



Wiener Filter를 이용한 보 구조물 위 장비의 능동 진동 절연 성능 해석

Performance of Active Vibration Isolation for Equipments on Flexible Beam Structures Using Wiener Filters

오 한 음* · 홍 진 숙[†] · 정 의 봉**
Han-Eum Oh*, Chinsuk Hong[†] and Weui-Bong Jeong**

(Received April 24, 2018 ; Revised August 21, 2018 ; Accepted August 30, 2018)

Key Words : Active Vibration Control(능동 진동 제어), Feedforward Control(피드포워드 제어), Flexible Beam(유연 보), Wiener Filter(위너 필터), Controller(제어기)

ABSTRACT

This paper dealt with the active vibration isolation for a preliminary evaluation of the performance numerically. The vibration and noise generated by equipments are transmitted to the platform structures. The transmitted vibration causes negative influences on the life and reliability of the equipment and the structure due to breakage. The analytical model was established to be an equipment on a flexible beam. The analytical model consisted of the equipment as a source and the flexible beam as a receiver. The equipment is modeled with a rigid beam having a concentrated force. The equipment and the flexible beam are connected with springs at both ends of the equipment. The actuators (secondary source) are located slightly apart from the positions of the springs. And the controller was designed to minimize the vibration of the flexible beam (receiver) due to the force transmitted through the springs using the Wiener filter. For the control performance evaluation, the displacement at a point of the receiver structure and the total kinetic energy of the receiver were calculated. As a result, it is confirmed that the overall receiver displacement was reduced and the total kinetic energy of a receiver was 21.6 dB.

1. 서 론

최근 사회가 발달함에 따라, 기기 내부에 위치한 엔진 등의 장비에서 발생하는 진동 및 소음이 주변의 기타 기기로 전달됨에 따라, 장비 및 주변의 기기의 파손 및 수명, 신뢰성 저하 등 좋지 않은 영향

을 끼치게 된다⁽¹⁾.

따라서 이러한 전달되어 오는 진동을 저감하기 위한 연구들이 진행되어 왔는데, 대표적으로 사용되는 고무 마운트를 통해 진동을 절연하는 방법과 구조물 자체의 진동 전달 경로를 파악하여 이를 재설계하는 방법이 있다⁽²⁾. 진동 절연을 위해 고무 마운트를 사용하는 경우, 고무 마운트는 장비와 구조물

[†] Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Ulsan College

E-mail : cshong@uc.ac.kr

* Member, Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan Nation University

** Fellow Member, Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

사이에 위치하여 진동을 저감하게 된다. 고무 마운트는 감쇠가 작아서 고주파 대역과 비공진 주파수 대역에서는 효과적인 진동 절연 성능을 보인다. 하지만 저주파수와 공진 주파수 대역에서는 절연 성능이 낮아지는 경향을 보이는 단점을 가지고 있다⁽³⁾. 그리고 구조물 자체의 진동 전달 경로를 재설계하는 방법은 비용적 측면에서 큰 단점으로 작용한다. 따라서 이 문제를 해결하기 위해 능동 진동 제어(active vibration control, AVC)기법이 사용된다.

이 연구는 해석적으로 진동 절연 성능을 평가하기 위한 기초 연구로, 양단이 지지되어있는 유연한 보 구조물 위에 스프링으로 연결되어있는 장비에서 외란이 발생했을 시, 장비에서 보로 전달되어오는 전달력에 의해 발생하는 보의 진동을 절연하기 위한 능동 제어를 수행하였다. 제어기는 FIR 필터 계수 획득 방법 중 하나인 위너 필터(Wiener filter)를 이용하여 설계하였으며, 이를 이용하여 보에서 발생하는 진동을 저감하는 제어력을 생성하였다. 위너 필터는 기존의 잡음에 대한 측정값이 있을 시, 이 값들을 이용하여 빠르게 필터 계수를 얻을 수 있는 장점을 가지고 있다⁽⁷⁾. 따라서, 이 연구에서는 보 전체의 진동을 저감하기 위해 보의 각 지점마다의 진동 변위를 잡음으로 가정하였으며, 이론식을 통해 잡음이 전달되어 오는 경로를 분석한 후, 다채널 위너 필터 설계를 통해 진동 절연 성능 해석을 진행하였다. 진동 성능 평가는 제어 전·후의 변위 및 전달력, 운동 에너지 등을 도식화하여 나타내었다.

