

흡음재 최적배치를 이용한 임의 공간의 음향제어에 관한 연구

Acoustic Control of Optional Space Using Optimum Location of Absorbing Material

김 동 영* · 홍 도 관** · 안 찬 우†

Dong Young Kim, Do Kwan Hong and Chan Woo Ahn

(2004년 7월 15일 접수 : 2004년 8월 18일 심사완료)

Key Words : Acoustic Energy Density(음향에너지밀도), Passive Acoustic Control(수동음향제어), Absorbing Material(흡음재), Absorption Coefficient(흡음계수), Conjugate Gradient Method(공액경사도법), FEA(Finite Element Analysis : 유한요소해석)

ABSTRACT

The passive acoustic control is used in various fields, such as structures, automobiles, aircraft and so on. It is used in variety of acoustic field with the absorbing material, as one of the methods which can control the acoustic in optional space. In that case of passive control using this absorption material, it would be important to maximize the control performance of material property, numbers, geometry shape and the attached location of boundary area of the absorbing material. But realistically these variables, specially material property, have no broad choice. Therefore, the position of absorbing material is the most important variable. In this study, we use the optimization method to minimize acoustic energy of optional space in the interest frequency attaching some absorbing materials to the boundary area. For analysis and optimization, this study uses the FEA and the conjugate gradient method. This optimization process is very efficient and useful in the passive acoustic control.

1. 서 론

임의 공간에서 소리를 제어할 수 있는 방법은 제어 공간 혹은 그 경계면에 제어회로와 제어음원을 이용한 능동음향제어, 소리의 전파 경로에 음향스크린을 설치하여 특정한 주파수이상의 소음을 차단하거나 음향 경계면에 임의의 흡음특성을 가지는 흡음재를 부착하여 음장의 변화를 이용하는 수동음향제어법이 있다. 수동음향제어는 능동제어에 비해 비교적 저렴한 가격으로 넓은 대역에서의 제어가 가능하다는 이점이

있으나 흡음재의 사용으로 인해 공간효율이 감소되고 능동제어에 비해 제어효과는 다소 감소할 수 있다. 따라서 공간효율의 감소를 최소화시키며 수동제어의 성능을 높이기 위해서는 능동제어와 마찬가지로 특정 주파수에서의 제어성능을 극대화시킬 필요가 있으며, 이를 위해서는 사용되는 재료의 물성, 기하학적 형상 그리고 경계면의 부착위치 등이 최적이 되도록 설계하여야 한다. 이러한 수동제어에 관한 연구로 Martin 과 Bodrero는⁽¹⁾ 위성 발사체 모델에 대한 흡음재의 위치최적화를 수행하였으며, 남경욱 등은⁽²⁾ 흡음재 배치를 이용한 실내 정숙 공간 형성방법에 관한 연구를 수행하였다. 또한, Zhu 등은⁽³⁾ 실내에서 저주파의 음향특성을 개선시키기 위해 상용유한요소 프로그램을 이용하여 경계면의 형상최적화를 수행하는 등 최근까지 많은 연구가 진행되고 있다.

이 연구에서는 여러 가지 음향제어 방법 중 특정한

† 책임저자 : 정희원, 동아대학교 기계공학과
E-mail : cwahn@daunet.donga.ac.kr
Tel : (051) 200-7643, Fax : (051) 200-7656

* 정희원, 동아대학교 대학원 기계공학과

** 동아대학교 생산기술연구소

주파수로 음향 가진 되는 공동의 음향 경계면에 몇 개의 흡음재를 부착하여 임의의 제어영역의 음향에너지를 최소화하는 수동제어에 대해 연구하였다. 그러나, 흡음재의 인피던스 또는 흡음계수로 대표되는 흡음재의 물성은 사용자가 임의로 조절할 수 없고 선택의 폭이 제한적이다. 따라서 흡음재의 크기와 부착위치가 가장 큰 설계변수가 된다. 해석과 최적화를 위해 유한요소법과 공액경사도법을 사용하였으며, 흡음재의 크기와 더불어 흡음재 위치의 최적화는 최소의 흡음재를 사용하여 제어성능을 극대화시킬 수 있는 효율적인 수단임을 보이고자 하였다.

