 헬름홀츠 공명기가 다른 소음저감 요소와 함께 사용되는 경우에는 Fig. 2와 같은 변형된 형태의 소음기가 일반적으로 사용되고 있는데, 이러한 경우에 공동과 본관 사이에 누출이 발생할 가능성이 많아진다. 설계상 누출이 없었지만 제작 과정에서 누출이 발생할 수도 있고, 필요에 의하여 의도적으로 누출을 만들어야 하는 경우도 있다. 예를 들어 배기계에 사용되는 머플러에서는 응축수를 배출하기 위하여 각 격벽(baffle)에 구멍(drain hole)을 만들고 있다. 제작과정에서 발생하거나 의도

적인 이유에서 존재하는 이러한 누출은 헬름홀츠 공명기의 전체적 소음저감 성능에 많은 영향을 미칠 수 있다. 하지만 이러한 누출에 대한 연구는 많지 않다. Bemman, et al.⁽⁹⁾은 실린더 비활성화(deactivation)시 헬름홀츠 공명기의 성능에 대한 연구의 일부분으로 누출이 있을 때 엔진 배기음의 변화에 대한 실험적인 연구를 하였다. 실험에서 사용된 헬름홀츠 공명기에는 격벽과 외벽(housing) 사이에 누출비율이 0~5%인 다양한 틈새(gap)가 존재한다. 여기서 누출비율은 누출면적에 대한 전체 격벽면적의 비율이다. 그들의 실험결과는 누출비율이 클수록 목적인 공진주파수에서 헬름홀츠 공명기의 효과는 저감된다는 것을 보여주었고, 결론에서는 헬름홀츠 공명기의 최적설계에 있어서 누출의 중요성에 대하여 지적을 하였다.

이 연구의 목적은 실험적인 방법과 수치해석적 방법을 이용하여 주파수 영역에서 이러한 누출이 헬름홀츠 공명기의 소음저감 성능에 미치는 영향을 알아보는 것이다. 우선 등가모델과 3차원 경계요소법 등 해석방법과 투과손실을 측정하기 위한 실험장치에 대하여 간략하게 소개한다. 그리고 측정과 예측결과를 이용하여 두 가지 형태의 누출이 헬름홀츠 공명기의 투과손실에 미치는 영향을 보여준다. 하나는 격벽과 외벽 사이의 틈새에 의한 것이고, 다른 하나는 격벽에 존재하는 응축수 유출구에 의한 것이다. 이 연구에서는 실온에서 점성과 유체의 흐름이 없을 때를 가정한다.

2. 해석방법 및 실험장치

2.1 해석방법

헬름홀츠 공명기의 소음저감 성능을 예측하기 위한 해석방법은 그 형상과 관심 주파수에 따라서 달라진다. 가장 간단한 등가모델(lumped model)은 파장(wave length)이 공명기의 크기에 비하여 상당히 크다는 조건을 만족할 때 공진주파수(resonance frequency)를 다음과 같이 예측할 수 있다(Fig. 1 참조).

$$f_r = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{A_n}{\ell'_n V_c}} \quad (1)$$

여기서 c_0 은 음속, A_n 은 목의 단면적, ℓ'_n 은 목의 효과길이(effective length), V_c 는 공동의 부피이다.