2. 시스템 모델링

2.1 해석 모델

Fig. 1은 이 논문에서 사용할 해석 모델을 나타내

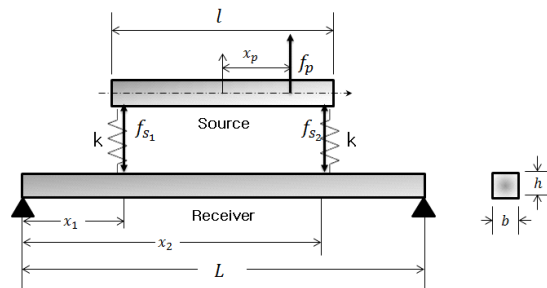


Fig. 1 Analytical model

고 있다. 해석 모델은 크게 source와 receiver로 이루어져 있다. Source는 길이가 l 인 강체로 가정하였으며, receiver는 양 끝단이 단순 지지된 보로 가정하였다. 이 보의 길이는 L 이고 단면의 모양은 직사각형으로 폭과 높이는 각각 b 와 h 이다. Source의 x_p 지점에 집중하중 f_p 가 외란으로써 가해지며, Source의 양 끝단과 receiver의 x_1 과 x_2 지점에 위치한 스프링을 통해 서로 연결되어 있다고 가정하였다. 이때, 두 스프링의 스프링 상수는 공히 k 로 두었다. 스프링을 통해 source에서 발생한 진동이 receiver로 전달되는 진동을 절연하기 위해 스프링이 위치한 지점에서 Δx 만큼 떨어진 곳에 제어력 f_{s1} 과 f_{s2} 가 발생한다고 가정하였다.

2.2 지배 방정식

Source와 receiver의 운동방정식을 유도하기 위해, Fig. 2에서 보인 자유물체도를 이용하였다. Receiver를 균일한 단면을 가진 오일러-베르누이 보(Euler-Bernoulli beam)로 가정하면, 횡방향의 운동방정식은 다음과 같다.

$$EI(1+i\eta)\frac{\partial^4 w_1(x,t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w_1(x,t)}{\partial t^2} = f(x,t) \quad (1)$$

여기서, w_1 은 보의 횡방향 변위를 나타내며, E 는 탄성계수, I 는 보 단면의 관성 모멘트, η 는 손실계수, ρ 는 밀도, A 는 보의 단면적 넓이, f 는 길이 당 외력을 나타낸다.

이 때, w_1 을 N 차까지의 고유모드의 중첩으로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w_1(x,t) = \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x) e^{j\omega t} \quad (2)$$

여기서 $d_n(\omega)$ 는 n 차의 주파수별 모달 변위이며 $\phi_n(x)$ 는 n 차의 고유 모드를 나타낸다.

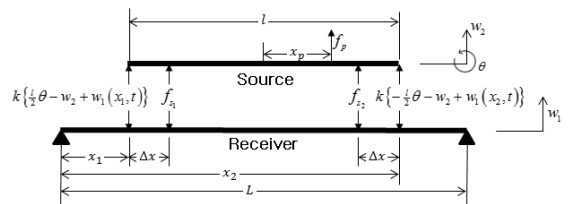


Fig. 2 Free body diagram of analytical model

이를 푸리에 변환을 통해 주파수 영역으로 표현하면 다음과 같다.

$$w_1(x, \omega) = \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x) \tag{3}$$

양 끝단이 단순 지지된 보인 경우 보의 길이가 L 인 정규화된 고유 모드를 나타내면 다음과 같다.

$$\phi_n(x) = \sqrt{2} \sin\left(\frac{n\pi x}{L}\right) \tag{4}$$

Receiver 구조물에 가해진 힘은 x_1 과 x_2 지점에서 source로부터 스프링을 통해 전달되는 힘과 지지점으로부터 Δx 만큼 떨어진 곳에 제어력이 있다. 이들이 모두 집중하중으로 가해지므로 델타함수를 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} f(x, t) &= \left[k \left\{ w_2 - \frac{l}{2} \theta - w_1(x_1, t) \right\} \right] \delta(x - x_1) \\ &+ \left[k \left\{ w_2 + \frac{l}{2} \theta - w_1(x_2, t) \right\} - f_{s_2} \right] \delta(x - x_2) \tag{5} \\ &+ f_{s_1} \delta(x - (x_1 + \Delta x)) + f_{s_2} \delta(x - (x_2 - \Delta x)) \end{aligned}$$

여기서, w_2 와 θ 는 각각 source의 횡방향, 회전방향의 변위를 나타낸다.

