

흡음재 및 제진재의 최적배치를 이용한 구조-음향 연성계의 소음제어 Sound Control of Structural-acoustic Coupling System Using Optimum Layout of Absorbing Material and Damping Material

김 동 영* · 홍 도 관** · 안 찬 우†

Dong Young Kim, Do Kwan Hong and Chan Woo Ahn

(2004년 9월 7일 접수 : 2005년 1월 6일 심사완료)

Key Words : Acoustic Energy Density(음향에너지밀도), Absorbing Material(흡음재), Additional Mass(부가질량), Damping Material(제진재), Passive Acoustic Control(수동음향제어), Conjugate Gradient Method(공액경사도법), Optimum Layout(최적배치), FEM(Finite Element Method : 유한요소법)

ABSTRACT

The absorbing material is mostly used to changing the acoustic energy to the heat energy in the passive control, and that consists of the porous media. That controls an air borne noise while the stiffened plates, damping material and additional mass control a structure borne noise. The additional mass can decrease the sound by mass effect and shift of natural frequency, and damping material can decrease the sound by damping effect. The passive acoustic control using these kinds of control materials has an advantage that is possible to control the acoustic in the wide frequency band and the whole space at a price as compared with the active control using the various electronic circuit and actuator. But the space efficiency decreased and the control ability isn't up to the active control. So it is necessary to maximize the control ability in the specific frequency to raise the capacity of passive control minimizing the diminution of space efficiency such an active control. Therefore, the characteristics of control materials and the optimum layout of control materials that attached to the boundary of structure-acoustic coupled cavity were studied using sequential optimization on this study

1. 서 론

소음의 제어는 특정제어공간 또는 전체공간에 대해 소리의 크기나 음장을 변화시킬 수 있음을 의미하며 소음원을 직접 제어하거나 경계조건의 변경에 의해 파동방정식의 인자인 음압, 음속 그리고 주파수 등을 변화시킴으로써 가능하다. 그 중 수동제어에 가장 많이 사용되는 제어재료는 다공성물질로 이루어진 흡음

재이며 음향에너지를 열에너지로 변화시킨다. 흡음재가 공기전달소음의 제어를 위한 제어재료라면 보강판, 제진재, 부가질량 등은 구조방사소음이 저감을 위해 사용되는 제어재료이다. 부가질량은 질량효과와 더불어 구조물의 고유진동수를 쉽게 변화시킴으로써 구조방사소음을 저감시킬 수 있으며, 제진재는 구조물의 진동에 대한 감쇠작용에 의해 구조방사소음을 저감시킨다. 이러한 제어재료를 이용한 수동음향제어는 각종 전자회로와 액추에이터를 이용한 능동제어에 비해 비교적 저렴한 가격으로 전역공간, 광대역주파수에 대한 음향제어가 가능하다는 이점이 있으나, 제어재료의 사용으로 인해 공간활용도가 감소되고 제어 성능이 능동제어에 비해 떨어진다. 따라서 공간활용도의 감소를 최소화시키며, 제어성능을 높이기 위해

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

서는 음향경계면의 특성을 효과적으로 변화시키기 위한 최적설계가 필요하다.

이에 관한 연구로 Cummings⁽¹⁾와 Doria⁽²⁾는 헬륨 홀츠 공명기들에 의해 임피던스가 결정될 때 임피던스의 위치가 공동모델의 음장에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였으며, Martin과 Bodrero⁽³⁾는 위성 발사체 모델에 적용할 수 있는 흡음재의 위치최적화에 의한 음장제어에 대해 소개하였다. 그리고 남경욱 등⁽⁴⁾은 흡음재의 배치를 이용하여 실내의 정숙공간을 형성하는 방법에 대해 연구하였으며, Bernhard와 Takeo⁽⁵⁾는 2차원으로 모델링한 프린터의 내부 및 음향에너지의 방사를 최소화를 위해 위치가 고정된 흡음재의 임피던스에 대한 최적화를 수행하였다. 유영훈과 양보석⁽⁶⁾은 점탄성 성질을 가지는 제진재를 이용하여 강판의 진동을 억제하는 최적설계에 관한 연구를 수행하였으며, Marburg 등은⁽⁷⁾ 박스 구조물의 구조모드를 기반으로 경계면에 질량을 부과하여 원하는 위치에서의 소음을 저감하는 구조-음향 연성계의 형상최적화에 대한 연구를 수행하는 등 흡음재, 제진재와 같은 제어재료를 이용한 연구가 활발한 진행되고 있다.

이 연구에서는 경사도법을 기반으로 구조-음향 연성계인 공동의 경계면에 부착되는 제어재료의 최적 위치를 구하였으며 제어재료로 사용된 흡음재, 부가질량, 제진재의 제어특성에 대하여 고찰하였다.

