

제진 테이블의 미진동 저감을 위한 PZT stack 가력기 기반 복합형 마운트 시스템

PZT stack actuator-based hybrid mount system for mitigating micro-vibration of vibration isolation table

문영종* · 장동두** · 문석준*** · 최상민*** · 정형조†

Yeong-Jong Moon, Dong-Doo Jang, Seok-Jun Moon, Sang-Min Choi and Hyung-Jo Jung

Key Words : vibration isolation table(제진테이블), air spring(공기스프링), PZT stack actuator(압전가력기)

ABSTRACT

This paper investigates the control performance of the proposed hybrid mount system for vibration isolation table. The hybrid mount system consists of an air spring as a passive device and a PZT stack actuator as an active device in series. The feasibility of the PZT stack actuator as an active actuator was examined through the simple experiments. After that, a series of numerical simulations were carried out to evaluate the control performance of the proposed hybrid mount system. The equations of motion of the table with a set of hybrid mount systems consisting of four devices are derived. The air spring is considered as a 1 spring and 1 dashpot elements, and PID control algorithm is adopted to estimate the control force. The results of the numerical simulations presents that the proposed hybrid mount system could be the promising control system for vibration isolation table.

1. 서 론

1990년대 후반 이후 반도체 및 광학 관련 산업의 성장과 함께 정밀 장비의 구동에 있어 진동 환경에 대한 요구는 엄격해지고 있다. 전통적으로 병원, 콘서트 홀, 하이테크건물과 같이 진동문제가 우려되는 특수한 진동-민감 건물들이 있다. 이 중에서도 반도체, LCD, 메모리 생산 공장과 같은 하이테크 구조물의 경우 최근 전기/전자 기술의 발달로 장비의 고정밀도가 이루어져 높은 생산성을 요구하고 있다. 반면에 대형화, 경량화된 기계시스템은 고유진동수의 저하가 발생되어 진동에 취약해지는, 즉 장비의 고정밀화로 진동기준은 더욱 엄격해지면서 장비의 진동저항 능력은 취약해지게 되었다.

이런 진동의 취약도를 개선하는 방법은 크게 세가지로 나눌 수 있다. 첫째는 진동원 대책으로 진동을 발생시키는 요인을 제거하는 것이다. 둘째는 전과경로 대책으로 외부의 진동이 전파되는 경로인 구조물의 슬라브나 기둥 등의 강성을 증대시켜 전달되는 진동을 줄이는 것이다. 마지막으로 수신점 대책으로

진동의 영향을 없애고자 하는 장비에 전달되는 하중을 방진 마운트 등을 이용하여 절연시키는 것이다. 그러나 첫 번째 방법은 현실적으로 불가능하고 두 번째는 많은 비용이 소모되면서 개선하는 데 있어 한계가 존재한다. 결국 가장 경제적이면서 효율적인 방법은 마지막 방법이라 할 수 있다.

일반적으로 코일스프링, 방진/적층 고무, 공압, 유압스프링 등 많은 수동 마운트가 정밀 장비의 미진동 제어를 위해 주로 사용되었다. 수동 마운트는 기본적으로 정밀장비의 고유진동수를 낮춰 고유진동수 이상의 주파수를 갖는 지반 입력 하중을 절연시킴으로써 정밀장비에 전달되는 진동을 저감시킨다. 그러나 수동 마운트는 저주파 영역, 특히 수동 마운트의 고유진동수 부근의 공진점 근처로 하중이 들어올 경우 진동 절연을 못할 뿐 아니라 오히려 증가시키게 된다.

본 논문에서는 이와 같은 수동 마운트의 한계를 극복하기 위해 PZT stack 가력기와 공기스프링으로 구성된 복합형 마운트 시스템을 제안하였다. 또한 제안된 시스템의 제어성능을 실험적/수치적으로 검증하고자 한다. 제안된 시스템의 제어성능 목표는 수동 마운트에 비하여 정밀장비를 위한 허용 한계기준으로 Class A에서 Class B 이하로 하락하는 것으로 하고 6~80Hz 성분을 가진 지반 가진만을 고려하였다.

