

전기적-기계적 수동감쇠기를 이용한 빔의 진동제어

Vibration Control of Beams Using Mechanical-Electrical Hybrid Passive Damping System

박철휴† · 안상준* · 박현철**

Chul H. Park, Sang J. Ahn and Hyun C. Park

(2003년 5월 27일 접수 : 2003년 7월 21일 심사완료)

Key Words : Shunt Circuit(셴트 회로), Passive Damping(수동감쇠), Vibration Control(진동제어)

ABSTRACT

A new mechanical-electrical hybrid passive damping treatment is proposed to improve the performance of structural vibration control. The proposed hybrid passive damping system consists of a constrained layer damping treatment and a shunt circuit. In a passive mechanical constrained layer damping, a viscoelastic material damping layer is used to control the structural vibration modes in high frequency range. The passive electrical damping is designed for targeting the vibration amplitude in the low frequency range. The governing equations of motion are derived through the Hamilton's principle. The obtained mathematical model is validated experimentally. The presented theoretical and experimental techniques provide invaluable tools for controlling the multiple modes of a vibrating structure over a wide frequency band.

1. 서론

지능구조물의 진동제어 방법으로 널리 사용하는 방법은 수동제어와 능동제어가 있다. 지금까지 보나 평판의 진동 감쇠를 다루는데 있어서 간단하면서도 정확한 방법으로 점탄성 물질을 이용하는 방법이 많이 사용되어 왔다.⁽¹⁻²⁾ 그러나 이 방법은 고주파수 대역에서는 탁월한 진동감쇠 성능을 갖지만 저주파수 대역에서는 만족스러운 성능을 기대하기가 힘들다. 따라서 이러한 저주파수 대역에서 진동감쇠 성능을 극대화 시키기 위해서 최근까지 연구되어왔던 방법이 압전체를 이용한 능동 진동제어 방법이다.⁽³⁻⁴⁾ 하지만 이 방법은 제어기의 설계나 외부에서 전압을 압전

체에 공급함으로써 비용이 증가하는 단점이 있다. 이러한 단점을 해소하고 제어성능을 향상 시킬 수 있는 방법으로 최근에 능동구속층 감쇠개념을 이용하여 구조물의 진동을 제어 하는 연구가 수행되어지고 있다.⁽⁵⁻⁶⁾ 또한, 능동제어기법과 수동제어 기법을 이용한 하이브리드 형태의 감쇠기법을 적용하여 패널을 통과하는 소음을 저감하는 연구도 수행되었다.⁽⁷⁾

본 논문에서는 기계적 수동 감쇠기법인 점탄성체와 전기적 흡진기로 알려진 셴트회로를 이용하여 설치가 간단하면서도 탁월한 성능을 발휘할 수 있는 새로운 수동 감쇠기법을 소개 하고자 한다.

2. 수동감쇠기의 개념

본 연구의 새로운 감쇠기는 기존의 진동감쇠 방법으로 설치가 용이하고 제조단가가 싼 고무처럼 탄성력을 가지고 있는 점탄성체에 구속층을 이용하여 전 단효과를 향상시킨 수동제어기(passive controller) [Fig. 1a]와 압전체에 하나의 분기회로를 연결시켜

† 책임저자, 정회원, 포항공과대학교, 기계공학과
E-mail : drparkch@postech.ac.kr
Tel : (054) 279-2962, Fax : (054) 279-5899

* 포항공과대학교 대학원, 기계공학과

** 포항공과대학교, 기계공학과

분기저항에서 진동에너지를 열로 소모 시킴으로써 진동감쇠를 얻을 수 있는 압전 분기회로 감쇠기[Fig. 1b]를 결합한 형태의 하이브리드 제어기이다.[Fig. 1c]

본 감쇠기의 특징은 기존의 흡진기나 감쇠기가 하나의 진동모드만 제어할 수 있는 한계를 가지고 있는 반면에 본 감쇠기는 구조물에 부착된 수동 구속층 감쇠기를 이용하여 고주파수 진동모드를 제어하며, 시스템에 부착된 압전체의 선트회로를 이용해 저주파수 진동모드를 제어하는 다중모드 감쇠기이다

3. 수동 감쇠기의 수학적 모델링

3.1 운동방정식

Fig. 1에서 압전세라믹과 구속층을 포함한 점탄성층이 각각 반대편에 패치의 형태로 부착된 하이브리드 시스템이 장착된 보를 나타내고 있다.

