

흡음재의 배치와 임피던스 선정을 통한 음원 방사파워 제어와 전역 소음 감소

Acoustic Source Power Control and Global Noise Reduction by Selection of Distribution and Impedance of Absorptive Materials in Acoustically Small Enclosures

조 성 호[†] · 김 양 한^{*}

Sung-Ho Cho and Yang-Hann Kim

(2004년 2월 19일 접수 : 2004년 7월 13일 심사완료)

Key Words : Acoustic Impedance(음향 임피던스), Acoustic Admittance(음향 어드미턴스), Modal Admittance(모달 어드미턴스), Acoustic Source Impedance(음원 임피던스)

ABSTRACT

The possibility of global noise reduction by the sound power control through selection of distribution and impedance of absorptive materials is discussed. It is necessary to investigate the relation between the global sound energy in the field and the total sound power radiated by sources. In the previous work,^(1,2) the authors presented a useful design method to change boundary condition that can be useful to reduce noise in acoustically small enclosures. Changing boundary condition is related to not only enclosure's geometrical shape but also acoustical treatment on walls: for example, attaching of impedance patches (ex: absorptive material). In many practical situations, we often meet situation to change acoustical treatment on walls. The possibility of total acoustic potential energy(global noise) reduction by acoustic source power control is examined in an acoustically small cavity. Using acoustic energy balance equation, the relation between global noise control performance and absorptive material's arrangement/impedance is deduced. Numerical simulation is performed to interpret its physical meaning in terms of absorbent's distribution and impedance.

1. 서 론

소음 제어는 파동 방정식과 경계 조건을 만족하는 관심 공간내의 음장을 청취자(수음자)의 입장에서 원하는 형태로 구현함을 의미한다고 볼 수 있다. 다시 말해서, 경계 조건을 만족하는 음파가 파동 방정식으로 표현되는 전파 성질을 통해 청취자 위치까지 도달하는데, 그 도달된 음파가 청취자가 원하는 형태가

되도록 만들을 의미한다. 이는 음장을 수동적 혹은 능동적으로 제어하기 위해서는, 두 경우 모두 경계 조건의 변경을 통해서 원하는 목적을 획득할 수 있다는 논리와도 동일하다. 이런 관점에서 보았을 때, 경계 조건의 변경은 가장 근본적이면서도 적극적인 소음 제어 대책이라고 볼 수 있다. 왜냐하면, 음파를 제어하는 것은, 물리적으로는 오직 경계 조건을 통해서만 가능하기 때문이다.

경계 조건의 변화를 통하여 다양한 관점에서 어떤 공간의 소음 변화를 이야기 할 수 있다. 즉, 어떤 특정 영역의 소음 제어(local control) 혹은 전체적인 소음 제어(global control) 등을 생각할 수 있다. 이론적인 접근에서 보면 이 두 가지 문제는 제어하고자

[†] 책임저자 : 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : sunghocho@kaist.ac.kr

Tel : (042) 869-3065, Fax : (042) 869-3065

^{*} 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

하는 영역이 다를 뿐 제어 대상 함수(object function) 이나 제어 변수(control variable)는 동일할 수 있다. 본 연구에서는 제어 영역이 임의의 경우에 대한 이해를 하기 위한 전 단계로서 흡음재 배치를 통한 즉, 경계 조건 변화를 이용한 음원의 방사 파워를 제어함으로써 얻을 수 있는 전역 소음 감소 문제에 대하여 논하고자 한다.