† 교신저자; KAIST 건설 및 환경공학과
E-mail : hjung@kaist.ac.kr
Tel : (042) 350-3626, Fax : (042) 350-3610
* 삼성물산 건설부문 기술연구소
** KAIST 건설 및 환경공학과
*** 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실

2. PZT stack 가력기 기반 복합형 마운트시스템

본 연구에서는 PZT stack 가력기와 공기스프링으로 구성된 복합형 마운트 시스템을 제안하였다. 제안된 시스템은 공기스프링과 PZT stack 가력기가 직렬로 연결되어 있으며 정적인 변화는 공기스프링이 담당하고 동적인, 특히 공기스프링의 고유진동수 부근의 저주파 입력에 의한 변화는 PZT stack 에서 담당하도록 하였다. 그림 1 에 제안된 시스템의 간략한 개념도를 도시하였다.

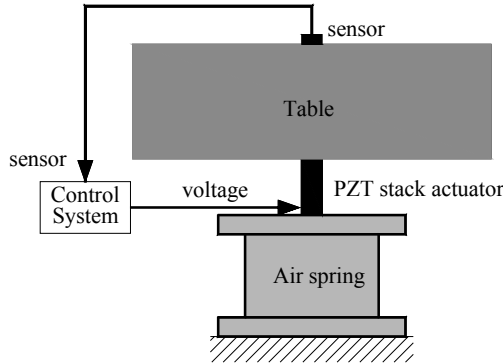


그림 1 PZT stack 가력기 기반 복합형 마운트 시스템 개념도

3. PZT stack 가력기 특성실험

본 연구에서는 앞서 밝힌 바와 같이 공기스프링과 PZT stack 가력기로 구성된 복합형 마운트 시스템을 이용하여 미진동을 저감시키고자 한다. 제안된 시스템의 가능성을 확인하기 위해서는 설정된 제어 목표를 달성하기 위한 성능을 제안한 시스템이 발휘할 수 있는지를 먼저 확인해야 한다. 본 연구에서는 제어목표를 수동시스템 대비 진동 감소율로 설정하였기 때문에 능동 제어력을 발휘하는 PZT stack 가력기의 성능, 제어력과 변위를 확인하여야 한다. 이를 위하여 PZT stack 가력기에 대한 간단한 동특성 시험을 수행하였다.

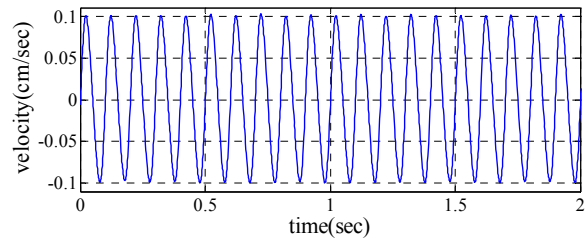
그림 2 와 같이 설치하고 PZT stack 가력기에 전압을 인가한 후 더미 질량 위에서 가속도를 계측하였다. 더미 질량의 무게는 100kg 이고 입력 전압은 PZT stack 가력기의 방향성을 고려하여 -30V~150V 의 크기에 2~80Hz 의 진동수를 갖는 사인이 되도록 하였다.

PZT stack 가력기가 발휘하는 제어력을 통해 더미 질량 상부에서의 진동을 Class A 에서 Class B 로 낮추어야 한다. 따라서 더미 질량 위에서 계측한 응답을 Class A 와 Class B 의 응답차이와 비교함으로써, PZT stack 가력기의 제어력 측면에서의 사용 가능성을 간접적으로 파악할 수 있다.

