

< 논 문 >

## 실내 소음제어를 위한 압전지능구조물의 최적 설계

### Optimal Design of a Piezoelectric Smart Structure for Cabin Noise Control

고 범 진\* · 이 중 근\* · 김 재 환\*\* · 최 승 복\*\* · 정 재 천\*\*

Bum-Jin Ko, Joong-Kuen Lee, Jae-Hwan Kim, Seung-Bok Choi and Chae-Cheon Cheong

(1997년 11월 6일 접수 ; 1998년 1월 19일 심사완료)

**Key Words** : Acoustic Cavity (음향 공간), Silent Zone(무소음 영역), Optimal Design of Piezoelectric Smart Structure (압전 지능구조물의 최적 설계)

#### ABSTRACT

Optimal design of a piezoelectric smart structure is studied for cabin noise control. A cubic shaped acoustic cavity with a flat plate which covers one side is taken as the problem. The sensor signal is returned to the actuator through a negative gain. The acoustic cavity is modeled using the modal approach which represents the pressure fields in the cavity as a sum of mode shapes of the cavity with unknown coefficients. By using orthogonality of the mode shapes of the cavity, finite element equation for the structure with the influence of the acoustic cavity is derived. The objective function is the average pressure at a certain region, so-called silent zone, in the cavity and the design variables are the locations and sizes of the piezoelectric actuator and sensor. The optimal design is performed at several frequencies and the results show a remarkable noise reduction. To see the robustness of the optimally designed result, the configuration is used to examine the noise reduction at different frequencies. By adjusting the gain at each frequencies, it is possible to reduce the noise in comparison with the result when the actuator is not activated.

#### 1. 서 론

자동차나 항공 산업 분야 등에서는 구조물로부터 실내로 복사되는 소음을 제어하기 위해 많은 연구를 거듭하여 왔다. 소음제어에 있어서 가장 중요한 문제인 실내소음문제는 기본적으로 구조물

의 진동에 의하여 발생하며 이것이 음향 공간(acoustic cavity)내의 공진주파수와 일치할 때 큰 소음을 유발하게 된다.

실내소음문제를 해결하기 위해서는 수동적인 방법과 능동적인 방법을 적용할 수 있다. 수동적인 방법은 구조물의 재질이나 형상을 잘 설계해서 복사되는 소음을 줄이는 것으로 구조물에 제진재를 부착시키는 것이 한 예가 될 수 있다. 능동소음제어의 한 방법으로는 최근에 지능구조물이 각광받는 기술로 등장하고 있다<sup>(1-5)</sup>. 이런 구조물에서

\* 인하대학교 대학원 기계공학과

\*\* 정회원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

압전 세라믹은 감지기와 가진기로 널리 사용되며 감지기의 신호가 적당한 제어기를 통해 가진기로 전해져 지능구조물을 형성한다. 최근에 이러한 문제 즉, 제어기와 구조물의 통합된 설계(integrated design of structure and control system)에 대한 연구가 활발하다<sup>(6-8)</sup>.

압전지능구조물을 실내소음문제에 적용할 때 제어 성능은 제어 이득뿐만 아니라 가진기와 감지기의 위치와 크기에 크게 영향을 받는다. 따라서 보다 나은 제어 효과를 얻기 위해서는 압전지능구조물에 대한 최적 설계가 필요하다.

압전 재료가 부착된 평판 구조물을 모델링하는데는 많은 연구가 제안되었다<sup>(9-12)</sup>. 그 중 압전소자용 3차원 요소와 판 구조물의 쉘 요소, 그리고 이 둘을 연결하는 천이요소를 사용하는 유한요소법이 있는데<sup>(13)</sup>, 이와 같은 방법은 어떤 구조물이나 압전 재료와 같은 비등방성 재료에도 높은 정확도를 보인다. 따라서 본 논문에서는 이와 같은 유한요소법을 사용하였다.