2. 이 론

2.1 음향방정식

Fig.1과 같이 부피 V 를 가지고 있는 음향공간의 경계면 S 는 음향학적으로 강제이고, S' 는 흡음재가 부착되어있다. 이 공간 V 에서의 음압이 $e^{j\omega t}$ 형태의 시간 의존적이라 가정하면 질량보존의 법칙과 미소밀도변화와 압력사이의 일반적인 관계에 의해 다음 식이 주어진다.

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = -j\omega p / \rho_0 c^2 \quad (1)$$

여기서 \mathbf{u} 는 입자속도, p 는 음압, ρ_0 는 음향매질의 밀도, 그리고 c 는 음의 전파속도이다.

S' 의 흡음면이 없다고 가정하면 선형 운동량 방정식으로부터 다음 식을 구할 수 있다.

$$\nabla p = -j\rho_0 \omega \mathbf{u} \quad (2)$$

여기서 \mathbf{u} 를 소거시키면 Helmholtz의 방정식을 구할 수 있다.

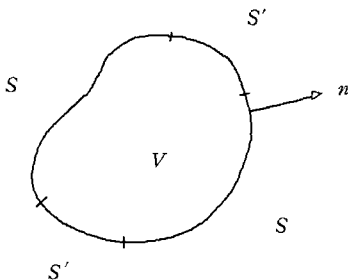


Fig.1 Cavity of random shape with rigid wall and absorption materials

$$\nabla^2 p + (\omega/c)^2 p = 0 \quad (3)$$

경계면 S 에서 $\partial p / \partial n = 0$ 이므로 가중치에 의한 변분법을 이용하면 식 (3)은 식 (4)로 변환시킬 수 있다.⁽⁴⁾

$$\delta \int_V \frac{1}{2} [(\nabla p)^2 - (\omega/c)^2 p^2] dV = 0 \quad (4)$$

식 (4)의 근사해를 구하기 위해 유한요소법에 적용하면 유한요소사이에서의 압력 p 는 연속조건을 만족시키므로 형상함수를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p = [N_e(x, y, z)] \{p_e\} \quad (5)$$

여기서 $[N_e(x, y, z)]$ 는 요소의 형상함수이고 $\{p_e\}$ 는 요소에서의 압력분포이다.

식 (5)를 식 (4)에 대입하면 아래의 결과를 얻을 수 있다.

$$\int_V [(\nabla p)^2 - (\omega/c)^2 p^2] dV = \{p_e\}^T [k_e] \{p_e\} - \omega^2 \{p_e\}^T [m_e] \{p_e\} = \{0\} \quad (6)$$

여기서

$$[B_e] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} [N_e] \quad (7)$$

$$[k_e] = \int_{V_e} [B_e]^T [B_e] dV \quad (8)$$

$$[m_e] = \frac{1}{c^2} \int_{V_e} [N_e]^T [N_e] dV \quad (9)$$

이다. 그러나, 음향공간의 경계면에 음향에너지의 손실을 발생시키는 흡음면 S' 가 존재하는 경우에는 Resistivity항 R_u 가 추가되어 식 (3)과 식 (6)은 각각

$$\nabla^2 p - j \frac{R\omega}{\rho_0 c^2} p + (\omega/c)^2 p = 0 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & \delta \int_V [(\nabla p)^2 - (\omega/c)^2 p^2] dV \\ & + \delta \int_{S'} j \left(\frac{R}{\rho_0 c} \right) \left(\frac{\omega}{c} \right) p^2 ds \\ & = \{p_e\}^T [k_e] \{p_e\} + j\omega \{p_e\}^T [d_e] \{p_e\} \\ & - \omega^2 \{p_e\}^T [m_e] \{p_e\} = \{0\} \end{aligned} \quad (11)$$

이 된다.(5), (6) 여기서

$$[d_e] = \int_{s_c} \left(\frac{R}{\rho_0 c}\right) \left(\frac{1}{c}\right) [N_e]^T [N_e] dS \quad (12)$$

이다. 식 (12)의 Resistivity R 은 Craggs⁽⁷⁾에 의해 소개된 흡음계수식 또는, Delany-Bazley⁽⁸⁾의 실험식에 포함된다. 따라서 상용 유한요소프로그램인 Ansys에서는 흡음체의 흡음계수를 물성값으로 대입하면 된다.