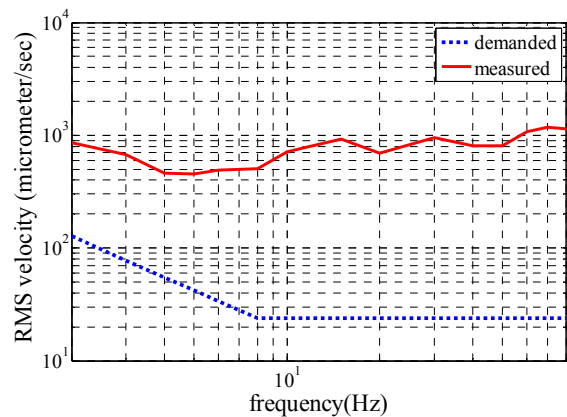
그림 3(a)에 계측된 속도의 시간이력의 예 (10Hz) 를, 그림 3(b)에 Class A 에서 Class B 로 되기 위해 요구되는 주파수별 RMS 속도의 감소량과 실험결과 구한 RMS 속도응답을 나타내었다. 실험 결과, 전주파수 영역에서 PZT stack 가력기가 목표성능을 달성하기 위한 충분한 제어력을 발휘할 수 있을 것으로 보인다.



그림 2 PZT stack 가력기의 제어력 확인 실험



(a) 계측된 속도의 시간이력(10 Hz)



(b) 주파수별 RMS 속도

그림 3 제어력 확인을 위한 특성실험 결과

4. 수치해석

제안한 복합형 마운트 시스템의 미진동 제어성능

을 검증하기 위하여 MATLAB 을 이용하여 수치해석을 수행하였다.

4.1 시스템 운동방정식

지반으로부터 입력하중을 받는 제안된 복합형 마운트 시스템이 설치된 테이블은 다음 그림 4 와 같이 나타낼 수 있다. 그림에서 m_t 는 테이블의 질량, k_p 는 가력기의 강성, c_s , k_s 는 공기스프링의 감쇠 및 강성, m_p 는 가력기와 거동에 참여하는 공기스프링의 상부질량의 합으로 inertia mass 를 뜻한다. 가력기의 감쇠는 없는 것으로 가정하였다. 또한 x_{i0} , x_{i1} , x_{i2} ($i=1\sim 4$)는 각기 지반, inertia mass, 테이블의 수직 변위를 나타내고, 아래첨자 i 는 테이블 각 모서리의 마운트 시스템이 설치된 위치를 뜻한다.

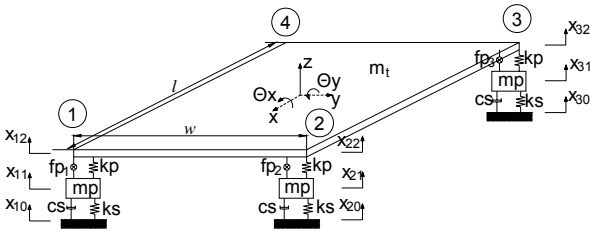


그림 4 구조물 모델

각 inertia mass 위치에서 뉴턴의 제 2 법칙을 적용하면 다음의 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_z &= m_p \ddot{x}_{i1} = -c_s (\dot{x}_{i1} - \dot{x}_{i0}) - k_s (x_{i1} - x_{i0}) \\ &\quad - k_p (x_{i1} - x_{i2}) + f_{ci} \\ \rightarrow m_p \ddot{x}_{i1} + c_s \dot{x}_{i1} + (k_p + k_s) x_{i1} - k_p x_{i2} \\ &= c_s \dot{x}_{i0} + k_s x_{i0} + f_{ci} \quad (i = 1 \sim 4) \end{aligned} \quad (1)$$

마찬가지로 테이블에서 뉴턴 제 2 법칙을 적용하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_z &= m_t \ddot{z} = \\ &-k_p (x_{12} - x_{11}) - k_p (x_{22} - x_{21}) - k_p (x_{32} - x_{31}) \\ &- k_p (x_{42} - x_{41}) + f_{c1} + f_{c2} + f_{c3} + f_{c4} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x &= I \ddot{\theta}_x = \\ &k_p (x_{12} - x_{11}) w - k_p (x_{22} - x_{21}) w - k_p (x_{32} - x_{31}) w \\ &+ k_p (x_{42} - x_{41}) w + f_{c1} w - f_{c2} w - f_{c3} w + f_{c4} w \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \sum M_y &= I \ddot{\theta}_y = \\ &k_p (x_{12} - x_{11}) l + k_p (x_{22} - x_{21}) l - k_p (x_{32} - x_{31}) l \\ &- k_p (x_{42} - x_{41}) l + f_{c1} l + f_{c2} l - f_{c3} l - f_{c4} l \end{aligned} \quad (4)$$