판 구조물과 음향 공간(acoustic cavity)이 연계된 문제를 풀기 위해서는 내부의 음향 유체와 이것을 둘러싼 구조물을 모델링하는데 유한요소법을 사용하는 것이 매우 편리하다. 구조물에 대해서는 변위 구성방정식, 음향 모델에 대해서는 음압 구성방정식이 사용될 때, 두 식은 서로 연계된 시스템 방정식을 이루게 된다<sup>(14)</sup>. 음향 공간은 미지수를 가지는 모드의 합성법으로 음향 공간 내의 음장을 나타내어 모델링 하였고 이를 통해서 구조

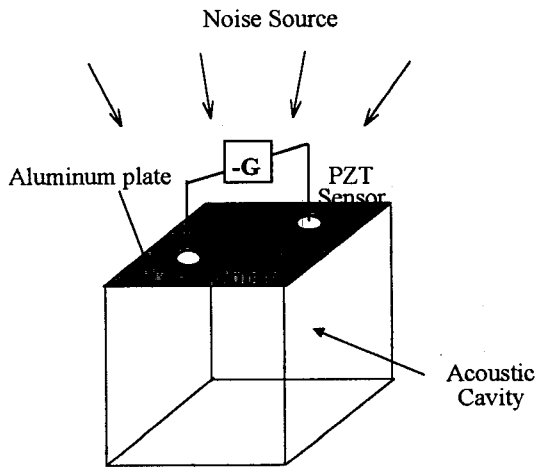


Fig. 1 Piezoelectric Smart Structure clamped on rectangular acoustic cavity

물의 연계 방정식 내의 음장 영역을 소거하였다.

본 연구에서는 실내 음향 공간을 모델링하고 위에 제안한 유한요소법<sup>(13)</sup>에 근거한 압전지능구조물과 연계하여 효과적인 제어 성능을 얻기 위해 최적 설계를 수행하는데 목적을 두었다. Fig. 1은 실내 소음 문제의 한 예를 나타낸다. 음향 공간은 입방체 모양이며 한 면이 원판형 압전 가진기와 감지기가 부착된 알루미늄 평판으로 덮혀있고 외부로부터 음향 평면파가 소음원으로 평판 위에 작용한다. 압전감지기의 신호는 적절한 부이득(negative gain)을 거쳐서 압전가진기에 인가된다.

최적 설계 과정에서 목적 함수는 음향 공간내에 설정한 무소음 영역(silent zone)에서의 평균 음압으로 정의하고 설계 변수는 제어기의 이득, 압전감지기와 가진기 각각의 위치, 지름, 두께로 정하였다. 소음원의 가진 주파수로는 먼저 구조물과 연계된 공진주파수와 음향 공간의 공진주파수로 택하였다.

## 2. 시스템 모델링

### 2.1 압전지능구조물에 대한 유한요소모델

평판 위에 원판형 압전가진기와 감지기가 부착된 구조물을 모델링하기 위해서 Fig. 2와 같은 3차원 요소, 쉘 요소 그리고 천이요소를 사용하였다. 20절점 3차원 요소는 압전소자와 이에 인접한 판재를 위해 쓰였고, 9절점 쉘 요소는 판재의 나머지 부분에 쓰였으며, 이 두 요소를 연결하기 위해서 13절점 천이요소를 사용했다<sup>(13)</sup>.

압전 소자는 변위와 전기장이 연계되어 있기 때문에 전체 유한 요소식은 다음과 같이 된다.

$$\left( -\omega^2 \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{uu} & K_{u\phi} \\ K_{\phi u}^T & K_{\phi\phi} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} U \\ \phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \\ Q \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서  $M$ 과  $K_{uu}$ 는 질량과 강성 행렬이고  $K_{u\phi}$ 는 압전 행렬 그리고  $K_{\phi\phi}$ 는 유전 강성 행렬이다.  $U$ 는 변위,  $\phi$ 는 전기장, 그리고  $F$ 와  $Q$ 는 절점에 작용하는 힘과 전하 행렬을 의미한다. 위의 식을