점탄성층, 구속층, 압전세라믹층의 패치가 부착된 보의 geometry와 변형은 Fig. 3에서 나타내었다. 점

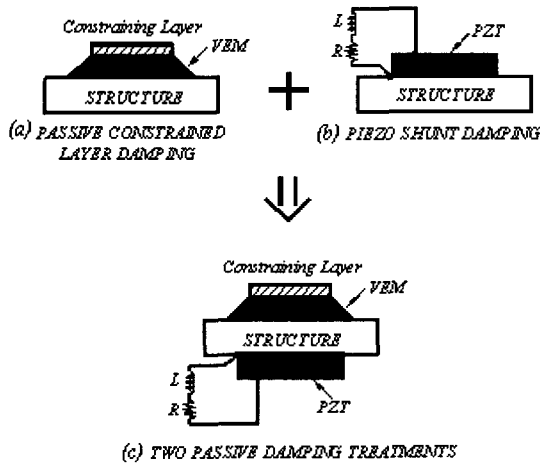


Fig. 1 A new class of passive damping treatments

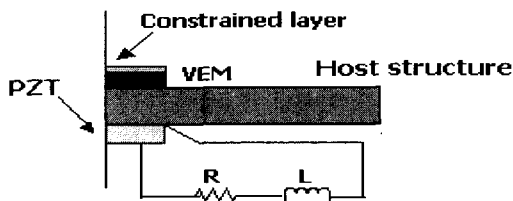


Fig. 2 Schematic drawing of hybrid system

탄성층의 전단 변형률, β 은 다음과 같이 나타내어진다.⁽⁵⁾

$$\beta = \frac{\partial w}{\partial x} - \psi \quad (1)$$

이때 w 는 방향 변위이고, ψ 는 굽힘에 의한 회전 각이다. Fig. 3에서 각 층은 완전한 접합(perfect bonding)으로 가정하면 점탄성층, 구속층, 압전세라믹층 각각의 종방향 변위는 기본보의 종방향 변위, 횡방향 변위, 전단변형률(shear strain)의 항으로 다시 표현할 수 있다.

$$u_s = u_b - \left(\frac{t_b + t_s}{2} \right) \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{t_s}{2} \beta \quad (2)$$

$$u_c = u_b - d \frac{\partial w}{\partial x} + t_s \beta \quad (3)$$

$$u_p = u_b + \frac{t_b + t_p}{2} \frac{\partial w}{\partial x} \quad (4)$$

이때 t_b, t_s, t_c, t_p 는 각층의 두께를 나타내고,

$$d = u_b + \left(\frac{t_b + t_p}{2} \right) \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (5)$$

각각의 층에 대한 운동에너지와 위치에너지는 다음과 같이 표현할 수 있다.

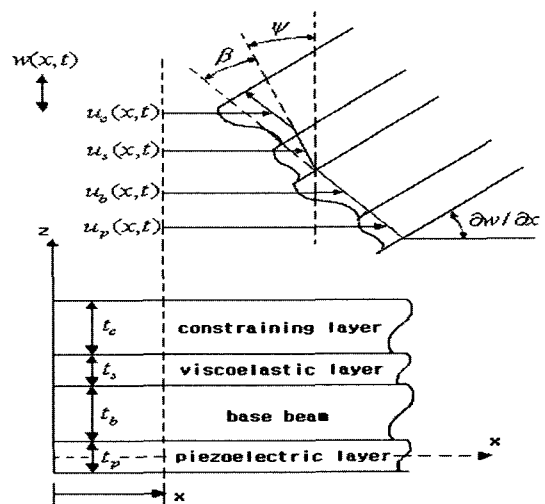


Fig. 3 Geometry and deformation of hybrid system

$$T_b = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_b A_b \left[\left(\frac{\partial u_b}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] dx \quad (6)$$

$$T_p = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_p A_p \left[\left(\frac{\partial u_p}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] \Delta H \quad (7)$$

$$T_s = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_s A_s \left[\left(\frac{\partial u_s}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] \Delta H dx \quad (8)$$