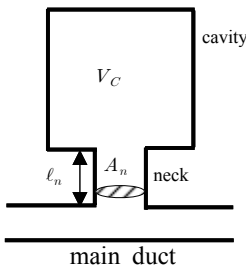


Fig. 1 Schematic of a typical Helmholtz resonator

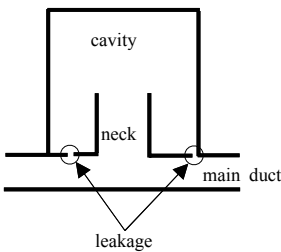


Fig. 2 Schematic of a Helmholtz resonator with leakage

목의 효과길이는 목의 측정길이(l_n)에 보정길이(end correction)를 더한 것으로 3차원 효과를 고려하여 예측의 정확성을 높이는 것이다^(1,3). 식 (1)에서 목의 단면적이 증가할수록, 목의 길이와 공동의 부피가 감소할수록 헬름홀츠 공명기의 공진주파수는 증가한다는 것을 알 수 있다. 이 등가모델에서는 간단한 식을 이용하여 비교적 정확하게 공진주파수를 계산할 수 있다. 하지만, 이 모델을 사용하여 소음 저감의 정도와 공동이나 본관의 형상 변화에 따른 영향은 알 수 없다.

1차원 해석법은 공동의 길이와 단면적, 그리고 본관의 단면적을 고려하여 원통과 같은 단순한 형상의 헬름홀츠 공명기의 성능을 예측할 수 있다. 하지만 좀 더 복잡한 형상에 대하여는 3차원 해석을 필요로 한다. 이 연구에 사용된 직접경계요소법(direct boundary element method)은 닫힌 영역(domain)의 표면에서 음압(acoustic pressure)과 입자속도(particle velocity)의 관계를 나타내는 행렬을 구해준다. 이 행렬을 이용하여 입구와 출구사이의 전달행렬, 그리고 투과손실을 계산할 수 있다. 단일영역으로 해석이 불가능한 경우에는 여러 영역으로 분할하여 각 영역에 대한 행렬을 계산한 후 각 영역간의 경계조건에 따라서 행렬들을 조합한다. 주파수영역에서 비점성이고 소리의 생성과 유체의 흐름이 없을 때, 음압의 전달은 다음과 같은 헬름홀츠 방정식으로 표현이 가능하다.

$$\nabla^2 P + k^2 P = 0 \tag{2}$$

여기서 P 는 음압이고, k 는 파수(wave number), 그리고 ∇^2 은 라플라스 연산자(Laplace operator)이다. 그린의 정리(Green's theorem)를 이용하면 식 (2)는 다음과 같은 적분방정식을 이룬다.

$$C(X)P(X) = \int_S \left[G(X, Y) \frac{\partial P(Y)}{\partial n} - P(Y) \frac{\partial G(X, Y)}{\partial n} \right] dS_Y \tag{3}$$

여기서, X, Y 는 경계면(boundary surface) S 에 있는 두 점, $C(X)$ 는 위치에 따른 계수, \vec{n} 은 S 에 수직인 외향법선벡터(outward normal vector)이다. 그리고 $G(X, Y)$ 는 그린함수(Green's function)이다. 경계면을 이산화(discretization)하고 수치적분을 하면 입구와 출구의 음압과 입자속도의 관계를 나타내는 다

음과 같은 전달행렬을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_i \\ \rho_0 c_0 u_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_o \\ \rho_0 c_0 u_o \end{bmatrix} \tag{4}$$

여기서 $\rho_0 c_0$ 은 공기의 특성임피던스(characteristic impedance), u 는 입자속도, T_{mn} 은 전달행렬의 원소이고, 아래첨자 i 와 o 는 각각 입구(inlet)와 출구(outlet)를 의미한다. 본관의 단면적이 일정하다고 가정하면 투과손실은 식 (4)의 전달행렬을 이용해서 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$TL = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{2} |T_{11} + T_{12} + T_{21} + T_{22}| \right) \tag{5}$$

2.2 유출구(천공)의 임피던스

유출구는 원형모양의 천공이며, 이러한 천공에 대한 음향학적 특성은 일반적으로 음압과 입자속도의 비로 정의되는 임피던스를 사용한다. 천공의 임피던스(ζ)는 다음 식과 같이 저항(resistance, R)과 리액턴스(reactance, X)로 이루어진다.

