

< 논 문 >

자기감응 액추에이터를 이용한 능동소음제어

고 병 식*

(1995년 11월 15일 접수)

Active Noise Control Using Sensory Actuator

Byeong-Sik Ko

Key Words: Active Control(능동제어), Sound Transmission(소음전달), Sensory Actuator(자기감응액추에이터), Piezoelectric Material(압전소자), Positive Position Feedback(양변위되먹임), FRF(주파수응답), Active Vibration Control(능동진동제어), Induced Charge(유발전하), Induced Voltage(유발전압), DSP(Digital Signal Processing, 실시간신호처리), Active Noise Control(능동소음제어)

Abstract

This paper presents an experimental demonstration of DSP and a sensory actuator that is used to actively control sound transmission/radiation through a vibrating plate. A plane acoustic wave incident on a clamped, thin circular plate was used as a noise source, and a sensory actuator bonded to the plate was used to control and sense vibration of the plate. The sound transmission reduction problem was transformed as a structural vibration control problem that actively control the structural vibration modes coupled to acoustic modes. The results show that the first structural vibration mode is controlled with a reduction of 78 percent in the displacement and velocity of the plate. This corresponds to a 13 dB reduction in the acoustic response. These experimental results indicate that a sensory actuator bonded to the plate can be employed to attenuate the sound transmitted or radiated from the plate.

기 호 설 명

d_{31} : 압전변형률 계수
 t_a : 압전액추에이터의 두께
 h : 평판의 두께
 E_b : 평판의 탄성계수
 E_p : 압전액추에이터의 탄성계수
 w : 평판의 변위
 V : 압전액추에이터로의 입력전압
 m' : 평판의 단위길이당 질량
 D_i : 전기적 변위
 q : 유발전하

V_i : 유발전압
 ν : Poisson 비
 ξ : 진동계의 모드좌표
 ω : 진동계의 고유진동수
 ζ : 진동계의 댐핑계수
 D_e : 평판의 강성($=\frac{E_b h^3}{12(1-\nu^2)}$)

1. 서 론

최근들어 구조물의 진동에 의한 방사소음의 실시간제어를 위해 DSP(digital signal processing) 등을 이용한 능동소음제어방법들이 연구되어 왔다.

*회원, 대우자동차(주) 기술연구소

자동차 차체, 항공기 동체, 잠수함, 장삼차(APC)와 산업기계 등의 구조물진동에 의한 방사소음과 전달소음문제는 소음제어가 필요한 문제들이다. 이러한 소음의 제어를 통해 실내에서의 안락성을 유지할 수 있으며 또한 구조물의 피로현상을 감소시킬 수 있다. 방사/전달소음을 제어하기 위한 일차적인 방법은 이차적인 능동소음원으로 스피커와 같은 음향단극음원을 이용, 반음향(anti-noise)을 주입하여 일차소음을 제거하는 것이다. 이에 관한 연구는 Deffayet⁽¹⁾과 Elliott⁽²⁾ 등에 의해 수행되었다. 두번째 방법으로는 음향모드와 연성(couple)되어 있는 진동모드를 갖는 탄성구조물의 감쇠비를 증가시켜 구조물진동을 제어하는 것이다.^(3~8)

구조물의 모드진동과 방사소음간의 관계를 Rayleigh equation에 의해 알 수 있으므로⁽⁹⁾ 소음 제어문제는 방사효과모드(efficiently radiating mode)의 진동을 감소시키는 진동제어로 바뀔 수 있다. 구조기진소음(structure-borne noise)제어를 위한 이같은 압전액추에이터 사용은 Akishita,⁽¹⁰⁾ Dimitriadis,⁽⁵⁾ Zhou⁽⁶⁾ 등의 연구에 의해 진행되어 왔다. 그들의 연구에서는 음향음납 또는 전달소음을 제어하기 위해 far-field에 설치한 마이크로폰을 이용하거나⁽⁶⁾ 별개의 센서와 액추에이터를 이용하거나^(3,4,8) 또는 가속도계를 이용하였다.⁽⁷⁾ Silcox 등⁽¹⁰⁾과 Lester^(11,12) 등은 실린더의 내부소음을 저감하기 위해 일차소음원과 동인 평면상에 있는 실린더내부에 90도 간격으로 4개의 이차소음원을 배치하여 소음저감효과를 실험적으로 구현하였다. Fuller 등⁽¹³⁾은 feedforward 제어기법, 가진기와 압전액추에이터를 이용하여 능동소음제어를 시도하였다. Simpson 등⁽¹⁴⁾은 실린더 외부에서 발생하는 주기적인 소음을 제거하기 위해 실린더벽을 따라 이차소음원을 배치하여 특정주파수에서 실린더내부 소음에서 13 dB 이상의 저감효과를 얻었다.