이 연구의 결과는 중, 소형 실내공간, 기계구조물의 하우징, 자동차, 항공기, 인공위성 내부 등에 적용할 수 있다.

2. 이 론

2.1 운동방정식과 경계조건

(1) 운동방정식

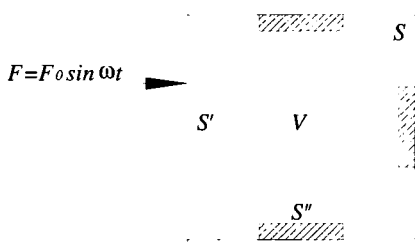


Fig. 1 Elementary configuration of study model

Fig. 1와 같이 부피가 V 인 공동의 벽면은 음향학적으로 강체면인 S 에 의해 대부분 둘러싸여 있고, 한쪽 벽면은 수직속도 v_n 을 가지고 진동하는 유연한 면 S' 로 구성되어 있다. 음향공간의 경계에 음향에너지의 손실을 발생시키는 흡음면 S'' 가 있다면, 공동내 음향해석을 위한 모든 유한요소에 대해 조합된 운동방정식은 다음과 같다.

$$(-\omega^2 [M_a] + j\omega [D_a] + [K_a])\{p\} + j\omega [S]\{v\} = 0 \quad (1)$$

여기서 유연한 면 S' 의 속도분포 $\{v\}$ 를 알기 위해서는 구조부의 운동방정식을 풀어야한다. 구조물이 조화운동을 한다고 가정하면 운동방정식은

$$(-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K])\{u\} = \{f\} + \{f^{pr}\} \quad (2)$$

이다. 여기서 $\{f\}$ 는 기계적인 가진력, $\{f^{pr}\}$ 는 음향매질에 의해 가해지는 힘이다. $[N_e]$, $[N_e']$ 가 압력과 속도에 대한 요소의 형상함수이면, 각각의 유한요소에 가해지는 음향매질에 의한 힘은

$$\begin{aligned} \{f_e^{pr}\} &= - \int_{S_e} [N_e']^T [N_e] dS \{p_e\} \\ &= - \frac{1}{\rho_0} [S_e]^T \{p_e\} \end{aligned} \quad (3)$$

이고, 전체 시스템에 대해서는

$$\{f^{pr}\} = - \frac{1}{\rho_0} [S]^T \{p\} \quad (4)$$

이다. 따라서 식 (1)과 식 (2)의 운동방정식에 대해 조합된 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \left(-\omega^2 \begin{bmatrix} [M] & 0 \\ [S] & [M_a] \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} [C] & \{0\} \\ \{0\} & [D_a] \end{bmatrix} \right. \\ & \left. + \begin{bmatrix} \{[K]\} & \left\{ \frac{1}{\rho_0} [S]^T \right\} \\ \{0\} & [K_a] \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \{u\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

진동수 ω 를 알고 있을 경우 식 (5)에 의해 전체 시스템에 대한 음압을 구할 수 있다.

2.2 최적화

(1) 목적함수

이 연구에서는 소음의 평가를 위해 음향에너지 밀

도의 개념을 도입하였다.

음향파를 조화, 평면파로 가정하면 음향에너지밀도의 시간평균은 다음과 같이 근사화 시킬 수 있다.⁽⁸⁾

$$\xi = \frac{P^2}{2\rho_0 c^2} \quad (6)$$

여기서 P 는 절점에서 음압의 크기이며 한 주기 동안의 평균 음향에너지 밀도는 음압 크기의 제곱에 비례한다는 것을 알 수 있다. 따라서 목적함수 J 는 식 (7)과 같이 제어공간의 절점에서 구해진 음압크기의 제곱 합으로 정의하였다. 여기서 V_c 는 제어공간의 체적이다.

$$J = \int_{V_c} P^2 dV \quad (7)$$

(2) 최적화 알고리즘

이 연구에서는 일정한 크기를 갖는 몇 개의 흡음재, 부가질량, 제진재를 음향경계면에 부착하여 원하는 주파수에서 소음을 최소화시키고자 하였다. 따라서 경계면에 부착되는 제어재료의 중심좌표가 설계변수인 비제약 최적화 문제이며, 사용된 최적화 알고리즘은 부문제근사법(subproblem approximation method)과 공액경사도법을 이용한 순차적 최적화방법이다. 이 연구에서는 연속공간이 아닌 경계면이 이미 여러 요소로 나누어진 상태에서 제어재료의 최적

부착위치를 찾는 문제이므로, 제어재료의 최적위치에 대한 탐색과정에서 매 반복회에서 구해진 결과 값을 음향경계면 위의 가장 근접한 절점의 좌표로 변환함에 의해 이산화된 공간에서 최적해를 구할 수 있도록 수정하였다.

Fig. 2는 순차적 최적화과정을 나타낸 것으로 3단계로 나눌 수 있으며, 그 과정은 다음과 같다.