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho_0 c_0 u} = R + iX \tag{6}$$

이 저항과 리액턴스는 천공 자체의 두께에 의한 값과 방사(radiation)에 의한 효과의 합인데, 방사에 의한 값은 일반적으로 보정길이를 사용하여 표현될 수 있다⁽¹⁾.

$$R = 0.83 \times 10^{-3} \sqrt{f} \frac{1}{r_0} (t + \delta_R), \tag{7a}$$

$$X = k(t + \delta_X) \tag{7b}$$

여기서 δ_R 과 δ_X 는 저항과 리액턴스에 대한 보정길이, t 와 r_0 은 각각 천공의 두께와 반지름, f 는 주파수이다. 유체의 흐름이 없고 선형영역에서 한 개의 천공이 무한판(infinite plate)에 있는 경우, 저항과 리액턴스에 대한 보정길이는 각각 다음과 같이 표현될 수 있다⁽¹⁾.

$$\delta_R = 2r_0 \tag{8a}$$

$$\delta_X = 2 \times 0.85 \times r_0 \tag{8b}$$

실제 천공은 무한판이 아닌 벽으로 둘러싸여 있

는 판에 존재한다. 반지름이 R_p 인 원판에 반지름이 r_0 인 천공이 원판의 중심에서 a 만큼 떨어져 있을 때 리액턴스에 대한 보정길이는 베셀함수(Bessel functions)를 사용하여 표현된다⁽¹⁾.

$$\delta_x = 2 \times \frac{4}{\sqrt{\pi}} \frac{r_0}{R_p} \sum_{m=0}^M \sum_{n=1}^N \frac{J_1^2(q_{mn}) J_m^2(q_{mn} a / R_p)}{q_{mn}^3 \left(1 - \frac{m^2}{q_{mn}^2}\right) J_m^2(q_{mn})} \quad (9)$$

여기서 J_m 은 m 차 제1종 베셀함수이고, q_{mn} 은 $J_m'(q_{mn})=0$ 을 만족하는 근이다. 식 (9)에 의하면 천공이 벽에 가까워지면 중심에 있을 때보다 일반적으로 보정길이가 감소한다.

2.3 실험장치

투과손실을 측정하기 위하여 Fig. 3에 나와 있는 임피던스튜브장치(impedance tube setup)를 사용하였다. 실험장치의 한 쪽 끝에 신호발생기와 증폭기에 연결된 스피커가 장착되어 있고, 백색소음(white noise) 등을 발생한다. 다른 한 쪽 끝은 무반사단(anechoic termination)을 만들기 위하여 단계적으로 흡음재로 채워진 약 5 m 길이의 파이프가 사용되었다. 측정대상의 전후에 각각 두 개씩의 마이크로폰을 장착하고, 4채널 주파수 분석기는 이 마이크로폰에서 측정된 신호를 주파수 영역으로 변환하여 투과손실을 계산한다. 이 실험장치를 이용하여 측정 가능한 주파수 영역은 40 ~ 4000 Hz이다. 40 Hz보다 낮은 주파수에서는 무반사단의 가정에서 벗어나기 시작하고, 두 마이크로폰 신호 간에 차이가 거의 없어지기 때문에 정확성을 잃어버린다. 4000 Hz보다 큰 주파수에서는 측정에 필수적인 평면파(plane wave)의 조건에서 벗어난다.