식 (3)과 식 (5)를 식 (1)에 대입하여, N 차까지의 중첩하여 표현하면 모드 직교성에 의해 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\begin{bmatrix} \omega_1^2(1+i\eta) - \omega^2 + \frac{k}{\rho A} \{\phi_1^2(x_1) + \phi_1^2(x_2)\} & \dots & \frac{k}{\rho A} \{\phi_N(x_1)\phi_1(x_1) + \phi_N(x_2)\phi_1(x_2)\} & -\frac{k}{\rho A} \{\phi_1(x_1) + \phi_1(x_2)\} & \frac{k}{\rho A} \frac{l}{2} \{\phi_1(x_1) - \phi_1(x_2)\} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{k}{\rho A} \{\phi_N(x_1)\phi_N(x_1) + \phi_N(x_2)\phi_N(x_2)\} & \dots & \omega_N^2(1+i\eta) - \omega^2 + \frac{k}{\rho A} \{\phi_N^2(x_1) + \phi_N^2(x_2)\} & -\frac{k}{\rho A} \{\phi_N(x_1) + \phi_N(x_2)\} & \frac{k}{\rho A} \frac{l}{2} \{\phi_N(x_1) - \phi_N(x_2)\} \\ -k \{\phi_1(x_1) + \phi_1(x_2)\} & \dots & -k \{\phi_N(x_1) + \phi_N(x_2)\} & -\omega^2 m + 2k & 0 \\ \frac{kl}{2} \{\phi_1(x_1) - \phi_1(x_2)\} & \dots & \frac{kl}{2} \{\phi_N(x_1) - \phi_N(x_2)\} & 0 & -\omega^2 \frac{ml^2}{12} + \frac{kl^2}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_N \\ W_2 \\ \Theta \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} -\frac{1}{\rho A} \{F_{s_1} \phi_1(x_1 + \Delta x) + F_{s_2} \phi_1(x_2 - \Delta x)\} \\ -\frac{1}{\rho A} \{F_{s_1} \phi_2(x_1 + \Delta x) + F_{s_2} \phi_2(x_2 - \Delta x)\} \\ \vdots \\ -\frac{1}{\rho A} \{F_{s_1} \phi_N(x_1 + \Delta x) + F_{s_2} \phi_N(x_2 - \Delta x)\} \\ F_p + F_{s_1} + F_{s_2} \\ F_p x_p - \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) F_{s_1} + \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) F_{s_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ x_p \end{bmatrix} F_p + \begin{bmatrix} -\frac{1}{\rho A} \phi_1(x_1 + \Delta x) \\ -\frac{1}{\rho A} \phi_2(x_1 + \Delta x) \\ \vdots \\ -\frac{1}{\rho A} \phi_N(x_1 + \Delta x) \\ 1 \\ -\left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) \end{bmatrix} F_{s_1} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{\rho A} \phi_1(x_2 - \Delta x) \\ -\frac{1}{\rho A} \phi_2(x_2 - \Delta x) \\ \vdots \\ -\frac{1}{\rho A} \phi_N(x_2 - \Delta x) \\ 1 \\ \frac{l}{2} - \Delta x \end{bmatrix} F_{s_2} \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned} &\omega_m^2(1+i\eta)d_m - \omega^2 d_m \\ &= -\frac{k}{\rho A} \left\{ \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x_1) \right\} \phi_m(x_1) \\ &\quad - \frac{k}{\rho A} \left\{ \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x_2) \right\} \phi_m(x_2) \\ &\quad + \frac{k}{\rho A} \{ \phi_m(x_1) + \phi_m(x_2) \} W_2 \\ &\quad - \frac{k}{\rho A} \{ \phi_m(x_1) - \phi_m(x_2) \} \Theta \\ &\quad - \frac{1}{\rho A} F_{s_1} \phi_m(x_1 + \Delta x) - \frac{1}{\rho A} F_{s_2} \phi_m(x_2 - \Delta x) \end{aligned} \tag{6}$$

여기서, m 은 모드 직교성에 의해 남은 임의의 차수를 나타내며, W_2 , Θ , F_{s_1} , F_{s_2} 는 각각 변수 w_2 , Θ , f_{s_1} , f_{s_2} 를 푸리에 변환을 통해 주파수 영역으로 표현한 변수이다.