음향학적으로 음원의 음파 발생 능력은 음향 방사 파워(acoustic radiation power), 관측 지점에서의 소리는 음향 에너지(acoustic energy), 그 전달 과정은 음향 인텐시티(acoustic intensity)라는 물리량들이 그 대표성을 갖고 있다고 볼 수 있다. 즉, 원인과 결과 면에서 볼 때, 음원의 음향 파워는 소리의 원인이고, 그 결과는 음향 에너지라 할 수 있으며, 그 전달 과정은 음향 인텐시티 분포로 설명할 수 있다. 닫힌 공간 내의 전체 공간에서의 음향 에너지 및 음향 파워를 제어하기 위해서는 공동 내에 이미 생성되어 있는 에너지를 소산(dissipation)시키는 것도 하나의 제어 방법이 될 수 있지만, 음원으로부터의 에너지 유입을 차단할 수 있는 방법도 생각할 수 있다. 이는 여러 문헌을 통해 능동 소음 제어 방법에서 전역 제어(global control)를 하기 위한 전략으로 연구된 바 있다.^(3~4) 본 논문에서는 흡음재의 배치를 통해서도 그와 물리적으로 동일한 상황이 가능하다는 것을 보이며 한다. 이러한 시도는 능동 소음제어의 기본적인 물리현상을 그대로 이용함과 동시에 흡음재를 이용한 소음제어의 장점을 택하는 면에서 현명한 접근이라 볼 수 있다. 능동 소음 제어가 주파수 별로 적응하여 제어하는 능력을 다양한 주파수 특성이 있는 흡음재를 경계에 어떤 법칙을 가지고 배치하여 대신하고자 한다. 이를 위해서, 음원의 방사 임피던스(radiation impedance)와 방사 파워(radiation power)를 경계 조건의 함수로 수식화하여 설명하고, 그 물리적 의미를 살펴봄으로써 전역 소음 감소를 위한 경계 조건 변경 방안을 살펴본다.

2. 문제 정의 및 수식화

본 연구의 출발은 경계 조건과 음장과의 관계를 탐구하고자 하는 이유에서 시작된다. 기본적인 물리적 사실은 바로 “내부 음장은 반드시 경계 조건을 만족하도록 형성”될 것이라는 것에서 출발한다. 이 간단

한 물리적 사실은 경계 조건의 변경을 통해서 내부 음을 제어할 수 있음을 가장 명확하게 말해준다. 모드 밀도가 높지 않고, 주파수 영역에서 모드 분리(modal separation)가 뚜렷한 상황 하에서는 모드 중첩 방법이 효과적인 해석 방법임을 언급한 바 있다. 모드 중첩 방법은 음장을 구성하는 기본적인 요소, 즉 고유 함수들의 조합을 이용하는 것이다. 공명 주파수에서는 특정 고유 함수가 음장 전체를 지배적으로 대표하는 상황이 발생하며, 그때의 고유 함수를 공명 모드(resonant mode)라고 부른다. 이런 고유 함수들은 모두 주어진 경계 조건들을 만족함은 물론이다. 이는 경계 조건의 변경을 통해 음장을 구성하는 고유 함수들의 변화를 유도하여, 전체 음장을 변화시킬 수 있음을 시사한다.

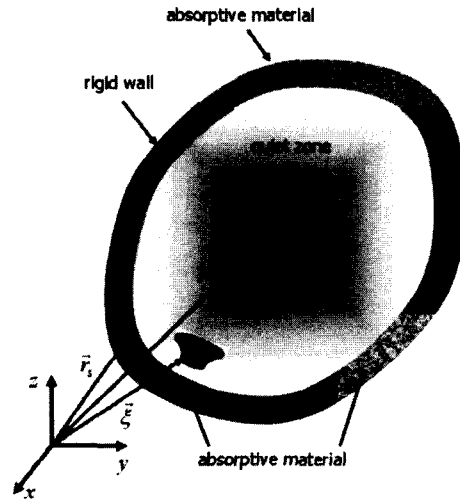


Fig. 1 A cavity with arbitrary boundary condition

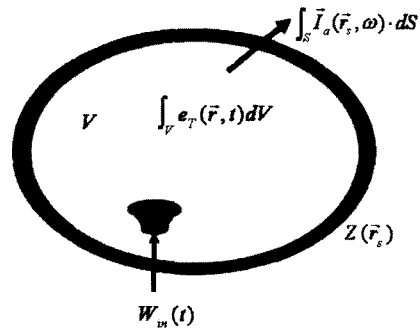


Fig. 2 Acoustic energy balance in the acoustic domain (Ω) which has a sound source and impedance boundary condition

