

효율적 실내 소음 저감을 위한 흡음재 분포 위치 결정 방법

A Method to Arrange Absorptive Materials on Walls for Effective Interior Noise Control

조 성 호[†] · 김 양 한^{*}

Sung-Ho Cho and Yang-Hann Kim

(2003년 12월 16일 접수 ; 2004년 3월 25일 심사완료)

Key Words : Absorptive Material(흡음재), Impedance(임피던스), Admittance(어드미턴스), Kirchhoff-Helmholtz Integral Equation(키르히호프-헬름홀쯔 적분방정식)

ABSTRACT

Absorptive material arrangement method for effective interior noise control is proposed. Sound field with arbitrary boundary condition is formulated by Kirchhoff-Helmholtz integral equation. A simple example such as a rectangular cavity will present physical meaning between changing boundary condition and control of sound field. The effect of changing boundary condition is expressed in modal admittance. From this formulation, an admittance map is presented. The admittance map is the figure to represent position where absorptive material is attached for effective interior noise control. The admittance map can be assigned to each resonant frequency. There, however, may be common area of those maps. Then, frequency robust arrangement of absorptive material in noise control will be presented.

1. 서 론

소음 제어를 한다는 것은 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 만듦을 의미한다. 이는 음장을 수동적 혹은 능동적으로 제어하기 위해서는, 두 경우 모두 경계 조건의 변경을 통해서 원하는 목적을 획득

할 수 있다는 논리와도 동일하다. 이런 관점에서 보았을 때, 경계 조건의 변경은 가장 근본적이면서도 적극적인 소음 제어 대책이라고 이해할 수 있다. 왜냐하면, 파동 방정식을 만족하는 음파를 제어하는 것은, 물리적으로는 오직 경계 조건을 통해서만이 가능하기 때문이다.

경계 조건의 변경은 다양한 관점에서 정의할 수 있으나, 경계 조건 변경을 흡음재 배치를 통하여 구현한다고 가정하고 관련된 음향 물리량들의 특성과 그 변화를 살펴 보기로 한다. 다음은 음장이 낮은 모드 밀도(low modal density)를 갖고 있다고 가정하고, 임의의 경계 조건을 가지는 공동 내부 음장이 모드 조합(modal summation)을 이용하여 표현 가능하다고 보기로 한다. 경계의 변화에 의한 영향은 모달 어드미턴스(modal admittance)로 표현하고, 이로부터 흡음재 분포도(admittance map)를 결정한다. 이를 이용하여 정숙 공간에서의 음압을 비교함으로써 그 유용성을 보인다.

[†] 책임저자 : 정회원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : shcho617@kaist.ac.kr
TEL : (042)869-3065 FAX : (042)869-8220

^{*} 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

2. 문제 정의 및 정식화

2.1 문제 정의

본 연구의 출발은 경계 조건과 음장과의 관계를 탐구하고자 하는 동기에서 시작된다. 기본적인 물리적 사실은 바로 "내부 음장은 반드시 경계 조건을 만족하도록 형성"될 것이라는 것에서 출발한다. 이 간단한 물리적 사실은 경계 조건의 변경을 통해서 내부 음장을 제어할 수 있는 가능성을 말한다. 모드 밀도가 높지 않고, 주파수 영역에서 모드 분리(modal separation)가 뚜렷한 상황 하에서는 모드 중첩 방법이 효과적임은 잘 알려져 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, 그 때의 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.

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. 음향 에너지를 열에너지로 변환하는 모든 재료를 흡음재(absorptive material)로 부르기로 하자. 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 배치 방법을 찾는 것이 본 논문의 목적이다. 경계 조건의 변경은 여러 가지로 생각할 수 있으나, 본 논문에서는 우선 흡음재의 특성은 주어지고, 위치만을 제어 변수로 한정하기로 한다.