본 논문에서는 스피커에 의한 음향평면파를 교란 신호(disturbance)로 하며 고정원형평판의 진동을 되먹임제어기법으로 제어하여 능동소음제어를 수행하였다. 또한 변위정보를 관측하고 되먹임하기 위해 구조물표면에 자기감응 액추에이터를 부착하였으며 양변위 되먹임 제어(PPF, positive position feedback)기법^(15,16)을 이용하여 계의 안정성을 보장하며 진동구조물의 속도를 대폭 감소시켰다. 마지막으로 고정원형평판에 부착된 자기감응 액추에이터를 사용한 구조물진동의 제어를 이용한 음향제어

를 실험을 통해 입증하였다.

2. 원형압전센서/액추에이터의 해석

원형압전센서와 액추에이터의 자세한 해석은 다음 기회로 미루고 여기에서는 간단하게 결과위주로 기술한다.

2.1 압전물질의 지배방정식

압전물질의 지배방정식은 IEEE표준⁽¹⁷⁾에 따라 전기적 변위, 전기장, 기계적 변형률, 응력간에 나타나는 압전계수의 형태로 나타낸다.

$$\begin{aligned}\sigma_{ij} &= c_{ijkl}^E \epsilon_{kl} - c_{kij}^E E_k \\ D_i &= c_{ikl}^E \epsilon_{kl} + \varphi_{ik}^E E_k\end{aligned}$$

여기서, σ_p 는 응력텐서, ϵ_{kl} 은 변형률텐서, E_k 는 전기장, D_i 는 전기적 변위이며 c_{ijkl} , c_{kij} , φ_{ik} 는 강성행렬, 압전응력/전하계수행렬, 압전유전율계수이다. 응력행렬 σ_p 와 변형률행렬 ϵ_{kl} 은 대칭이므로 각 행렬은 벡터 σ_p 와 ϵ_q 로 나타낼 수 있다. 유사하게 강성행렬 c_{ijkl} 과 압전응력/전하계수행렬 c_{kij} 는 차수가 감소된 행렬 c_{pq}^E 와 c_{kp}^E 로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\sigma_p &= c_{pq}^E \epsilon_q - c_{kp}^E E_k \\ D_i &= c_{iq}^E \epsilon_q + \varphi_{ik}^E E_k\end{aligned}\quad (1)$$

σ_p 와 ϵ_p 에서 하첨자들은 $p=1, 2, 3$ 에서는 수직응력 및 수직변형률을 나타내며 $p=4, 5, 6$ 에서는 전단응력 및 전단변형률을 나타낸다. 압전응력/전하계수행렬 c_{pq}^E 는 $c_{pq}^E = c_{qs}^E d_{ps}$ 이며 d_{ps} 는 압전변형률/전하계수행렬이다. 물리적으로 d_{ps} 는 무응력상태에서 가해진 전기장에 의한 유발변형률을 나타낸다. 평면응력을 받는 선형균질성 물질의 지배방정식은⁽¹²⁾

$$\begin{aligned}\begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \end{pmatrix} &= [C] \begin{pmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \end{pmatrix} - [C] \begin{pmatrix} d_{31} E_3 \\ d_{31} E_3 \\ 0 \end{pmatrix} \\ D_3 &= \varphi_{33} E_3 + d_{31} \sigma_1 + d_{32} \sigma_2\end{aligned}\quad (2)$$

2.2 원형압전센서의 해석

기계적 변형에 의한 유발전하(또는 전압)은 직교좌표계에서 유발전하(또는 전압)를 구한 후 극좌표계로 전환하여 구하였다. 등방성균질(isotropic homogeneous)인 얇은 평판의 소변위이론에 대한 기본적 이론⁽¹⁸⁾을 바탕으로 변형에 의한 유발전하

(또는 전압)을 유도할 수 있다.

일반적인 압전소재의 경우 $d_{32}=d_{31}$ 이므로, ⁽¹⁷⁾ z 방향의 전기적 변위 D_3 는

$$D_3 = \epsilon_{33}E_3 + d_{31}P_1(x, y)\sigma_1 + d_{31}P_2(x, y)\sigma_2 \quad (3)$$

여기서, $P_1(x, y)$, $P_2(x, y)$ 는 전기전도층의 x, y 방향의 형상이다. 전도층형상(electrode configuration)은 압전소재에 의해 덮여진 영역을 나타내는 함수이다. (Fig. 1)

기계적 변형에 의한 유발전하신호는

$$q = \int_S \vec{D}_3 \cdot d\vec{n} \quad (4)$$

여기서, \vec{n} 은 폐곡면(enclosed surface) S에 수직이며 바깥쪽으로 향하는 단위벡터이다.