$$T_c = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_c A_c \left[\left(\frac{\partial u_c}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] \Delta H dx \quad (9)$$

$$V_b = \frac{1}{2} \int_0^L E_b A_b \left[\left(\frac{\partial u_b}{\partial x} \right)^2 + E_b I_b \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx \quad (10)$$

$$V_p = \frac{1}{2} \int_0^L E_p A_p \left[\left(\frac{\partial u_p}{\partial x} \right)^2 + E_p I_p \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] - 2A_p h_{31} D \left(\frac{\partial u_p}{\partial x} \right) - 2A_p h_{31} D z_p \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) + A_p \beta_{33}^s D^2 \Delta H dx \quad (11)$$

$$V_s = \frac{1}{2} \int_0^L [E_s A_s \left(\frac{\partial u_s}{\partial x} \right)^2 + E_s I_s \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \right)^2 + G_s A_s \beta^2] \Delta H dx \quad (12)$$

$$V_c = \frac{1}{2} \int_0^L [E_c A_c \left(\frac{\partial u_c}{\partial x} \right)^2 + E_c I_c \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2] \Delta H dx \quad (13)$$

여기서 아래첨자 b 는 빔, p 는 압전세라믹층, s 는 점탄성층, c 는 구속층(Constrained layer)을 나타낸다. 이때 A 는 단면적, I 는 각 층의 중립축에 대한 관성모멘트, ρ 는 밀도, E 는 영률(Young's modulus)을 가리킨다. 그리고 D 는 압전체의 전기적 변위, h_{31} 은 압전체 상수, β_{33}^s 는 Dielectric 상수이다. Heaviside 함수, ΔH 는 패치의 크기와 위치를 나타내기 위해서 사용되었다.

가상일(virtual work)은 세 개의 항으로 구성되는데, 첫 번째 항은 압전 요소의 선트 전압에 의해서 행해진 일이고 두 번째 항은 외부에서 가해진 힘에 의한 것이고 세 번째 항은 기본보의 감쇠에 의한 것이다.

$$\delta W = \int_0^L b V_{sh}(t) \delta D \Delta H dx + \int_0^L f(x,t) \delta w dx - \int_0^L C_b \frac{\partial w}{\partial t} \delta w dx \quad (14)$$

위에서 구한 운동에너지 포텐셜에너지, 그리고 가상일을 다음의 해밀턴 법칙을 적용함으로써 전체시스

템에 대한 w, u_b, β 좌표항으로 3개의 운동방정식을 얻을 수가 있다.