2.2 문제의 정식화

경계 조건의 표현은 관심 물리량의 경계에서의 값으로 정의(Dirichlet 경계 조건)할 수도 있고, 그 물리량의 경계에서의 공간상의 변화율로 정의(Neumann 경계 조건)하기도 하며, 이 둘의 조합으로 나

타내기도 한다. 음향학에서는 경계 조건을 비음향 임피던스(specific acoustic impedance) 혹은 비 음향 어드미턴스(specific acoustic admittance)를 사용하여 정의하는 방법이 널리 사용되고 있다. 이는 음향학에서 다루는 물리량을 편리하게 다루기 위해 생각된 자연스러운 결과이다. 왜냐하면, 음향학에서의 기본적인 물리량으로 음압(acoustic pressure)을 사용하게 되면, 그 음압의 공간상의 변화율은 오일러 방정식(Euler's equation)을 통해서 음향 입자 속도(acoustic particle velocity)와 관계 지어질 수 있기 때문이다. 만약, 비 음향 임피던스를 사용하여 경계 조건을 표현해 보면,

$$\frac{p}{\rho \cdot \vec{n}} = \frac{-i}{k\rho c} Z \tag{1}$$

와 같은데, 여기서 p 는 음압이며, k 는 파수(wave number), \vec{n} 경계의 바깥 방향을 향하는 수직 벡터(normal vector), ρc 는 공기의 특성 임피던스(characteristic impedance), Z 는 비 음향 임피던스이다. 만약, $Z \rightarrow 1$ 이면 경계가 대기 중으로 열려있는 상황을 표현하고, $Z \rightarrow \infty$ 이면 경계가 완전한 강체벽(rigid wall)으로 막혀 있음을 표현한다. 물리적으로는 음압보다는 음향 입자 속도가 매우 큰 상황을 $Z \rightarrow 1$ 일 때 표현하며, 음압은 큰 값을 가질 수 있지만 음향 입자 속도는 생길 수 없는 상황을 $Z \rightarrow \infty$ 으로

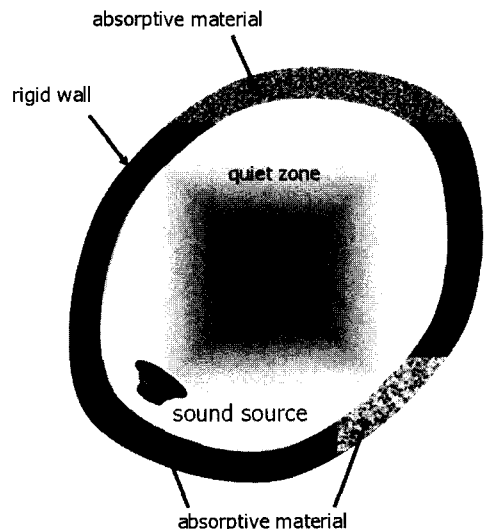


Fig. 1 A cavity with arbitrary boundary condition

로 표현한다. 여기서, '비'라는 수식어는 면적에 대해 정규화(normalization)되었음을 의미하며, 실제로는 '면적 대비 음향 임피던스', '면적 대비 음향 어드미턴스'의 준말이라 생각할 수 있다. 앞으로는, 편의상 임피던스 혹은 어드미턴스로 줄여서 부르기로 한다.

Fig. 1은 경계의 일부가 다른 임피던스를 가지는 공동의 개념적 예시이다. 경계에서의 임피던스의 비균일성(non-uniformity)은 균일한 특성을 가지는 공동에서의 고유 모드와 고유치에 경계 조건 변경의 영향을 가감함으로써 계산될 수 있다. 이는 적분 방정식을 이용하여 정량화할 수 있다. 수학적 표현의 단순함을 위해서 경계가 모두 강체인 것으로부터 시작하여, 임의의 위치에 임의의 크기로 흡음재가 부착되어 경계가 비균일해질 때 고유 함수와 고유치가 어떻게 변해가는지를 살펴본다. 혼동을 피하기 위하여 강체 경계 조건인 공동과 그렇지 않은 공동에서의 음향 특성 표기를 Table 1과 같이 정의하고 따르기로 한다.