단계 1. 초기모델에 대한 구조-음향 연성해석을 수행하여 초기 설계영역을 설정한다. 단계 2. 경험적인 설계 영역과 부문제근사법을 이용하여 유용한 설계영역에 대하여 비교 및 평가한다. 단계 3. 성능이나 요구조건에 만족하지 않을 경우 현재의 설계영역을 수정하여 공액경사도법을 이용하여 최적화를 진행한다. 여기서 그러나 흡음재 및 제진재와 같은 제어재료의 최적배치문제의 경우는 초기값에 대한 정보가 부족하고, 각 설계단계가 넓은 영역에서 진행되므로 단계 1과 2에서의 정보를 단계 3에서의 초기설계 값으로 두었다.

3. 수치해석 및 실험

3.1 해석 및 실험개요

해석에 사용된 모델은 Fig. 3과 같이 음향학적으로 강체 면과 유연한 면으로 구성된 공동으로 유연한 면인 평판은 공동의 한 면을 이루고 있으며 재질은 SS400, 두께는 1.9 mm이다. 공동의 크기는 276 × 272 × 264 mm이고, 제어공간 V_c 의 중심좌표는 (188, 185, 175) mm, 크기는 99 × 97 × 98 mm이다. 가진력은 (178, 175, -1.9) mm 위치인 점 F 에서 $F = 0.2 \sin \omega t$ (N)로 조화 가진 하였으며, 가진주파수 ω 는 해석모델의 음향계와 구조계의 고유진동수에 해당하는 1098 Hz와 1326 Hz이다.

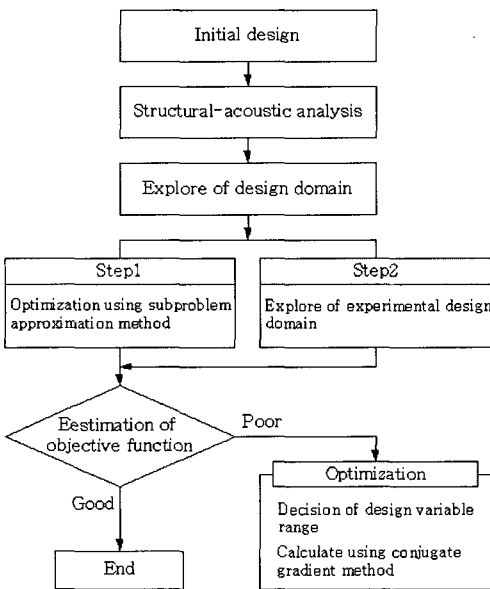


Fig. 2 Procedure of sequential optimization

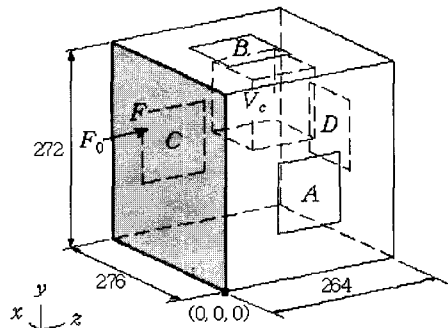


Fig. 3 Configuration of acoustic cavity

Fig. 4는 해석을 위한 유한요소모델들이다. 조건 I 은 흡음재를 제어재료로 사용한 경우로 공동의 강체 면 중 A, B, C, D 네 면에 흡음재를 부착하였다. 여기서 제어재료로 사용된 흡음재는 자동차 실내소음 제어에 많이 사용되는 T사의 패드형 흡음재이다. 흡음계수는 ASTM E1050 관내법에 의해 구한 실험치이며, 식 (8)과 같이 근사식으로 만들어 해석에 적용하였다. 단 이 식의 적용 가능한 주파수범위는 400~2000 Hz이며, 흡음재의 부착위치는 현재 부착된 경계면 위에서만 변경할 수 있다고 가정하였다.

$$\beta = -5.8037 \times 10^{-7} - 0.00016 \times f + 9.7781 \times 10^{-7} \times f^2 + 4.20645 \times 10^{-10} \times f^3 + 4.441 \times 10^{-14} \times f^4 \quad (8)$$

조건 II는 유연한 면인 평판에 평판 질량의 5.7%.