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} [T - V + W] dt = 0 \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \rho_b A_b \left(\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right) + (\rho_p A_p + \rho_s A_s + \rho_c A_c) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right) \Delta H \\ & - \left[\frac{1}{2} \rho_p A_p (t_b + t_p) - \frac{1}{2} \rho_s A_s (t_b + t_s) - \rho_c A_c d \right] \\ & \left(\frac{\partial^3 u_b}{\partial t^2 \partial x} \right) \Delta H - \left[\frac{1}{4} \rho_p A_p (t_b + t_p)^2 + \frac{1}{4} \rho_s A_s (t_b + t_s)^2 \right. \\ & \left. + \rho_c A_c d^2 \right] \left(\frac{\partial^4 w}{\partial t^2 \partial x^2} \right) \Delta H + \left[\frac{1}{4} \rho_s A_s t_s (t_b + t_s) + \rho_c A_c d t_s \right] \\ & \left(\frac{\partial^3 \beta}{\partial t^2 \partial x} \right) \Delta H + E_b I_b \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \right) + [E_p I_p + E_s I_s + E_c I_c + E_p I_p \\ & + \frac{1}{4} E_p A_p (t_b + t_p)^2 + \frac{1}{4} E_s A_s (t_b + t_s)^2 + E_c A_c d^2] \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \right) \Delta H \\ & + \left[\frac{1}{2} E_p A_p (t_b + t_p) - \frac{1}{2} E_s A_s (t_b + t_s) + E_c A_c d \right] \left(\frac{\partial^3 u_b}{\partial x^3} \right) \Delta H \\ & - \left[\frac{1}{4} E_s A_s t_s (t_b + t_s) + E_s I_s - E_c A_c d t_s \right] \left(\frac{\partial^3 \beta}{\partial x^3} \right) \Delta H = f(x,t) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} & \rho_b A_b \left(\frac{\partial^2 u_b}{\partial t^2} \right) + (\rho_p A_p + \rho_s A_s + \rho_c A_c) \left(\frac{\partial^2 u_b}{\partial t^2} \right) \Delta H \\ & + \left[\frac{1}{2} \rho_p A_p (t_b + t_p) - \frac{1}{2} \rho_s A_s (t_b + t_s) - \rho_c A_c d \right] \left(\frac{\partial^3 w}{\partial t^2 \partial x} \right) \Delta H \\ & + \left[\frac{1}{2} \rho_s A_s t_s + \rho_c A_c t_s \right] \left(\frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} \right) \Delta H - E_b A_b \left(\frac{\partial^2 u_b}{\partial x^2} \right) \\ & - (E_p A_p + E_s A_s + E_c A_c) \left(\frac{\partial^2 u_b}{\partial x^2} \right) \Delta H - \left[\frac{1}{2} E_p A_p (t_b + t_p) \right. \\ & \left. - \frac{1}{2} E_s A_s (t_b + t_s) + E_c A_c d \right] \left(\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \right) \Delta H - \left[\frac{1}{2} E_s A_s t_s + E_c A_c t_s \right] \\ & \left(\frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} \right) \Delta H = 0, \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} & \left[\frac{1}{4} \rho_s A_s t_s^2 + \rho_c A_c t_s^2 \right] \left(\frac{\partial^2 \beta}{\partial t^2} \right) \Delta H + \left[\frac{1}{2} \rho_s A_s t_s + \rho_c A_c t_s \right] \\ & \left(\frac{\partial^2 u_b}{\partial t^2} \right) \Delta H + \left[\frac{1}{4} \rho_s A_s t_s (t_b + t_s) + \rho_c A_c d t_s \right] \left(\frac{\partial^3 w}{\partial t^2 \partial x} \right) \Delta H \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \left[\frac{1}{4} E_s A_s t_s (t_b + t_s) + E_s I_s - E_c A_c d t_s \right] \left(\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \right) \Delta H \\
 & - \left[\frac{1}{2} E_s A_s t_s + E_c A_c t_s \right] \left(\frac{\partial^2 u_b}{\partial x^2} \right) \Delta H - \left[\frac{1}{4} E_s A_s t_s^2 + E_s I_s \right. \\
 & \left. + E_c A_c t_s^2 \right] \left(\frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} \right) + G_s A_s \beta = 0. \quad (18)
 \end{aligned}$$

위에서 구해진 수동 하이브리드 감쇠기 운동 방정식에서 모달 방정식을 구하기 위하여 가정방법 (assumed method)를 적용하여 시스템의 이산화된 미분방정식을 얻을 수가 있다.⁽⁸⁾

$$\begin{aligned}
 w(x, t) &= \sum_{n=1}^n W_n(x) \phi_n(t), \\
 u_b(x, t) &= \sum_{n=1}^n U_n(x) \theta_n(t), \\
 \beta(x, t) &= \sum_{n=1}^n Y_n(x) \gamma_n(t)
 \end{aligned} \quad (19)$$

여기서, 변위 함수 $W_n(x)$, $U_n(x)$, $Y_n(x)$ 는 일반화된 모달 좌표(generalized modal coordinate), $\phi_n(t)$, $\theta_n(t)$, $\gamma_n(t)$ 에 대한 허용(admissible) 경계조건을 만족하는 모달 함수이다.

$$M\ddot{W}(t) + C_b \dot{W}(t) + KW(t) = f_{ext} + f_{piezo} \quad (20)$$

여기서 $f_{ext} = \left[\int_0^L \phi_n f(x, t) dx, 0, 0 \right]^T$ 그리고

$$f_{piezo} = \begin{bmatrix} f_{p1} & f_{p2} & 0 \end{bmatrix}^T V_{sh}(t) \quad (21)$$

where

$$\begin{aligned}
 f_{p1} &= -bd_{31} E_p z_p \int_0^L W_i [\delta'(x-x_1) - \delta'(x-x_2)] dx \\
 f_{p2} &= -bd_{31} E_p \int_0^L U_i [\delta(x-x_1) - \delta(x-x_2)] dx
 \end{aligned}$$

