

형상 정보를 고려한 덕트 소음 저감용 헬름홀츠 공명기 설계: 추가 관계식과 실험

류호경* · 정성진** · 이진우†

* 아주대학교 기계공학과, ** 삼성 메디슨, 시스템개발 Lab.

Design of a Helmholtz Resonator for Noise Reduction in a Duct Considering Geometry Information: Additional Relationship Equation and Experiment

Hokyung Ryu*, Seong Jin Chung** and Jin Woo Lee†

* Division of Mechanical Engineering, Ajou Univ.,

** Samsung Medison Co., System Development Lab.

(Received January 8, 2014 ; Revised February 19, 2014 ; Accepted February 20, 2014)

Key Words: Resonator Design(공명기 설계), Geometry Uncertainties(형상 불확실성), Transmission Loss(투과 손실), Shape Parameter(형상 계수), Resonant Frequency(공명 주파수), Peak Frequency(피크 주파수)

초록: 공명기의 공명주파수를 계산할 수 있는 전통적인 공식의 정확도를 높이기 위한 추가 관계식을 수치적인 방법으로 얻는다. 그 전통적인 공식은 단순함 때문에 산업계에서 널리 사용되고 있지만, 덕트 소음 저감용 공명기의 공동과 목에 대한 정보를 충분히 제공하지 못한다. 그러므로, 산업 현장에서는 그 공식이 갖는 형상의 불확실성 때문에 실제 공명기 설계에 많은 어려움을 겪고 있다. 이 단점을 극복하기 위해서, 본 연구에서는 수치 계산 결과를 이용하여 추가 근사식을 유도하고자 한다. 이를 위해, 목과 공동의 형상 계수를 정의하고, 공명기의 투과 손실 곡선 상의 피크 주파수와 계산식의 공명 주파수가 일치해야 한다는 조건을 사용하여 형상 계수들 사이의 관계식을 유도하였다. 유도된 관계식의 유효성을 수치적인 방법과 실험적인 방법으로 검증하였다.

Abstract: An additional relationship equation is numerically obtained to increase the accuracy of the conventional equation for obtaining the resonant frequency of a resonator. Although the conventional equation is widely used in industry because of its simplicity, it does not provide enough information on the cavity or the neck of the resonator for noise reduction in a duct. Resonator designers have difficulty implementing resonator design owing to the uncertainty in geometry presented by the well-known formula for determining the resonant frequency. To overcome this problem, this work determines an approximate equation using results of numerical calculation. To this end, shape parameters of the neck and cavity of a resonator are defined, and an equation describing the relationship between them is derived by adjusting the peak frequency in the transmission loss curve of a resonator to its resonant frequency. The application and validity of the derived equation are investigated in a numerical simulation and an acoustic experiment, respectively.

1. 서 론

1855년 독일의 생리학자 헬름홀츠⁽¹⁾가 복합음에서 단일음을 분리해 내기 위해 고안한 헬름홀츠 공명기(Helmholtz Resonator)는 덕트(Duct) 내의 유동 소음을 줄이기 위해 기계 시스템에 널리 사용되고 있다.⁽²⁻⁹⁾

일반적으로 공명기는 상당히 큰 부피를 가지는 공동(Cavity)과 목(Neck)으로 구성되는데, 공동과 목의 기하학적인 정보에 의해 결정되는 공명 주파수(Resonant frequency)를 덕트의 소음 주파수에 일치시켜서 협대역(Narrow band) 소음을 줄이는 노력들이 시도되어 오고 있다.^(10,11) 이런 공명기의 소음 저감 능력은 주파수 영역에서 얻어지는 투과 손실 곡선(Transmission loss curve)으로 나타내는데, 효과적인 소음 저감을 위해서는 투과 손실 곡선의 피크 주파수

† Corresponding Author, jinwoolee@ajou.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

가 소음 주파수와 일치해야 한다. 따라서, 공명기의 공명 주파수, 투과 손실 곡선 상의 피크 주파수, 소음 주파수가 일치하도록 공명기를 설계하여야 한다.

헬름홀츠가 제시한 공명기의 공명 주파수 계산식(2.1 절의 식 (1)참조)을 살펴보면, 공명 주파수는 공동의 부피(V_c), 목의 단면적(S_n)과 길이(h_n)에 의해서 결정된다.⁽⁹⁾ 계산식의 단순함 때문에 기초 설계 단계에서 널리 사용되고 있지만, 정확성이 낮은 것으로 알려져 있다.⁽⁷⁾ 소음 주파수와 동일한 공명 주파수를 만족하는 공동의 부피, 목의 단면적과 길이의 조합은 상당히 많이 존재하고, 그 중 한 개의 조합을 선택하여 설계한다 하더라도 투과 손실 곡선의 피크 주파수가 공명 주파수와 항상 일치하지 않는다. 이 문제는 공명 주파수 공식(식 2.1 절의 식 (1)참조)이 간과한 목과 공동의 기하학적인 정보가 존재하기 때문이다. 즉, 헬름홀츠의 공명 주파수 계산식은 형상의 불확실성을 내포하고 있다고 할 수 있다.

이런 주파수 불일치 문제를 해결하기 위해, 이론 공명 주파수 계산식의 정확도를 높여려는 노력이 계속 되어오고 있다. Alster⁽¹²⁾는 목 내의 유체의 움직임을 고려한 공명 주파수 공식을 제시하고 실험적으로 입증하였으며, Chanaud^(13,14)는 원기둥 공동을 갖는 헬름홀츠 공명기의 새로운 목(Neck) 보정길이를 제시하였다. Kim 등⁽¹⁵⁾은 불안정 연소를 방지하기 위해 공동의 형상과 공동의 개수가 헬름홀츠 공명기의 음향 특성에 미치는 영향을 살펴보았고, Tang⁽¹⁶⁾은 단면이 점점 좁아지는 목을 가진 헬름홀츠 공명기의 음향 임피던스와 흡음 계수를 측정하는 연구를 수행하였다. Kweon 등⁽¹⁷⁾은 공동의 형상 변화에 따른 헬름홀츠 공명기 내부에서 충격파의 거동을 살펴보았다. 그러나, 이렇게 보정된 공명 주파수 계산식은 공명기가 덕트에 실제 장착되었을 때의 투과 손실 특성과 함께 살펴볼 때 좀 더 의미 있는 결과로 발전될 수 있다.