변위 $w(r, t)$ 를 고유모드와 모달좌표로 나타내면 $w(r, t)$ 는

$$w(r, t) = \sum_{n=1}^{\infty} A_{0n} \{ I_0(\beta_{0n}R) J_0(\beta_{0n}r) - J_0(\beta_{0n}R) I_0(\beta_{0n}r) \} \cdot \xi_n(t) \quad (5)$$

여기서, R 은 고정원형평판의 반경이며 $\xi_n(t)$ 는 n 번째 모달좌표이며 A_{0n} 은 n 번째 모드의 모달크기(modal amplitude)이다.

$$A_{0n} = \sqrt{\frac{1}{2\pi}} \cdot \frac{1}{RI_0(\beta_{0n}R)J_0(\beta_{0n}R)}$$

$w(r, t)$ 는 원주방향(θ)에 무관하므로 유발전하는

$$\begin{aligned} \frac{q}{d_{31}} &= 2\pi \frac{E_p}{1-\nu} (-z_a) \int_0^{r_s} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w}{\partial r} \right) dr \\ &= 2\pi \frac{E_p}{1-\nu} (-z_a) r_s \frac{\partial w(r, t)}{\partial r} \Big|_{r=r_s} \quad (6) \end{aligned}$$

여기서, r_s 는 원형 압전센서의 반경(Fig. 2)이며 z_a 는 평판의 중립면에서 압전센서의 중간면까지의 거리이다.

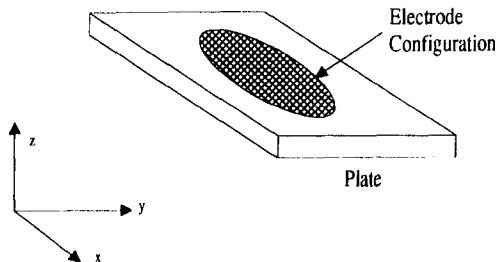


Fig. 1 Electrode configuration of piezoceramics on plate

유발전하는 모달좌표에 대해 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} \frac{q}{d_{31}} &= 2\pi \frac{E_p}{1-\nu} z_a r_s \sum_{n=1}^{\infty} A_{0n} \{ I_0(\beta_{0n}R) J_1(\beta_{0n}r_s) \\ &\quad + J_0(\beta_{0n}R) I_1(\beta_{0n}r_s) \} \cdot \xi_n(t) \quad (7) \end{aligned}$$

또한 β_{0n} 은 다음의 고유방정식을 만족한다.

$$\begin{aligned} I_n(\beta R) J_{n-1}(\beta R) + J_n(\beta R) I_{n-1}(\beta R) &= 0, \\ n &= 0, 1, 2, \dots \end{aligned}$$

또한 유발전하는 압전센서의 용량을 이용하면 유발전압으로 바꾸어 수식화할 수 있다.

$$\begin{aligned} V_i &= \frac{2\pi E_p d_{31}}{C_{ps}(1-\nu)} z_a r_s \sum_{n=1}^{\infty} A_{0n} \{ I_0(\beta_{0n}R) J_1(\beta_{0n}r_s) \\ &\quad + J_0(\beta_{0n}R) I_1(\beta_{0n}r_s) \} \cdot \xi_n(t) \quad (8) \end{aligned}$$

여기서, V_i 는 유발전압(induced voltage)이며, C_{ps} 는 압전센서의 용량이다.

2.3 원형 압전액추에이터의 해석

직교좌표계에서 x, y 방향의 변형률은 동일하다.

$$\epsilon_x = \epsilon_y = \epsilon \quad (9)$$

압전액추에이터는 평판의 한쪽면에만 부착되어 있으므로 평판응력분포는 평판의 중심선에 대해 비대칭이다. 그러므로 평판응력분포는 단순굽힘응력과 단순인장응력의 합으로 나타난다. 평판의 변형률분포는

$$\epsilon = \chi z + \epsilon_0 \quad (10)$$

여기서, ϵ_0 는 인장변형률이며 χ 는 평판 압전액추에이터계의 곡률이다. 평판단면에 따른 응력분포는

$$\sigma_b = E_b(\chi z + \epsilon_0) \quad (11)$$

여기서, E_b 는 평판의 탄성계수이다. 유사하게 평판에 부착된 압전액추에이터의 응력분포도 단순굽힘응력, 단순인장응력과 입력전압 V에 의한 유발응력의 합으로 나타난다.

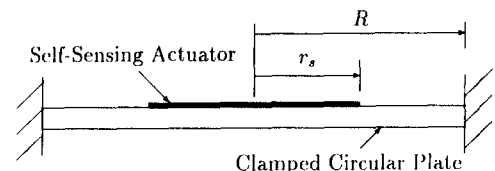


Fig. 2 Arrangement of circular plate and self-sensing actuator

$$\sigma_p = E_p(\chi z + \varepsilon_0 - \varepsilon_p) \quad (12)$$

여기서, E_p 는 압전액추에이터의 탄성계수이다. 평판-압전액추에이터계는 인장력과 굽힘모멘트가 평형을 유지해야 하므로 이를 수식화하여 정리하면 χ 와 ε_0 는

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{K_1 \varepsilon_p}{h} \\ \varepsilon_0 &= K_2 \varepsilon_p \end{aligned} \quad (13)$$

여기서, 계수 K_1 , K_2 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{6(\beta k + \beta k^2)}{1 + 4\beta k + 6\beta k^2 + 4\beta k^3 + \beta^2 k^4} \\ K_2 &= \frac{\beta k + \beta^2 k^4}{1 + 4\beta k + 6\beta k^2 + 4\beta k^3 + \beta^2 k^4} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서, t_a , h 는 압전액추에이터와 평판의 두께이며 두 개의 무차원계수는 $\beta = E_p/E_b$ 와 $k = t_a/h$ 로 나타낸다.