식 (11)을 모든 유한요소에 대하여 조합하면

$$([K] + j\omega[D] - \omega^2[M])\{p\} = \{0\} \quad (13)$$

이다. $[K]$, $[D]$, $[M]$ 은 각 요소에 대해 조합된 전체 시스템에 대한 행렬이며, 식 (13)에 의해 전체 시스템에 대한 음압을 구할 수 있다.

2.2 최적화

(1) 목적함수

이 연구에서는 일정한 크기를 갖는 몇 개의 흡음재를 음향 경계면에 부착하여 원하는 주파수에서 제어공간의 음향에너지지를 최소화시키고자 하였다. 따라서 경계면에 부착되는 흡음재의 중심좌표가 설계변수인 비제약 최적화 문제이다.

요소에서의 음향 에너지는 음향운동에너지와 위치에너지의 합이다.

$$E = E_k + E_p = \frac{1}{2} \rho_0 V_c [u^2 + (p/\rho_0 c)^2] \quad (14)$$

음향에너지밀도는

$$\xi_i = E/V_c \quad (15)$$

이다. 여기서 V_c 는 제어공간의 체적이다.

어떤 점에서의 음향에너지 밀도의 시간평균은

$$\xi = \frac{1}{T} \int_0^T \xi_i dt \quad (16)$$

이고, 음향파를 조화, 평면파로 가정하면 식 (16)을 다음과 같이 근사화 시킬 수 있다.⁽⁹⁾

$$\xi = \frac{P^2}{2\rho_0 c^2} \quad (17)$$

여기서 P 는 질점에서의 음압의 크기이므로 한 주

기 동안의 평균 음향에너지 밀도는 음압 크기의 제곱에 비례한다. 따라서 목적함수 J 는 식 (18)과 같이 제어공간에서의 음압 크기의 제곱 합으로 정의하였다.

$$J = \int_{V_c} P^2 dV \quad (18)$$

(2) 최적화 알고리즘

해석을 위해 사용된 알고리즘은 비제약 최적화 문제에서 사용되는 구배법이다. 이 방법은 설계변수의 한 점에서 목적함수의 기울기를 구하여 목적함수가 최소가 되는 방향으로 탐색 방향을 결정한 후 그 방향에서 최적값을 구할 수 있는 위치로 이동하고, 이를 반복하여 최종적으로 최적값을 구한다. 구배법 중 공액경사도법(conjugate gradient method)은 다음과 같이 최속강하법을 간단하고 효율적으로 수정하여 수렴속도를 개선시키고, 해의 정밀도를 높인 것이다.⁽¹⁰⁾

점 x^* 에서 x_i 에 관한 $f(x)$ 의 편도함수값을 c_i 로 표시하면, $f(x)$ 의 모든 편도함수값을 식 (19)와 같이 표현할 수 있다. n 개의 변수 x_1, x_2, \dots, x_n 의 함수 $f(x)$ 에 대한 점 x^* 에서의 경사도벡터는 편도함수값의 열벡터로 나열하고 이를 경사도벡터라고 하며 식 (20)과 같다. 경사도벡터(gradient vector)는 점 x^* 에서의 접평면에 수직하며 경사도벡터의 방향은 함수값의 최대증가 방향이 된다.

$$c_i = \nabla f(x^*) = \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_i} : i = 1, 2, \dots, n \quad (19)$$

$$\nabla f(x^*) = \left[\frac{\partial f(x^*)}{\partial x_1}, \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial f(x^*)}{\partial x_n} \right]^T \quad (20)$$