Fig. 2를 통하여, 강체인 source의 2자유도계 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &m\ddot{w}_2 + 2kw_2 - k\{w_1(x_1, t) + w_1(x_2, t)\} \\ &= f_p + f_{s_1} + f_{s_2} \end{aligned} \tag{7}$$

$$\begin{aligned} &\frac{ml^2}{12} \ddot{\theta} + \frac{kl^2}{2} \theta + \frac{kl}{2} \{w_1(x_1, t) - w_1(x_2, t)\} \\ &= f_p x_p - f_{s_1} \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) + f_{s_2} \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) \end{aligned} \tag{8}$$

여기서, 식 (7)과 식 (8)은 각각 source의 횡방향, 회전방향의 운동방정식을 나타낸다.

식 (3)을 식 (7)과 식 (8)에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \left(-\omega^2 \frac{ml^2}{12} + \frac{kl^2}{2}\right)\Theta \\ & + \frac{kl}{2} \left\{ \sum_{n=1}^N d_n(\omega)\phi_1(x_1) - \sum_{n=1}^N d_n(\omega)\phi_1(x_2) \right\} \quad (10) \\ & = F_p x_p - F_{s_1} \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) + F_{s_2} \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) \end{aligned}$$

식 (6)과 식 (9), 식 (10)을 이용하여, 해석 모델의 전체 지배 방정식을 나타내면 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

2.3 SIMO 위너 필터를 이용한 제어기 구현

이 절에서는 Fig. 1에서 보인 바와 같이 source에서 외란이 일어났을 때 스프링을 통해 전달되어오는 힘으로 인해 발생하는 receiver의 변위를 전체적으로 저감하기 위해, SIMO(single-input multiple-output) 위너 필터 설계를 이용하여 제어기를 설계하였다. 위너 필터는 FIR 필터의 구조를 가진 필터로서 목적함수를 최소화하는 필터 계수를 구하여 설계한다. 이 때 목적함수는 외란에 의한 변위와 제어력에 의한 변위의 차의 제곱이다. Fig. 3에 SIMO 위너 필터의 개략도를 나타내었다.

Fig. 3에서 x 는 입력 힘을 나타내고, W 는 제어기(필터 계수), H_p 는 힘과 source의 변위 간의 전달함수, H_{s1} 과 H_{s2} 는 제어력과 receiver의 변위 간의 전달함수를 나타낸다. 그리고 d 는 제어 전의 변위를 나타내며, e 는 제어 후의 변위를 나타낸다.

이 때, 필터 계수 W 는 제어 후의 변위인 e 의 제곱 평균을 목적함수로 두어, 이를 최소화함으로써 얻을 수 있다. 이를 식으로 표현하기 위해, 제어력 x 및 제어하기 위한 변위 y 등을 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$x(n) = W^T u(n) \quad (12)$$

$$y(n) = H_s^T x(n) \quad (13)$$

여기서,

$$W^T = [w_0 \ w_1 \ \dots \ w_{N-1}]$$

$$u(n) = [u(n) \ u(n-1) \ \dots \ u(n-N+1)]$$

$$H_s^T = [H_{s,0} \ H_{s,1} \ \dots \ H_{s,M}]$$

$$x(n) = [x(n) \ x(n-1) \ \dots \ x(n-M+1)]$$

이 때, W 는 FIR 필터의 계수를 나타내며, N 는 필터의 차수를 나타내며, M 은 전달함수의 차수를 나타낸다. 이를 이용하여 목적함수 J 는 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} J &= \sum_{j=1}^L E\{e_j^2(n)\} \\ &= \sum_{j=1}^L E\left\{ \left[d_j(n) - \sum_{i=1}^I y_{ij}(n) \right]^2 \right\} \quad (14) \\ &= \sum_{j=1}^L E\left\{ \left[d_j(n) - \sum_{i=1}^I W_i^T (u^T(n) H_{ij}) \right]^2 \right\} \end{aligned}$$

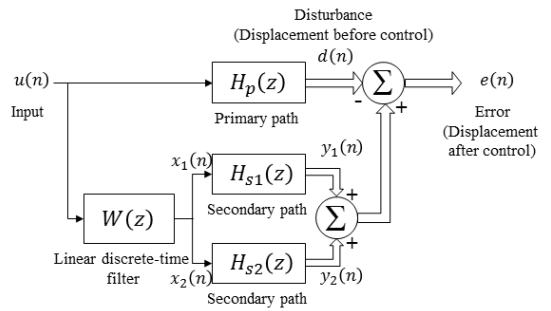


Fig. 3 Schematic diagram of SIMO Wiener filter

이 때, I 은 제어력 개수를 나타내고, L 은 receiver의 변위 측정 센서의 개수를 나타낸다.