본 연구는 Fig. 1에 보이는 것과 같이 임의의 공동(cavity) 내의 음장과 경계 조건 사이의 관계를 이용하여 소음 제어를 하는 것을 목적으로 한다. 공동 내부 전체를 제어 대상으로 할 경우 즉, 전역 제어(global control)의 관점에서 생각해 보자. 흡음재(absorptive material)라는 것은 음향 에너지를 열에너지로 변환하는 모든 재료를 말한다. 강체벽이었던 경계에 흡음재가 부착되면, 공간 평균된 음향 에너지 레벨은 에너지 평형을 생각할 때 항상 감소하게 된다. 여기서, 음향 에너지의 소산을 더욱 효율적으로 발생시킬 수 있는 흡음재 배치가 있을 수 있다. 2장에서는 흡음재의 배치를 통하여 얻을 수 있는 음원 방사 파워 및 임피던스의 제어 효과를 통해 전역 소음 감소를 유도할 수 있음을 수식화한다.

2.1 음향 에너지 평형

공동 내의 음향 에너지 및 음향 파워 제어를 통한 전역 소음 제어(global noise control)의 가능성을 찾기 위해서는, 음장의 전역 음향 에너지(global sound energy)와 음원으로부터 방사되는 음향 파워 사이의 관계를 살펴볼 필요가 있다. 이것은 음향 시스템에 대한 음향 에너지 평형 관계식을 통해서 정식화할 수 있다. Fig. 2는 음향장(acoustic field) 내의 음향 에너지 보존의 원리를 묘사하고 있다. 음원으로부터 방사된 음향 파워 $W_{in}(t)$ 는 시스템 내부의 음향 에너지의 변화 $\frac{d}{dt} \int_V e_T(\vec{r}, t) dV$ 와 임피던스($Z(\vec{r}_s)$)로 표현되는 시스템의 경계를 통해서 계를 빠져나가는 음향 파워 $\int_S \vec{I}(\vec{r}_s, t) \cdot d\vec{S}$ 의 합으로 이해할 수 있다. 따라서, 음향 에너지 평형 관계식은

$$\frac{d}{dt} \int_V e_T(\vec{r}, t) dV = W_{in}(t) - \int_S \vec{I}(\vec{r}_s, t) \cdot d\vec{S} \quad (1)$$

와 같이 쓸 수 있다. 여기서, e_T 는 전체 음향 에너지 밀도, $W_{in}(t)$ 는 계로 유입되는 음향 파워, $\vec{I}(\vec{r}_s, t)$ 는 계의 경계를 통한 순간 인텐시티를 나타낸다. 만약 계의 경계가 강체라서 식 (1)의 우변의 두 번째 항이 사라진다면, 정상 상태(steady state)에서의 음향 파워의 유입 $W_{in}(t)$ 는 없을 것임을 상상할 수 있다. 이와는 달리, 만약 계의 경계를 통해 빠져나가는 음향

파워 $\int_S \vec{I}(\vec{r}_s, t) \cdot d\vec{S}$ 가 있다면, 정상 상태에서 음향 파워의 유입 $W_{in}(t)$ 가 빠져나간 양만큼 발생할 것임을 알 수 있다. 이는 정상 상태에서의 시간 평균(time average)된 관점에서 보았을 때,

$$\langle W_{in}(t) \rangle = \int_S \langle \vec{I}(\vec{r}_s, t) \rangle \cdot d\vec{S} \quad (2)$$

과 같이 표현할 수 있음을 말한다. 여기서 $\langle \rangle$ 는 시간 평균을 의미한다. 이를 주파수 영역에서 표현해보면,

$$W_{in}(\omega) = \int_S \vec{I}_a(\vec{r}_s, \omega) \cdot d\vec{S} \quad (3)$$