단일 공명기에 대해 앞서 진행된 연구들은 두 개 이상의 공명기를 사용하는 경우에도 확장되었다. Dan 등⁽¹⁸⁾은 부피나 목의 길이가 바뀔 때 생길 수 있는 문제들을 해결하여, 공명기를 여러 개 사용하는 연구에 적용하였다. Xu 등⁽¹⁹⁾은 이중 헬름홀츠 공명기의 흡음 성능을 연구하였고, Tang 등⁽²⁰⁾은 부가 공동(Additional cavity)이 연결된 공명기의 흡음 성능을 실험적으로 살펴보았다. Li 등⁽²¹⁾은 부피가 큰 음향 공동과 헬름홀츠 공명기 배열 사이의 상호작용에 대하여 연구하였다. Kim 등⁽²²⁾은 저주파수 대역에서 흡음성능을 향상시키기 위해 공명기 배열에 대한 연구를 하였으며, Park 등⁽²³⁾은 기존의 음향 공동과 헬

름홀츠 공명기 배열의 음향 연성 문제를 적분방정식으로 표현하였다.

본 연구에서는 헬름홀츠의 공명 주파수 계산식이 가진 형상의 불확실성을 보완할 추가 관계식을 유한 요소 해석 결과를 이용하여 유도하고자 한다. 즉, 헬름홀츠가 사용한 주파수 공식(식 (1) 참조)에 의해 계산된 공명주파수(f_r)가 투과 손실의 피크 주파수(f_p)와 일치하기 위해 필요한 추가적인 관계식을 수치적인 방법으로 유도 한다. 이를 위해, 목과 공동의 형상 계수를 각각 정의하고, 이들 사이의 관계를 나타내는 간단한 근사식을 구한다. 다양한 형상의 공명기의 투과 손실 값(Transmission loss value)을 계산하기 위해 COMSOL Multiphysics 4.2a를 사용하고, MATLAB 을 사용하여 근사식을 얻는다. 얻어진 근사식의 유효성을 살펴보기 위해, 근사식과 공명 주파수 계산식을 이용하여 설계된 공명기를 아크릴로 제작하여 음향 실험을 수행하였다.

2. 공명기 설계 문제

2.1 해석 모델과 공명 주파수

공명기가 장착된 음향 해석 시스템은 Fig. 1 과 같이 덕트(Duct), 목(Neck), 공동(Cavity)으로 구성된다. 일반적으로 형상에 대한 제한 조건은 없으나 본 연구에서는 제작 가능성과 계산의 편리성을 위해 다음과 같이 적절히 가정한다. 덕트의 단면은 정사각형으로 가정하고, 한 변의 길이를 h_d 로, 단면적을 S_d 로, 덕트의 총 길이는 a 로 나타낸다. 목과 공동의 단면도 정사각형으로 가정하고, 높이, 단면적, 부피를 각각 h_n 와 h_c , S_n 와 S_c , V_n 와 V_c 로 나타낸다. 하첨자 'n'은 목(Neck)을, 'c'는 공동(Cavity)을 나타낸다. Fig. 1 에서 f_t 는 덕트에 유입되는 유동의 주된 소음 주파수를 나타낸다.

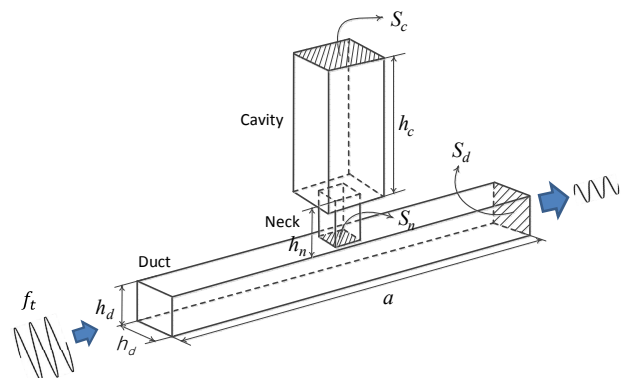


Fig. 1 Helmholtz resonator connected to the duct

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_n}{V_c(h_n + \Delta h_n)}}, \Delta h_n = 1.7 \sqrt{\frac{S_n}{\pi}} \quad (1)$$

헬름홀츠가 사용한 공명기의 공명 주파수 공식 (식 (1) 참조)은 공동의 부피(V_c), 목의 단면적(S_n)과 보정된 유효 길이($h_n + \Delta h_n$)로 계산된다.⁽²⁴⁾ 식 (1)에서 c 는 음속을 나타낸다. 헬름홀츠 공명기의 공명 주파수(f_r)가 소음 주파수(f_i)에 일치하도록 h_n 과 S_n 을 설정하면 V_c 는 자동으로 결정된다. 그러나, 공동의 단면적(S_c)과 공동의 높이(h_c)를 결정하지 못하는 형상 불확실성이 존재한다. 본 연구에서는 공동의 단면적(S_c)과 공동의 높이(h_c)를 결정하는 추가 관계식을 공명기의 투과 손실 곡선의 피크 주파수(f_p)가 소음 주파수(f_i)와 일치하여야 한다는 요구 조건으로부터 얻고자 한다.

2.2 형상 계수와 관계식 유도 전략

먼저 공동과 목의 형상 계수(Geometry parameter)를 다음과 같이 정의한다. 공동의 높이(h_c)와 단면적(S_c)의 비를 공동의 형상 계수($\alpha_c = h_c/S_c$)로, 목의 높이(h_n)와 단면적(S_n)의 비를 목의 형상 계수($\alpha_n = h_n/S_n$)로 정의한다. 공동과 목의 부피와 두 형상 계수가 정해지면, 공동의 높이와 단면적이 자동적으로 결정된다. 물론, 식 (1)을 만족하는 α_c 와 α_n 의 쌍은 여러 가지 존재할 수 있다. 그 여러 쌍 중에서 투과 손실 곡선의 피크 주파수(f_p)가 소음 주파수(f_i)와 일치하는 쌍을 결정하기 위해 다음 두 가지 방법을 고려한다.