비균일 경계로 이루어진 공동 내부 음장은 키르히호프-헬름홀츠 적분 방정식(kirchhoff-Helmholtz integral equation)으로부터 얻어진다.

$$p(\vec{r}) = \int_s \left(G(\vec{r}|\vec{r}_s) \frac{\partial p(\vec{r}_s)}{\partial n} - p(\vec{r}_s) \frac{\partial G(\vec{r}|\vec{r}_s)}{\partial n} \right) dS \quad (2)$$

식 (2)에서 p 는 공동 내부 음압, G 는 그린 함수를 나타낸다. S 는 적분을 수행할 경계의 면적을 나타내며, $\frac{\partial}{\partial n}$ 는 경계에 수직인 바깥 방향으로의 미분을 나타낸다. \vec{r} 은 공동 내부의 한 점(field point)을 나타내고, \vec{r}_s 는 경계면상의 한 점(surface point)을 나타낸다. 키르히호프-헬름홀츠 적분 방정식은 경계에서의 음압과 속도가 주어진 경우, 어떠한 그린 함수 G 를 사용하더라도 공간 내의 음압 p 를 구할 수 있음을 의미한다. 예를 들어, G 를 모드 조합(modal summation)의 형태로 표현하여 비강체 경계 조건을 가지는 공동 내부 음장을 살펴본다면, 각 모드별로 강체 경계 조건의 공동 내부 음장과 비교할 수 있다는 것이다. 본 논문에서는 이러한 사실을 근거로 하여, 강체 경계 조건을 가지는 공동 내부 음장을 모드 합 의 형태로 표현하고, 이를 이용하여 비강체 경계 조건에서의 내부 음장 변화를 수학적으로 표현한다. 식 (2)를 이용하여 경계 조건의 변경을 통한 새로운 고유 함수와 고유치는 다음과 같이 구해진다.

$$\Psi_{MNP}(\vec{r}) = \phi_{MNP}(\vec{r}) + ikA_{MNP} \iint_{S_\beta} G_{MNP}(\vec{r}|\vec{r}_s) \beta(\vec{r}_s) \phi_{MNP}(\vec{r}_s) dS_\beta \quad (3)$$

$$K_{MNP} = \sqrt{k_{MNP}^2 - \frac{ikA_{MNP}}{VA_{MNP}} \iint_{S_\beta} \phi_{MNP}^2(\vec{r}_s) \beta(\vec{r}_s) dS_\beta} \quad (4)$$

여기서, $G_{MNP}(\vec{r}|\vec{r}_s)$ 는 M, N, P 번째 고유 함수를 제외한 다른 고유 함수들의 합을 나타내는 값으로, 경계 조건을 맞추기 위한 공간상으로 위상(phase)과

크기가 변화된 양을 나타낸다. $\beta(\vec{r}_s) = \frac{\rho c}{Z(\vec{r}_s)}$ 는 어

드미턴스로서, 공기의 특성 임피던스(characteristic impedance)를 경계에서의 임피던스 $Z(\vec{r}_s)$ 로 나눈 값이며, 경계의 모든 위치에서 임의의 값을 가질 수 있다. S_β 는 어드미턴스가 0 (강체벽의 경우)에서

$\beta(\vec{r}_s) = \frac{\rho c}{Z(\vec{r}_s)}$ 로 변경된 경계의 면적을 의미한다.

식 (3)과 식 (4)를 통해서 알수 있듯이, $\beta(\vec{r}_s) \rightarrow 0$ 이면 새로운 고유 함수와 고유치 Ψ_{MNP} 와 K_{MNP} 는 ϕ_{MNP} 와 k_{MNP} 로 근접한다. 이는 다시 말해서, 적분식으로 표현된 항이 경계 조건 변경을 통한 고유 함수와 고유치의 변화를 나타내는 것이라 생각할 수 있다. 고유 함수의 변화량은 피적분항에 서로 다른 고유 함수들의 곱으로 표현되고, 고유치의 변화량은 동일한 고유 함수의 제곱으로 표현되는 것을 알 수 있다. 일반적으로 고유 함수들은 직교 성질(orthogonality)을 가지고 있으므로, 서로 다른 항들을 곱해서 적분한 값은 상대적으로 작은 크기를 지닌다. 따라서, 고유치의 변화를 나타내는 고유 함수의 제곱과 어드미턴스와의 곱을 적분한 것을 모달 어드미턴스라고 부르고 경계 조건의 영향을 평가하는 물리량으로 생각한다.