와 같이 나타낼 수 있는데, $\vec{I}_a(\vec{r}_s, \omega)$ 는 능동 음향 인텐시티(active sound intensity)를 나타낸다. 닫힌 공간에서의 음장은 그것을 구성하는 고유 함수의 조합으로 표현할 수 있는데,

$$p(\vec{r}, \omega) = \sum_n a_n(\omega) \psi_n(\vec{r}, \omega) \quad (4)$$

와 같이 표현해 보자. 여기서, $a_n(\omega)$ 은 음향 모드 계수로서 음원의 위치와 경계 조건, 주파수의 함수이다. 음향 위치 에너지는

$$E_p(\omega) = \frac{1}{4\rho c^2} \int_V |p(\vec{r}, \omega)|^2 dV \quad (5)$$

과 같이 정의된다. 식 (5)에 식 (4)와 직교 성질(orthogonality of eigenfunctions)을 이용하면,

$$E_p(\omega) = \frac{V}{4\rho c^2} \sum_n |a_n(\omega)|^2 \quad (6)$$

와 같이 전 영역 V 에 대한 적분이 사라진 계산하기 편리한 형태가 된다. 정상 상태(steady state)에서의 시간 평균화된 음향 파워의 유입량은 경계에서 소산되는 음향 파워의 양과 같다는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있는데, 이 때 능동 인텐시티 \vec{I}_a 는 식 (4)와 경계 조건을 이용하여

$$\begin{aligned} \bar{I}_a(\vec{r}_s, \omega) &= \frac{1}{2} \text{Re}[p(\vec{r}_s, \omega)u^*(\vec{r}_s, \omega)] \\ &= \frac{1}{2} \text{Re}[p(\vec{r}_s, \omega) \frac{p^*(\vec{r}_s, \omega)}{Z^*(\vec{r}_s, \omega)}] \\ &= \frac{1}{2} \text{Re}[\frac{|p(\vec{r}_s, \omega)|^2}{Z^*(\vec{r}_s, \omega)}] \end{aligned} \quad (7)$$

과 같이 표현할 수 있다. 식 (7)로부터 음원으로부터의 음향 파워 식 (3)은

$$W_{in}(\omega) = \frac{V}{2\rho c} \sum_m a_m(\omega) a_n^*(\omega) R_{mn}(\omega) \quad (8)$$

과 같이 나타낼 수 있다. 여기서

$$\begin{aligned} R_{mn} &= \frac{1}{V} \int_S \psi_m(\vec{r}_s) \text{Re}[\frac{\rho c}{Z(\vec{r}_s, \omega)}] \psi_n(\vec{r}_s) dS \\ &= \frac{1}{V} \int_S \psi_m(\vec{r}_s) \text{Re}[\beta(\vec{r}_s, \omega)] \psi_n(\vec{r}_s) dS \end{aligned} \quad (9)$$

로써, 경계 조건과 음장을 구성하는 고유 함수의 곱을 면적 적분한 것이다. 식 (8)과 (9)는 정상 상태 음장에서의 음원으로부터의 방사 파워의 크기는 경계 조건에 의해 결정됨을 말한다. 다시 말해, 경계에서의 임피던스 혹은 어드미턴스로부터 음원 방사 파워의 증감을 예측할 수 있는 것이다. 사실, 식 (9)는 n 번째 고유 함수의 모달 감쇠 (modal damping)가 m 번째 고유 함수에 미치는 영향을 정량화한 것이라고 생각할 수 있는데, $n \neq m$ 일 때보다 일 때의 식 (9)의 크기가 더 지배적임을 상기하면, 식 (8)을 근사적으로,

$$W_{in}(\omega) \approx \frac{V}{2\rho c} \sum_n |a_n(\omega)|^2 R_n(\omega) \quad (10)$$

$$\begin{aligned} R_n &= \frac{1}{V} \int_S \text{Re}[\frac{\rho c}{Z(\vec{r}_s, \omega)}] \psi_n^2(\vec{r}_s) dS \\ &= \frac{1}{V} \int_S \text{Re}[\beta(\vec{r}_s, \omega)] \psi_n^2(\vec{r}_s) dS \end{aligned} \quad (11)$$

와 같이 나타낼 수 있다.