3.2 셉트 전압 유도

보의 진동으로 인하여 PZT 패치에 의해서 발생된 전하는 전기적 변위 $\{D\}$ 로부터 결정이 된다.⁽⁹⁾

$$Q(t) = \int_A D dA \quad (22)$$

위 식으로부터 압전감지기의 방정식을 유도할 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$Q_i(t) = (C_1 D_{1n} + C_2 D_{2n} + C_p^T V_{sh}) \Delta H \quad (23)$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 C_1 &= d_{31} E_p b_p, \quad D_{1n} = \sum_{n=1}^n \int_0^L \frac{\partial U_n}{\partial x} \Delta H dx \\
 C_2 &= -d_{31} E_p b_p \left((t_b + t_p) / 2 + z_p \right), \\
 D_{2n} &= \sum_{n=1}^n \int_0^L \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \Delta H dx
 \end{aligned} \quad (24)$$

이때, z_p 는 중립축에서 PZT까지의 거리를 나타낸다. PZT로부터 발생되는 전류는 전하(charge)를 시간에 대한 미분 함으로써 구할 수가 있다.

$$I_i(t) = \frac{dQ_i}{dt} = [C_1 D_{1n} s \theta(s) + C_2 D_{2n} s \phi(s) + C_p^T s V_{sh}] \quad (25)$$

위에서 구한 셉트 전류로부터 셉트 전압을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_{sh} = -\frac{Ls + R}{LC_p s^2 + RC_p s + 1} \begin{bmatrix} C_2 D_{2n} \\ C_1 D_{1n} \\ 0 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \phi(t) \\ \theta(t) \\ \gamma(t) \end{bmatrix} \quad (26)$$

여기서 구한 셉트 전압을 식 (21) 있는 압전함에 대입하게 되면 최종적인 지배 방정식을 구할 수가 있게 된다.

$$M\ddot{W}(t) + C\dot{W}(t) + KW(t) = f_{ext} \quad (27)$$

여기서, $C = C_b + f_{piezo}$ 이 되어서 압전 셉트 전압에 의한 f_{piezo} 가 C 에 추가되었다.

4. 실험장치 구성 및 실험 방법

본 연구에서 사용한 시편은 기본 구조물인 알루미늄 보에 Soundcoat사의 점탄성 폴리머(Dyad 606), 구속층으로 이용될 알루미늄 패치, 그리고 Fuji세라믹사의 압전세라믹을 사용하여 알루미늄 보의 양쪽면에 에폭시를 이용하여 패치의 형태로 부착하였다. 알루미늄

미늄 기본보에 대한 기본적인 물성치는 Table 1에 나타내었다. 그리고 시편의 크기는 $220 \times 20 \times 1.5$ mm 이 되도록 하였다.

선트 회로를 이용한 실험 수행을 위해 사용한 압전 세라믹은 일본의 Fuji세라믹사의 평판형태(plate type) 작동기용 압전세라믹(C-82)으로 길이, 폭, 두께가 $50 \times 20 \times 0.5$ mm이다.

점탄성층으로는 Soundcoat사의 Dyad606을 사용하였고 크기는 $50 \times 20 \times 0.508$ mm이며 전단계수와 손실인자는 주파수와 온도의 함수이다. 점탄성층의 전단 변형을 증가시켜 감쇠량을 증가시킬 목적으로 사용된 구속층으로는 기본보와 같은 재질의 알루미늄을 사용하였고 크기는 $50 \times 20 \times 0.05$ mm으로 점탄성층 위에 적층하였다.

본 연구에서 사용한 전체적인 실험 장치도는 Fig. 4에 나타내었다. 보를 가진시키는 진동원으로 Tira사의 Vib5200 전동식 가진기(electro-dynamic exciter)를 사용하였고 가진기를 작동시키는 제어기로는 HP3566A FFT를 사용하였다. 감지기(sensor)은 Kaman사의 KD2300-6C를 사용하였으며 다중모드 진동을 가장 잘 측정할 수 있는 자유단에 설치하였다.