3. 흡음재 위치에 따른 내부 음압 변화

이 장에서는 음향학적으로 작은 공동의 수치 모의 실험을 통해서 흡음재의 위치에 따른 내부 음압의 제어 효과에 대해서 살펴본다. 해석 대상이 되는 직사각 공동은 Fig. 2와 같다. 해석은 모드 밀도가 낮은 영역에서의 영향을 살펴보기 위한 것이기 때문에, 정확도를 위하여 약 500 Hz 근방의 주파수에서 한 파장 당 최소한 6개의 요소가 포함될 수 있도록 하였다.

흡음재가 부착될 위치들은 4개의 요소를 포함하는 하나의 영역을 정의하여, 흡음재 패치가 각각 부착될 위치(Fig. 2의 1~12)로 정의하였다.

해석에 사용된 공동은 z 방향으로의 길이가 다른 두 방향에 대해 상대적으로 작기 때문에, 2차원 음장으로도 모사할 수 있다. 해석은 낮은 모드 밀도로 생각할 수 있는 주파수 영역까지 가능하며, 본 논문에서는 기본적인 원리의 설명에 그 목적이 있기 때문에 많은 고유 모드가 나타나기 이전 주파수 영역까지 해석하였다. 가진(excitation)은 (0.01, 0.01, 0.01)m 지점에서 측정은 (0.7, 0.5, 0) m 인 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 x방향으로 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. 3은 흡음재를 Fig. 1에 나타낸 바와 같이

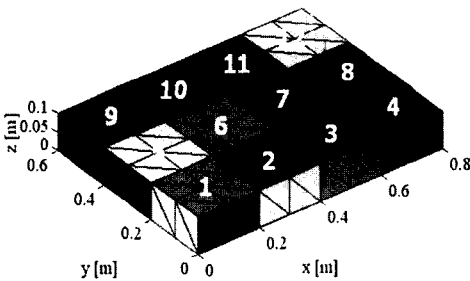


Fig. 2 A rectangular cavity to be simulated (0.8*0.6*0.1 (m), numbers represent patches' position)

1~12 위치에 이동시켜 부착하였을 때의 측정 점에서의 음압의 변화를 그린 그림이다. Fig. 3으로부터 알 수 있듯이, 특정 공명 주파수를 제어하기위한 흡음재의 위치에 일정한 규칙성이 있음을 발견할 수 있다. 이를 좀 더 자세히 살펴보면, 각 공명 주파수에서의

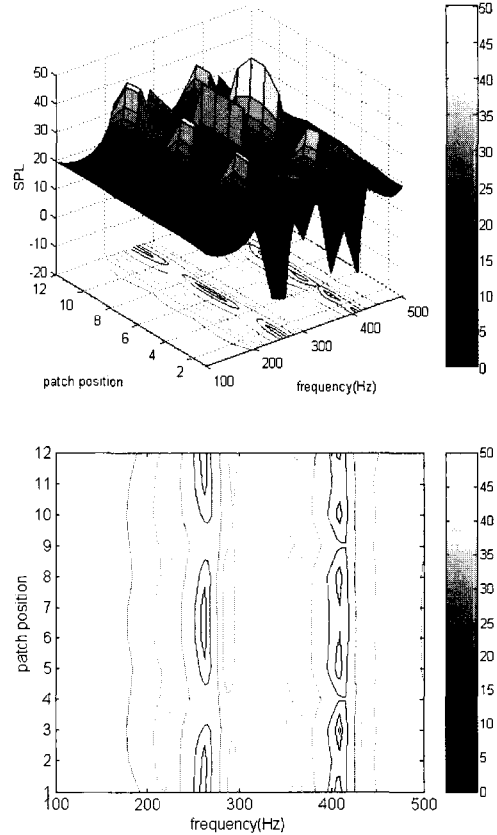


Fig. 3 Sound pressure level at (0.7, 0.5, 0) (m) with respect to absorptive material's position(1-12) and frequency range of interest (colobar: dB scale)