먼저, 임피던스의 실수부만 있을 경우에 대한 식 (10)의 물리적 의미를 생각해 보자. 임피던스의 실수부는 음향 에너지 소산 (dissipation)과 관련이 있는데, 이 항이 작으면 작을수록 음원의 방사 파워량은 더 증가함을 알 수 있다. 다시 말해서, 어드미턴스 $\beta(\vec{r}_s, \omega)$ 가 커지면 커질수록 음원 방사 파워가 증가한다. 여기에, 임피던스의 허수부도 함께 있는 경우를 생각해 보자. 같은 실수부를 갖는 임피던스의 경우에는 허수부가 더해짐으로 인해 어드미턴스의 실수부가 감소함을 쉽게 알 수 있다. 예를 들면, 임피던스 $Z=3$ 인 경우에 어드미턴스는 $\beta(\vec{r}_s, \omega) = 0.3333\rho c$ 이 되지만, $Z=3-2i$ 가 되면 $\beta(\vec{r}_s, \omega) = (0.2308 + 0.1538i)\rho c$ 와 같이 실수부가 감소하게 되면서, 음원 방사 파워량의 크기가 감소한다. 방사 임피던스는 방사 파워와 함께 음원의 가진이 음향계(acoustic system)로 얼마나 잘 전달되는지를 이해할 수 있는 중요한 물리량이다. 만약, 음원이 체적 속도 U 로 점음원(point source)으로 가진된다고 할 때, 방사 임피던스는

$$Z_{rad} = \frac{P}{U} \quad (12)$$

과 같이 나타낼 수 있는데, 여기서 P 는 점음원 위치에서의 음압이다. 음원의 특성이 단위 체적 속도(unit volume velocity) 가진과 같다고 생각할 때, 방사 임피던스의 실수값은 음원 방사 파워와 직접적인 관계가 있다.

$$W_{in} = \frac{1}{2} \text{Re}[Z_{rad}] |U|^2 \quad (13)$$

2.2 음원 방사 파워와 음향 에너지와의 관계

닫힌 공간안에서 음원 방사 파워와 음향 에너지의 관계를 살펴보자. 식 (6)과 (10)로부터, 두 물리량 사이의 비를

$$\frac{W_{in}(\omega)}{E_p(\omega)} = 2cQ(\omega) \quad (14)$$

와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, $Q(\omega)$ 는 두 물리량

사이의 비를 대표하는 상수로써,

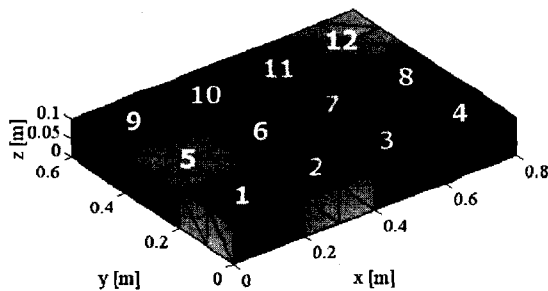
$$Q(\omega) = \frac{\sum_n |a_n(\omega)|^2 R_n(\omega)}{\sum_n |a_n(\omega)|^2} \quad (15)$$

로 표현된다. 식 (15)은 레일레이 몫 (Rayleigh's quotient)과 유사한 표현을 가지므로

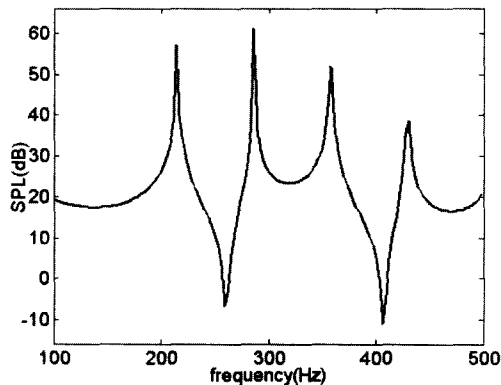
$$\min R_n(\omega) \leq Q(\omega) \leq \max R_n(\omega) \quad (16)$$

와 같이 최대값과 최소값을 정의할 수 있다.