유발 굽힘모멘트는 σ_b 를 평판단면에 대해 적분하여 얻을 수 있으며 단순인장변형률 ε_0 는 굽힘모멘트에 영향을 미치지 않는다. 평판에 대한 선형분포모멘트(단위길이당 굽힘모멘트)는

$$m = \chi E_b I_b = \frac{1}{12} K_1 \varepsilon_p h^2 E_b = \frac{1}{12} K_1 E_b h^2 \frac{d_{31}}{t_a} V \quad (15)$$

평판상의 압전액추에이터의 반경방향형상과 원주방향형상은

$$\begin{aligned} \langle r \rangle^0 - \langle r - r_a \rangle^0 &= h(r) - h(r - r_a) \\ \langle \theta \rangle^0 - \langle \theta - 2\pi \rangle^0 &= h(\theta) - h(\theta - 2\pi) \end{aligned}$$

여기서, $h(\cdot)$ 는 단위 step함수이며 r_a 는 원형압전액추에이터의 반경이다.

따라서 평판에서의 굽힘모멘트분포는

$$m_c(r, t) = \bar{C} \{h(r) - h(r - r_a)\} V(t) \quad (16)$$

여기서, $V(t)$ 는 압전액추에이터로의 입력전압이며 \bar{C} 는 압전액추에이터와 평판의 물성치에 관계되는 상수이다. 압전액추에이터를 장착한 평판의 운동방정식은

$$D_e \nabla^4 w(r, \theta, t) + m' \dot{w}(r, \theta, t) = \nabla^2 m_c(r, t) \quad (17)$$

여기서, $m' = \rho h$ 이며 ρ 는 평판의 밀도이다. 식(30)의 우측항은

$$\nabla^2 m_c(r, t) = \frac{\partial^2 m_c}{\partial r^2} + \frac{\partial m_c}{r \partial r} + \frac{\partial^2 m_c}{r^2 \partial \theta^2}$$

$$\begin{aligned} &= \bar{C} \left\{ \delta'(r) - \delta'(r - r_a) \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{r} \{ \delta(r) - \delta(r - r_a) \} \right\} V(t) \end{aligned} \quad (18)$$

윗식에서의 첫번째 두항 $\delta'(r)$ 과 $\delta'(r - r_a)$ 는 $r = 0$ (중심)과 $r = r_a$ (끝단)에 작용하는 선형굽힘모멘트이다. 마지막 두항, $\delta(r)$ 과 $\delta(r - r_a)$ 는 $r = 0$ 과 $r = r_a$ 에 작용하는 집중하중을 나타낸다. $w(r, t)$ 를 모달좌표로 나타내고 i 번째 고유모드 $W_{0i}(r)$ 을 곱한 후 평판면적에 대해 적분하면, 각 모드의 운동방정식은

$$\begin{aligned} &\ddot{\xi}_i(t) + \omega_{0i}^2 \xi_i(t) \\ &= \bar{C} V(t) \{ I_0(\beta_0 i R) J_1(\beta_0 i r_a) \\ &\quad + J_0(\beta_0 i R) I_1(\beta_0 i r_a) \} A_{0i} 2\pi r_a \beta_{0i} \end{aligned} \quad (19)$$

여기서, $i = 1, 2, 3, \dots$ 이며 A_{0i} 는 i 번째 모드의 모달크기이다.

3. 자기감응 액추에이터의 최적위치

각 고유진동모드에 대한 압전액추에이터에 의한 제어효과와 압전센서에 나타나는 유발전하(또는 유발전압)은 서로 유사하다. 따라서 동일한 진동모드를 제어/감지하기 위해 단일의 최적위치만을 구하면 된다. 운동방정식을 다음과 같은 상태방정식으로 나타내면

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \xi \\ \dot{\xi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\Omega^2 & -2\zeta\Omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \dot{\xi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ b \end{bmatrix} u \quad (20)$$

여기서, u 는 압전액추에이터로의 입력제어전압이며 ξ 는 계의 모달좌표상태벡터(modal coordinate state vector)이다. Ω 와 ζ 는 고유치와 모달감쇠를 나타내는 대각선행렬이다. $x = [\xi^T \dot{\xi}^T]^T$ 를 도입하면 식(20)은 다음과 같이 표시된다.

$$\dot{x} = [A]x + [B]u \quad (21)$$

여기서, $[A]$ 와 $[B]$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\Omega^2 & -2\zeta\Omega \end{bmatrix} \text{ and } [B] = \begin{bmatrix} 0^T b^T \end{bmatrix}^T \quad (21)$$

제어성 grammian 행렬의 정상상태(steady state form) W_∞^c 는

$$W_\infty^c = \int_0^\infty \Phi^T(t, 0) B B^T \Phi(t, 0) dt \quad (22)$$

여기서, $\Phi(t, 0) = e^{At}$ 는 상태전이행렬이다. 행렬 W_c^c 는 다음과 같은 Lyapunov방정식에서 구할 수 있다.

$$AW_c^c + W_c^c A^T = -BB^T \quad (23)$$

행렬 B 는 $r=r_a$ 만의 함수이므로 행렬 W_c^c 도 역시 $r=r_a$ 만의 함수이다. 이 문제에서는 모든 진동모드에 대해 감쇠비를 0.01로 고정하였다. 최적위치를 구하기 위한 최적화문제는 다음과 같은 수학적 수식으로 나타낼 수 있다.