Table 1 Material properties

	Young's modulus(pa)	Density (kg/m ³)	Poisson's ratio(ν)
Al	7.0E10	2700	0.33
DYAD	*	1104	0.49
PZT	5.9E10	7400	0.3

* Depending on temperature and frequency



Fig. 4 Experimental setup

5. 결과 및 고찰

본실험에서는 점탄성층을 이용한 수동감쇠 기법과 선트회로를 이용한 수동감쇠 기법을 이용한 다중모드 진동제어 성능을 살펴본다.

우선 고주파 대역 모드의 진동을 제어하기 위해서 점탄성층을 이용한 실험을 수행하였는데 본실험에서는 3차 모드까지를 대상으로 하였다. Table 2 결과에서 보여주듯이 점탄성층이 부착되지 않은 알루미늄 기본보에 대한 1차 모드의 고유진동수는 25 Hz, 2차 모드의 고유진동수는 157 Hz, 3차 모드의 고유진동수는 445 Hz이다. 점탄성층만이 부착 되었을 때의 비구속층 감쇠기법 (unconstrained damping)인 경우 각각 모드의 진동제어 효과는 1차 모드인 경우 고유진동수 25 Hz에서 주파수 응답함수의 진폭 최대값이 0.6 dB(약 6.7%)가 감소하였고 2차 모드인 경우 고유진동수 156.5 Hz에서 진폭 최대값이 1.4 dB(약 14.9%)가 감소하였으며 3차 모드인 경우 고유진동수 439 Hz에서 진폭 최대값이 1.7 dB(약 17.7%)가 감소하였다. 다음으로 점탄성층의 수동감쇠량을 크게 하기 위해서 하나의 구속층을 점탄성층 위에 적층시켰을 때의 구속층 감쇠기법(constrained layer damping)인 경우 각각 모드의 진동제어 효과는 1차 모드인 경우 고유진동수 25 Hz에서 2.1 dB(약 21.5%)의 최고 피크치의 감소효과를 보였고 2차 모드인 경우 고유진동수 156.75 Hz에서 5.1 dB(약 44.4%)의 감소효과를 보였으며 3차 모드에서는 고유진동수 437 Hz에서 9.2 dB(약 65.4%)의 감소효과를 얻을 수가 있었다.

따라서 이 실험을 통해서 고주파수 모드로 갈수록 점탄성층에 의한 수동감쇠 성능이 효과적임을 알 수가 있다. 또한 구속층의 부착으로 인한 점탄성층의 전단변형을 증대시키는 구속층 감쇠기법(constrained layer damping) 방법이 비구속층 감쇠기법(unconstrained damping) 방법보다

Table 2 Vibration amplitude reductions between unconstrained and constrained damping

	1 st mode reduction(rate)	2 nd mode reduction(rate)	3 rd mode reduction(rate)
Unconstrained damping	0.6 dB (6.7%)	1.4 dB (15%)	1.7 dB (17%)
Constrained damping	2.1 dB (21%)	5.1 dB (44%)	9.2 dB (65%)

strained damping) 방법보다 진동제어 효과가 탁월함을 본 실험을 통해 확인할 수 있었다.

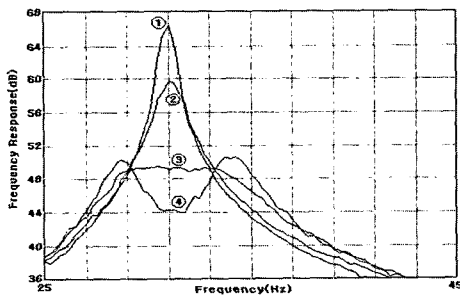
다음으로 앞서 점탄성층을 이용하여 효과적으로 진동제어 하지 못한 1차 모드를 선트회로를 이용한 전기적 흡진기법을 적용하여 수행하였다. 이때, 최적의 저항과 인덕터의 튜닝을 통해서 수행된 실험결과 [Fig.5(a)]와 위에서 유도한 시스템의 운동방정식으로부터의 주파수응답함수의 시뮬레이션 결과[Fig. 5 (b)]를 비교 검증해 보았다.