만약, 모드 밀도가 낮아서 (low modal density sound field), 모드 분리 (modal separation)이 크다면, 공명 주파수에서는 지배적인 고유 함수의 크기가



(a) An example of acoustical small cavity (0.8×0.6×0.1 (m), the number represents absorptive material's position



(b) Typical frequency response function under rigid boundary condition

Fig. 3 An example of a cavity used in numerical simulation and its frequency response

전체 응답을 대표하게 된다. 그 공명 주파수를 ω_r 로 정의한다면,

$$Q(\omega_r) = \frac{|a_r(\omega_r)|^2 R_r(\omega_r) + \sum_{n \neq r} |a_n(\omega_r)|^2 R_n(\omega_r)}{|a_r(\omega_r)|^2 + \sum_{n \neq r} |a_n(\omega_r)|^2} \quad (17)$$

와 같이 표현할 수 있다. 여기서, ω_r 은 공명 주파수를 나타낸다. 모드 계수 $|a_r(\omega_r)|$ 이 다른 $|a_n(\omega_r)|$ (n

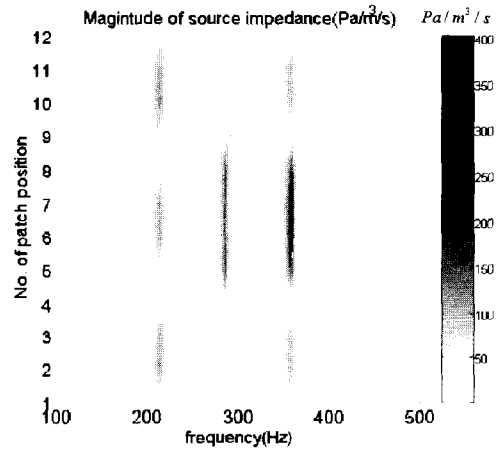


Fig. 4 Sound source radiation impedance with respect to absorptive material position and frequency

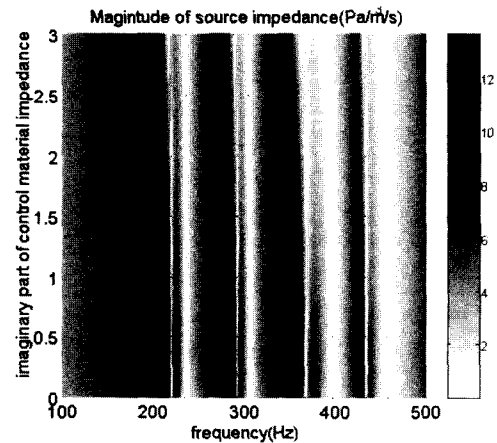


Fig. 5 Sound source radiation impedance with respect to absolute value of absorptive material's reactance (It is defined as imaginary part of impedance). Resistive term (real part of impedance) is fixed at '3' and reactive term has negative value

$\neq r$)보다 훨씬 큰 값을 가지므로,

$$\frac{|a_n(\omega_r)|}{|a_r(\omega_r)|} = \varepsilon_n(\omega_r) \ll 1, \quad n \neq r \quad (18)$$

와 같은 관계를 생각할 수 있다. 식 (17)을 $|a_r(\omega_r)|$ 로 나누어보면,

$$\begin{aligned} Q(\omega_r) &= \frac{R_r(\omega_r) + \sum_{n \neq r} \varepsilon_n^2(\omega_r) R_n(\omega_r)}{1 + \sum_{n \neq r} \varepsilon_n^2(\omega_r)} \\ &= R_d(\omega_r) [1 + O(\varepsilon^2(\omega_r))] \end{aligned} \quad (19)$$