Find the location $r=r_a$ to minimize

$$J = -\min_r \lambda_i(W_c^c) \quad (24)$$

subject to $0 \leq r_a \leq R$

최적해를 구하기 위한 절차는 다음과 같다.

1단계 : 행렬 B 를 계산한다.

2단계 : W_c^c 를 구하기 위해 Lyapunov방정식의 해를 구한다.

3단계 : W_c^c 의 최소고유치를 구한다.

4단계 : 최적화조건을 검토하여 만족하면 중단, 불만족하면 설계변수 $r=r_a$ 를 변경하여 1단계부터 재시행한다.

최적해를 구하기 위해 Matlab⁽¹⁹⁾의 일차원 최적화기법을 이용하였다. 평판의 물성치는 다음과 같다.

- 고정원형평판의 반경 $R=4.9$ cm
- 밀도 $\rho=2700$ kg/m³
- 탄성계수 $E_b=70$ Gpa
- 두께 $h=0.8$ mm
- Poisson비 $\nu=0.3$

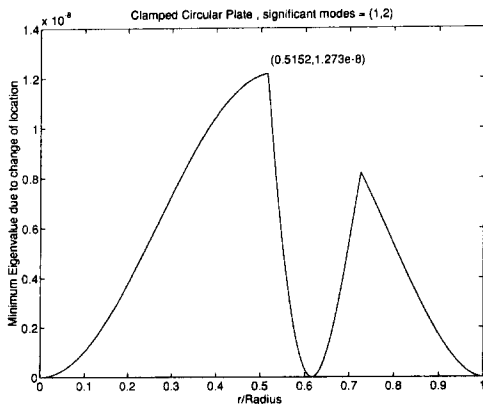


Fig. 3 Minimum eigenvalue of controllability gramman matrix W_c^c

압전액추에이터 크기의 함수로서 제어성 gramman 행렬의 최소고유치의 그래프는 Fig. 3에서 나타난다. 압전액추에이터의 최적반경은 $r_a=0.5152R$ 로 나타났다.

4. 능동소음제어

원거리의 음압은 진동하는 구조물의 속도에 관련 되었으므로 원거리의 음압을 직접 제어하는 대신 구조물의 속도를 제어하는 것이 합리적이다. Fig. 4에서 보는 것과 같이 스피커로부터의 소음원과 고정원형평판에 부착된 자기감응액추에이터간에는 시간지연이 나타난다. 소음원과 평판간의 거리는 1.1 m이며 음속은 340 m/s로 가정하였다. 본 실험의 목적은 평판을 통한 전달소음을 저감시키기 위해 평판의 구조진동을 제어하는 것을 실험적으로 구현하는 것이다.

4.1 실험장비 구성 및 절차

실험장비는 자기감응액추에이터가 장착된 고정원형평판, 일차 소음원인 교란스피커(disturbance speaker)와 실시간제어를 위한 DSP(digital signal processing) 보드이다. 여기서, 사용된 압전소재는 G-1195 PZT이며 이는 비전도성 접착제에 의해 고정원형평판에 부착되었다. 덕트의 한 쪽 끝에 장착된 스피커는 교란음향파를 발생시키기 위해 사용되었다. 스피커에 의한 음향에너지가 평판에 도달하면 일부에너지는 평판의 진동을 야기시키는 한편 일부 에너지는 스피커방향으로 반사된다. 이렇게 유발된 평판의 진동은 자기감응 액추에이터에 의해 측정된다.

실험의 목적은 평판을 통해 전달되는 소음을 저감시키기 위해 평판의 구조진동을 능동적으로 제어하는 것이다. 설계된 제어기는 PC486에 장착된

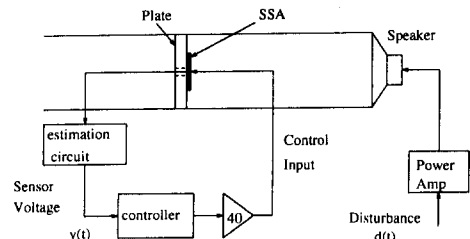


Figure 4: Acoustic System Model

Fig. 4 Acoustic system model

Table 1 Experimental apparatus

Equipment	Frequency range
TMS320C30 DSP board	20 kHz sampling rate
Low pass filter of D/A channel	9 kHz
B & K 2706 power amplifier	10 Hz~20 kHz
B & K speaker	0~4800 Hz