식 (21)은 탐색방향을 나타내는 공액경사방향을 나타내며, 현재의 최속강하 방향은 직전반복회에서의 사용된 척도화시킨 방향을 더하여 수정한다. 식 (22)는 척도계수를 나타내며 두 반복 회에서의 목적함수 경사도벡터길이를 이용하여 정한다.

$$d^{(k)} = -\nabla f(x^{(k)}) + \beta \cdot d^{(k-1)} \quad (21)$$

$$\beta = \left(\frac{\nabla f(x^{(k)})}{\nabla f(x^{(k-1)})} \right)^2 = \left(\frac{\|c^{(k)}\|}{\|c^{(k-1)}\|} \right)^2 \quad (22)$$

이러한 방법은 단시간에 최적점을 찾을 수는 있지만, 국부해에 빠질 위험이 있기 때문에 정확한 해를 구하기 위해서는 설계변수의 초기값이 중요하다. 따

라서 유한요소모델에 대한 최적화를 위해 설계변수인 흡음재의 위치 값을 이산화 한 후, 설계변수의 적절한 초기값 선택을 위해 임의의 초기값과 더불어 부문제 근사법(subproblem approximation method)의 최적해를 공역경사도법에서의 초기 설계변수 값으로 두고 최적해를 구하였다. 부문제 근사법은 최적화 알고리즘 중 비교적 간단하며, 설계변수의 초기값이 최적해에 미치는 영향이 적으므로 공역경사도법의 적용에 있어 중요한 설계변수의 초기값을 구하는 데 적절히 사용될 수 있다.

3. 수치해석

3.1 해석방법

해석에 사용된 모델은 Fig. 2와 같이 음향학적으로 강체면을 가진 닫힌 공동으로 크기는 $1 \times 0.8 \times 1.5$ m 이고, 제어공간의 중심좌표는 $(0.5, 0.4, 1)$ m, 크기는 $0.4 \times 0.4 \times 0.4$ m이다.

제어재료로 사용된 흡음재는 실제자동차용 흡음재로 많이 사용되는 T사의 제품이다. 흡음계수는 ASTM E1050 관내법에 의한 결과로 Fig. 3과 같은 주파수 특성을 가지며, 해석을 위해 식 (23)과 같이 근사식으로 변환하여 해석에 적용하였다. 단, 식 (23)의 적용범위는 400~1000 Hz이다.

$$\alpha = -0.4728 + 0.0025 \times f - 3.0461 \times 10^{-6} \times f^2 + 1.7737 \times 10^{-9} \times f^3 \quad (23)$$

여기서 f 는 주파수이다.

음향 가진은 점 F에서 1 Pa, 500 Hz의 음압과 주파수로 조화 가진 하였으며, 점 F의 x, y, z 좌표는

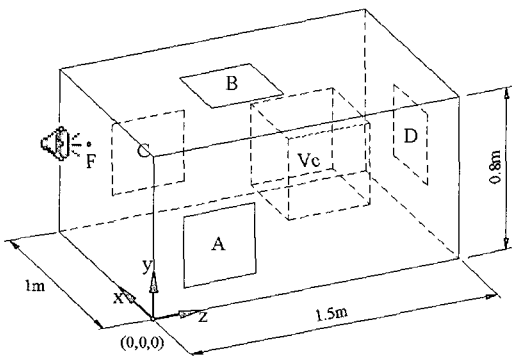


Fig. 2 Configuration of acoustic cavity with absorbing materials

$(0.75, 0.55, 0)$ m이다.

이 연구에서는 제어공간의 음향에너지가 최소가 되는 흡음재의 위치를 구하기 위해 유한요소모델에 대해 음향해석을 수행한 후 공역경사도법을 이용하여 최적화 해석을 수행하였다. 또한, 최적값의 비교를 위해 경계면에 흡음재를 부착하지 않은 경우와 가진면을 제외한 모든 경계면에 흡음재를 부착한 경우의 해석을 수행하여 그 결과를 비교하였으며, 주파수별 제어성능에 대한 고찰을 위해 400~600 Hz 구간에 대해 해석을 수행하였다.