로 다시 표현할 수 있다. 여기서, $O(\varepsilon^2(\omega_r))$ 은 2차 이상의 고차항을 나타내는 것이다. 식 (19)는 특정 공명 주파수 근처에서는 해당 모달 어드미턴스 $R_d(\omega_r)$ 의 영향이 가장 큼을 나타낸다. 따라서, 식 (14)를

$$\frac{W_{in}(\omega_r)}{E_p(\omega_r)} = 2cR_d(\omega_r) \quad (20)$$

과 같이 다시 쓸 수 있다. 식 (20)은 주어진 경계 조건에 대한 $R_d(\omega_r)$ 가 정해진 상황에서는 음원 방사 파워 $W_{in}(\omega_r)$ 의 감소가 음향 위치 에너지 $E_p(\omega_r)$ 의 감소를 유발하고, 그 정량적인 비(ratio)는 $2cR_d(\omega_r)$ 와 같음을 의미한다.

3. 수치 모의 실험

이 장에서는 음향학적으로 작은 공동의 수치 모의 실험을 통해서 흡음재의 위치와 임피던스에 따른 내부 음압의 제어 효과에 대해서 살펴본다. 해석 대상이 되는 직사각 공동은 Fig. 3과 같다. 해석은 모드 밀도가 낮은 영역에서의 영향을 살펴보기 위한 것이기 때문에, 정확도를 위하여 약 500 Hz 근방의 주파수에서 한 파장당 최소한 6개의 요소가 포함될 수 있도록 하였다. 흡음재가 부착될 위치들은 4개의 요소를 포함하는 하나의 영역을 정의하여, 흡음재 패치가 각각 부착될 위치(Fig. 3 (a)의 1~12)로 정의하였다.

해석에 사용된 공동은 z 방향으로의 길이가 다른 두 방향에 대해 상대적으로 작기 때문에, 2차원 음장으로 모사할 수 있다. 해석은 낮은 모드 밀도로 생각할 수 있는 주파수 영역까지 가능하며, 본 논문에서는 기본적인 물리적 의미의 설명에 그 목적이 있기 때문에 많은 고유 모드가 나타나기 이전 주파수 영역까지를 해석하였다. 가진(excitation)은 (0.01, 0.01, 0.01) m 지점에서 측정은 (0.7, 0.5, 0) m인 지점에서 했을 때의 모의 실험 결과이다. 총 4개의 공명 주파수가 있음을 확인할 수 있으며, 반-공명 주파수는 측정점에서의 노드 점으로 이해할 수 있다. 공명 주파수 214.4 Hz에서는 (1, 0, 0)모드로써 x 방향으로 반파장에 해당하는 정재파가 형성될 때이며, 285.8 Hz에서는 (0, 1, 0)모드로써 y 방향으로 반파장에 해당하는 정재파가 형성될 때이다. 이 이후의 공명 주파수는 이 기본 공명 주파수의 정수배 혹은 그의 조합으로 나타나는 것으로 이해할 수 있다.

Fig. 4는 음원 방사 임피던스가 흡음재의 위치에 따라 어떻게 변하는지를 보여준다. 이 때의 흡음재의 임피던스(공기의 특성 임피던스로 정규화)는 $3-3i$ 로써, 일반적인 상용 흡음재의 저주파수에서의 값의 크기(order of magnitude)로 선택하였다. Fig. 4를 통해 알 수 있듯이, 음원의 방사 임피던스는 공동의 구석에 흡음재를 위치시킬 때 낮은 값을 가진다는 것을 알 수 있다. 이는 공동의 구석에 흡음재를 위치시키는 것은 음향 에너지의 소산에도 유리할 뿐만 아니라, 음원의 방사 파워를 감소시키는 데에도 효과적임을 말한다.