Table 2 Natural frequencies of a clamped circular plate

Experiment(Hz)	Analytic(Hz)
972.096	972.096
2015.121	2033.43
3364.726	3331.43
3819.051	3800.77

TMS320C30 DSP보드에 이식하였다. 전압측정을 위해 입력impedance가 출력impedance보다 매우 큰 비역상앰프(non-inverting amplifier)를 이용하였다. 제어입력신호가 평판의 진동을 제어하기 위해 자기감응 액추에이터에 되먹임되기 전에 비역상앰프에 의해 40배 증폭되었다. DSP의 입출력 전압 제한치가 ± 3 V이므로 전압제한회로(voltage clamp circuit)를 사용하여 DSP 보드로의 입력전압을 ± 2.1 V로 제한하였다. 또한 DSP보드를 보호하기 위해 제어기의 최대게인은 1보다 작도록 제한하였다. 제어기로서의 입력신호는 자기감응액추에이터에 의해 측정된 센서신호이다. 실험에 사용된 실험장치들은 Table 1에 나열하였다. 또한 GenRad 주파수/모드 분석기가 모드해석과 실시간 신호해석을 위해 사용되었다.

실험을 위한 첫번째 단계로서 고정원형평판의 모드를 실험적으로 분석하였다. 고정원형평판의 이론적 고유진동수와 실험적으로 구한 고유진동수를 Table 2에 나타내었다. Table 2에서는 이론적으로 계산된 평판의 첫번째 고유진동수가 실험적으로 구한 고유진동수와 일치하도록 평판의 탄성계수를 조정하였다. 실험적으로 구한 고유진동수가 이론적 고유진동수와 서로 잘 일치하는 것으로 보아 원형평판의 경계조건이 고정원형평판에 잘 부합됨을 알 수 있다. 다음으로 자기감응 액추에이터 모델을 검

증하기 위해서는 자기감응 액추에이터로의 입력전압과 자기감응 액추에이터의 출력전압(또는 DSP 보드로의 입력전압)간의 주파수응답(FRF: frequency response function)을 이론적으로 계산하여 실험치와 비교하였다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 이론적으로 구한 FRF와 실험적으로 구한 FRF가 잘 일치함을 알 수 있다. 실험적으로 구한 FRF에서 2000 Hz 부근의 피크는 고정원형평판의 $(r, \theta) = (1, 1)$ 모드에 해당하는 피크이다. 이것은 자기감응 액추에이터의 중심이 평판의 중심과 정확하게 일치하지 않은 결과이다.

4.2 실험결과

자기감응 액추에이터와 PPF 제어기의 효용성을 검증하기 위해 두가지의 실험을 수행하였다. 첫번째는 평판의 1차 고유진동수에 가까운 사인파(sinusoidal plane wave)를 스피커로 가진시켜 소음의 저감효과를 확인하고 다음으로는 일정한 주파수대역을 갖는 백색잡음(band-limited white noise)을 스피커로 가진시켜 저감효과를 확인하였다.

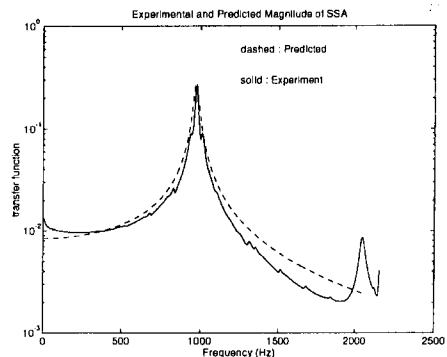


Fig. 5 Comparison of transfer functions of self-sensing actuator. solid line, experimental transfer function; dashed line, predicted transfer function

첫번째 실험에서는 스피커를 이용해 덕트내로 980 Hz의 사인교란파(sinusoidal disturbance wave)를 가진시켜 정상상태(steady-state)의 실험을 수행하였다. 자기감응 액추에이터에서의 센서전압을 측정하였으며 제어입력은 1-mode PPF 제어기에 의해 결정하였다. 설계된 제어기의 Bode선도는 Fig. 6에 나타내었다. 제어시와 비제어시에 해당하는 센서전압은 Fig. 7에 제시되었다. 제어의 가능성을 시간영역에서의 분석결과로 알 수 있었고 이를 주파수영역으로 바꾸어 해석을 하면 Fig. 8에서와 같이 나타난다. 모의실험에서 나타난 바와 같이 1-mode PPF 제어기가 다른 고주파영역의 모드를 악화시키지 않았으며 980 Hz에서의 피크가 비제어

시보다 78% 감소하였다. 이는 모의실험에서의 이론적 결과치(78% 감소)에 근접한다. (Fig. 9)

두번째 실험으로는 일차소음원인 교란스피커를 일정한 주파수대역을 갖는 백색잡음(band-limited white noise, 0~4096 Hz)으로 가진시켜 제어기의 효과를 분석하였다. 제어기는 1-mode PPF제어기를 사용하였으며 측정신호는 자기감응 액추에이터의 센서전압을 이용하였다. Fig. 10에서는 제어시와 비제어시의 자기감응 액추에이터로부터의 센서 출력의 FRF를 비교하였다. 두번째 실험의 경우에는 첫번째와 달리 약 150 Hz의 배수인 주파수성분이 연속적으로 나타남을 알 수 있었다. 분석결과 이러한 피크들은 스피커와 고정원형평판에 의해 둘러싸여진 유체(공기)의 음향모드임을 알 수 있었다. 이러한 음향모드는 다음과 같이 표시된다.