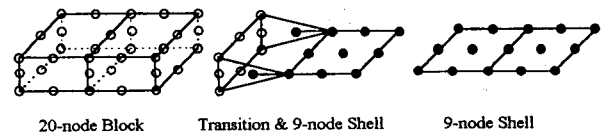


Fig. 2 3-D, Transition and shell elements

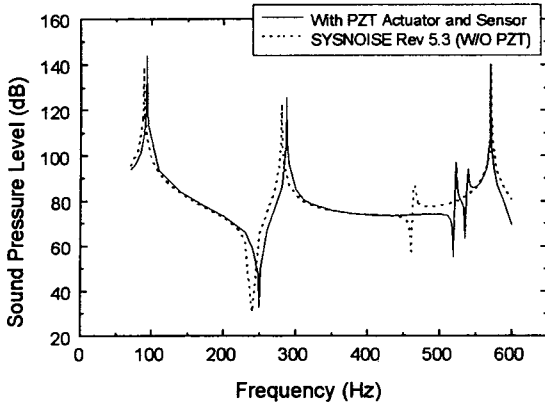


Fig. 3 Frequency Response at the bottom of the cavity

적용함에 있어서 압전 소자와 판재 구조물간의 구별이 없다. 왜냐하면, 판재를 나타내는 9절점 쉘 요소와 13절점 천이 요소에는  $K_{u\phi}$ 와  $K_{\phi\phi}$ 가 없기 때문에  $\phi$ 도 없으며  $U$ 에는  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  변위 뿐만 아니라 회전 성분인  $\theta_x$ ,  $\theta_y$ 가 있게 된다. 압전 소자에 해당하는 절점은  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$ 의 변위와  $\phi$ 의 전기장의 자유도를 갖게 되고 일반적인 고체 요소 부분은  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$ 의 변위만 있으며 쉘 요소 및 천이 요소로 모델링 된 판재 부분은  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  및  $\theta_x$ ,  $\theta_y$ 의 회전 성분이 존재한다. 따라서 전체 행렬은 각 절점의 자유도에 따라 구성된 포인터 행렬에 의해 서로 다른 각 요소 행렬이 합쳐짐으로써 이루어진다.

감지기에서 받은 신호는 부이득(negative feedback)을 거쳐서 다음과 같이 가진기에 전해진다.

$$\phi_{actuator} = -G\phi_{sensor} \quad (2)$$

여기서  $G$ 는 이득값이다.

## 2.2 음향 공간내의 음압

음향 공간 내의 유체가 유연 구조물에 둘러싸여 있을 때, 구조물 표면에 접한 유체는 구조물의 움직임에 영향을 주고 구조물의 수직 가속도는 유체에 영향을 준다. 강체 경계면을 가지는 음향 공간 내의 음장은 공간 내의 모드 합성으로 나타낼 수 있다. 비제차 Helmholtz 방정식으로부터 음압에 대한 식을 다음과 같이 쓸 수 있다<sup>(15)</sup>.

$$\nabla^2 p - \left(\frac{1}{c^2}\right)\dot{p} = -\rho_0 \dot{q} \quad (3)$$

여기서  $q$ 는 구조물의 진동에 기인하는 체적 속도 분포를 나타낸다. 그때 구조물의 수직 변위  $u_n$ 을 이용하면  $q$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$q = -\dot{u}_n \quad (4)$$

따라서 식 (3)은 다시 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\nabla^2 p - \left(\frac{1}{c^2}\right)\dot{p} = \rho_0 \ddot{u}_n \quad (5)$$

이때 음향 공간 내의 음압은 모드 형상의 합성으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P = \sum A_{lmn} \Psi_{lmn} \quad (6)$$

$$= \sum A_{lmn} \left( \cos \frac{l\pi x}{a} \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \right)$$

여기서  $A_{lmn}$ 은 미지수이고  $l$ ,  $m$ ,  $n$ 은 모달 정수,  $\Psi_{lmn}$ 은 강체 경계면을 가지는 사각 공간 내부의 모드 형상, 그리고  $a$ ,  $b$ ,  $c$ 는 사각 음향 공간의 크기를 나타낸다. 식 (6)을 식 (5)에 대입하고 시간에 따른 조화 파동으로 가정하면, 식 (7)을 얻을 수 있다.

$$A_{lmn} \left[ k^2 - \left\{ \left(\frac{l\pi}{a}\right)^2 + \left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{c}\right)^2 \right\} \right] \cdot \Psi_{lmn} = -\omega^2 \rho_0 u_n \quad (7)$$

$\Psi_{lmn}$ 을 양변에 곱하고 전체 유체 영역에 대해서 적분하여 직교 조건을 적용하면, 식 (7)은 다음과 같이 된다.

$$A_{lmn} \left[ k^2 - \left\{ \left(\frac{l\pi}{a}\right)^2 + \left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{c}\right)^2 \right\} \right] \cdot A_{lmn} = \int_{\Gamma} (-\rho_0 \omega^2 u_n) \cdot \Psi_{lmn} d\Gamma \quad (8)$$