Fig. 5는 흡음재의 임피던스의 실수부 즉, 리지스티브(resistive)는 일정한 상태에서 그의 허수부인 리액턴스(reactance)를 증가시킬 때, 음원 방사 임피던스가 어떻게 변하는지를 보여준다. 음원 방사 파워와 임피던스는 식 (10)과 (11)에서처럼 모달 어드미턴스의 실수항과 관련이 있음을 알 수 있는데, 임피던스의 역수로 나타나는 어드미턴스는

$$\begin{aligned} \beta(\vec{r}_s, \omega) &= \frac{\rho c}{Z} \\ &= \frac{\rho c}{R + Xi} \\ &= \frac{\rho c R}{\sqrt{R^2 + X^2}} - i \frac{\rho c X}{\sqrt{R^2 + X^2}} \end{aligned} \quad (21)$$

와 같이 표현가능하며, 이 중 실수부인 첫번째 항이 음원 방사 파워와 관련된 것임을 알 수 있다. 식 (21)은 고정된 리지스티브 R 에 대해, 리액턴스 X 가 커지면 음원 방사 파워가 감소함을 알 수 있다. 이는 다시 말해서, 경계에서의 음향 에너지를 소산시키는 양이 같다고 하더라도, 흡음재의 리액턴스를 증가시킴으로써 음원 방사 파워를 줄여 전역 소음 감소를 획득할 수 있음을 시사한다.

따라서, 흡음재의 적절한 배치 및 임피던스 선정을 통해서 소음원의 음향 방사 효율(acoustic radiation efficiency)을 떨어뜨림으로써 음원을 약한 방사체(weak radiator)로 변형시킬 수 있다는 사실에 주목할 필요가 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 전역 소음 제어를 위한 음원 방사 파워 및 임피던스 제어를 흡음재의 적절한 배치 및 임피던스 선정을 통해서 가능함을 수식화하고 모의 실험을 통해 물리적 의미를 고찰하였다. 음장을 제어하는 입장에서 보았을 때, 공동의 구석은 음원 방사 임피던스를 줄일 수 있는 적절한 위치이며, 이를 통해 음원 방사 파워를 감소시킬 수 있다. 한편, 주어진 흡음재의 위치에서 리액턴스를 증가시키는 방법을 통해 음원 방사 파워를 줄일 수 있음을 보였다. 따라서, 흡음재의 적절한 배치와 임피던스 선정을 통해 음원의 위치에 상관없이 제어 대상 음원을 약한 방사체(weak radiator)로 만듦으로써 전역 소음 감소를 획득할 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학기술평가원(KISTEP)의 국가지정 연구실(NRL) 사업과 교육부의 두뇌한국21(BK 21) 사업의 지원으로 수행되었음을 밝히며, 지원에 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Cho, S. -H. and Kim, Y. -H., 2002, "Passive Control of Acoustic Potential Energy in a Rectangular Cavity by Means of Changing Boundary Condition," Inter-Noise 2002, Dearbone, MI, USA, N286.
- (2) Cho, S. -H., Kim, Y. -H. and Grosh, 2003, K. "The Effect of Impedance Patch Position on the Sound Field of an Acoustically Small Cavity," Inter-Noise 2003, Seogwipo, Korea, N232.
- (3) Kang, S. -W. and Kim, Y. -H. "Causally Constrained Active Sound Power Control in an Enclosed Space," J. of Sound and Vibration, Vol. 204, No. 5, pp. 807~822, 1997.
- (4) Nelson, P. A. and Elliott, S. J., 1992, "Active Control of Sound," Academic Press.
- (5) Herman Feshbach, 1944, "On the Perturbation of Boundary Conditions," Physical Review, Vol. 65, No. 11, pp. 307~318.
- (6) Herman Feshbach, 1946, "The Effect of Non-Uniform Wall Distributions of Absorbing Material on The Acoustics of Rooms," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 18, pp. 472~487.
- (7) Philip, M. M. and Richard, H. B., 1944, "Sound Waves in Rooms," Review of Modern Physics, Vol. 16, No. 2, pp. 69~150.
- (8) 남경욱, 박주배, 김양한, 2001, "흡음재 배치를 이용한 정숙 공간 형성 방법," 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 2 호, pp. 221~225.