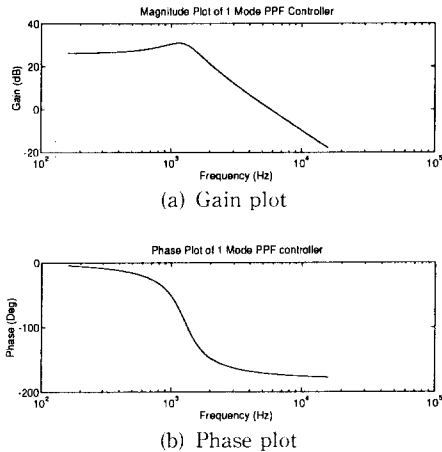


Fig. 6 Bode plot of 1 mode PPF controller

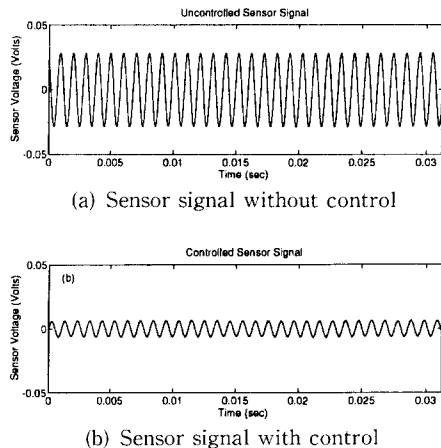


Fig. 7 Time response with control and no control in case of sinusoidal test

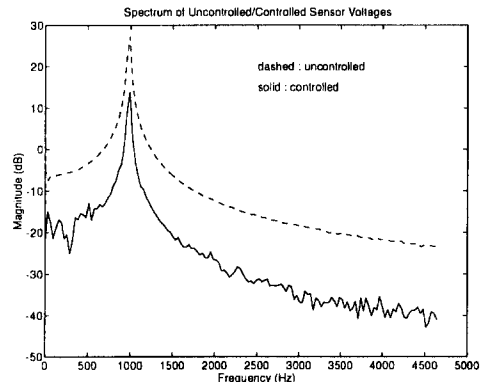


Fig. 8 Representation of sensor signal to log scale. solid line, sensor signal with control ; dashed line, sensor signal without control

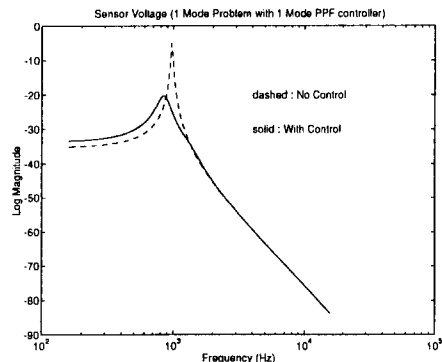


Fig. 9 Bode plot of sensing voltage. solid line, controlled ; dashed line, uncontrolled

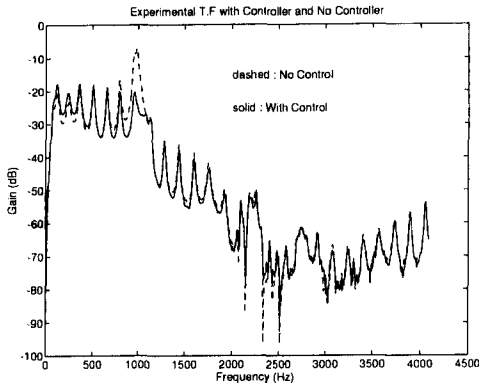


Fig. 10 Comparison of experimental sensor output in case of band-limited white noise test. solid line, frequency response function with control; dashed line, frequency response function without control

$$\Psi(x) = \sin\left(\frac{n\pi x}{l}\right), \quad n=1, 2, \dots$$

여기서, l 은 스피커와 평판간의 거리인 1.1 m이다. 이에 해당하는 고유음향주파수는

$$f_n = \frac{nc_a}{2l} = 154.55n \text{ Hz}, \quad n=1, 2, \dots$$

이므로 실험결과에서 나타나는 피크들의 주파수와 일치한다.

비제어시 1000 Hz 근처의 피크성분(점선으로 표시)이 제어기가 작동시(실선으로 표시)에는 현저하게 감소됨을 알 수 있다. 따라서 자기감응액추에이터는 효과적인 센서와 액추에이터로 사용이 가능함을 알 수 있었다. 또한 제어기는 1.3 kHz 이상에서 계인이 급격히 감소하므로 고차모드의 악화현상이 나타나지 않는다.