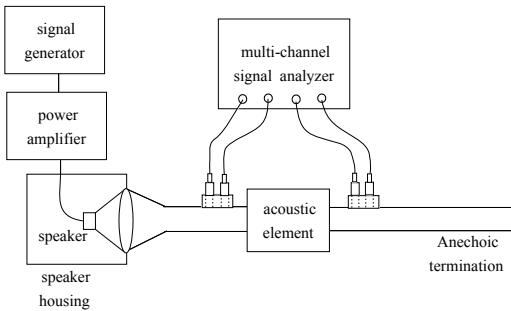


Fig. 3 Impedance tube setup

3. 실험 및 예측결과

3.1 격벽과 외벽사이에 틈새가 있는 경우

Fig. 4는 헬름홀츠 공명기가 다른 소음저감 요소와 함께 사용되는 예를 보여주고 있다. 이 소음기는 저주파와 고주파의 소음을 동시에 저감하기 위하여 헬름홀츠 공명기와 흡음재(acoustic absorptive material)가 동시에 사용된 것으로 자동차의 배기계에 사용된다. 헬름홀츠 공명기는 저주파수의 소음을 줄이기 위하여 실온에서 80 Hz의 공진주파수를 갖도록 설계되었고, 흡음재는 유체의 흐름 등에 기인한 유동소음(flow noise)을 저감하기 위하여 사용되었다. Fig. 4에 주어진 소음기의 형상과 크기는 특정 엔진의 소음을 저감하기 위하여 3차원 경계요소법을 사용한 예측을 통하여 결정되었다. 이러한 형태의 소음기 성능에 대한 예측은 흡음재와 천공(perforation)의 음향학적 특성에 대한 정확한 정보를 필요로 한다⁽¹⁰⁾. Fig. 4를 바탕으로 강판을 재료로 소음기가 제작되었는데, 이 소음기의 격벽과 외벽은 점용접(spot welding)으로 접촉되었다.

점용접으로 인하여 Fig. 4에 표시되어 있는 바와 같이 격벽과 외벽 사이에 틈새(gap)가 생기게 되었으며, 이로 인하여 헬름홀츠 공명기의 공동과 본판 사이에 누출이 발생하였다. 누출이 있을 때와 없을 때 이 소음기의 투과손실에 대한 측정결과가 Fig. 5에 나와 있다. 이 비교는 누출로 인하여 헬름홀츠 공명기의 공진주파수가 80 Hz에서 136 Hz로 크게 이동한 것을 보여준다. 공진주파수가 고주파로 이동함에 따라 투과손실의 크기는 22.7 dB에서 32.6 dB로 증가하였다. 하지만 이는 누출에 의한 효과라기 보다는 흡음재로 인한 현상으로 생각된다. 일반적으로 흡음재는 주파수가 증가할수록 투과손실을 증가시키기 때문이다. 누출이 없을 때 측정된 투과손실과 경계요소법을 이용한 예측치를 비교하였을 때, 공진주파수는 비교적 정확하게 일치하였지만 그 크기는 상당한 차이를 보이고 있다. 이는 경계요소법이 흡음재를 제외한 곳에서는 음파의 감쇠효과(damping effect)를 고려할 수 없는 것이 주원인이라고 할 수 있다.

공진주파수인 80 Hz에서는 누출 때문에 투과손실은 22.7 dB에서 16.0 dB로 저감되었다. 이러한 현상

은 Bemman, et al.⁽⁹⁾의 연구와 같은 경향을 보여주고 있다. 그들의 결과는 고온과 유체의 흐름이 있는 엔진에서 측정된 음압레벨(sound pressure level)이고, 이 연구는 임피던스튜브장치(impedance tube setup)를 사용하여 실온에서 측정된 투과손실의 변화를 보여주는데, 두 결과 모두 누출이 공진주파수에서 헬름홀츠 공명기의 성능저하를 가져온다는 것을 보여 준다. 따라서 제조공정상 발생할 수 있는 틈새에 의한 누출을 제거하는 것이 바람직스럽다.

3.2 격벽에 유출구가 있는 경우

격벽(baffle)과 외벽(housing) 사이의 틈새는 제조 공정상 제거할 수 있지만, 제거할 수 없는 누출이 존재할 수 있다. 배기계 소음기에서 응축수의 배출을 목적으로 격벽에 존재하는 유출구(drain hole)가 이러한 예이다. 유출구에 의한 누출의 영향을 측정하기 위하여 Fig. 6에 제시된 모형을 제작하였다. 이 모형에는 Fig. 4의 소음기와 다르게 격벽과 외벽 사이에 틈새는 존재하지 않고 다른 소음저감 요소와 함께 사용되지 않았다. 헬름홀츠 공명기의 크기는