Fig. 4는 해석에 사용된 모델들에 대한 유한요소모

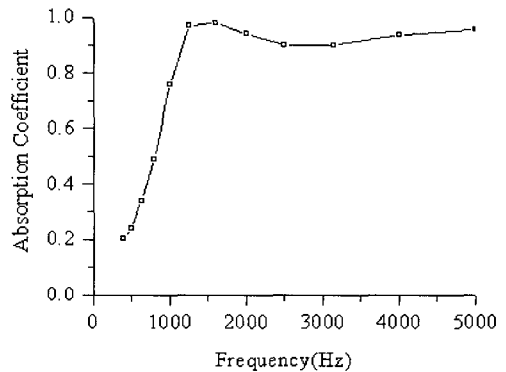


Fig. 3 Absorption coefficient of analysis model

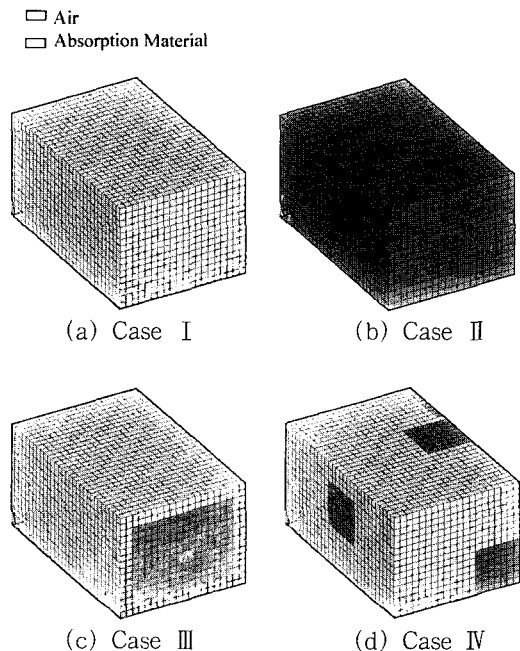


Fig. 4 FEM models of acoustic cavity

델을 나타낸 것이다. 요소의 한 변의 길이는 0.05 m 이며 이는 관심 주파수대역에서 한 파장을 11~17등 분 할 수 있으므로 해석을 위해 충분한 요소수로 나누었다고 말할 수 있다. 해석은 상용유한요소 프로그램인 Ansys 8.0을 사용하였다.

3.2 결과 및 고찰

Fig. 2에서와 같이 음향학적으로 강체인 공동의 경계면 A, B, C, D에 흡음재를 부착하여 제어공간의 음향에너지가 최소가 되는 위치를 구하고, 제어 성능을 검증하기 위해 다음의 네 가지 경우에 대한 해석을 수행하였다.

Case I은 Fig. 4의 (a)와 같이 음향 경계면에 흡음재를 부착하지 않은 경우, Case II는 Fig. 4의 (b)와 같이 가진 벽면을 제외한 모든 경계면에 흡음재를 부착한 경우이다. Case III은 제어공간의 음향에너지가 최소가 되도록 Fig. 4의 (c)와 같이 A, B, C, D 경계면 중 한쪽 면에 0.8×0.6 m 크기의 흡음재를 부착하여 최적위치를 구한 경우이고, Case IV는 제어공간에 대한 음향에너지가 최소가 되도록 Fig. 4의 (d)와 같이 0.35×0.35 m 크기의 흡음재 4개를 A, B, C,

D 각 경계면에 하나씩 최적의 위치에 부착한 경우로 Case III과 IV에서 사용된 흡음재의 양은 동일하다. 단, 각 흡음재는 부착된 면에서만 위치를 변경할 수 있다고 가정하였다.

Table 1에 제어공간의 음향에너지가 최소가 되는 흡음재의 부착위치를 나타내었다. 여기서 x, y, z 는 경계면에 부착된 흡음재의 중심좌표이다.