우선 1차 모드를 진동제어 하기위한 실험적인 파라미터 값으로 인덕턴스는 473 H와 캐패시턴스는 0.06 μ F(압전체 내부 축전용량)가 사용되었다. 이때 목표가 된 1차 모드 고유진동수는 32 Hz이다. 최적의 저항 R_{opt} 은 시행착오 방법으로 여러 저항값을 변화시키면서 구하였다. 최적의 저항값 R_{opt} 을 구하기 위해서 주파수 응답함수에서 피크점이 편평해질 때 이때를 최적의 상태로 정하였다. 따라서 R_{opt} 은 18.23 k Ω 임을 그래프에서 알 수가 있었다. 그리고 저항값이 작아질수록 진동제어 효과가 커짐을 결과를 통해서 알 수가 있다. 특히 저항값이 최적의 저항값 R_{opt} 보다 작을 경

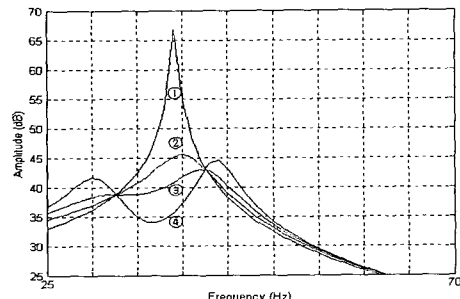
우 두 개의 피크점이 동시에 올라가게 되는데, 이것은 기계적 흡진기의 경우와 흡사하다.

결과적으로 1차모드 진동제어를 수행하는데 전기적인 선트감쇠 방법을 이용해서 개회로에서의 최고 진동 피크치로부터 17 dB(약 85.9%)의 감소 효과를 얻을 수 있었다. 또한 시스템의 지배 방정식으로부터 유도한 시뮬레이션 결과는 실험치보다 약간의 차이를 보였으나 비교적 일치함을 알 수가 있다. 실험값의 선트 저항값이 이론값보다 작은 이유는 도선 내부의 저항과 특히 인위적인 인덕터 설계시에 구성된 회로 내부의 저항등이 원인으로 생각된다. 그리고 실험치의 첫번째 모드는 고유진동수가 32 Hz이고, 이론적 첫번째 주파수는 고유진동수가 36 Hz로 계산되어 이론치 그래프가 오른쪽으로 shift 되었다.

최종적으로 2가지의 수동감쇠 기법(점탄성층을 이용한 방법과 압전 선트 회로를 이용한 방법)을 이용하여 시스템의 처음 세 개의 모드를 나타내었다.[Fig. 6] 전기적 수동감쇠 방법인 선트 회로를 이용하여 첫번째 모드를 제어하고 점탄성체를 이용한 기계적 진동 감쇠 방법을 이용하여 고주파수 모드를 감쇠 컸다. 1차 모드에서 19.7 dB(약 89.6%)가 감소가되었고, 2차 모드에서 7.6 dB(약 58.3%)가 감소, 3차 모드에서는 12.7 dB(약 76.9%)의 최대 피크치 감소 효과

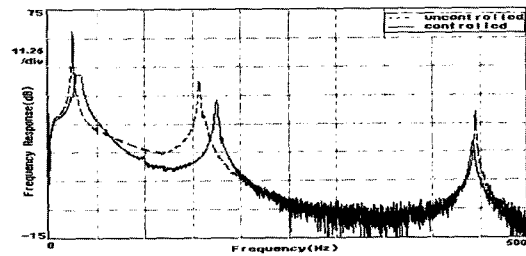


(a) Experiment

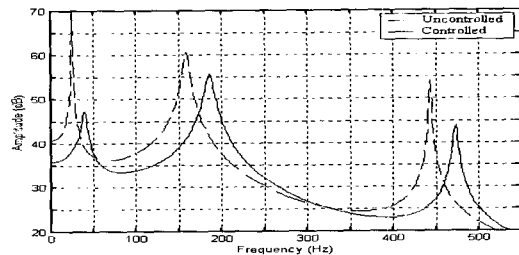


(b) Theory

Fig. 5 The transfer response of the hybrid system for the first mode [① Open ② : 40,000 Ω ③ : 18,230 Ω ④ : 8,140 Ω]



(a) Experiment



(b) Theory

Fig. 6 The transfer response of the hybrid system

를 얻을 수가 있었다. 그리하여 목표로 했던 보의 다중모드 진동제어 효과를 얻을 수가 있었다.