목적함수를 최소화하는 필터 계수를 얻기 위해, 다음과 같은 식을 이용한다.

$$\frac{\partial J}{\partial W_1} = \frac{\partial J}{\partial W_2} = \dots = \frac{\partial J}{\partial W_I} = 0 \quad (15)$$

위 식 (15)를 이용하여, 필터 계수 W 를 구하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} W_1 \\ W_2 \\ \vdots \\ W_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{j=1}^L T_{j,1,j} & \sum_{j=1}^L T_{j,2,j} & \dots & \sum_{j=1}^L T_{j,I,j} \\ \sum_{j=1}^L T_{j,2,j} & \sum_{j=1}^L T_{j,2,j} & & \\ \vdots & & \ddots & \\ \sum_{j=1}^L T_{j,I,j} & & & \sum_{j=1}^L T_{j,I,j} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \sum_{j=1}^L R_{d,1,j} \\ \sum_{j=1}^L R_{d,2,j} \\ \vdots \\ \sum_{j=1}^L R_{d,I,j} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

여기서, T 는 Toepiltz 행렬로

Table 1 Mechanical properties and geometric data of source and receiver

Parameter	Value	Unit
Length of receiver (L)	1.0	m
Length of source (l)	0.3	m
Width	8.6	mm
Thickness	8.6	mm
Elastic modulus	71.0e9	N/m ²
Density	2700.0	kg/m ³
Spring constant	1.0e6	N/m
Loss factor	0.02	



Fig. 4 Field points on the receiver structure

$$T_{ai,bi} = \begin{bmatrix} R_{ai,bi}(0) & R_{ai,bi}(1) & \dots & R_{ai,bi}(N-1) \\ R_{ai,bi}(1) & R_{ai,bi}(0) & & \\ \vdots & & \ddots & \\ R_{ai,bi}(N-1) & & & R_{ai,bi}(0) \end{bmatrix} \quad (17)$$

이고, R_{ii} 은 상관 함수를 나타낸다.

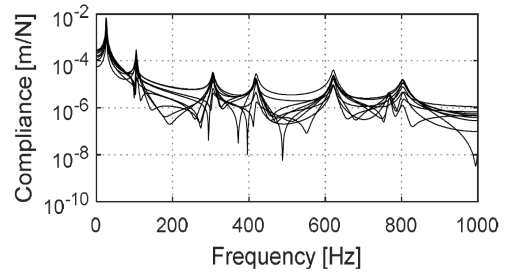
3. 제어 성능 해석

3.1 해석 조건

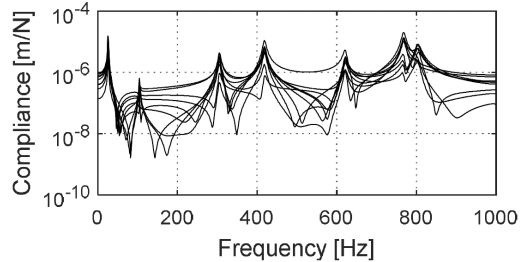
Fig. 1에서 보인 구조물의 구성품의 제원 및 물성치를 Table 1에 나타내었다. 스프링의 위치 x_{s1} 과 x_{s2} 는 각각 0.2 L, 0.7 L로 가정하였다. Receiver에 대하여 전체적으로 진동을 저감하기 위해 측정점(field point)을 Fig. 4와 같이 등 간격으로 0.1 L ~ 0.9 L까지 총 9점을 배치하였다. 식 (11)의 지배 방정식을 이용하여 각각의 힘에 따른 위치 별 전달함수 H_p , H_{s1} 과 H_{s2} 를 구할 수 있다. Fig. 5는 식을 통해 계산한 각 위치별 힘과 변위 간의 전달함수를 나타내고 있다. Fig. 5(a)는 외란 f_p 만이 작용했을 때의, 각 위치 별 전달함수 H_p 를 나타내고 있으며, Fig. 5(b), (c)는 각각의 제어력 f_{s1} 과 f_{s2} 에 따른 위치 별 전달함수 H_{s1} , H_{s1} 를 나타내고 있다. 해석은 시간영역에서 $5e-4$ 초 간격으로 5초까지 수행하였다.