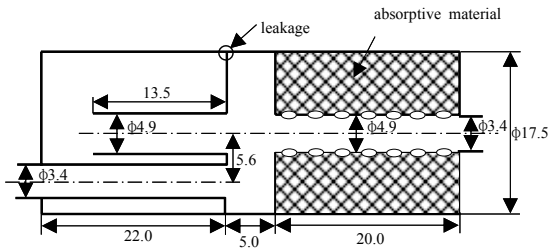


Fig. 4 Schematic of a silencer with Helmholtz resonator and dissipative component (unit: cm)

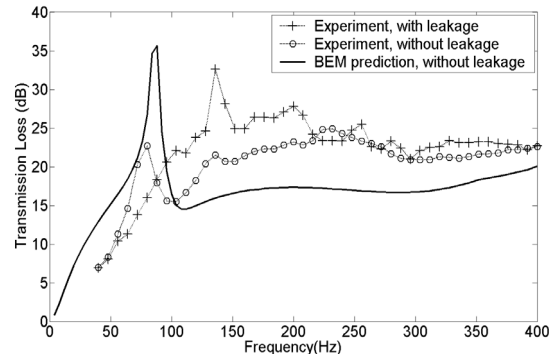


Fig. 5 Transmission loss of a silencer with Helmholtz resonator and dissipative component

100 Hz의 공진주파수를 갖도록 경계요소법을 사용하여 설계되었다. 목의 길이는 8 cm이고, 직경은 3.6 cm로 그 단면적은 10.18 cm²이다. Fig. 6에 나와 있듯이 직경 0.5 cm인 두 개의 유출구(H1과 H2)가 존재한다. 따라서 유출구의 단면적의 합은 0.39 cm²이고 목의 단면적에 대한 비율은 3.8%이다.

Fig. 7은 격벽에 유출구가 존재하지 않는 경우와 존재하는 경우에 대하여 투과손실의 측정결과를 보여준다. 유출구의 존재로 인하여 공진주파수는 100 Hz에서 112 Hz(H1만 open)와 132 Hz(H1과 H2 open)로 이동하였다. 또한 유출구의 존재로 투과손실의 최대값은 30.2 dB에서 17.4 dB 및 15.8 dB로 상당히 감소하였다. 식 (1)에서 알 수 있듯이 출구에 의한 목의 단면적의 증가에 의한 공진주파수의 증가는 예측되었지만, 두 개의 유출구가 존재할 때 목면적이 3.8% 증가하는 것에 비하여 공진주파수의 증가는 32%로 상당히 높다. Fig. 7은 유출구가 없을 때 경계요소법으로 예측한 투과손실은 측정결과와 상당히 정확하다는 것을 보여주고 있다.

Fig. 8은 유출구 H1은 열려있고 유출구 H2는 닫혀있는 경우에 대하여 측정결과와 유출구(천공)에

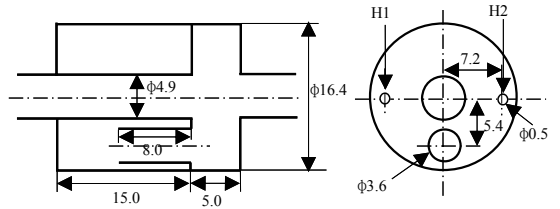


Fig. 6 Schematic of Helmholtz resonator with two drain holes (unit: cm)

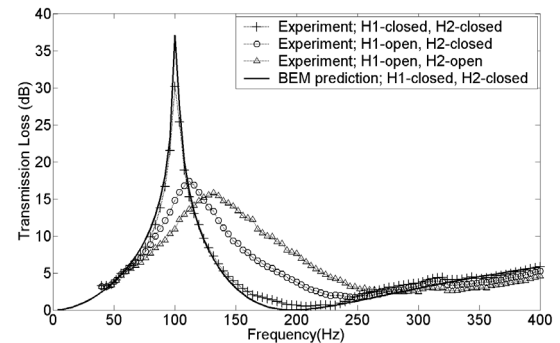


Fig. 7 Transmission loss of Helmholtz resonator with and without drain hole(s)