여기서,

$$A_{lmn} = \int_0^a \int_0^b \int_0^c \cos^2 \frac{l\pi x}{a} \times \cos^2 \frac{m\pi y}{b} \cos^2 \frac{n\pi z}{c} dx dy dz \quad (9)$$

이때 수직 변위  $u_n$ 은 접촉 경계면  $\Gamma$ 에서 형상 함수  $N_{\Gamma}$ 를 사용하여 표현할 수 있다.

$$u_n = N_{\Gamma} \cdot \hat{u}_{\Gamma} \quad (10)$$

$\hat{u}_{\Gamma}$ 은 접촉 경계면  $\Gamma$ 에서 수직 변위의 절점값이며, 식(8)을 미지수  $A_{lmn}$ 에 대해서 풀면 식(11)과 같이 된다.

$$A_{lmn} = \frac{\int_{\Gamma} (-\rho_0 \omega^2 N_{\Gamma}) \cdot \Psi_{lmn} d\Gamma}{\left[ k^2 - \left( \left( \frac{l\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{m\pi}{b} \right)^2 + \left( \frac{n\pi}{c} \right)^2 \right) \right]} \cdot \hat{u}_{\Gamma} \quad (11)$$

이에 따라 음향 공간의 음압으로 인한 접촉력은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} F_I &= \int_{\Gamma} P N_{\Gamma} d\Gamma \\ &= \int_{\Gamma} \sum A_{lmn} \Psi_{lmn} N_{\Gamma} d\Gamma \\ &= \sum \int_{\Gamma} A_{lmn} \Psi_{lmn} N_{\Gamma} d\Gamma \\ &= \sum \int_{\Gamma} \frac{\int_{\Gamma} (-\rho_0 \omega^2 N_{\Gamma}^T \cdot \Psi_{lmn}) d\Gamma}{\left[ x^2 - \left( \left( \frac{l\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{m\pi}{b} \right)^2 + \left( \frac{n\pi}{c} \right)^2 \right) \right]} \cdot A_{lmn} \\ &\quad \cdot \Psi_{lmn} N_{\Gamma} d\Gamma \cdot \hat{u}_{\Gamma} \\ &= -\omega^2 G \hat{u}_{\Gamma} \quad (12) \end{aligned}$$

따라서 식 (12)를 구조물의 유한 요소식에 추가하면, 전체 유한 요소식은 다시 다음과 같이 쓰여진다.

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 [M-G & 0] \\ 0 & 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_{uu} & K_{u\phi} \\ K_{\phi u}^T & K_{\phi\phi} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U \\ \phi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \\ Q \end{pmatrix} \quad (13)$$

일단 식 (13)을 풀고 나면, 수직 변위  $\hat{u}_{\Gamma}$ 를 구할 수 있고 음향 공간 내의 임의 위치에서 음장은 식 (6)과 식 (11)을 통하여 계산할 수가 있다.

### 3. 최적 설계

최적 설계에 있어 목적함수는 무소음 영역 (silent zone) 내의 평균 음압으로 정하였다. 여기서 무소음 영역은 음향 공간 내에 중앙으로부터  $x, y, z$  각 방향으로 10cm 이내에 있는 13개 지점으로 설정하였다.

$$\min f = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_i(x_i, y_i, z_i) \quad (14)$$

원판형 압전가진기와 감지기가 부착된 판재의 복사 소음을 줄이기 위해서 고려한 설계 변수는 다음과 같다.

- $b_1 = G$  (부이득)
- $b_2 = x_1$  (압전가진기의  $x$ 좌표값)
- $b_3 = y_1$  (압전가진기의  $y$ 좌표값)

- $b_4 = x_2$  (압전감지기의  $x$ 좌표값)
- $b_5 = y_2$  (압전감지기의  $y$ 좌표값)
- $b_6 = r_1$  (압전가진기의 반지름)
- $b_7 = r_2$  (압전감지기의 반지름)
- $b_8 = t_1$  (압전가진기의 두께)
- $b_9 = t_2$  (압전감지기의 두께)

제한 조건식으로는 설계 변수의 상한 및 하한을 다음과 같이 제한하는 조건을 택하였다.

$$L_i \leq b_i \leq U_i, i=1, \dots, 9 \quad (15)$$

여기서  $b_i$ 는  $i$ 번째 설계 변수이고  $L_i$ 와  $U_i$ 는 이 변수에 대한 하한 및 상한치이다. 또 다른 제한 조건으로는 압전 소자의 유한 요소를 포함하는 요소들들이 서로 겹치지 않는 조건을 고려하였다.