3.2 제어기 설계

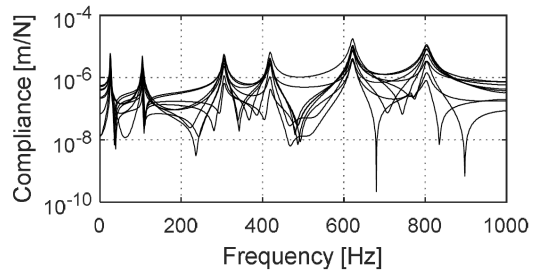
식 (14)를 이용하여 계산한 위너 필터의 계수를



(a) Transfer function of the primary force to displacement at field points of the receiver, H_p



(b) Transfer function of the secondary force to displacement at field points of the receiver, H_{s1}



(c) Transfer function of the secondary force to displacement at field points of the receiver, H_{s2}

Fig. 5 Transfer functions required for the performance analysis of the active control system

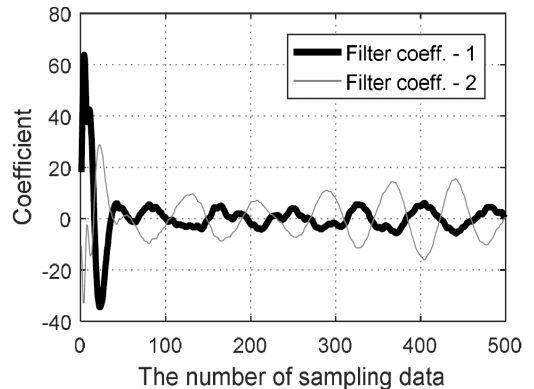


Fig. 6 Wiener filter coefficients

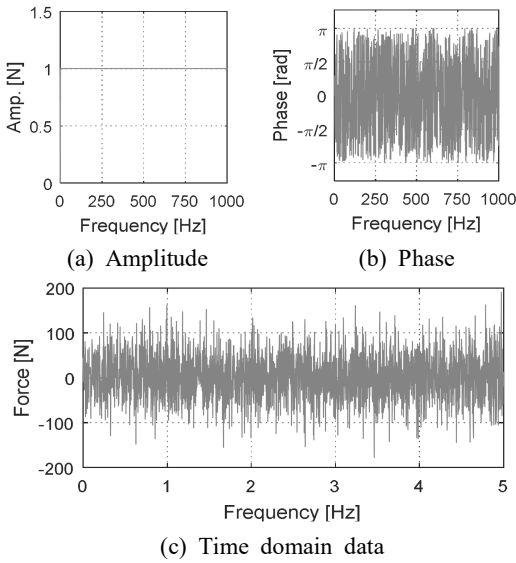


Fig. 7 Primary force as disturbance

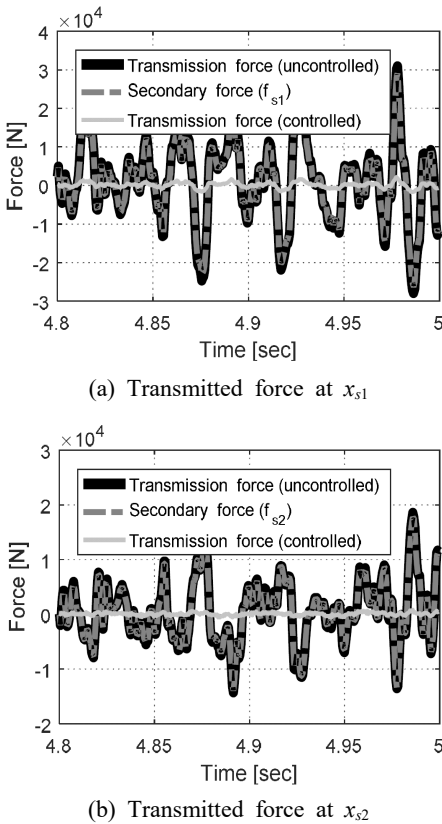


Fig. 8 Transmitted force before control by the primary force (black thick line), and the secondary force (gray, dashed line) and transmission force after control (silver faint line)