6. 결 론

본 연구는 보의 다중 모드 진동제어를 수행하는데 있어서 기계적 수동감쇠 방법인 점탄성층과 전기적 수동 감쇠방법인 셉트회로를 이용한 개선된 하이브리드 수동감쇠기법을 적용하여 보의 시스템의 다중모드를 제어하였다.

(1) 해밀턴의 법칙을 적용하여 시스템에 대한 운동방정식을 유도하였고 전기적인 흡진기의 모델링은 시스템의 운동 방정식에 부합할 수 있는 추가적인 감쇠를 부가함으로써 나타내었고, 셉트 전압은 보의 진동으로 인한 압전 세라믹에 의해서 발생하는 전하로부터 유도 하였다.

(2) 셉트 회로 내부의 인위적인 인덕터를 구성함으로써 요구되는 인덕턴스를 구현하였고, 그로인해 인덕터 회로 내부의 고려하지 못했던 고정 저항값의 영향으로 실제 실험에서의 최적 저항값이 이론값보다 적게 나왔다.

(3) 점탄성층을 이용한 수동감쇠성능을 얻기 위한 실험에서 고주파수 모드로 갈수록 진동제어 효과가 탁월함을 확인하였고 점탄성층의 전단변형량을 크게 하기 위한 구속층 감쇠기법 방법을 적용하였을 때 더 높은 감쇠력을 얻을 수 있었다.

(4) 실험을 통한 주파수 응답함수와 모델링을 통한 지배방정식으로부터 구한 주파수 응답함수의 결과를 서로 비교 분석하였고 비교적 일치하고 있음을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2002년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구 되었음(KRF-2002-041-D00028)

참 고 문 헌

(1) Mead, D. J. and Markus, S., 1969, "The Forced Vibration of a Three Layer Damped Sandwich Beam with Arbitrary Boundary," Journal of Sound and Vibration, Vol. 10, pp. 163~175.

(2) Rao, Y. V. K. S. and Nakra, B. C., 1974, "Vibrations of Unsymmetric Sandwich Beams and Plates with Viscoelastic Cores," Journal of Sound and Vibration, Vol. 34, No. 3, pp. 309~326.

(3) Bailey, T. and Hubbard J., 1985, "Distributed Piezoelectric Polymer Active Vibration Control of a Cantilever Beam, Journal of Guidance, Control, and Dynamics Vol. 8, pp. 605~610.

(4) Hwang, W. and Park, H., 1993, "Finite Element Modeling of Piezoelectric Sensors and Actuators," AIAA Journal Vol. 31, 930~937.

(5) Lam, M. J., Inman, D. J. and Saunders, W. R., 1997, "Vibration Control Through Passive Constrained Layer Damping and Active Control," Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 8, pp. 663~667.

(6) 강영규, 최승복, 2001, "능동구속감쇠 기법을 이용한 복합적층보의 진동제어," 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권 제 7 호 pp. 261~266.

(7) Lee, J., Kim, J., Rhee, C., Jo, C. and Choi, S., 2002, "Noise Reduction of Passive and Active Hybrid Panels," Smart Material and Structures, Vol. 11, pp. 940~946.

(8) Inman D. J., 1996, Engineering Vibration, Englewood Cliffs : Prentice-Hall.

(9) IEEE Std., 176-1978, IEEE Standard on Piezoelectricity.

(10) Park, C., 2003, "Dynamics Modeling of Beams with Shunted Piezoelectric Elements," Journal of Sound and Vibration, in Press.

(11) Park, C. H. Inman, D. J., 2003, "Enhanced Piezoelectric Shunt Design," Journal of Shock and Vibration, Vol. 10, No. 2, pp. 127~133.

(12) Kim, J., Lee, U. and Leung, A. Y., 2001, "Vibration Analysis of the Active Multi-layer Beams by Using Spectrally Formulated Exact Natural Modes," KSME International Journal, Vol. 15, pp. 199~209.

(13) 박철휴 등, 2002, "압전 공진 셉트회로가 부착된 빔의 동적 모델링," 한국소음진동공학회, 추계 학술발표회논문집, pp. 228~233.

(14) Horowitz, P. and Hill, W., 1989, The Art of Electronics, Cambridge University Press.