대한 다양한 음향학적 모델을 이용한 경계요소법의 예측결과를 보여준다. 먼저 천공에서 음압과 입자속도가 일치한다는 경계조건을 사용하여 투과손실을 예측하였다. 이러한 경계조건은 천공의 임피던스에 의한 효과가 고려되지 않았기 때문에 실험결과와 비교하여 공명기의 음향학적 성능을 과대하게 예측하고 있다. 식 (8a)와 (8b)에 주어진 것과 같이 천공이 무한판에 있다고 가정하여 얻은 천공의 임피던스를 이용한 예측값은 천공의 임피던스를 무시한 경우에 비하여 전체적으로 투과손실의 크기가 줄어들어서 실험결과에 접근하고 있다. 벽에 대한 영향을 근사적으로 고려한 천공의 임피던스(식 (9))를 사용하여 예측한 결과는 실험결과와 더 가까워진다. 식 (9)에서 $M=N=20$ 를 이용하여 계산한 리액턴스에 대한 보정길이는 $\delta_x = 2 \times 0.27 \times r_0$ 으로, 무한판에 있다고 가정한 식 (8b)에 비하여 상당히 감소하게 된다. 저항에 대한 벽의 영향에 대한 의미 있는 연구의 부족으로 이 연구에서는 리액턴스에 사용된 보정길이를 저항에도 사용하였다^(11,12). 여기서 사용

된 천공의 임피던스는 외벽에 의한 효과를 이론적으로 고려하고 있으나, Fig. 6에 있는 다른 벽이나 공명기의 목 등에 의한 효과는 고려하지 못하고 있기 때문에 예측결과는 측정결과에 비하여 약간 낮은 공진주파수에서 높은 투과손실을 보여주고 있다.

Fig. 9는 유출구 2개가 모두 열린 상태에 대한 실험결과와 경계요소법에 의한 예측값을 비교하여 보여주고 있는데, 유출구 한 개가 열려있을 때와 같은 비슷한 경향을 보여주고 있다. 천공의 임피던스를 무시하는 경우에는 투과손실의 크기를 과대하게 예측하고 있고, 벽면에 의한 효과를 고려한 것이 실험결과와 근사한 값을 보여주고 있다. 유출구가 한 개인 경우에 비하여 실험결과와 더 큰 차이를 보여주고 있는데, 이는 천공 한 개에 대한 근사적으로 표현된 임피던스의 효과가 더 확대되어 보이는 것이다. 더 정확한 예측을 위해서는 유출구의 임피던스에 대한 정확한 정보를 필요로 한다.

4. 결 론

두 가지 예를 사용하여 누출이 헬름홀츠 공명기의 소음저감 성능에 미치는 영향에 대한 연구를 하였다. 하나는 흡음재로 채워진 확장관과 함께 사용된 헬름홀츠 공명기에서 격벽과 외벽사이의 틈새로 인한 누출이고, 다른 하나는 응축수를 배출하기 위한 유출구에 의한 누출이다. 두 경우 모두 유출구에 의하여 공진주파수는 고주파로 상당히 이동하였다. 특히 헬름홀츠 공명기만을 사용하여 측정된 두 번째 결과에서는 투과손실의 최대값은 상당히 감소하였고 폭은 넓어진다는 것을 보여주었다.

유출구가 없을 때 경계요소법을 사용하여 예측한 투과손실은 실험결과와 비교하여 상당히 정확한 결과를 보여주고 있다. 유출구가 존재할 때 천공의 임피던스를 사용하지 않고 음압과 입자속도가 같다는 조건을 사용하는 경우에는 투과손실을 과대평가하고 있다. 천공 임피던스를 고려하는 경우에도 벽이나 다른 천공에 의한 효과를 고려하여야 더 정확한 예측이 가능하다는 것을 보여주고 있다.