테이블 각 모서리 위치에서의 변위 x_{i2} ($i=1\sim 4$) 는 테이블 무게중심에서의 수직변위 z 와 회전각, θ_x , θ_y 를 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} x_{12} &= z - w \sin \theta_x - l \sin \theta_y \\ x_{22} &= z + w \sin \theta_x - l \sin \theta_y \\ x_{32} &= z + w \sin \theta_x + l \sin \theta_y \\ x_{42} &= z - w \sin \theta_x + l \sin \theta_y \end{aligned} \quad (5)$$

테이블 무게 중심에서의 회전각이 미소하다고 가정하면, $\sin \theta_x \approx \theta_x$, $\sin \theta_y \approx \theta_y$ 이므로 이를 이용하여 식 (5)를 간략화하고 이를 식 (1)~(4)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_{11} + c_s \dot{x}_{11} + (k_s + k_p) x_{11} - k_p z \\ + k_p w \theta_x + k_p l \theta_y = c_s \dot{x}_{10} + k_s x_{10} + f_{c1} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_{21} + c_s \dot{x}_{21} + (k_s + k_p) x_{21} - k_p z \\ - k_p w \theta_x + k_p l \theta_y = c_s \dot{x}_{20} + k_s x_{20} + f_{c2} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_{31} + c_s \dot{x}_{31} + (k_s + k_p) x_{31} - k_p z \\ - k_p w \theta_x - k_p l \theta_y = c_s \dot{x}_{30} + k_s x_{30} + f_{c3} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_{41} + c_s \dot{x}_{41} + (k_s + k_p) x_{41} - k_p z \\ + k_p w \theta_x - k_p l \theta_y = c_s \dot{x}_{40} + k_s x_{40} + f_{c4} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} m_t \ddot{z} - k_p x_{11} - k_p x_{21} - k_p x_{31} - k_p x_{41} + 4k_p z \\ = -f_{c1} - f_{c2} - f_{c3} - f_{c4} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} I_x \ddot{\theta}_x + k_p w x_{11} - k_p w x_{21} - k_p w x_{31} - k_p w x_{41} \\ + 4k_p w^2 \theta_x = f_{c1} w - f_{c2} w - f_{c3} w + f_{c4} w \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} I_y \ddot{\theta}_y + k_p l x_{11} + k_p l x_{21} - k_p l x_{31} - k_p l x_{41} \\ + 4k_p l^2 \theta_y = f_{c1} l + f_{c2} l - f_{c3} l - f_{c4} l \end{aligned} \quad (12)$$

이를 matrix 형태로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$M \ddot{Z} + C \dot{Z} + KZ = K_0 X_0 + C_0 \dot{X}_0 + HF_c \quad (13)$$

$$M = \text{diagonal}([m_p, m_p, m_p, m_p, m_i, I_x, I_y]),$$

$$C = \text{diagonal}([c_s, c_s, c_s, c_s, 0, 0, 0]),$$

$$K = \begin{bmatrix} k_s + k_p & 0 & 0 & 0 & -k_p & k_p w & k_p l \\ 0 & k_s + k_p & 0 & 0 & -k_p & -k_p w & k_p l \\ 0 & 0 & k_s + k_p & 0 & -k_p & -k_p w & -k_p l \\ 0 & 0 & 0 & k_s + k_p & -k_p & k_p w & -k_p l \\ -k_p & -k_p & -k_p & -k_p & 4k_p & 0 & 0 \\ k_p w & -k_p w & -k_p w & k_p w & 0 & 4k_p w^2 & 0 \\ k_p l & k_p l & -k_p l & -k_p l & 0 & 0 & 4k_p l^2 \end{bmatrix},$$

$$C_0(K_0) = \begin{bmatrix} c_s(k_s) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_s(k_s) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_s(k_s) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_s(k_s) \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, H = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 \\ w & -w & -w & w \\ l & l & -l & -l \end{bmatrix},$$

$$Z = [x_{11} \ x_{21} \ x_{31} \ x_{41} \ z \ \theta_x \ \theta_y]^T,$$

$$F_c = [f_{c1} \ f_{c2} \ f_{c3} \ f_{c4}]^T, X_0 = [x_{10} \ x_{20} \ x_{30} \ x_{40}]^T$$