방법 1: 정해진 목의 부피(V_n)에 대한, 목의 형상 계수(α_n)와 공동의 형상 계수(α_c)의 관계식 유도

방법 2: 정해진 목의 형상 계수(α_n)에 대한, 목의 부피(V_n)와 공동의 형상 계수(α_c)의 관계식 유도

3. 추가 관계식

목과 공동의 구체적인 형상 정보를 제시하는 추가 관계식은 다음과 같이 구한다. 방법 1에서는, $V_n(=S_n \cdot h_n)$ 을 먼저 고정하고 $\alpha_n(=h_n/S_n)$ 을 선택하면, 그에 따른 $V_c(=S_c \cdot h_c)$ 는 식 (1)에서 정해진다. 그리고, 투과 손실 곡선의 피크 주파수(f_p)가 소음 주파수(f_i)와 일치하는 α_c 를 음향 해석을 통해 구한다. 이렇게 구해진 α_n 와 α_c 의 쌍들에 대

해 대해 곡선 일치법(Curve-fitting method)을 적용하여 근사식을 구한다. 방법 2에서는, α_n 을 먼저 고정하고 V_n 을 선택하면, 그에 따른 V_c 는 식 (1)에서 정해진다. 그리고, 투과 손실 곡선의 피크 주파수(f_p)를 소음 주파수(f_i)에 일치시키는 α_c 를 음향 해석을 통해 구한다. 이렇게 구해진 V_n 와 α_c 의 쌍들에 대해 곡선 일치법(Curve-fitting method)을 적용하여 근사식을 구한다.

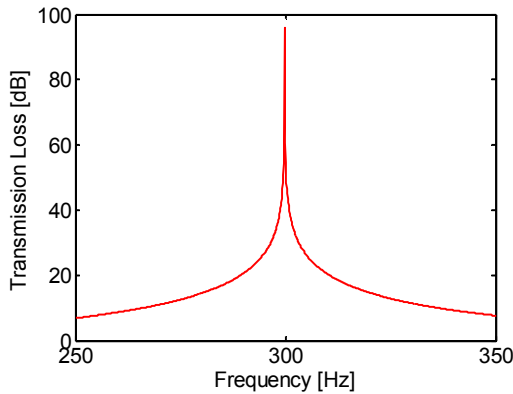
위 두 가지 방법을 Fig. 1의 음향 시스템에 적용할 때, 정사각형인 덕트 단면(S_d)의 한 변(h_d)은 0.04 m 이고, 덕트의 길이(a)는 1 m이며, 소음 주파수(f_i)는 300 Hz 라고 가정한다. 본 연구에서 공명기의 투과 손실 값은 COMSOL Multiphysics 4.2a의 Acoustics 모듈을 사용하여 계산한다. 투과 손실 곡선의 피크 주파수(f_p)가 소음 주파수(f_i)와 일치시키는 α_c 를 찾기 위해, α_c 를 0.1 단위로 변경하며 반복 계산하였고, 최적값 α_c 는 $|f_i - f_p| \leq 0.1 \text{ Hz}$ 를 만족하도록 하였다.

3.1 방법 1

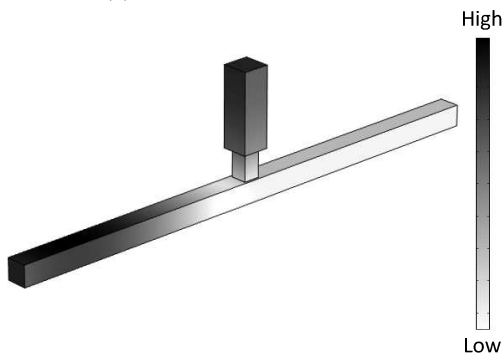
5 가지 목의 부피($V_n = \gamma V_n^*$, $V_n^* = h_d^3$, $\gamma = 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4$)와 8 가지 α_n 값 ($\alpha_n = 175, 155, 135, 115, 95, 75, 55, 35$)으로 구성된 40 개 (V_n, α_n)쌍 각각에 대한 최적의 α_c 를 구했다. Fig. 2는, $V_n = 0.8 \times V_n^*$, $\alpha_n = 55$, $\alpha_c = 58.7$, $V_c = 3.9 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ 인 헬름홀츠 공명기의 투과 손실 곡선과 음압 분포를 나타낸다. 투과 손실 계산에는 식 (2)를 사용하였다. 식 (2)에서 π_i 와 π_r 는 각각 입사파와 투과파의 음향 파워이고, 덕트의 오른쪽 끝에는 무반사(Anechoic termination) 경계조건을 부여하였다. p_i 는 Fig. 1의 왼쪽 입구로 들어오는 입사파이고, p_r 는 오른쪽 출구로 나가는 투과파이며, ρ 는 음향 매질의 밀도이다.

$$TL = 10 \log_{10} \frac{\pi_i}{\pi_r} = 10 \log_{10} \frac{p_i^2 / 2\rho c}{p_r^2 / 2\rho c} \quad (2)$$

계산상의 오차를 줄이기 위해 사용한 유한 요소 모델의 메쉬(Mesh)는 충분히 작게 생성하였다. 8 개의 α_n 값에 대한, $V_n = 0.8 \times V_n^*$ 와 $V_n = 1.4 \times V_n^*$ 경우에 대하여 각각 구한 최적의 α_c 를 구하여 Table 1에 나타내었다. 투과 손실 곡선의 피크 주파수와 소음 주파수의 차이가 0.1 Hz 이하를 만족하는



(a) Transmission loss curve



(b) Acoustic pressure distribution at $f_t = 300$ Hz

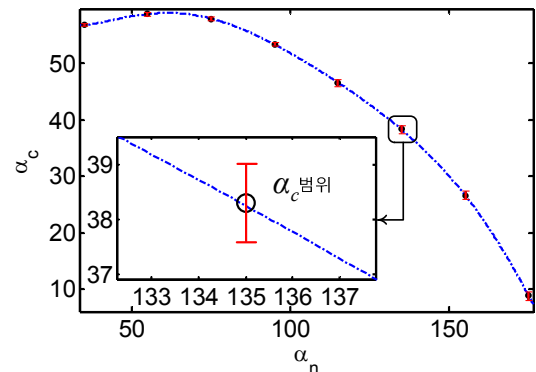
Fig. 2 Results of acoustical analysis on the Helmholtz resonator for $V_n = 0.8 \times V_n^*$, $\alpha_n = 55$, $\alpha_c = 58.7$
 $V_c = 3.9 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