Table 1 Notations of acoustical property in a cavity with rigid or non-rigid boundary conditions

	Rigid wall cavity	Non-rigid wall cavity
Eigenfunction	ϕ_{mnp}	Ψ_{mnp}
Eigenvalue	k_{mnp}	K_{mnp}
Governing equation	$\nabla^2 \phi_{mnp} + \eta_{mnp}^2 \phi_{mnp} = 0$	$\nabla^2 \Psi_{mnp} + K_{mnp}^2 \Psi_{mnp} = 0$
Boundary condition	$\nabla^2 \phi_{mnp} = 0$	$\nabla \Psi_{mnp} = ik \left(\frac{bc}{z_s} \right) \Psi_{mnp}$
Forced response	$p(\vec{r}; \vec{\xi}) = \sum_{m,n,p} \frac{\phi_{mnp}(\omega, \vec{r}) \phi_{mnp}(\omega, \vec{\xi})}{V \Lambda_{mnp} (k_{mnp}^2 - k^2)}$	$p(\vec{r}; \vec{\xi}) = \sum_{m,n,p} \frac{\Psi_{mnp}(\omega, \vec{r}) \Psi_{mnp}(\omega, \vec{\xi})}{V \Lambda_{mnp} (K_{mnp}^2 - k^2)}$

공간 분포 중에 음압이 높은 위치에 흡음재가 부착될 경우에 효율적인 제어가 됨을 알 수 있다. 왜냐하면, 흡음재의 부착을 통한 경계 조건의 변화가 음압의 공간 미분값이 크면 클수록 많이 나타나는데, 이는 음압과 임피던스의 비로 나타낼 수 있기 때문에(식 (1) 참고), 결국은 음압이 큰 부분에 흡음재를 부착할 때 그 효과가 최대로 나타나게 된다. 특정 공명 주파수에서는 음압의 분포도 공간상에서 규칙적으로 나타나게 된다. 하지만, 여러 공명 주파수를 효율적으로 제어하기 위해서는 모든 공명 주파수에서 음압의 최대값을 가지게 되는 공동의 구석에 흡음재가 위치해야만 주파수에 관계없이 항상 좋은 제어 성능을 기대할 수 있다. 왜냐하면, 공동의 가운데(Fig. 1에서 예를 들면 6, 7번 위치)에 흡음재 패치가 위치하게 되면, 특정 모드에서는 노드 근처에 부착된 것이 되어 경계 조건 변경을 통한 제어 효과가 최소로 나타난다. 따라서, 모든 공명 주파수를 효율적으로 제어하기 위해서는 공동의 구석쪽으로 흡음재를 위치시키는 것이 주파수에 강건하게 제어할 수 있음을 알 수 있다.

4. 모달 어드미턴스와 흡음재 분포도

경계 조건 변경은 고유 함수와 고유치의 변화를 발생시키는데, 그 정량적인 값은 식 (3)과 식 (4)에 나타나 있다. 특히, 공명 주파수의 변화와 그 때의 음압 및 음향 에너지의 크기와 관련이 있는 고유치의 변화는 다음과 같다.

$$K_{MNP} = \sqrt{k_{MNP}^2 - \frac{ikA_{MNP}}{VA_{MNP}} I_{MNP}^{S_s}} \quad (5)$$

와 같다. 여기서,

$$I_{MNP}^{S_s} = \int_{S_s} \varphi_{MNP}^2(\vec{x}_s) \beta(\vec{x}_s) dS_\beta \quad (6)$$

이다. 식 (6)는 식 (4)로 나타내어진 고유치의 변화량을 나타내는 항 중에 면적 적분에 관련된 항만을 따로 표현한 것이다. 이들은 각 고유 함수와 경계에서의 어드미턴스 $\beta(\vec{x}_s)$ 의 곱을 적분하는 것으로 모달 어드미턴스 (modal admittance)라 부르고, 경계 조건의 변경을 통한 영향을 대표적으로 정량화한 것으로 이해할 수 있다. 따라서, 크기가 1인 값으로 고유 함수가 정규화 (normalization)된다는 사실을 통해