Table 1 Material properties and dimensions of additional masses and damping material

Item		Value	Note
Case I Absorbing material	Size	98×98 mm	4EA
	Young's modulus(<i>E</i>) Poisson's ratio(ν) Density(ρ)	200E9 Pa 0.3 7820 kg/m ³	
Case II Additional mass	(a) (b) (c)	Size	20×19×18 mm 39×39×18 mm 49×49×18 mm
	(a) (b) (c)	Mass	0.059 kg 0.238 kg 0.372 kg
			5.7 % 22.9 % 35.8 %
Damping material	Young's modulus(<i>E</i>) Density(ρ)	750E6 Pa 1240.5 kg/m ³	
	Size Thickness Mass	99×97 mm 3.2 mm 0.038 kg	3.7 %

22.9%, 35.8%에 해당하는 부가질량을 이용하여 제어 공간의 소음을 제어한 경우이다. 조건 III은 점탄성 물질로 이루어진 제진재를 이용한 경우로 질량은 평판질량의 3.7%이다. 제진재의 재료물성인 손실계수와 탄성계수는 주파수뿐만 아니라 온도에 따라 그 값이 변한다.^(9, 10) 그러나 이 연구에서는 온도는 20℃로 고정하고 탄성계수는 750E6 Pa의 일정값을 가진다고 가정하였으며, 단지 손실계수만이 식 (9)과 같이 주파수 의존적이라 정의하였다.

$$\eta = 0.325 + 1.76 \times 10^{-4} \times f - 1.22 \times 10^{-7} \times f^2 \quad (9)$$

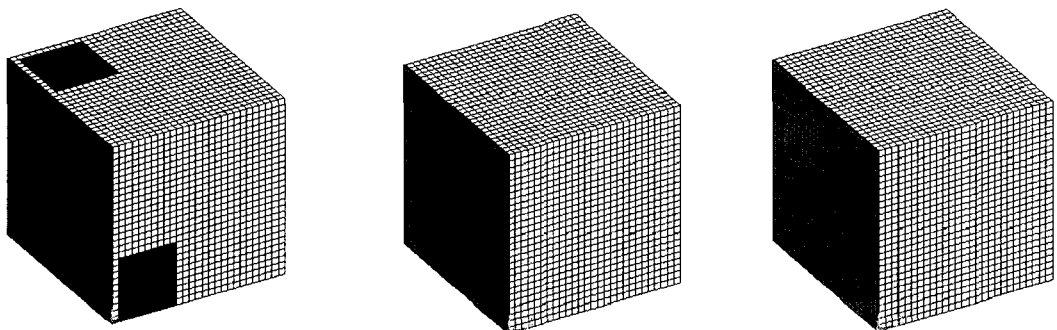
이상과 같이 각 조건에 따른 음향-구조 연성해석과 최적화를 위해 상용유한요소 프로그램인 ANSYS 8.0을 사용하였으며, 해석의 정확성을 높이기 위해 해석에 사용된 주파수 범위인 708~1410 Hz에서 한파장의 길이를 20개 이상의 절점으로 표현되도록 하였다.

제어 재료로 사용된 흡음재, 부가질량, 제진재에 대한 물성 및 치수는 Table 1에 나타내었다.

제어공간의 소음을 최소화하기 위한 흡음재 부착위치의 최적화문제는 다음과 같은 정식화로 표시할 수 있으며, 부가질량과 제진재를 사용한 경우에 대한 설계변수의 범위는 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Range of design variables for each condition

Condition	Range (mm)		
	<i>x</i>	<i>y</i>	
Additional mass	(a) 0.059 kg	9.9~266.1	9.7~262.3
	(b) 0.238 kg	19.7~256.3	19.4~252.6
	(c) 0.372 kg	24.6~251.4	24.3~247.7
Damping material	49.3~226.7	48.6~223.4	



(a) Case I (■: absorbing material) (b) Case II (■: additional mass) (c) Case III (■: damping material)
Fig. 4 FEM models for analysis (□: plate)

Object function : $f(x) = J \rightarrow \text{Minimize}$

Subject to : $49.3 \leq x_i \leq 226.7 : i = B, D$

$48.6 \leq y_i \leq 223.4 : i = A, C, D$

$48.9 \leq z_i \leq 215.1 : i = A, B, C$

여기서 i 는 흡음재가 부착되는 경계면을 의미하며, 설계변수를 나타내는 x_i, y_i, z_i 는 흡음재의 중심위치가 각 경계면에서 움직일 수 있는 좌표의 범위이다.

3.2 결과 및 고찰

(1) 최적화 결과

공동의 음향, 구조모드에 해당되는 1098 Hz와 1326 Hz에서 제어공간의 소음제어를 위해 음향경계면에 부착하는 제어재료인 흡음재, 부가질량, 제진재의 최적위치를 구한 결과를 Table 3에 나타내었다. 그리고 이 때 제어공간의 각 요소에서 음향에너지밀도의 합과 평균음압레벨을 구하여 Table 4에 나타내었다. 제어재료를 사용하지 않은 경우에 비해 조건 I의 흡음재를 최적위치에 부착한 경우는 1098 Hz에서 -33.14 dB로 35.2%의 소음저감 효과가 있었으며, 1326 Hz에서는 -5.85 dB로 6.1%의 소음저감 효과가 있었다. 이렇게 소음제어를 위해 흡음재를 사용할 경우는 음향계의 고유진동수에서는 큰 제어효과가 있지만 구조

계의 고유진동수에서는 방사소음 자체를 줄이지 못하므로 제어효과가 크게 떨어진다는 것을 알 수 있다.