하는 기준을 사용하였기에, α_c 값이 한 개의 값이 아니라 범위로 나타내어진다. $V_n = 1.4 \times V_n^*$ 경우에, $\alpha_n = 135, 155, 175$ 일 때, $|f_t - f_p| \leq 0.1 \text{ Hz}$ 를 만족하는 α_c 가 존재하지 않았다. 각 경우에 구한 α_n 와 α_c 의 관계를 Fig. 3(a)와 Fig. 3(b)에 도시하였다. 각 α_n 에 대한 α_c 의 상한값과 하한값을 표시하였고, 중간값을 이용하여 α_c 와 α_n 의 관계를 나타내는 근사식(식 (3)참조)을 얻었다. 근사식의 계수는 Table 2 에 정리하였다. 나머지 3 개의 목의 부피에 대해서도 같은 과정을 수행하여, 식 (3)의 계수 ($k_1 \sim k_7$)를 얻을 수 있었다. 전반적으로 α_n 이 증가하면, α_c 는 감소하였다. 즉, 목의 부피가 일정할 때, 목의 단면적에 비해 높이가 커질수록 공동의 높이는 단면적에 비해 작아짐을 알 수 있다. 즉, 긴 목과 납작한 공동 또는 납작한 목과 긴 목의 조합으로 설계되어야 한다는 것을 알 수 있다.

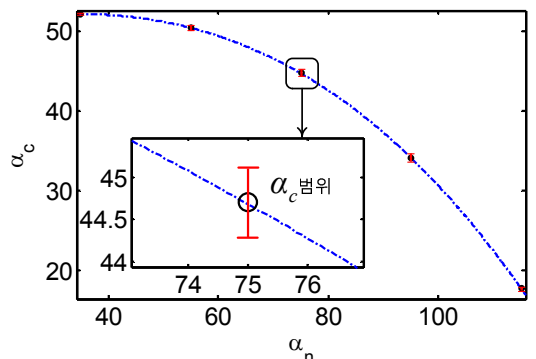
$$\alpha_c = k_1 \alpha_n^6 + k_2 \alpha_n^5 + k_3 \alpha_n^4 + k_4 \alpha_n^3 + k_5 \alpha_n^2 + k_6 \alpha_n^1 + k_7 \quad (3)$$

Table 1 Values of α_c depending on α_n obtained by using Method 1 for $V_n = 0.8 \times V_n^*$ and $V_n = 1.4 \times V_n^*$ respectively

α_n	α_c	
	$V_n = 0.8 \times V_n^*$	$V_n = 1.4 \times V_n^*$
175	8.1~9.4	-
155	25.9~27.2	-
135	37.6~39	-
115	46~47	17.5~17.9
95	53.1~53.7	33.6~34.6
75	57.6~58.1	44.3~45.1
55	58.4~59	50.1~50.6
35	56.6~56.9	52~52.2



(a) $V_n = 0.8 \times V_n^*$



(b) $V_n = 1.4 \times V_n^*$

Fig. 3 Approximate curves obtained by using the data in Table 1

3.2 방법 2

방법 2에서는 먼저 결정한 각각의 α_n 에 대하여, V_n 와 α_c 의 추가 관계식(Additional approximate

Table 2 Coefficients of the approximate equation in Eq. (3) for $V_n = 0.8 \times V_n^*$ and $V_n = 1.4 \times V_n^*$

	$V_n = 0.8 \times V_n^*$	$V_n = 1.4 \times V_n^*$
k_1	5.534×10^{-11}	0
k_2	-3.811×10^{-8}	0
k_3	1.022×10^{-5}	0
k_4	-0.001357	-1.979×10^{-5}
k_5	0.08989	-1.663×10^{-3}
k_6	-2.737	0.1851
k_7	87.17	48.5

Table 3 Values of α_c depending on V_n obtained by using Method 2 for $\alpha_n = 35$ and $\alpha_n = 55$, respectively

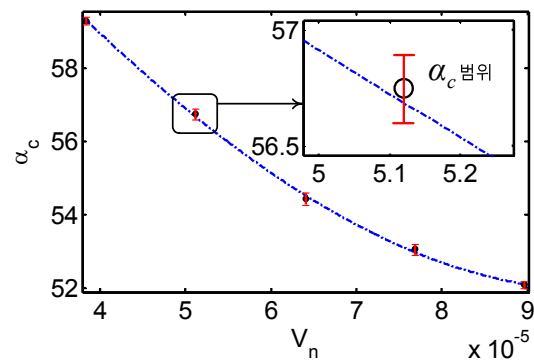
$V_n (m^3)$	α_c	
	$\alpha_n = 35$	$\alpha_n = 55$
3.84×10^{-5}	59.2 ~ 59.4	62.1 ~ 62.7
5.12×10^{-5}	56.6 ~ 56.9	58.4 ~ 59
6.4×10^{-5}	54.3 ~ 54.6	55.6 ~ 56
7.68×10^{-5}	52.9 ~ 53.2	52.7 ~ 53.1
8.96×10^{-5}	52 ~ 52.2	50.1 ~ 50.6

equation)들을 구한다. 방법 1 에서와 마찬가지로 40 개 (V_n, α_n)쌍 각각에 대한 최적의 α_c 를 구한다. 5 개의 V_n 값에 대한, $\alpha_n = 35$ 와 $\alpha_n = 55$ 경우에 대하여 각각 구한 최적의 α_c 의 범위를 Table 3 에 나타내었다. 각 경우에 구한 V_n 와 α_c 의 관계를 Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)에 도시하였다. 각 α_n 에 대한 α_c 의 상한값과 하한값을 표시하였고, 중간값을 이용하여 V_n 와 α_c 의 관계를 나타내는 근사식(식 (4)참조)을 얻었다. 근사식의 계수는 Table 4 에 정리하였다. 나머지 6 개의 α_n 에 대해서도 같은 과정을 수행하여, 근사식의 계수($q_1 \sim q_4$)를 얻을 수 있었다. 전반적으로 V_n 이 증가하면, α_c 는 감소하였다. 즉, 목의 높이와 단면적의 비가 일정할 때, 목의 부피가 증가할 수록, 공동의 높이는 단면적에 비하여 작아짐을 알 수 있다.