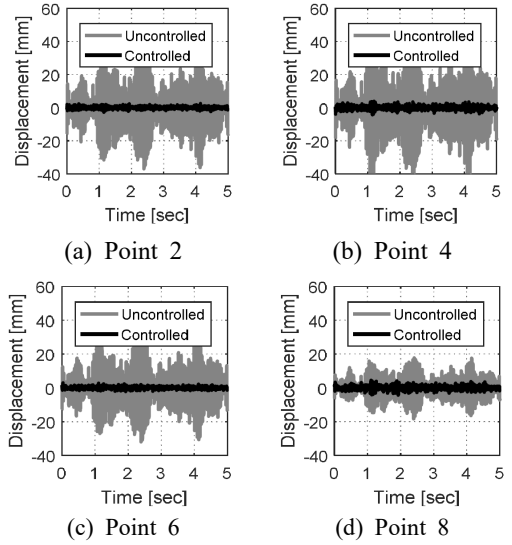


Fig. 9 Displacement at the selected points of the receiver over time when subjected to the primary force (gray) and when subjected to the secondary forces (black)

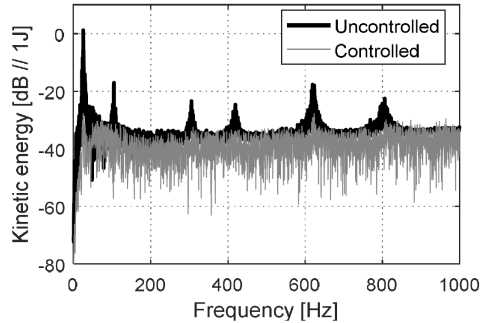


Fig. 10 Total Kinetic energy of the receiver subjected to the primary force (black) and when subjected to the secondary forces (gray)

구하여 제어기를 설계하였다. 필터의 차수는 500차라 설정하였으며, Fig. 6에 보인 바와 같이 구해졌다. 제어력의 개수가 2개이기 때문에 각각의 경우에 따라서 필터 계수를 나타내었다.

3.3 제어 성능 평가

제어 성능을 평가하기 위해 Fig. 7과 같이 외란 f_p 를 0 kHz ~ 1 kHz까지 크기가 1이고 임의의 위상을 가진 사인파 합성신호로 구현하였다. 이 때 얻은 f_p 를 이용하여, 식 (14)를 통해 얻은 제어기를 통과시

키면 receiver의 변위를 최소화하는 제어력 f_{s1} , f_{s2} 를 얻을 수 있다. Fig. 8은 제어 전 외란 f_p 에 의해 receiver에 전달되는 전달력과 제어력 f_{s1} , f_{s1} , 그리고 제어 후 receiver에 전달되는 전달력을 나타내었다. 이를 통해 제어 전에 비해 제어를 하고 난 후의 receiver에 전달되는 힘이 크게 감소하는 점을 확인할 수 있다.

제어 성능을 확인하기 위해, receiver의 임의의 지점에서의 제어 전의 변위, $d(n)$ 과 제어 후의 변위, $e(n)$ 을 비교한 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 제어 전에 비해 제어했을 때 receiver의 변위가 감소함을 확인할 수 있다.

그리고 제어 전·후에 따른 receiver의 제어 성능을 정량화하기 위해 receiver의 운동에너지를 Fig. 10에 나타내었다. 이를 통해 가장 큰 에너지를 보이는 주파수 대역에서 가장 큰 제어 효과를 보임을 확인할 수 있으며, 이 때 저감되는 총 운동 에너지는 약 21.6 dB인 점 또한 확인할 수 있었다.

4. 결 론

이 연구에서는 양 끝단이 단순지지된 보 구조물(receiver) 위에 2개의 스프링을 통해 연결된 장비(source)가 있는 모델에 대해 능동진동제어 연구를 수행하였다. Source에서 외란이 발생할 때 스프링을 통해 receiver로 전달되어오는 진동을 최소화하는 제어를 설계하고 그 성능을 확인하기 위해 우선 source 및 receiver의 자유물체도를 이용하여 지배방정식을 구하였다. 그리고 이를 이용하여 SIMO 위너 필터를 적용한 제어를 설계하였다.