Table 2는 4가지 경우에 대한 해석 결과로 제어공간에서의 음향에너지밀도와 평균 음압레벨을 나타낸 것이다. 가진면을 제외한 모든 면에 흡음재를 부착한 Case II의 경우 Case I에 비해 -7.91 dB의 제어효과가 있었다. Case III의 경우 제어공간의 음향에너지가 최소가 되는 흡음재의 위치는 C면에 흡음재를 부

Table 1 Optimum positions of absorbing materials

Symbol of absorbing materials	Optimum center position of absorbing materials	
	Case III	Case IV
A	-	$y : 0.325 \text{ m}$ $z : 0.775 \text{ m}$
B	-	$x : 0.825 \text{ m}$ $z : 0.775 \text{ m}$
C	$y : 0.5 \text{ m}$ $z : 0.45 \text{ m}$	$y : 0.675 \text{ m}$ $z : 0.375 \text{ m}$
D	-	$x : 0.825 \text{ m}$ $y : 0.125 \text{ m}$

Table 2 Results from the control space in four cases

Case	Acoustic energy density for control space (J/m^3)	Average of SPL for control space (dB)
I	7.99E-07	58.19
II	8.59E-08	50.28
III	5.79E-07	57.76
IV	3.74E-07	54.83

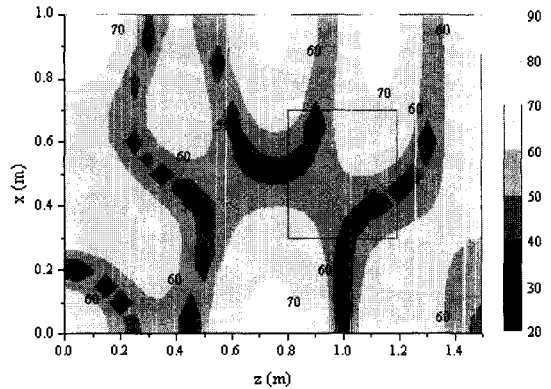


Fig. 5 SPL contour of acoustic field on the mid plane: Absorbing material is unattached to the acoustic boundary (case I)

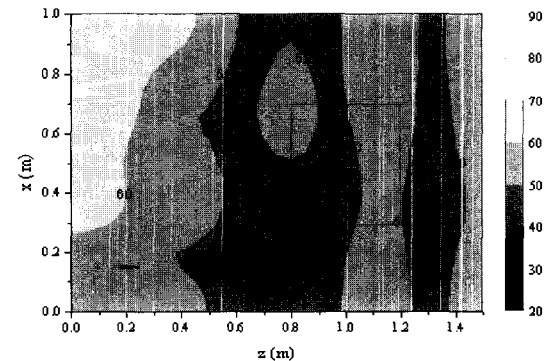


Fig. 6 SPL contour of acoustic field on the mid plane: Absorbing materials are attached to the all acoustic boundaries except oscillation surface (case II)

착한 경우였으며 -0.43 dB의 효과가 있었다. Case III에 사용된 흡음재의 양과 동일하지만 4개로 나누어 A, B, C, D 각각의 면에 하나씩 부착한 Case IV는 Case I에 비해 -3.36 dB의 제어효과가 있었다. 따라서 같은 양의 흡음재를 사용할지라도 흡음재를 여러 경계면에 나누어 부착한 경우 더 큰 제어 성능을 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 Case I의 해석결과로 해석영역의 중간평면 즉, y축의 높이가 0.4 m일 경우 xz평면에 대한 음장을 보여준다. 중앙 부분의 사각형 내부가 제어 영역이다.

Fig. 6은 Case II의 해석결과이다. 경계면에 부착된 흡음재의 영향으로 많은 음장의 변화가 발생하였으며 제어영역뿐 아니라 전체영역에서 음압레벨이 낮게 분포되어 있다.