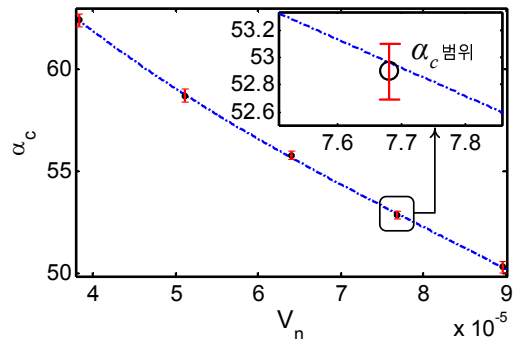
$$\alpha_c = q_1 V_n^3 + q_2 V_n^2 + q_3 V_n + q_4 \quad (4)$$

Table 4 Coefficients of the approximate equation in Eq. (4) for $\alpha_n = 35$ and $\alpha_n = 55$

	$\alpha_n = 35$	$\alpha_n = 55$
q_1	7.947×10^{12}	-1.788×10^{13}
q_2	2.616×10^8	4.436×10^9
q_3	-2.77×10^5	-5.717×10^5
q_4	69.12	78.81



(a) $\alpha_n = 35$



(b) $\alpha_n = 55$

Fig. 4 Approximate curves obtained by using the data in Table 3

4. 도출된 추가 관계식 검증

4.1 소음 주파수 변화

목표 소음 주파수(f_t)가 변경될 때, 소음 주파수 300 Hz 에 대해 얻어진 결과(Table 2 와 4)의 유효성을 살펴본다. 방법 1 에서 얻은 근사식(식(3))을 이용하여, 목의 부피(V_n)가 $0.8 \times V_n^*$ 이고, 목의 형상 계수(α_n)가 40 일 때 얻은 α_c 는 57.2 이다. 이 결과를 이용하여 소음 주파수가 200 Hz 와 500 Hz 일 때에 계산된 투과 손실 피크 주파수는

각각 199.1 Hz(오차율 0.45%)와 498.8 Hz(오차율 0.24%)였다. 또한, 목표 주파수와 α_n 의 변화에 따른 오차율을 살펴보기 위해, $f_t=150$ Hz 와 $f_t=600$ Hz 일 때 3 개의 α_n 값에 대한 오차율을 Table 5 에 정리하였다. 목표 소음 주파수가 300 Hz 에서 멀어질수록 300 Hz 보다 오차율이 증가하였으나, α_n 값이 작을수록 오차율이 대체로 감소하였다. 식 (1)이 유도되는 과정에서 사용된 가정(식 (5) 참조)과 함께 살펴볼 필요가 있다. 식 (5)에서 λ 는 주파수(f)에 반비례하는 파장이다: $\lambda=c/f$. α_n 이 커지면 h_n 이 커지게 되는데, 지나치게 증가할 경우 식 (5a)의 조건을 위배하게 될 수 있다. 반대로 α_n 이 아주 작아지면 지나치게 S_n 이 커져서 식 (5b)의 조건을 완벽히 만족시킬 수 없다. 다만, h_n 은 직접 λ 와 비교되지만 S_n 의 제곱근을 취하여 λ 와 비교되기 때문에, f 의 증가로 인해 λ 가 감소하는 경우에는 가급적 낮은 α_n 값에 대해 구한 α_c 값을 사용하면 오차율을 줄일 수 있음을 알 수 있다.

Table 5 Difference between the target noise frequency (f_t) and the peak frequency (f_p) of the transmission loss curve

f_t	α_n	Error (%)
150Hz	35	1.47 %
	95	1.00 %
	175	3.13 %
600Hz	35	0.63 %
	95	6.12 %
	175	12.47 %

Table 6 Difference between the target noise frequency and the peak frequency of the transmission loss curve

α_n	V_n	Error rate
35	$0.6 \times V_n^*$	0.34%
	$1.0 \times V_n^*$	0.42%
	$1.4 \times V_n^*$	1.22%
75	$0.6 \times V_n^*$	1.5%
	$1.0 \times V_n^*$	3.3%
	$1.4 \times V_n^*$	5.02%

$$h_n \ll \lambda \quad (5a)$$

$$\sqrt{S_n} \ll \lambda \quad (5b)$$

$$\sqrt[3]{V_n} \ll \lambda \quad (5c)$$

또한, 방법 2 에서 구한 근사식(식 (4))과 Table 4 를 소음 주파수가 100Hz 와 400Hz 인 경우에 적용해 보았다. α_n 값이 55 이고, $V_n = \gamma V_n^*$ ($\gamma=0.8$)일 때, 공동의 형상 계수(α_c)는 59.1 였다. 이 결과를 이용하여 계산한 투과 손실 피크 주파수는 각각 98.8 Hz (오차율 1.2%) 와 398.4Hz (오차율 0.4%)였다. V_n 과 오차율의 관계를 분석하기 위해 소음 주파수를 500Hz 이고 α_n 값이 각각 35, 75 일 때에 V_n 에 따른 오차율을 Table 6 에 정리하였다. V_n 이 줄어들수록 오차율이 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이 결과 역시 V_n 이 줄어들면, 식 (5c)의 조건을 좀 더 잘 만족할 수 있기 때문이다. 따라서, 방법 2 를 사용하여 공명기를 설계할 때, 되도록 작은 부피를 갖는 목을 사용하는 것이 오차를 줄일 수 있는 방법이다.

4.2 공동, 목, 덕트의 단면적 변화

Tables 2 와 4 는 방법 1 과 방법 2 를 목, 공동, 덕트의 단면이 모두 정사각형인 음향 시스템에 적용하여 얻은 결과이다. 본 절에서는 앞서 구한 결과가 원형 단면의 목, 공동, 덕트에 적용할 수 있는지 살펴본다. 이를 위해, Fig. 5 에 나타낸 3 개의 해석 모델을 사용한다. Fig. 1 과 비교할 때, Fig. 5(a)에서는 목의 단면만 원형으로, Fig. 5(b)에서는 공동의 단면만 원형으로, Fig. 5(c)에서는 덕트의 단면만 원형으로 변경되었다. 방법 1 을 이용하여 얻은 근사식(식 (3))과 Table 2 를 기반으로 Fig. 5 의 해석 모델에 대한 음향 해석을 수행하여 투과 손실 피크 주파수를 얻는다.