최적화 과정은 제한 조건식을 제한 조건이 없는 최적화 문제로 순차적으로 푸는 SUMT(Sequentially Unconstrained Minimization Technique)을 사용하는 PCON 프로그램을 사용하였다<sup>(16)</sup>.

### 4. 결 과

본 연구의 시스템은 Fig. 1과 같으며, 제안된 시스템 사양은 다음과 같다.

- 알루미늄 판재: 30 cm x 30 cm, 두께 0.8 mm
- 원판형 압전가진기와 감지기: PZT-5 (Lead

Table 1 Optimal design result

	초기 조건		최적설계결과	
	92 Hz	287 Hz	92 Hz	287 Hz
b1(G)	0	0	3.55	1.22
b2(x1)	100 mm	100 mm	99.3 mm	66.9 mm
b3(y1)	100 mm	100 mm	119.3 mm	68.5 mm
b4(x2)	200 mm	200 mm	204.9 mm	236.5 mm
b5(y2)	200 mm	200 mm	193.0 mm	233.1 mm
b6(r1)	10 mm	10 mm	13.5 mm	13.7 mm
b7(r2)	10 mm	10 mm	13.4 mm	13.4 mm
b8(t1)	1 mm	1 mm	1.33 mm	1.33 mm
b9(t2)	1 mm	1 mm	1.33 mm	1.32 mm
Ave. Pressure (dB)	143.9	122.9	109.2	93.1

Zirconate Titanate)

· 음향 공간: 30 cm x 30 cm x 30 cm,

$$\rho_0 = 1.225 \text{ kg/m}^3, c = 345 \text{ m/s}$$

판재에 작용하는 음압 하중은 2 Pa(100 dB)의 음압이 일정하게 작용하는 것으로 간주하였다.

먼저 시스템의 주파수 응답을 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3에서 알 수 있듯이 구조-음향적으로 연계된 본 시스템의 경우, 첫 번째 공진주파수는 92 Hz, 두 번째 공진주파수는 287 Hz, 그리고 음향 공간의 공진주파수에 해당하는 것이 570 Hz로 나타났다. 또한, 참고로 Fig. 3에는 구조-음향 상용 프로그램인 SYSNOISE 5.3을 이용한 결과를 도시하였다.

Fig. 3의 결과에 따라 92 Hz와 287 Hz에서 각각 최적 설계를 수행하였고, 그 결과를 Table 1에

나타내었다. 압전가진기와 감지기의 위치는 중심으로부터 모서리쪽으로 나가는 경향을 보였는데, 이것은 모서리 부분이 음의 복사에 큰 영향을 미치는 사실을 감안할 때 타당하다 할 수 있다. 가진기와 감지기의 크기와 두께는 모두 커지는 경향을 나타냈다. 최적 설계 결과를 보면 음향 공간내 무소음 영역(silent zone)의 평균 음압은 92 Hz에서 약 35 dB, 287 Hz에서 30 dB가량 감소하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 92 Hz에서 초기조건일 때와 최적 설계 결과일 때 판재의 수직 변위를 나타낸다. 또한, Fig. 6과 Fig. 7은 287 Hz에서의 수직 변위를 나타낸다. Fig. 8은 278 Hz에서의 최적 설계 결과를 이용하여 압전가진기와 감지기의 위치 및 크기를 설정한 다음 다른 주파수에 그 결과를 적용하였을 때, 압전가진기에 전압이 인가되지 않