참 고 문 헌

(1) Ingard, U., 1953, "On the Theory and Design

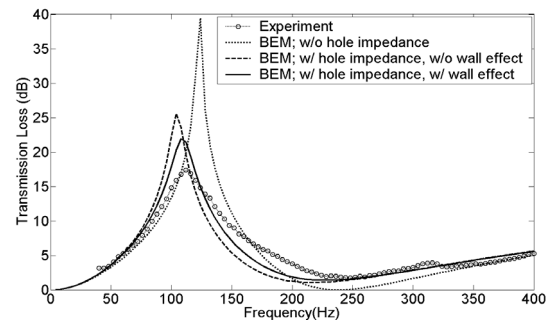


Fig. 8 Transmission loss of Helmholtz resonator with a drain hole

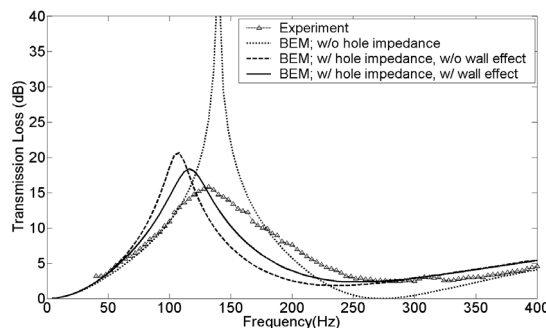


Fig. 9 Transmission loss of Helmholtz resonator with two drain holes

of Acoustic Resonators,” Journal of Acoustical Society of America, Vol. 25, pp. 1037~1061.

(2) Chanaud, R. C., 1994, “Effects of Geometry on the Resonance Frequency of Helmholtz Resonators,” Journal of Sound and Vibration, Vol. 178, pp. 337~348.

(3) Haa, S. T. and Kim, Y.-H., 1994, “The Limitation and Applicability of Helmholtz Resonator, Regarding as Equivalent Single-degree of Vibration System,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 4, No. 2, pp. 209~219.

(4) Dickey, N. S. and Selamet, A., 1996, “Helmholtz Resonators: One-dimensional Limit for Small Cavity Length-to-diameter Ratios,” Journal of Sound and Vibration, Vol. 195, pp. 512~517.

(5) Selamet, A., Radavich, P. M., Dickey, N. S., and Novak, J. M., 1997, “Circular Concentric Helmholtz Resonator,” Journal of Acoustical Society of America, Vol. 101, pp. 41~51.

(6) Selamet, A. and Ji, Z. L. 2000, “Circular Asymmetric Helmholtz Resonators,” Journal of Acoustical Society of America, Vol. 107, pp. 2360~2369.

(7) Kim, S. R. and Kim, Y.-H., 2005, “A Helmholtz

Resonator Array Panel for Low Frequency Sound Absorption,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 8, pp. 924~930.

(8) Song, H.-Y. and Lee, D.-H., 2008, “A Study on the Acoustic Absorption Performance of a Helmholtz Resonator,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 1, pp. 71~79.

(9) Bemman, Y., Frei, T., Jones, C. and Keck, M., 2005, “Passive Exhaust Systems with Cylinder Deactivation,” SAE 2005-01-2351.

(10) Lee, I. J., Selamet, A. and Huff, N. T., 2006, “Acoustic Impedance of Perforations in Contact with Fibrous Material,” Journal of Acoustical Society of America, Vol. 119, pp. 2785~2797.

(11) Stinson, M. R. and Shaw, E. A. G., 1985, “Acoustic Impedance of Small, Circular Orifices in Thin Plate,” Journal of Acoustical Society of America, Vol. 77, pp. 2039~2042.

(12) Thurston G. B. and Wood J. K., 1953, “End Corrections for a Concentric Circular Orifice in a Circular Tube,” Journal of Acoustical Society of America, Vol. 25, pp. 861~863.