조건 II-(a)의 0.059 kg의 질량을 최적위치에 부가한 경우에는 1098 Hz에서 -1.13 dB로 1.2%, 1326 Hz에서는 -38.31 dB로 38%의 소음저감 효과가 있었다. (b)의 0.238 kg인 경우에는 1098 Hz에서 -8.83 dB로 9.4%, 1326 Hz에서는 -41.05 dB로 43%의 소음저감 효과가 있었고, (c)의 0.372 kg인 경우에는 1098 Hz와 1326 Hz에서 각각 -12.75 dB인 13.5%, -36.01 dB인 44%의 소음저감 효과가 있었다. 이렇게 제어재료로 부가질량을 사용한 경우에는 질량의 크기가 증가할수록 질량효과에 의한 소음저감 효과가 점점 커지는 것을 알 수 있으며, 흡음재와는 반대로 구조계의 고유진동수에서는 제어효과가 크지만 음향계의 고유진동수에서는 제어효과가 미미함을 알 수 있다.

제진재는 부가질량과 마찬가지로 구조방사소음을 저감시키는 재료이므로 조건 III에서는 1326 Hz에서만 수치해석을 수행하였으며, 해석결과 -40.68 dB인 42.6%의 소음저감 효과가 있었다. 비록 조건 III-(a)에서 사용한 부가질량보다 적은 질량이 증가되었으나, 점탄성 제진재의 특성인 감쇠특성에 의해 구조방사소음을 현저히 저감시킬 수 있었다.

이상과 같이 적은 양의 제어재료를 사용하여도 음향경계면의 최적위치에 부착함으로써 큰 제어효과가 있다는 것을 수치해석결과 알 수 있었다.

Table 3 Optimum positions of absorbing materials, additional masses and damping material

Condition		Frequency (Hz)	Optimum positions of control material (mm)
Control material			
Case I Absorbing mass		1098	$y_A: 48.6 \quad z_A: 48.9$ $x_B: 216.9 \quad z_B: 58.7$ $y_C: 213.7 \quad z_C: 58.7$ $x_D: 226.7 \quad y_D: 48.6$
		1326	$y_A: 48.6 \quad z_A: 195.6$ $z_B: 226.7 \quad z_B: 136.9$ $y_C: 136.0 \quad z_C: 195.6$ $x_D: 157.7 \quad y_D: 106.9$
Case II Additional mass	(a) 0.059 kg	1098	$x : 39.4 \quad y : 174.9$
		1326	$x : 29.6 \quad y : 174.9$
	(b) 0.238 kg	1098	$x : 177.4 \quad y : 167.6$
		1326	$x : 177.4 \quad y : 184.6$
(c) 0.372 kg	1098	$x : 231.6 \quad y : 160.3$	
	1326	$x : 182.4 \quad y : 189.4$	
Case III Damping material		1326	$x : 197.1 \quad y : 194.3$

Table 4 Sum of acoustic energy density and average SPL for each condition

Condition		Frequency (Hz)	Sum of acoustic energy density (J/m^3)	Average SPL (RMS : dB)
Control material				
-		1098	1.61E-2	94.19
		1326	1.68E-2	95.47
Case I Absorbing material		1098	4.60E-6	61.05
		1326	3.54E-3	89.62
Case II Additional mass	(a) 0.059 kg	1098	1.23E-2	93.06
		1326	4.25E-6	59.16
	(b) 0.238 kg	1098	2.11E-3	85.36
		1326	1.33E-6	54.42
(c) 0.372 kg	1098	2.86E-4	81.44	
	1326	1.08E-6	53.46	
Case III Damping material		1326	1.23E-6	54.79

(2) 고유진동수해석

부가질량과 제진재를 이용한 최적제어에서 이러한 제어재료를 평판에 부착함에 의해 공동의 고유진동수와 같은 동적 특성이 변화한다. 따라서 관심주파수 영역인 1410 Hz까지 구조-음향 연성계인 공동의 고유진동수를 구하여 Table 5에 나타내었다.

흡음재를 강제벽에 부착한 경우는 공동의 고유진동수 변화가 발생하지 않는다. 그러나 조건 II, III과 같이 부가되는 질량이 증가할수록 구조-음향 연성계의 고유진동수 중 구조계의 고유진동수에서 많은 변화가 발생하였다. 특히 평판의 5.7%에 해당하는 작은 양의 부가질량 (a)0.059 kg에 의해 제어주파수인 19차 1325.7 Hz와 동일한 모드는 질량 부가 후 17차 1262.2 Hz에서 관측된다. 따라서 구조방사소음의 저감시키기 위한 미소질량을 이용한 최적소음제어는 질량 효과보다는 고유진동수의 변화에 의해 방사소음을 저감시킨다는 것을 알 수 있다.