소음 주파수가 300 Hz 이고, 목의 부피와 형상 계수가 각각 $V_n = 0.8 \times V_n^*$ 와 $\alpha_n = 35$ 일 때, 근사식을 사용하여 얻은 α_c 는 56.7 이고, 이를 이용하여 계산된 피크 주파수와 소음 주파수의 오차율을 Table 7 에 정리하였다. 목과 공동의 단면의 변화에 따른 오차율은 0.1 % 내외이지만, 덕트 단면의 변화는 좀 더 큰 오차(오차율 3.9%)를 발생시켰다. 그런데, $V_n = 0.8 \times V_n^*$ 와 $\alpha_n = 115$ 일 때 얻은 근사식의 계수를 Fig. 5(c)에 적용할 경우에는 그 오차가 1.07%로 줄어드는 것을 확인할 수 있었다. 이것은 Fig. 6 에 나타낸 덕트의 원형 단면과 직사각기둥

목의 사각형 옆면이 겹치는 영역(Overlap region) 변화로 설명할 수 있다. 해석 모델 Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)에는 존재하지 않는 겹치는 부분 때문에, 해석

모델 Fig. 5(c)의 목 부피는 식 (1)을 이용한 계산에서 사용되는 부피보다 작게 된다. α_n 값이 상승하면, 사각형 옆면의 가로 길이($\sqrt{S_n}$)가 짧아지고, 이로 인해 겹치는 영역이 줄어들어서 계산에서 사용되는 부피가 실제 부피에 근접하게 되어 오차율이 감소한 것이다. 따라서, 목과 공동의 단면 모양이 바뀌더라도 식 (3)과 Table 2는 유효하다고 할 수 있고, 원형 덕트에 적용할 경우에는 가능한 큰 α_n 값에 대해 유도한 근사식을 사용하면 오차를 줄일 수 있다. 식 (4)와 Table 4를 이용하여, 방법 2를 Fig. 5의 해석 모델에 적용했을 때도 비슷한 결과가 도출되었다.

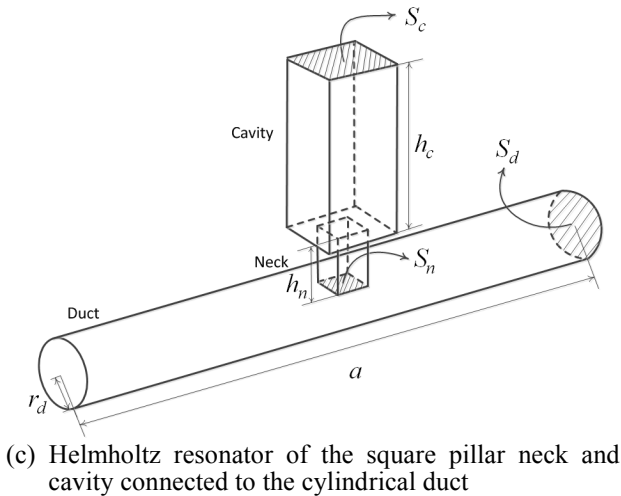
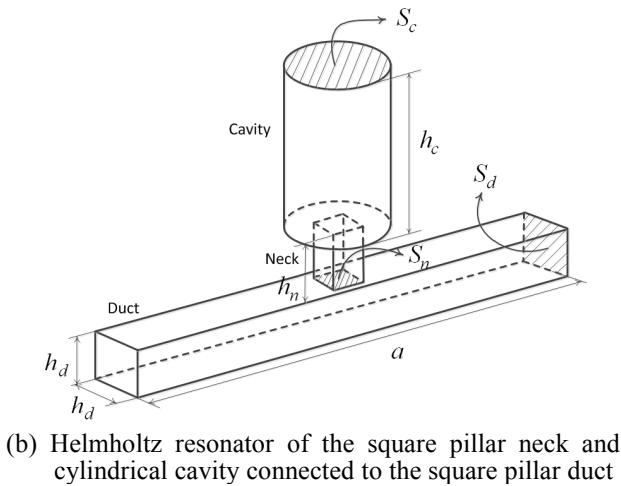
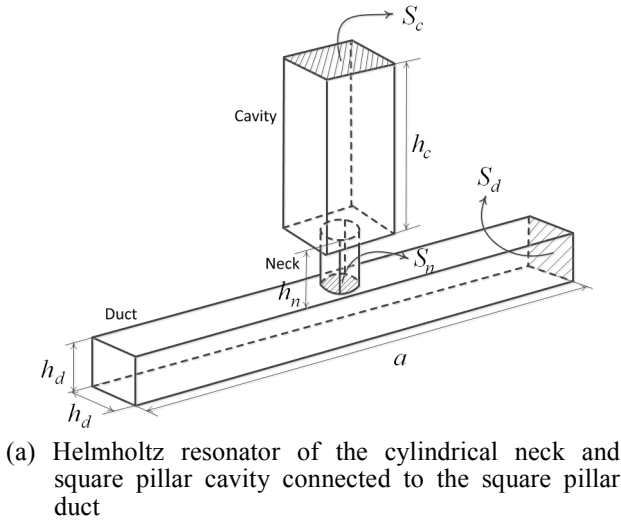


Fig. 5 Acoustic analysis models to investigate the effect of the cross-section of the cavity, the neck and the duct

5. 검증 실험과 활용 전망

본 연구 내용은 실제 덕트 내부의 소음을 줄이기 위해 다음과 같이 적용 될 수 있다. 일반적으로 덕트를 설계하는 과정에서는 덕트 내부를 흐르는 유체에 의해 발생하는 주된 소음 주파수를 알기 어렵다. 따라서, 설계 과정에서는 나중에 장착될 공명기의 목만 덕트에 생성하여 덮개로 막아둔다. 물론, 설계될 목의 부피와 형상 계수는 본 연구에서 제시한 방법(방법 1 또는 방법 2)를 사용하여 결정한다. 즉, 주어진 덕트의 단면적과 예상

Table 7 Results obtained by applying Eq. (3) and coefficients in Table 2 to analysis models in Fig. 5