Fig. 7은 Case III의 해석결과이다. Case I과 비교해서 약간의 음장 변화가 발생하였으며, 제어효과는 미소하나 전체영역 중 제어영역에서의 음압레벨이 상대적으로 낮은 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 Case IV의 해석결과로 Case III과 같은 양의 흡음재를 사용하였다. 많은 음장의 변화가 발생하였고, 특히 제어공간에서의 음압레벨이 다른 영역에 비해 최소가 됨을 알 수 있다. 이러한 결과는 제어공간에서 음향에너지를 최소화시키기 위한 최적화가 잘 이루어졌음을 보여준다.

음향 가진 되는 공동내부의 음장 변화는 경계면의 물성 변화에 따른 음파의 중첩과 간섭에 기인한다. 따라서 음장의 변화를 이용한 수동음향제어에 있어서

흡음률이 높은 재료를 사용하면 많은 음장의 변화가 가능하므로 흡음계수가 제어변수로 가장 유용하나 실제 흡음재료는 낮은 주파수에서의 흡음률이 높지 않고 사용자가 임의로 조절할 수 없으므로 제어변수로 활용하기 힘들다. 그러므로 특정 주파수에 대한 음향 제어에 있어서 흡음재의 적절한 배치는 낮은 흡음률 또는 적은양의 흡음재를 사용하여 제어효과를 극대화시키기 위한 가장 효율적임을 알 수 있다.

Fig. 9는 $400 \sim 600$ Hz의 주파수 영역에서 제어공간에 대한 음압레벨의 평균값을 구하여 나타낸 것이다. 흡음재를 가장 많이 사용한 Case II는 모든 주파수 영역에서 우수한 제어성능을 보인다. 일정량의 흡음재를 음향 경계면의 임의위치에 부착한 경우는 오히려 음향에너지가 높아질 수도 있지만, Case III, IV와

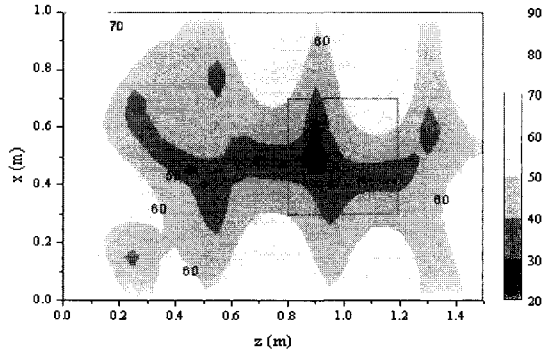


Fig. 8 SPL contour of acoustic field on the mid plane: Absorbing materials are attached to the optimum location of acoustic boundaries (case IV)

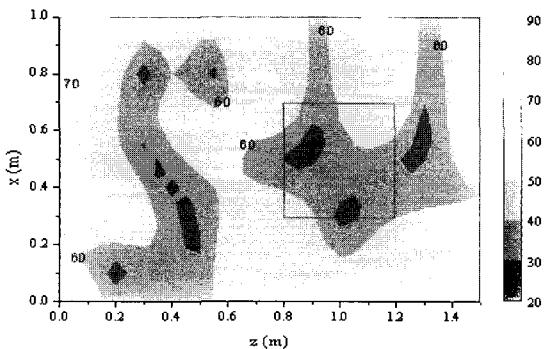


Fig. 7 SPL contour of acoustic field on the mid plane: Absorbing material is attached to the optimum location of acoustic boundaries (case III)