식 (13)을 상태공간(state-space) 방정식으로 치환하면 다음과 같다.

$$\dot{X} = AX + BU \quad (14)$$

$$X = [Z \ \dot{Z}]^T : \text{state}$$

$$A = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{7 \times 7} & \mathbf{I}_{7 \times 7} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{7 \times 4} & \mathbf{0}_{7 \times 4} & \mathbf{0}_{7 \times 4} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}_0 & \mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}_0 & \mathbf{M}^{-1}\mathbf{H} \end{bmatrix}$$

$$U = [X_0 \ \dot{X}_0 \ F_c]^T$$

4.2 제어알고리즘

적절한 제어력을 산정하기 위한 제어알고리즘으로 가장 일반적이며 범용적으로 사용되는 PID 제어알고리즘을 사용하였다. PID는 Proportional(비례), Integral(적분), Derivative(미분)의 약자로 다음의 식 (15)로 표현되어 현재의 편차 e 에 비례한 수정량을 내는 비례동작(P 동작), 과거의 편차의 누적치에 비례한 수정량을 내는 적분동작(I 동작), 편차 e 가 증가 혹은 감소하는지 그 경향의 크기에 비례한 수정량을 내는 미분동작(D 동작)의 3개를 가산 합성한 것이다.

$$y = K_p \left(e + \frac{1}{T_i} \int e dt + T_d \frac{de}{dt} \right) \quad (15)$$

$$= K_p e + K_i \int e dt + K_d \frac{de}{dt}$$

여기서, y 는 수정량, K_p 는 비례계수, e 는 편차(목표치-실효치), T_i 는 적분시간, T_d 는 미분시간이다.

본 수치해석에서는 테이블 각 모서리에서의 속도를 편차로 두고 필요한 제어력을 산정하였다.

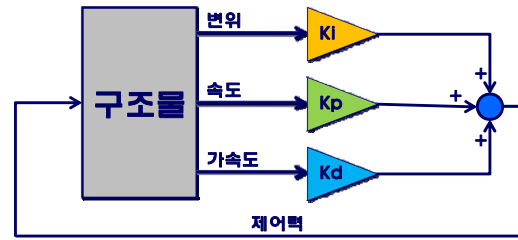


그림 5 PID 제어 블록선도

4.3 복합형 마운트의 수치모델링

(1) 공기스프링

본 연구에서 사용하는 공기스프링은 지반진동 절연에 대한 성능 향상에 더 초점을 두고 있기 때문에 이중챔버형 공기스프링이다. 기본적으로 공기의 특성은 감쇠가 없지만, 이중챔버형 공기스프링은 두 챔버 사이에 공기 이동통로인 모세관의 조절을 통해 감쇠를 더하게 된다. 실제적으로는 공기스프링은 비선형적인 강성과 감쇠값을 가지지만, 본 연구에서 고려하는 미진동 조건에서는 공기스프링의 변위가 매우 작은 값이기 때문에 단일한 강성 및 감쇠를 갖는 선형 1 자유도 스프링-댐퍼 요소로 모델링 할 수 있다. 공기스프링 상부에 더미 질량 100 kg 을 올려 두고 자유진동 실험을 수행하여 감쇠비 9.27%와 고유진동수 3.65Hz 를 구하였다. 이를 이용하여 공기스프링의 강성과 감쇠값을 다음과 같이 계산하였다.

$$k_s = 100 \text{ kg} \times \omega^2 = 2293 \text{ N/m}$$

$$c_s = 100 \text{ kg} \times 2 \cdot \zeta \cdot \omega = 425 \text{ N-sec/m}$$



그림 6 공기스프링

(2) PZT stack 가력기

능동제어력을 발현하는 PZT stack 가력기는 용량, 변위 등의 조건을 고려하여 독일 PIEZOMECHANIK 사의 HPS15-/20-/15/55 VS35 제품을 선택하였다. 가력기의 기본적인 사양은 다음과 같다.