	Fig. 5(a)	Fig. 5(b)	Fig. 5(c)
α_c	56.7		
f_p	298.2Hz	299.6Hz	288.3Hz
error	0.6%	0.13%	3.9%

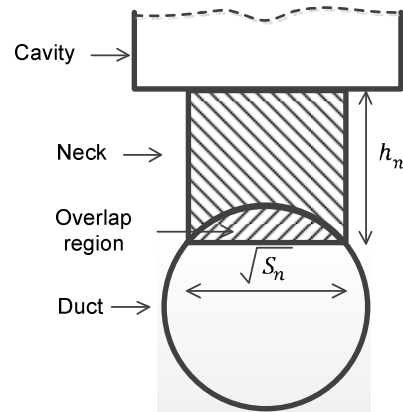
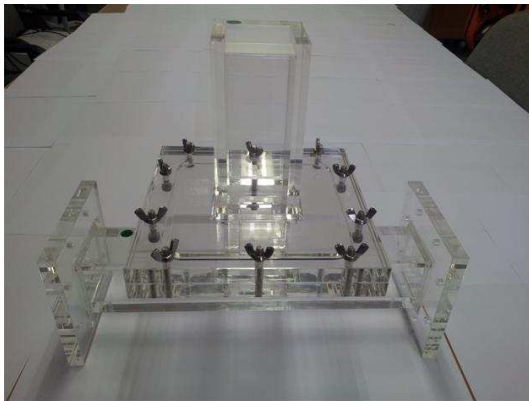


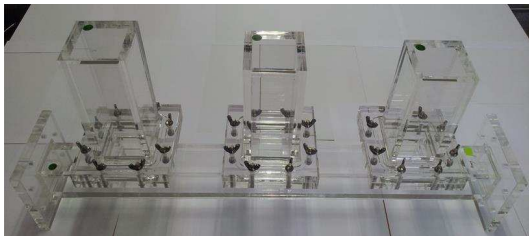
Fig. 6 Cross-section of the neck and the duct in Fig. 5(c)

Table 8 Target frequencies and dimensions of experimental resonators

	Single resonator	Multiple resonator		
f_t	300 Hz	280Hz	300Hz	320Hz
$S_n(m^2)$	0.031^2	0.034^2		
$h_n(m)$	0.052	0.045		
$S_c(m^2)$	0.051^2	0.056^2	0.054^2	0.052^2
$h_c(m)$	0.151	0.178	0.166	0.156



(a) Single resonator

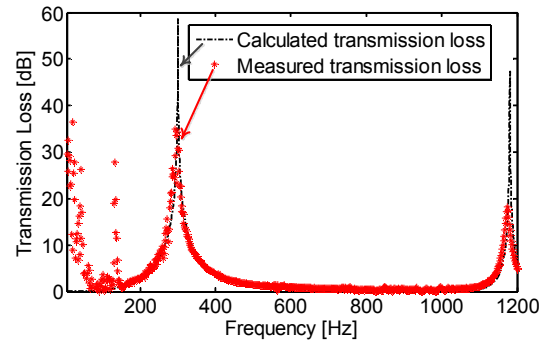


(b) Multiple resonator

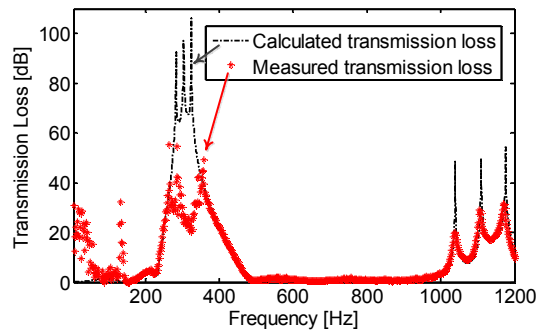
Fig. 7 Acrylic resonators made by using Eqs. (3) and (4) with Tables 2 and 4

되는 주파수 대역의 단일 주파수에 대해, 방법 1 또는 방법 2 를 사용하여 근사식을 구한다. 그런 후에 소음 주파수 변동에도 오차율이 낮은 목의 부피와 형상계수 값을 선정하여 목을 설계한다. 그 후에 실험을 통해 측정된 주된 소음 주파수에 맞게 공동의 부피와 형상계수를 결정하여 공명기를 제작하여 장착한다. 소음 주파수가 광대역인 경우에는 다중 공명기를 사용하면 더 넓은 대역의 소음을 줄일 수 있다.

앞 문단에 밝힌 방법의 유용성을 확인하기 위해 본 논문에서 제시한 방법에 따라 공명기를 설계/제작하여 투과 손실 측정 실험을 수행하였다. 3 장에서 구한 근사식(식 (3) 또는 식 (4))과 헬름홀츠



(a) Single resonator



(b) Multiple resonator

Fig. 8 Comparison of calculated and measured transmission loss curves

공명기의 공명 주파수 계산식(식 (1))을 이용하여, 단일 공명기(Single resonator)와 다중 공명기(Multiple resonator)를 제작하였다. 덕트, 공동, 목의 단면은 모두 정사각형이고, 단일 공명기 설계에는 방법 2 를, 다중 공명기 설계에는 방법 1 을 사용하였다. 목표 소음 주파수와 구체적인 치수를 Table 8 에 나타내었다. Fig. 7 과 같이 아크릴로 공명기를 제작하여 덕트에 연결하였고, 입구단과 출구단에 각각 2 개의 마이크로폰을 장착하였다. LMS Testlab 의 Sound transmission loss 측정 모듈을 이용하여 투과 손실 곡선을 얻었다. Fig. 8 은 설계한 공명기의 계산된 투과 손실 곡선과 측정된 투과 손실 곡선을 비교한다. 두 경우 모두 투과 손실의 피크 값은 조금씩 차이가 발생하였지만, 피크 주파수(Fig. 8(a)) 또는 유효한 주파수 범위(Fig. 8(b))는 거의 일치함을 알 수 있다. 다중 공명기의 경우 피크 주파수가 서로 근접할 경우 실제 실험에서는 감쇠가 높게 나타나서 명확히 피크 주파수를 비교하기 힘들었다.