(3) 주파수 응답특성

각각의 조건에서 관심주파수대역의 동적특성을 고찰하기 위해 1 kHz를 중심주파수로 하는 1옥타브 대역인 708~1410 Hz에서 제어공간의 평균음압레벨을 구하였다. Fig. 5는 제어재료를 사용하지 않은 경우, 1098 Hz와 1326 Hz에서 제어공간의 음향에너지가 최소가 되도록 흡음재를 최적위치에 부착한 경우들에 대한 주파수응답을 나타낸 것이다. 흡음재를 제어재료로 사용한 경우에는 제어주파수 뿐만 아니라 넓은 주파수대역에서 큰 소음저감효과가 있음을 알 수 있다. 그러나 제어주파수에서 멀어질수록 그 효과는 줄어들며, 비공명주파수 또는 구조계의 공명주파수에서는 오히려 소음이 증가할 수도 있다. 따라서 흡음재를 이용한 소음제어는 음향계의 공명주파수에 가까울수록 제어효과가 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 1326 Hz에서 음향에너지가 최소가 되도록 부가질량을 최적위치에 부착한 경우들에 대한 주파수

Table 5 Natural frequencies of cavity for each condition (unit : Hz)

Mode	Case I Absorbing mass	Case II Additional mass			Case III Damping material
		(a) 0.059 kg	(b) 0.238 kg	(c) 0.372kg	
1	223.9	225.2	207.7	167.7	220.0
2	453.6	443.8	378.7	415.0	442.2
3	461.7	463.4	496.1	423.1	458.7
4	622.3	622.2	621.7	622.0	622.2
5	631.4	631.4	631.5	631.2	631.4
6	650.3	650.4	650.4	648.9	650.3
7	681.0	668.6	690.7	745.2	669.1
8	821.4	789.9	810.3	767.6	810.7
9	841.4	848.0	878.8	877.2	830.3
10	886.1	886.1	886.5	886.3	886.0
11	899.7	899.7	899.9	899.7	899.7
12	906.0	906.0	906.1	905.9	906.0
13	1044.1	1010.6	1037.2	1009.1	1027.1
14	1056.0	1076.0	1098.7	1049.2	1042.2
15	1098.9	1098.9	1104.6	1099.3	1098.9
16	1245.5	1245.5	1245.5	1193.3	1245.5
17	1263.9	1260.8	1263.8	1244.0	1263.8
18	1302.7	1263.9	1302.4	1248.3	1302.6
19	1325.7	1302.7	1362.8	1264.1	1308.5
20	1360.0	1361.6	1367.7	1302.8	1342.6
21	1396.4	1396.4	1396.0	1393.8	1396.3
22	1403.6	1404.5	1405.6	1396.7	1407.1
23	1408.6	1408.5	1408.5	1408.5	1408.6

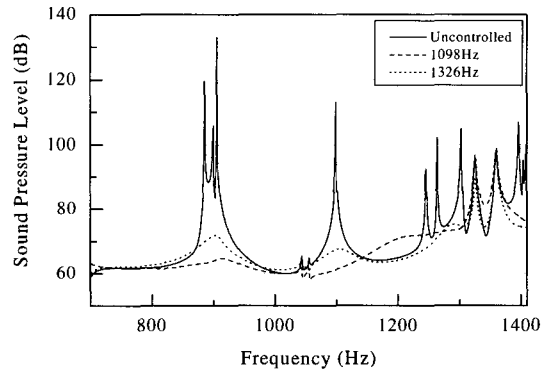


Fig. 5 Frequency responses for case I (control frequency : 1098 Hz, 1326 Hz)

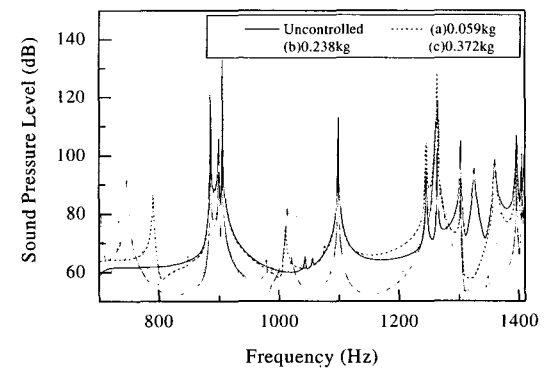


Fig. 6 Frequency responses for case II (control frequency : 1326 Hz)

응답을 나타낸 것이다. 부가질량의 크기에 관계없이 제어주파수인 1326 Hz는 고유진동수의 변화에 의해 비공명주파수로 변화되었음을 알 수 있다. 또한 부가 질량이 클수록 질량효과에 의해 제어주파수뿐만 아니라 넓은 주파수대역에서 소음저감효과가 크게 나타났다. 그러나 음향계의 공명주파수에서는 제어효과가 미소하며 구조계의 고유진동수 변화에 기인하여 예측하지 못한 몇 개의 주파수들에서 큰 소음이 발생함을 알 수 있다. 예로 질량을 부가하기 이전 8차, 15차, 19차 고유진동수인 821.4 Hz, 1044.1 Hz, 1325.7 Hz가 (a) 0.059 kg의 부가질량에 의해 789.9 Hz, 1010.6 Hz, 1260.8 Hz로 변화되어 이 주파수들에서의 소음증가가 뚜렷이 나타난다.