표 1 PZT stack 가력기 사양

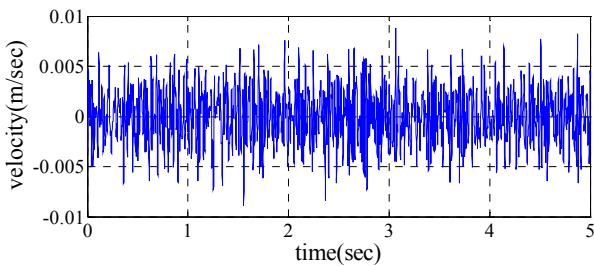
Max. stroke	70/50 μ m
Length	71 mm
El. Capacitance	20 μ F
Stiffness	100 N/ μ m
Resonance frequency	15 kHz



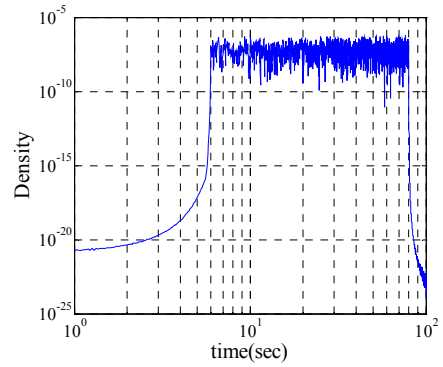
그림 7 PZT stack 가력기

4.4 지반입력속도

수치해석에 사용된 지반입력속도는 고려주파수 6~80Hz 구간 내에서 일정한 파워를 갖는 White Noise 를 생성하여 사용하였다. 또한 같은 하중이 네 군데에서 시간 간격을 두고 동시에 작용하도록 하였다.