전 주파수 대역에서의 제어 성능을 확인하기 위하여, source의 외란을 집중하중으로 0 kHz ~ 1 kHz 까지 백색소음으로 가정하였고, receiver를 전체적으로 진동을 저감하기 위해 측정점을 receiver에 등간격으로 9개의 지점으로 설정하였다. 제어 성능은 제어 전·후의 receiver로 통해 전달되어오는 힘 및 변위, 운동에너지를 통해 확인하였다. 제어 결과, receiver로 전달되는 힘을 크게 감소시키는 점을 확인할 수 있었으며, 이로 인해 receiver의 변위 또한 전체적으로 감소하는 점을 확인할 수 있었다. 이를 정량적으로 표현하기 위해, 저감된 운동 에너지량으로 표현하였을 때, 약 21.6 dB의 에너지 감소가 이

루어진 점 또한 확인 할 수 있었다.

향후, 실제 모델에 관해, 이 연구에서 설계한 방법을 통한 제어를 적용하여 능동 진동 절연 성능을 알아볼 예정이다.

후 기

이 논문은 2017년 울산과학대학교 교내학술연구비 지원에 의해 수행됨.

References

- (1) Mixson, J. S. and Powell, C. A., 1984, Review of Recent Research on Interior Noise of Propeller Aircraft, AIAA/NASA 9th Aeroacoustics Conference.
- (2) Shin, C., Hong, C. and Jeong, W. B., 2008, Active Vibration Control of Cantilever Beams Using PZT Actuators, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 12, pp. 1293~1300.
- (3) Rivin, E. E., 1984, Passive Engine Mounts: Some Directions for Further Development, SAE Technical Paper Series 940259.
- (4) Kato, T., Kawashima, K., Sawamoto, K. and Kagawa, T., 2007, Active Control of a Pneumatic Isolation Table Using Model Following Control and Pressure Differentiator, Precision Engineering, Vol. 31, No. 3, pp. 269~275.
- (5) Shin, Y. H. and Kim, K. J., 2008, Performance Enhancement of Pneumatic Vibration Isolation Tables in Low Frequency Range by Time Delay Control, Journal of Sound and Vibration, Vol. 321, No. 3-5, pp. 537~553.
- (6) Sun, J. O. and Kim, K. J., 2012, Active Pneumatic Control of Vibration Isolation Table Against Ground and Inertial Force Excitation Induced by Horizontally Moving Mass, Diss. Ph.D. Thesis, DME KAIST.
- (7) Choi, S. B., Park, Y. K. and Cheong, C. C., 1996, Active Vibration Control of Intelligent Composite Laminate Structures Incorporating an Electro-rheological Fluid, Journal of Intelligent Material Systems and Structure, Vol. 7, No. 4, pp. 441~419.

(8) Choi, S. B., 1999, Vibration Control of a Flexible Structure Using ER Dampers, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 121, No. 9, pp. 134~138.

(9) Kim, S. M., Stanislaw, P. and Michael, J. B., 2008, Active Vibration Isolation Using an Electrical Damper or an Electrical Dynamic Absorber, Transactions on Control Systems Technology, Vol. 16, No. 2, pp. 245~254.

(10) Oh, J. T., Kwak, M. K. and Ezdiani, T., 2015, Active Vibration Control Experiment of Structure Using Filtered-x LMS and MHHC Algorithms, Proceeding of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Annual Autumn Conference, pp. 593~598.

(11) Lisa, A. S. and Adreas, H. F., 1988, Linear Control Design for Active Vibration Isolation of Narrow Band Disturbances, Proceedings of the 27th Conference on Decision and Control, pp. 1032~1037.



Han-Eum Oh received B.S. and M.S. degrees from Pusan National University in 2013 and 2015. And he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University in Busan, Korea.



Chinsuk Hong received B.S. in mechanical engineering and an M.S. in dynamic and vibration from Youngnam University, Korea, in 1988 and 1991, respectively. He worked for the Naval System Development (ADD), Korea, for 12 years from 1991. He then joined the Institute of Sound and Vibration Research (ISVR), University of Southampton, UK, in 2003, to pursue his Ph.D. He received the Ph.D in sound and vibration, in 2005. He is now with Naval Architecture and Ocean Engineering, Ulsan College from 2009. His research interests include active noise and vibration control, flow-induced noise and underwater shock response analysis.



Weui-Bong Jeong received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustic-structure interactions.