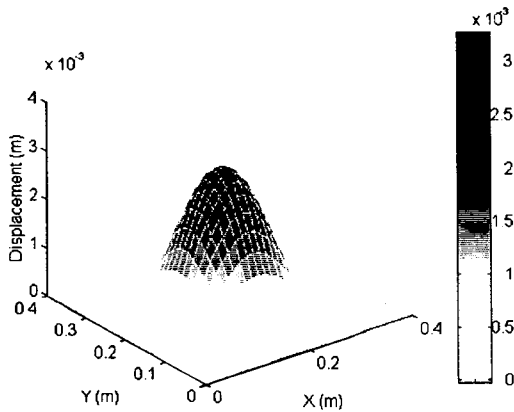


Fig. 4 Normal displacements of the plate : initial,  $f = 92 \text{ Hz}$

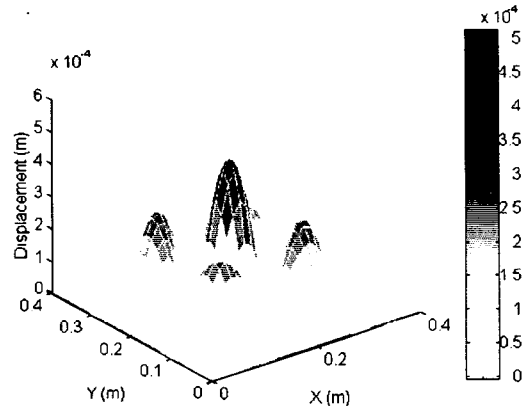


Fig. 6 Normal displacements of the plate : initial,  $f = 287 \text{ Hz}$

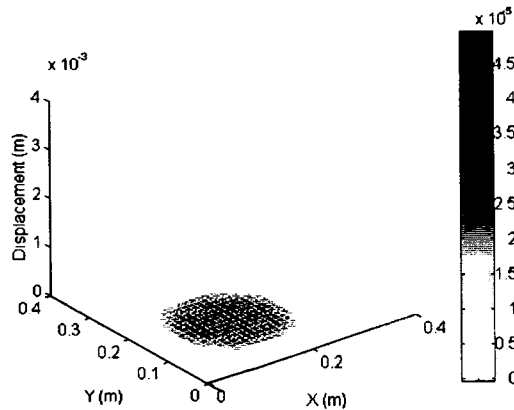


Fig. 5 Normal displacements of the plate : optimal,  $f = 92 \text{ Hz}$

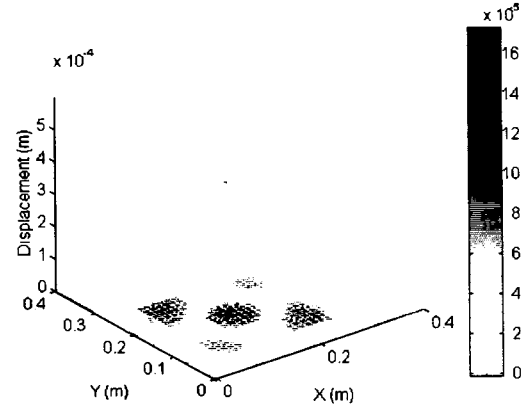


Fig. 7 Normal displacements of the plate : Optimal,  $f = 287 \text{ Hz}$

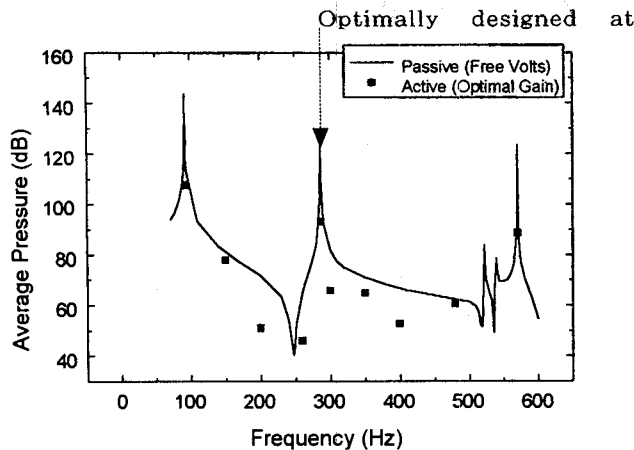


Fig. 8 Robustness of optimal design result at different frequencies

은 수동적인 시스템과 최적의 이득값을 구하여 제어를 수행한 경우의 차이를 나타낸다.

150 Hz와 480 Hz에서는 소음 감소의 폭이 매우 작았으나 음향 공간의 공진주파수에 해당하는 570 Hz에서는 약 35 dB정도 소음을 감소시킬 수가 있었다. 287 Hz에서의 최적 설계 결과는 그의 다른 주파수, 200 ~ 400 Hz정도의 주파수 영역에서도 큰 효과를 볼 수 있었다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 실내 소음 제어를 목적으로 Fig. 1과 같은 압전지능구조물을 제안하고, 이를 이용하여 보다 나은 소음 제어 효과를 얻기 위해서 최적 설계를 수행하였다. 최적 설계를 한 결과, 구조물과 연계된 공진주파수 및 음향 공간의 공진주파수에서는 괄목할 만한 소음 제어 성능을 보였으며, 최적 설계 결과는 몇몇 다른 주파수 영역에서도 적당한 이득값을 정해 주었을 때, 상당량의 소음 감소 효과를 나타내었다. 보다 많은 압전가진기를 사용한다면 더 좋은 제어 성능을 얻을 수 있을 것으로 기대된다.