살펴볼 때, 고유치의 변화는 전체 응답 변화를 지배한다고 볼 수 있다. 따라서, 식 (3~4)를 극대화하는 방향으로 경계 조건 변경 위치를 찾을 수 있다. 경계 조건의 변경 위치에서 어드미턴스가 일정하다는 가정을 할 때 어드미턴스로 정규화된 부차원 모달 어드미턴스 (non-dimensional modal admittance)를

$$I_{MNP}^{S_s} / \beta(\vec{x}_s) = \int_{S_s} \varphi_{MNP}^2(\vec{x}_s) dS_\beta \quad (7)$$

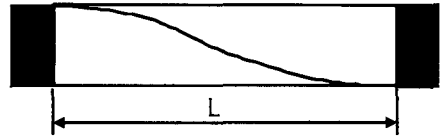


Fig. 4 An example of 1-D cavity and its first acoustic mode $\psi = \cos \frac{\pi}{L}x$

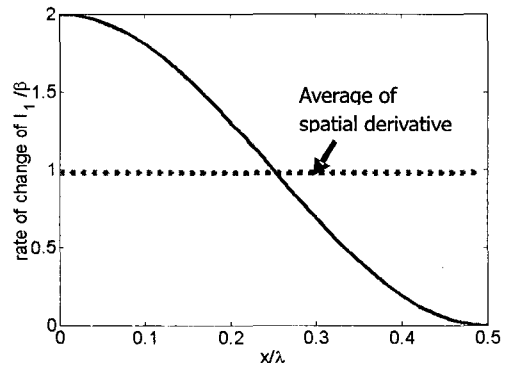


Fig. 5 The rate of change of non-dimensional modal admittance with respect to x

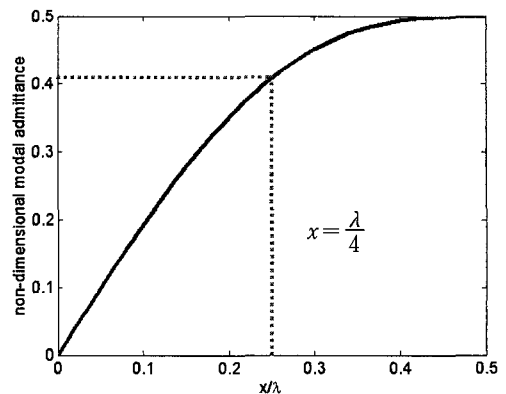


Fig. 6 Non-dimensional modal admittance. When absorptive material area reaches a quarter wave length, non-dimensional modal admittance goes to 80% of its maximum

과 같이 정의할 수 있다. 따라서, 주어진 공명 주파수에서의 고유 함수 φ_{MNP} 가 주어졌을 때, 면적의 증가에 대한 식 (7)의 증가량을 살펴봄으로써 효과적인 경계 조건 변경 면적을 정의하였으며, 그 면적에 해당하는 영역을 흡음재 분포도(admittance map)라 정의하였다.

만약, 1차원 공동을 예로 들어 고유 함수가 $\Psi = \cos \frac{\pi}{L} x$ 과 같은 경우에 어드미턴스 지도를 결정하는 방법을 생각해보자(Fig. 4). 공동의 양쪽 경계 끝부터 시작하여 x 지점까지 어드미턴스 $\beta(\vec{x}_s)$ 가 부착되어진다고 생각할 경우, 무차원 모달 어드미턴스는

$$I_{MNP}^{S_s} / \beta(\vec{x}_s) = \int_0^x \Psi^2 dx + \int_{L-x}^L \Psi^2 dx \quad (8)$$

$$= x + \frac{L}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{L} x$$

과 같다. 식 (8)의 예 따른 변화율은

$$\frac{d(I_{MNP}^{S_s} / \beta(\vec{x}_s))}{dx} = 1 + \cos \frac{2\pi}{L} x \quad (9)$$