6. 결 론

공식의 단순함과 편리성 때문에 초기 설계에 널리 사용되고 있는 헬름홀츠 공명기의 공명 주파수

공식의 문제점을 보완하기 위한 근사식을 수치적인 방법으로 도출하였다. 이 근사식 유도에는 소음 주파수가 공명 주파수뿐만 아니라 투과손실의 피크 주파수와도 일치해야 한다는 조건을 사용하였다. 공명 주파수 공식이 갖는 형상 불확실성을 제거하기 위해 공동과 목의 형상 계수를 정의하고, 두 가지 방법으로 근사식과 근사식의 계수를 얻었다. 정사각형 단면을 갖는 공동, 목, 덕트에 대해 근사식이 도출되었지만, 원형 단면에 대해서도 그 유효성을 확인하였다. 도출한 근사식과 기존의 공명 주파수식을 사용하여, 실제 아크릴 머플러를 제작하여 계산된 투과손실 곡선과 측정된 투과손실 곡선을 비교함으로써, 제안된 설계 방법의 유효성을 확인하였다. 본 연구에서는 소음 주파수를 300Hz 로 설정하였지만 더욱 다양한 주파수에서 추가 관계식을 계산하여 소음 주파수 대역이 300Hz 에서 멀어질 때 생기는 오차를 조금 더 보완한다면, 더욱 정확한 단일 공명기 또는 다중 공명기 설계를 할 수 있을 것으로 예상된다.

후 기

이 논문은 2013 년도 정부(교육부)의 재원으로 한국 연구재단의 기초연구사업 지원을 받아 수행된 것임(2013R1A1A2010158).

참고문헌 (References)

- (1) Helmholtz, H., 1954, *On the Sensations of Tone*, Dover Publications, New York, pp. 36~45.
- (2) Ingard, U., 1953, "On the Theory and Design of Acoustic Resonator," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 25, No. 6, pp. 1037~1061.
- (3) Selamet, A., Kothamasu, V. and Novak, J. M., 2001, "Insertion Loss of a Helmholtz Resonator in the Intake System of Internal Combustion Engines: an Experimental and Computational Investigation," *Applied Acoustics*, Vol. 62, No. 4, pp. 381~409.
- (4) Chen, K. T., Chen, Y. H., Lin, K. Y. and Weng, C.C., 1998, "The Improvement on the Transmission Loss of a Duct by Adding Helmholtz Resonators," *Applied Acoustics*, Vol. 54, No. 1, pp. 71~82.
- (5) Yasuda, T., Wu, C., Nakagawa, N. and Nagamura, K., 2013, "Studies on an Automobile Muffler with the Acoustic Characteristic of Low-Pass Filter and Helmholtz Resonator," *Applied Acoustics*, Vol. 74, No. 1, pp. 49~57.
- (6) Sun, D., Qiu, L., Wang, B. and Xiao, Y., 2009, "Novel Helmholtz Resonator Used to Focus Acoustic Energy of Thermoacoustic Engine," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 5-6, pp. 945~949.
- (7) Selamet, A., Radavich, P. M., Dickey, N. S. and Novak, J. M., 1997, "Circular Concentric Helmholtz Resonators," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 101, No. 1, pp. 41~51.
- (8) Oh, J. E., Han, K. H. and Hong, J. H., 1998, "Development of the Simulator for Estimating Intake Noise of Vehicle and Its Improvement (Part I) - Selection of Optimum Position of a Resonator," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 22, No. 2, pp. 391~398.
- (9) Selamet, A. and Ji, J. L., 1997, "Circular Asymmetric Helmholtz Resonators," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 107, No. 5, pp. 2360~2369.
- (10) Haa, S. T. and Y. H. Kim, 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.
- (11) Hwang, S., Hwang, S. and Jeong, W., 1998, "Advanced Design Technique of Helmholtz Resonator Adopting the Genetic Algorithm," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 8, No. 6, pp. 1113~1120.
- (12) Alster, M., 1972, "Improved Calculation of Resonant Frequencies of Helmholtz Resonators," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 24, No. 1, pp. 63~85.
- (13) Chanaud, R.C., 1994, "Effect of Geometry on the Resonance Frequency of Helmholtz Resonators," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 178, No. 3, pp. 337~348.
- (14) Chanaud, R. C., 1997, "Effect of Geometry on the Resonance Frequency of Helmholtz Resonator Part2," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 204, No. 5, pp. 829~834.
- (15) Kim, H. J., Cha, J. -P., Song, J. -K. and Ko, Y. S., 2010, "Geometric and Number Effect on Damping Capacity of Helmholtz Resonators in a Model Chamber," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, No. 16, pp. 3266~3279.
- (16) Tang, S. K., 2005, "On Helmholtz Resonators with Tapered Necks," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 279, No. 3-5, pp. 1085~1096.
- (17) Kweon, Y. H., Aoki, T., Miyazato, Y., Kim, H. D., Setoguchi, T., 2006, "Computational Study of an Incident Shock Wave into a Helmholtz Resonator," *Science Direct*, Vol. 35, No. 10, pp. 1252~1263.
- (18) Dan, Z., Morgans, A. S., 2009, "Tuned Passive Control of Combustion Instabilities Using Multiple Helmholtz Resonators," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 320, No. 4-5, pp. 740~757.
- (19) Xu, M. B., Selamet, A. and Kim, H., 2010, "Dual

- Helmholtz Resonator,” *Applied Acoustics*, Vol. 71, No. 9, pp. 822~829.
- (20) Tang, S.K., Ng, C. H. and Lam, E. Y. L., 2012, “Experimental Investigation of the Sound Absorption Performance of Compartmented Helmholtz Resonators,” *Applied Acoustics*, Vol. 73, No. 9, pp. 969~976.
- (21) Li, D., and Cheng, L., 2007, “Acoustically Coupled Model of an Enclosure and a Helmholtz Resonator Array,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 305, No. 1-2, pp. 272~288.
- (22) 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.
- (23) Park, S. H. and Seo, S. H., 2012, “Low-frequency Noise Reduction in an Enclosure by Using a Helmholtz Resonator Array,” *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 8, pp. 756~762.
- (24) Kinsler, L. E., Fre, A. R., Coppens, A. B., Sanders, J. V. Park, S. H. and Seo, S. H., 2000, *Fundamentals of Acoustics*, John Wiley and Sons, Hoboken, pp. 284~285.