Fig. 7은 1326 Hz에서 음향에너지가 최소가 되도록 점탄성 제진재를 최적위치에 부착한 경우의 주파수 응답을 나타낸 것이다. 부가질량을 이용한 경우와 마찬가지로 음향계의 공명주파수를 제외하고 광대역주파수에서 아주 큰 소음저감효과가 있음을 알 수 있다. 특히 부가질량과는 달리 고유진동수의 변화로 인한 다른 주파수에서의 소음발생도 거의 없다. 이것은 점탄성 재료의 특성인 충분한 감쇠작용에 의해 구조계의 공진현상이 억제되었기 때문이다.

(4) 실험결과

해석결과의 신뢰성을 검증하기 위해 Fig. 8과 같이 실험장치를 구성하여 조화가진실험을 실시하였다. 음향학적으로 강체인 공동의 벽면은 20 mm 아크릴로 제작해 가진력에 의한 진동이 발생하지 않게 하였으며, 평판 위의 점 F에 0.2 N, 1098 Hz의 힘을 가할 때 흡음재를 A, B, C, D 네 면의 최적위치에 부착하였

다. 이 때 제어공간의 중간 높이인 $y=185$ mm에서 xz 평면의 음압레벨을 마이크로폰을 이용하여 측정하였으며, 그 결과를 Fig. 9에 음장의 형태로 나타내었다. 측정위치는 x 축 방향으로 24점, y 축 방향으로 22 점, 총 528점이다. 해석결과인 Fig. 8과 비교하면 음압

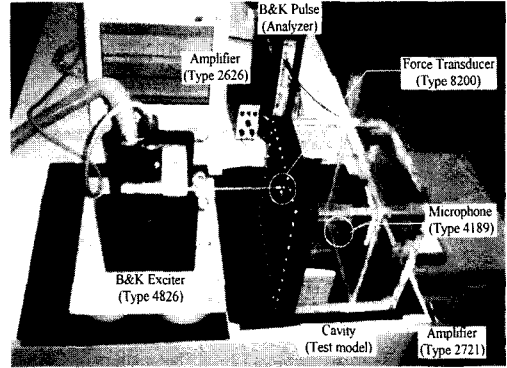


Fig. 8 Experiment setup

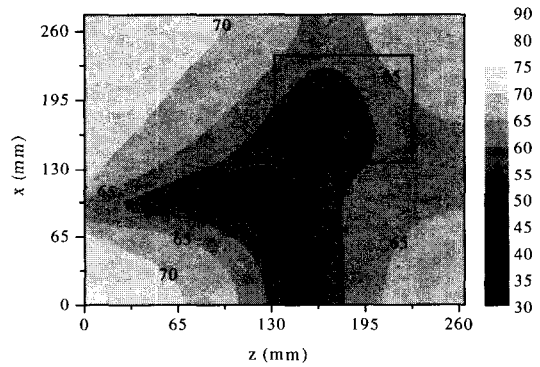


Fig. 9 SPL contour after optimum arrangement of absorbing materials (analysis ; 1098 Hz)

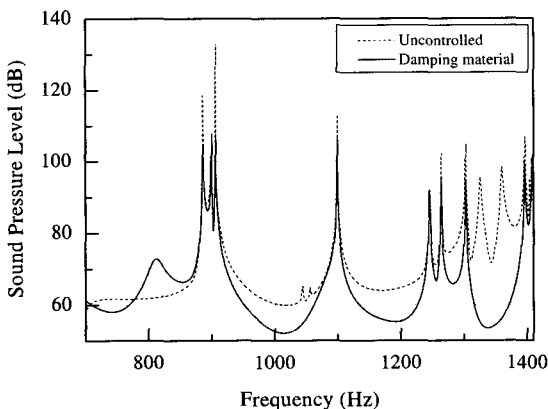


Fig. 7 Frequency response for case III (control frequency : 1326 Hz)

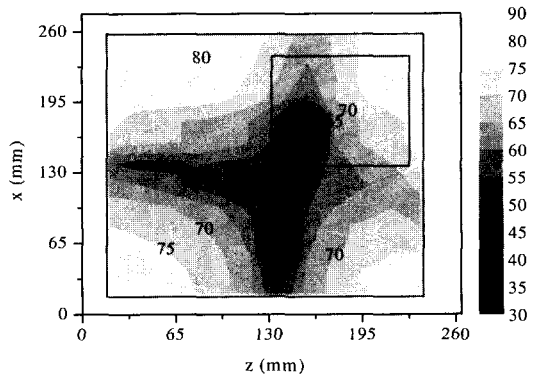


Fig. 10 SPL contour after optimum arrangement of absorbing materials (experiment : 1098 Hz)