과 같다. 식 (9)는 x 의 증가에 따른 무차원 모달 어

드미턴스 $I_{MNP}^{S_s} / \beta(\vec{x}_s)$ 의 증가를 나타내는데, Fig. 5에서 볼 수 있듯이, 평균 증가율이 1이며, 0과 2사이의 값을 가진다. 이 때, 평균 증가율보다 큰 영역만을 선택하여 무차원 모달 어드미턴스 $I_{MNP}^{S_s} / \beta(\vec{x}_s)$ 를 살펴보면 최대값의 약 80%를 넘는 값을 가지게 됨을 Fig. 6을 통해 알 수 있다. 즉, 흡음재 부착 총 길이는 $L/2(x=L/4)$ 인데 비해, 무차원 모달 어드미턴스는 최대값 대비 0.8의 값을 가지게 되는 것이다. 이를 통해 고유 함수와의 관계를 살펴보면, 고유 함수의 크기가 $0.707 \left(\Psi = \cos \frac{\pi}{4} \right)$ 보다 큰 면적이 됨을 알 수 있다.

이러한 사실을 근거로 추론해 볼 때, 각 축(axis)에 평행한 방향으로 음압 변화를 보이는 경우(axial mode, 예를 들면 (1,0,0)모드, (0,1,0)모드)에는 그 축에 수직인 방향의 모서리(edge)에 해당하는 위치에 흡음재가 부착될 때 가장 효과적인 제어 성능을 기대할 수 있음을 알 수 있다. 그리고, 각 면에 평행한 방향으로 음압 변화를 보이는 경우(tangential mode, 예를 들면 (1,1,0)모드)는 각 방향으로의 구석(corner)에 해당하는 위치가 효과적인 소음 제어를

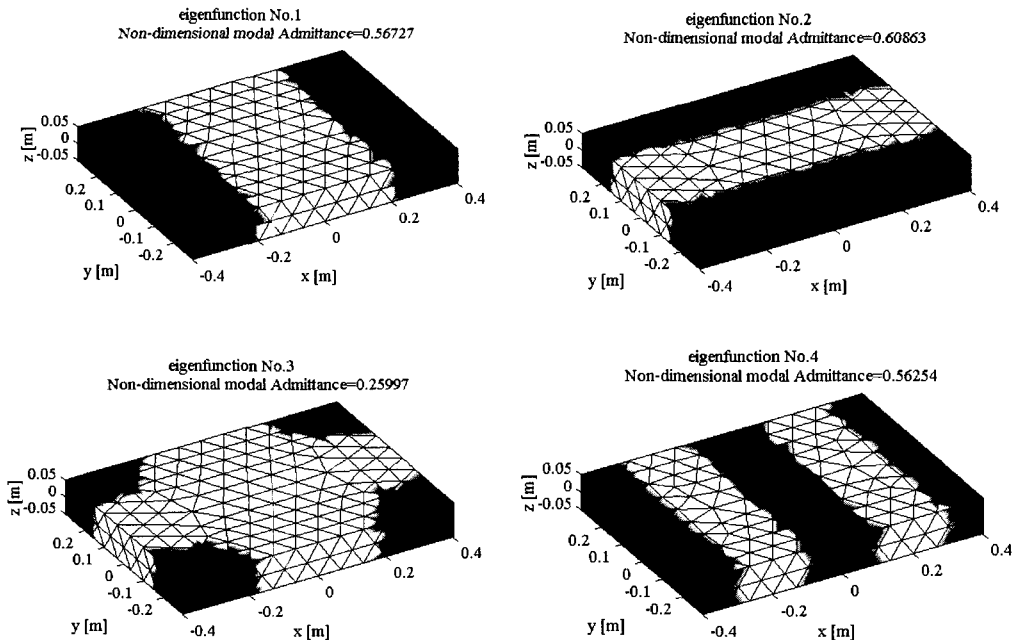


Fig. 7 Admittance maps of 4 eigenfunctions. Black area represents the position on where absorptive material is attached, that is where boundary condition will be changed for effective noise control at each resonant frequency