최적 설계의 결과를 실험을 통하여 검증함으로써 압전 지능구조물의 실내 소음제어에 대한 가능성을 확신할 수 있을 것이다.

### 참 고 문 헌

(1) V.V. Varadan, X. Bao and V.K. Varadan,

1995, "Smart Wall Paper for Noise Suppression," *Proc of North America Conf. on Smart Structures and Materials* (SPIE), Vol. 2443, San Diego, California USA.

(2) R.L. Clark and C.R. Fuller, 1992, "Experiments on Active Control of Structurally Radiated Sound Using Multiple Piezoceramic Actuators" *J. Acoust. Soc. Am.*, 91, (6), pp. 3313-3320.

(3) R.L. Clark and C.R. Fuller, 1992, "Optimal Placement of Piezoelectric Actuators and Polyvinylidene Fluoride Error Sensors in Active Structural Acoustic Control Approaches," *J. Acoustic Soc. Am.*, 92 (3), pp. 1521 ~ 1533.

(4) B-T. Wang, R. A. Burdisso and C.R. Fuller, 1994, "Optimal Placement of Piezoelectric Actuators for Active Structural Acoustic Control," *J. Intell. Mat. Sys. Str.* 5, pp. 67 ~ 77.

(5) J. Kim, V.V. Varadan and V.K. Varadan, 1995, "Finite Element-Optimization Methods for the Active Control of Radiated Sound from a Plate Structure," *Smart Materials and Structures*, 4 (4), pp. 318 ~ 326.

(6) R. A. Cranfield and L. Meirovitch, 1994, Integrated Structural Design and Vibration Suppression Using Independent Modal Space Control, *AIAA J.*, Vol. 32, No. 10, pp. 2053 ~ 2057.

(7) C. Nam, Y. Kim and T. A. Weisshaar, 1995, Optimal Sizing and Placement of Piezo Actuators for Active Flutter Suppression, *North Am. Conf. on Smart Structures and Materials*, (SPIE), Vol. 2443, San Diego, California USA.

(8) R. V. Grandhi, 1989, Structural and Control Optimization of Space Structures, *Computers & Structures*, Vol. 31, No. 2, pp. 139 ~ 150.

(9) E.K. Dimitriadis, 1991, C.R. Fuller and C.A. Rogers, "Piezoelectric Actuators for Distributed Vibration Excitation of Thin Plates," *Journal of Vibration and Acoustics*,

- 113, pp. 100~107.
- (10) H.S. Tzou and J.P. Zhong, 1991, "Theory on Hexagonal Symmetrical Piezoelectric Thick Shells Applied to Smart Structures," *ASME Structural Vibration and Acoustics*, DE-34, pp. 7~15.
- (11) J.N. Reddy, 1987, "A Generalization of Two-Dimensional Theories of Laminated Composite plates," *Comm. in Appl. Num. Meth.*, 3, pp. 173~180.
- (12) J.N. Reddy and Jr. D.H. Robins, 1994, "Structural Theories and Computational Models for Composite Laminates," *Applied Mechanics Reviews*, 47 (6), Pt. 1, pp. 147~170.
- (13) J. Kim, V. V. Varadan and V. K. Varadan, 1997, Finite Element Modeling of Structures Including Piezoelectric Active Devices, *Int. J. Num. Meth. Eng.*, Vol. 40, pp. 817~832.
- (14) J. Kim, B. Ko and V. V. Varadan, 1997, Finite Element Modeling of Active Cabin Noise Control Problems, *4th Annual Symp. On Smart Structures & Materials(SPIE)*, Vol. 3039, pp. 305~314, San Diego, CA, USA.
- (15) F. Fahy, 1985, Sound and Structural Vibration, Academic Press.
- (16) C. H. Suh and Charles W. Radcliffe, 1978, Kinematics and Mechanisms Design, John Wiley & Sons.