레벨은 전체적으로 다소 높게 측정되었으나 음장의 형상은 거의 같음을 알 수 있다. 실험결과 음압이 다소 높은 이유는 해석에 사용된 흡음재의 흡음계수 값은 관내법에 의한 실험결과로 음파의 수직입사에 대한 최대흡음률을 나타낸다. 그러나 실제 평판에서 방사되는 소리는 경계면에 반사되며, 여러 각도에서 흡음재에 도달되므로 실제 흡음계수값은 관내법에 의한 실험값보다 낮으므로 음향에너지를 흡수할 수 없기 때문이다. 그러나 음장의 형상은 거의 유사하며 제어공간인 오른쪽 상단부의 박스내부에서 가장 낮은 음압레벨을 보이고 있다. 이것은 제어공간의 소음저감을 위한 흡음재 부착위치의 최적화가 잘 이루어졌으며, 음향에너지를 흡수뿐만 아니라 음장의 변화를 이용한 제어효과가 지배적임을 보여주는 것이다.

4. 결 론

이 연구에서는 구조-음향 연성계의 소음제어를 위해 강체벽과 유연한 면인 평판으로 구성된 공동을 모델로 공동내부에 대한 소음을 최소화하고자 하였다. 이를 위해 일정한 양의 흡음재, 부가질량, 제진재를 음향경계면의 최적위치에 부착하기 위한 최적화해석을 수행하였으며, 제어재료들에 대한 제어특성을 고찰하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 부문제근사법과 경사도법을 이산화된 공간에 적용할 수 있도록 수정하였으며, 순차적 최적화방법을 이용하여 음향경계면에 부착되는 제어재료의 최적 위치를 찾을 수 있었다. 이러한 방법은 소음을 제어하기 위한 재료의 사용을 최소화 하면서 제어성능을 극대화할 수 있다.

(2) 흡음재의 최적배치 결과 구조-음향 연성계인 공동의 15차 고유진동수인 1098 Hz에서 음압레벨을 35.2% 저감시킬 수 있었으며, 구조계 질량의 5.7%인 부가질량과 3.7%인 점탄성 제진재의 최적배치 결과 19차 고유진동수인 1326 Hz에서 각각 38%와 42.6%의 소음을 저감할 수 있었다.

(3) 소음제어를 위한 제어재료로 흡음재는 음향계의 고유진동수와 가까울수록, 부가질량과 제진재는 구조계의 고유진동수와 가까울수록 큰 제어효과를 얻을 수 있다. 그러나 제진재는 부가질량보다 질량증가가 작으면서 더 큰 소음저감이 가능하고, 광대역주파수에 대한 소음제어가 가능하므로 구조-음향 연성계

에서는 흡음재와 제진재가 소음제어를 위한 가장 효과적인 제어재료이다.

참 고 문 헌

- (1) Cummings, A., 1992, "The Effects of a Resonator Array on the Sound Field in a Cavity," J. Sound and Vib., Vol. 154, No. 1, pp. 25~44.
- (2) Doria, A., 1995, "Control of Acoustic Vibrations of an Enclosure by Mean of Multiple Resonators," J. Sound and Vib., Vol. 181, No. 4, pp. 673~685.
- (3) 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," J. Sound and Vib., Vol. 204, No. 2, pp. 331~357.
- (4) 남경옥, 박주배, 김양한, 2001, "흡음재 배치를 이용한 정속 공간 형성방법," 한국소음진동공학회지, 제 11권, 제 2호, pp. 221~225.
- (5) Bernhard, R. J. and Takeo, S., 1988, "A Finite Element Procedure for Design of Cavity Acoustical Treatment," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 88, pp. 2224~2230.
- (6) 유영훈, 양보석, 1995, "점탄성제진재를 이용한 비구속형 제진강판의 최적설계에 관한 연구," 한국소음진동공학회논문집, 제 5권, 제 4호, pp. 493~201.
- (7) Marburg, S., BEER, H. J., Gier, J., and Hardtke, H. J., 2002, "Experimental verification of structural -acoustic modelling and design optimization," J. Sound and Vib., Vol. 252, No. 4, pp. 591~615.
- (8) 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.
- (9) 이장명, 이준, 2002, "제진재가 피복된 평판의 진동 및 방사소음," 한국소음진동공학회지, 제 12권, 제 5호, pp. 317~322.
- (10) 윤주호, 윤여성, 김영명, 김의용, 김종수, 2002, "자동차 내장용 분무형 제진재의 특성," 한국자동차공학회지, 제 10권, 제 5호, pp. 138~146.