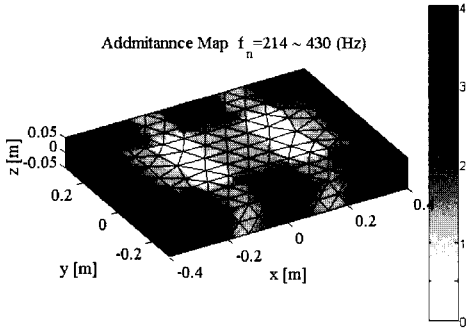


Fig. 8 Total admittance map in the frequency range of interest. The color bar in right hand side means number of the common position of each admittance map

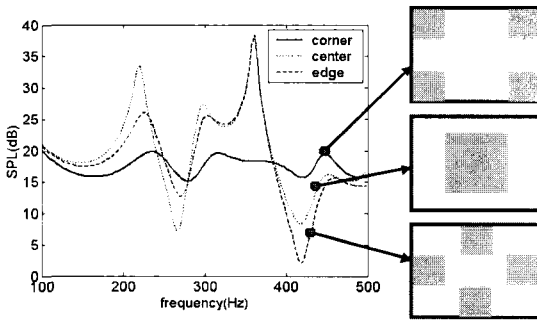


Fig. 9 SPL with respect to frequency range of interest and 3 absorptive material's arrangement

위한 위치임을 알 수 있다. 따라서, 여러 모드를 동시에 제어하는 관점에서 보았을 때는 공통적인 변경 위치가 있을 수 있음을 상상할 수 있는데, 그 위치가 바로 공동의 '구석'일 것임을 예상할 수 있다. 이로부터 경계 조건의 변경 위치는 각 고유 함수의 크기가 큰 부분이 될 것임을 유추할 수 있다(Fig. 7~8).

Fig. 9는 같은 양의 흡음재가 공동의 구석과 중앙, 그리고 모서리에 위치할 때의 응답의 크기를 나타낸다. 앞에서 설명한 바와 같이 전체 주파수 영역에 있어서 공동의 구석이 효과적인 경계 조건 변경 위치임을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 흡음재의 위치와 실내 음장 제어와의 관련성에 대해 논하였다. 논리의 명확성을 위해 강체벽 경계 조건에 흡음재가 부착되는 문제로 정의

하여 이론적, 물리적 해석을 시도하였다. 기본 이론을 통해서 밝혔듯이, 모달 어드미턴스를 통해 경계 조건 변경에 대한 효과를 정량화 할 수 있다. 전역적인 소음 제어(global noise control)을 위한 효과적인 흡음재의 위치는 구석이 됨을 보였다. 한편, 모달 어드미턴스를 극대화할 수 있는 흡음재 분포도를 구함으로써, 주파수에 강건한 제어를 위한 흡음재 분포 위치를 결정할 수 있는 방법을 제안하였다.

후 기

본 연구는 한국과학기술평가원(KISTEP)의 국가 지정 연구실(NRL) 사업과 교육부의 두뇌한국 21(BK21) 사업의 지원으로 수행되었음을 밝히며, 지원에 깊이 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Philip M. Morse and H. Feshbach, 1953, *Methods of Theoretical Physics*, Chap. 5, McGraw-Hill.
- (2) Philip M. Morse and Richard H. Bolt, 1944, "Sound Waves in Rooms," *Review of Modern Physics*, Vol. 16, No. 2, pp. 69~150.
- (3) Herman Feshbach, 1944, "On the Perturbation of Boundary Conditions," *Physical Review*, Vol. 65, No. 11, pp. 307~318.
- (4) Dah-You Maa, 1944, "Non-Uniform Acoustical Boundaries in Rectangular Rooms," *JASA*, Vol. 12, pp.39~52, 1940.
- (5) Herman Feshbach, 1946, "The Effect of Non-Uniform Wall Distributions of Absorbing Material on The Acoustics of Rooms," *JASA*, Vol. 18, pp. 472~487.
- (6) Cho, S.-H., Kim, Y.-H. and Grosh, K., 2003 "The effect of impedance patch position on the sound field of an acoustically small cavity," in *Proc. Inter-noise2003*, N236.
- (7) Nam, K.-U. Park J.-B. and Kim, Y.-H., 2001, "Quiet Zone Generation by Absorption Materials," *Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 11, No. 2, pp. 221~225.