(a) 시간이력



(b) Power spectral density

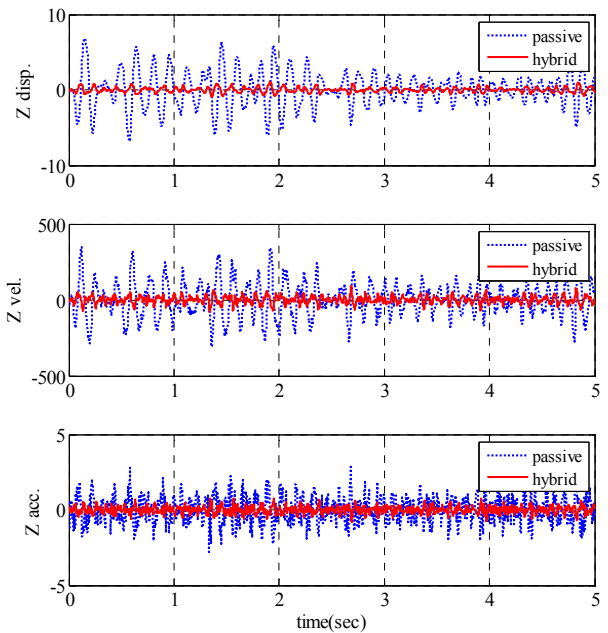
그림 8 지반입력속도

4.5 수치해석 결과

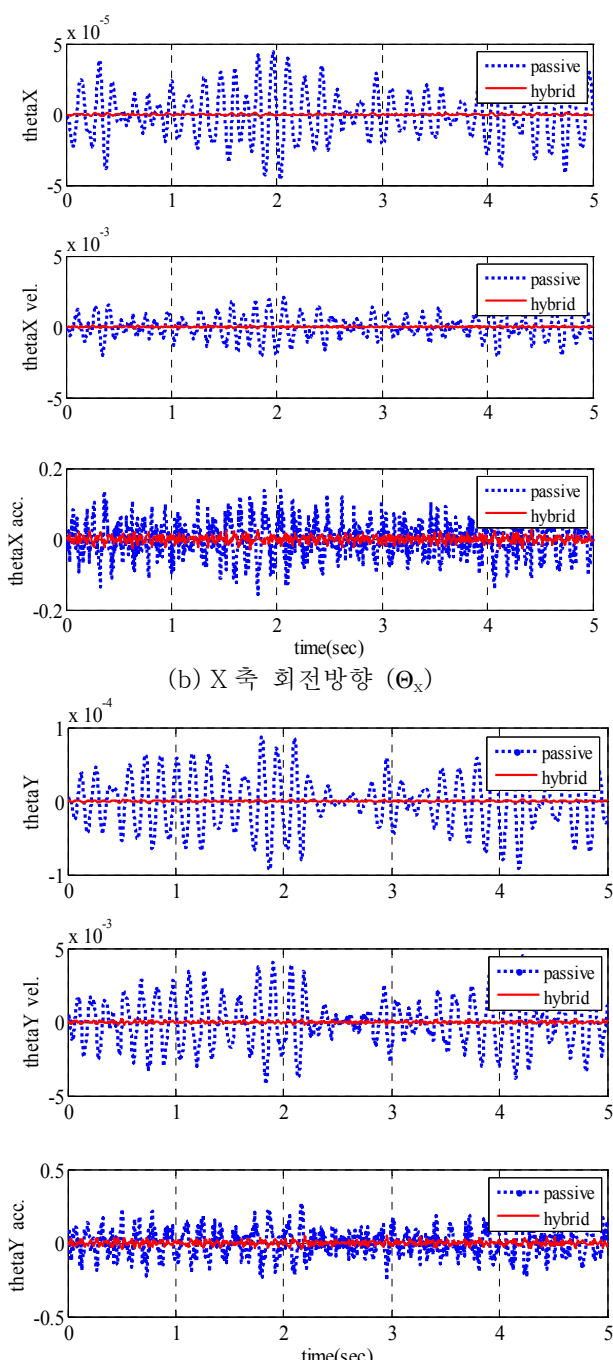
복합형 마운트 시스템의 시간이력응답을 수동 마운트 시스템의 경우와 비교하여 그림 9 에 도시하였다. 그림에서 알 수 있듯이, 제안된 복합형 마운트 시스템은 수동 마운트 시스템에 비해 테이블의 변위, 속도, 가속도를 감소시키는데 탁월하였다. 수치적으로는 모든 경우에 대해 최소 70%에서 최대 90% 이상의 진동 저감 효과를 보였다. 수동 대비 진동 저감율을 표 2 에 정리하였다.

표 2 수동대비 진동 저감율

item	displacement		velocity		acceleration	
	RMS	MAX	RMS	MAX	RMS	MAX
Z	86%	85%	78%	74%	71%	71%
Theta X	97%	97%	95%	94%	82%	82%
Theta Y	98%	97%	96%	95%	84%	83%



(a) 수직방향 (Z)



(b) X 축 회전방향 (Θ_x)

(c) Y 축 회전방향 (Θ_y)

그림 9 테이블 응답 시간이력

주파수별 진동저감 정도를 바로 확인하기 위하여 그림 10 에 수동 마운트와 제안된 복합형 마운트의 전달율 곡선을 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 전 주파수 영역에서 대부분의 진동을 저감시킴을 확인할 수 있다.

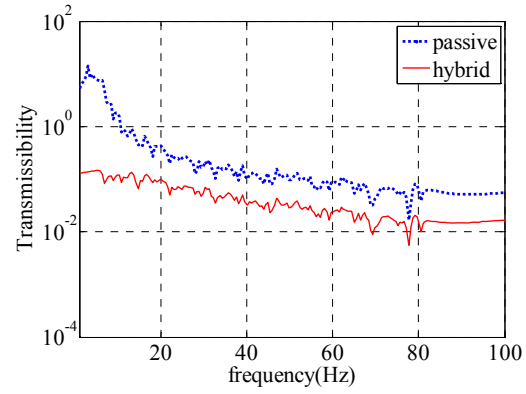


그림 10 전달율 곡선

그림 11 에 주파수별 RMS 속도 응답을 정밀 장비의 진동허용 한계기준과 함께 도시하였다. 먼저 지반입력속도의 경우 대부분의 주파수 영역에서 VC-A 를 초과하였다. 수동 마운트는 이용할 경우 10Hz 이상의 경우 VC-A 이하로 떨어뜨리고, 주파수가 커질수록 진동저감효과가 탁월한 것으로 나타났다. 그러나 10Hz 이하에서는 VC-A 를 초과하고 있으며 심지어 지반입력을 증폭시키기도 하였다. 복합형 마운트를 사용할 경우 전 주파수 영역에서 VC-D 이하로, 특히 20Hz 이상의 경우 VC-E 이하로 감소되었다.