5. 결 론

고정된 원형평판을 통해 전달되는 평면음향파의 능동제어를 DSP보드를 이용하여 실험적으로 구현하였다. 스피커에 의해 발생하는 음향평면파가 평판의 한쪽 면을 향할 때 1차소음원은 평판을 통해 전달되는 전달소음이었다. 첫번째 구조진동모드는 평판의 진동변위와 속도가 78% 정도 감소되었다. 이는 음향응답에서 13 dB에 해당하는 저감효과이다. 실험결과에 따르면 평판에 부착된 자기감응 액추에이터는 평판으로부터의 전달소음이나 방사소음

을 저감시키기 위해 사용될 수 있음을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Deffayet, C. and Nelson, P. A., 1988, "Active Control of Low Frequency Harmonic Sound Radiated by a Finite Panel," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 84, pp. 2192 ~ 2199.
- (2) Elliott, S. J., Stothens, I. M. and Nelson, P. A., 1987, "A Multiple Error LMS Algorithm and its Application to the Active Control of Sound and Vibration," *IEEE Transaction on Acoustics, Speech and Signal Processing*, Vol. ASSP-35, No. 10, pp. 1423~1434.
- (3) Akishita, S., Mitani, Y. Miyano, K. and Lee, H., 1991, "Active Control of Sound Transmission through Rectangular Plate by Piezoelectric Actuator," *Proceedings of the Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration*, VPI&SU Blacksburg, Virginia, S22~S34.
- (4) Clrak, R. L. and Fuller, C. R., 1992, "Experiments on Active Control of Structurally Radiated Sound using Multiple Piezoceramic Actuators," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 91, No. 6, pp. 3313~3320.
- (5) Dimitriadis, E. K., Fuller, C. R. and Rogers, C. A., 1991, "Piezoelectric Actuators for Distributed Vibration Excitation of Thin Plates," *Transaction of ASME, Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 113, pp. 100~107.
- (6) Fuller, C. R., 1990, "Active Control of Sound Transmission/Radiation from Elastic Plates by Vibration Inputs: I. Analysis," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 136, No. 1, pp. 1~15.
- (7) Fuller, C. R., Hansen, C. H. and Snyder, S. D., 1991, "Experiments on Active Control of Sound Radiation from a Panel using a Piezoceramic Actuator," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 150, No. 2, pp. 179~190.
- (8) Zhou, N. and Cudney, H. H., 1991, "Active Control of Sound Transmission by Plates in the

- Reverberant Field," *Proceedings of the Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration*, VPI & SU Blacksburg, Virginia S10~S21.
- (9) Fahy, F., 1985, *Sound and Structural Vibration, Radiation, Transmission and Response*, London, Academic Press Inc. Ltd.
- (10) Silcox, R. J., Lester, H. C. and Abler, S. B., 1989, "Evaluation of Active Noise Control in a Cylindrical Shell," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, Vol. 111, No. 3, July, pp. 337~342.
- (11) Lester, H. C. and Fuller, C. R., 1986, "Active Control of Propeller Induced Noise Fields Inside a Flexible Cylinder," *American Institute of Aeronautics and Astronautics-86*, pp. 1957.
- (12) Lester, H. C. and Fuller, C. R., 1987, "Mechanisms of Active Control for Noise Inside a Vibrating Cylinder," *Noise-Con 87*, June.
- (13) Fuller, C. R., Silcox, R. J., Metcalf, V. L. and Brown, D. E., 1989, "Experiments on Structural Control of Sound Transmitted Through an Elastic Plate," *Proceedings of American Control Conference*, Pittsburg, PA, pp. 2079~2089.
- (14) Simpson, M. A., Luong, T. M., Swinbanks, M. A., Russell, M. A. and Leventhall, H. G., 1989, "Full Scale Demonstration Tests of Cabin Noise Reduction Using Active Noise Control," *Inter-Noise 89*, Newport Beach, CA, Dec. 4~6, 1989, pp. 459~462.
- (15) Fanson, J. L. and Caughey, J. K., 1990, "Positive Position Feedback Control for Large Space Structures," *AIAA Journal*, Vol. 28, No. 4, pp. 717~724.
- (16) Goh, C. J. and Caughey, T. K., 1985, "On the Stability Problem Caused by Finite Actuator Dynamics in the Collocated Control of Large Space Structures," *International Journal of Control*, Vol. 41, No. 3, pp. 787~802.
- (17) The Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 1987, *IEEE Standard on Piezoelectricity, ANSI/IEEE Standard*, pp. 176~198.
- (18) Ugural, A. C. and Fenster, S. K., 1981, *Advanced Strength and Applied Elasticity*, New York, Elsevier North Holland Inc.
- (19) The Mathworks Inc., 1991, *PRO-Matlab User's Manual*, Massachusetts, The MathWork Inc.