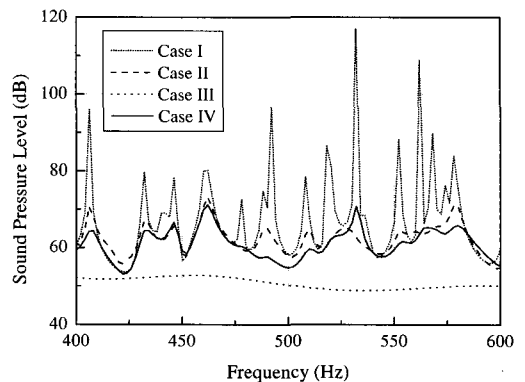


Fig. 9 Frequency response of control space in each case

같이 특정주파수의 음향제어를 목적으로 최적위치에 부착한 경우 그 크기는 차이가 있으나 항상 제어효과를 기대할 수 있다. 특히, 음향 경계면에 부착되는 흡음재의 최적위치를 구해 부착할 경우 하나의 흡음재를 한 경계면에 부착하는 것보다 4개로 나누어 각각의 경계면에 하나씩 부착한 경우 관심주파수를 기준으로 넓은 범위의 주파수 대역에서 제어효과가 크다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

수동음향제어에서 흡음재는 제어재료로 건축물, 자동차, 항공기 등 여러 분야에 이용되고 있으며, 흡음재를 이용한 수동제어의 기본 원리는 음장의 변화이다. 이러한 음장의 변화는 흡음재의 물성, 형상과 크기 그리고 흡음재의 부착위치를 조절하여 제어할 수 있다. 그러나 흡음재의 물성은 사용자가 임의로 변화시킬 수 없으며 물성의 선택폭도 제한적이다. 따라서 본 연구에서는 흡음재의 크기와 부착위치에 따른 제어특성에 대해 연구하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

(1) 음장의 변화를 이용한 수동음향제어에 있어서 관심주파수, 제어공간의 위치, 및 크기에 따라 사용되는 흡음재의 양보다 흡음재의 적절한 배치가 제어 성능에 더 많은 영향을 미친다.

(2) 흡음재를 많이 사용할수록 전체 주파수대역에 대해 제어성능이 높으나, 특정 주파수에 대한 제어를 위해서는 소량의 흡음재를 최적위치에 부착하는 것으로도 우수한 제어효과를 얻을 수 있으며, 흡음재를 하나의 경계면에 부착하는 것보다 여러 경계면에 나누어 부착할 경우 더욱 우수한 제어효과를 기대할 수 있다.

(3) 공동내부의 임의공간에 대한 음향제어를 위해 유한요소법과 공역경사도법을 이용하여 흡음재의 최적 부착위치를 구하였다. 이러한 방법은 최소의 흡음재를 사용하여 제어 성능을 극대화하는 효율적인 수단임을 알 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) Martin, A. and Bodrero, A., 1997, "An Introduction to the Control of Sound Fields by Optimizing Impedance Locations on the Wall of an Acoustic Cavity," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 204, No. 2, pp. 331~357.
- (2) 남경욱, 박주배, 김양한, 2001, "흡음재 배치를 이용한 정숙 공간 형성방법," 한국소음진동공학회 논문집, 제 11 권, 제 2 호, pp. 221~225.
- (3) Zhu, X., Zhu Z. and Cheng, J., 2004, "Using Optimized Surface Modifications to Improve Low Frequency Response in the Room," *Applied Acoustics*, Vol. 65, No. 9, pp. 841~860.
- (4) Filippi, P., 1983, *Theoretical Acoustics and Numerical Techniques*, Springer-Verlag, Wien-New York, pp. 51~89.
- (5) Craggs, A., 1978, "A Finite Element Model for Rigid Porous Absorbing Materials," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 61, No. 1, pp. 101~111.
- (6) Craggs, A., 1985, "A Finite Element Model for Acoustical Lined Small Rooms," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 108, No. 2, pp. 327~337.
- (7) Craggs, A., 1979, "Coupling of Finite Element Model Acoustic Absorption Models," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 66, No. 4, pp. 605~613.
- (8) Delany, M. A. and Bazley, E. N., 1970, "Acoustic Properties of Fibrous Absorbent Materials," *Applied Acoustics*, Vol. 3, No. 2, pp. 105~116.
- (9) Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., and Sanders, J. V., 2000, *Fundamentals of Acoustics*, 4th edition, John Wiley & Sons Inc., New York, chap. 5.
- (10) Arora, J. S., 1989, *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill, New York, pp. 304~319.