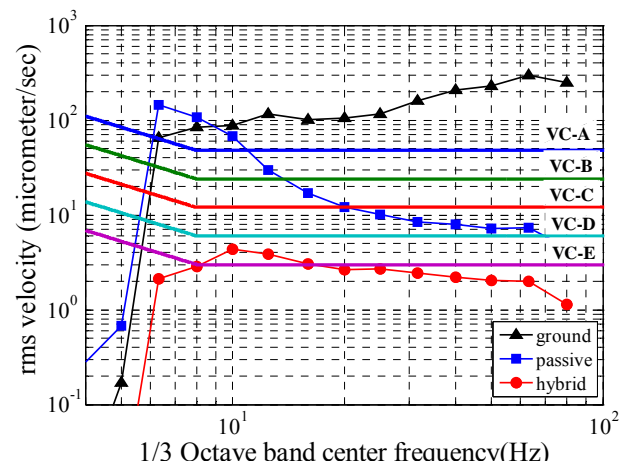


그림 11 주파수별 RMS 속도 응답

5. 결론

본 논문에서는 제진 테이블의 미진동 저감을 위하여 PZT stack 가력기와 공기스프링을 결합한 복합형 마운트 시스템을 제안하였다. 제안된 시스템의 성능 검증을 위해 먼저 PZT stack 가력기에 대한 특성실험을 통해 목표성능 달성을 위한 충분한 제어력이 가능함을 확인하였다. 다음으로 제안된 시스템 4 개 1 세트가 설치된 제진 테이블에 대한 수학적 모

델에 대한 랜덤 지반 입력 하중을 이용한 수치해석을 통해 제안된 시스템의 제어성능을 확인하였다. PZT stack 가력기는 강성을 갖는 가력기로 모델링하였고, 공기스프링은 미소변위임을 고려하여 1 자유도 선형 스프링-댐퍼로 간주하였다. 제어력 산정을 위한 제어알고리즘은 현장에서 가장 일반적이고 범용적으로 사용되는 PID 제어알고리즘을 사용하였다. 수치해석 결과, 제안된 시스템은 수동시스템에 비해 시간이력 상으로 최소 70% 이상의 진동 저감 효과를 보였으며, 이는 전달율 곡선을 통해서도 확인할 수 있었다. 또한 정밀 장비의 진동허용 한계 기준에 맞춰 비교한 결과 수동 마운트에 비해 2 단계 이상의 Class 하락을 확인하였다.

제안된 시스템의 실제 적용성 및 성능 검증을 확인하기 위해 4 개 1 세트가 설치된 체진 테이블의 시험체가 필요하며, 실험적인 검증이 필요하다. 현재 이에 대한 추가적인 연구를 진행 중에 있다.

후 기

이 논문은 삼성물산주식회사 건설부문의 연구비 지원으로 수행되었으므로 이에 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Shin, Y.H. 2009, " Performance Enhancement of Pneumatic Vibration Isolation Tables in Low Frequency Range by Time Delay Control" , Ph.D. Thesis, KAIST
- (2) Gordon, C. G., 1999, " Generic Vibration Criteria for Vibration-Sensitive Equipment" , Proceedings of International Society for Optical Engineering (SPIE) Conference on Current Developments in Vibration Control for Optomechanical System.
- (3) Choi, S. B., Han, Y. M. and Sung, K. G., 2008, " Vibration Control Technologies for Precision Machinery Systems" , Journal of Korean Society for Precision Engineering, Vol.25, No.4, pp. 7~17.