

통합제진마운트용 MR 댐퍼의 실험적 성능 평가

Experimental Performance Evaluation of MR Damper for Integrated Isolation Mount

성민상* · 최승복† · 김철호** · 이홍기*** · 백재호*** · 한현희***

Min-Sang Seong, Seung-Bok Choi, Cheol-Ho Kim, Hong Ki Lee, Jae Ho Baek
and Hyun Hee Han

Key Words : MR Damper(MR 댐퍼), Integrated Isolation Mount(통합제진마운트), Vibration Control(진동 제어), Smart Material(지능재료)

ABSTRACT

This paper presents experimental performance evaluation of a magnetorheological (MR) damper for integrated isolation mount for ultra-precision manufacturing system. The vibration sources of the ultra-precision manufacturing system can be classified as follows: the one is the environmental vibration from the floor and the other is the transient vibration occurred from stage moving. The transient vibration occurred from the stage moving has serious adverse effect to the process because the vibration scale is quite larger than other vibrations. Therefore in this research, a semi-active MR damper, which can control the transient vibration, is adopted. Also the stage needs to be isolated from tiny vibrations from the floor. For this purpose, a dry-frictionless MR damper is required. In order to achieve this goal, a novel type of MR damper is originally designed and manufactured in this work. Subsequently, the damping force characteristics of MR damper are evaluated by simulation and experiment. In addition, the vibration control performance of the MR damper associated with the stage mass is evaluated.

———— 기 호 설 명 ————

A_p : 피스톤 헤드의 면적
 A_r : 피스톤 축의 면적
 \mathbf{A}_{sys} : 시스템 행렬
 B : 자속 밀도
 \mathbf{B}_{sys} : 입력 행렬
 b : 실린더의 원주
 C_e : MR 댐퍼의 댐핑 계수
 C_{sky} : 스카이훅 제어 계인
 c : 유속 계수
 F_d : 총 댐핑력
 $F_{dist.}$: 외력
 F_{MR} : MR 댐퍼의 항복 댐핑력
 h : 간극
 k : 공기 스프링의 스프링 상수
 k_e : 고무판의 스프링 상수
 L : 간극의 길이

L_p : 자극
 \mathbf{L}_{sys} : 외란 행렬
 M : 스테이지 질량
 P_{MR} : 자기장에 따른 압력 강하
 R_e : 유체 저항
 u : 제어 입력
 x_p : 피스톤의 변위
 z : 스테이지 변위
 α, β : MR 유체의 항복응력 계수
 η : 유체의 점성 계수
 τ_y : 자기장에 따른 항복응력

1. 서 론

디스플레이 및 반도체 분야와 같이 세계 기술을 선도하는 국내 성장 동력분야에 있어서 발전 방향의 큰 줄기는 장비의 대형화, 집적화, 다기능화 등으로 요약될 수 있다. 이를 구현하기 위하여 첨단 초정밀 가공/생산/검사장비에서 요구되는 정밀도가 점차 높아지고 있으며, 이에 따라 정밀도를 저해시키는 주변 미세진동 및 장비 자체에서 발생하는 진동의 제어가 중요한 문제로 부각되고 있다⁽¹⁻³⁾. 이와 같은 문제점을 극복하기 위하여 일반적으로 공기스프링과 같은 유연한 탄성 받침을 방진재로 사용하고 있다. 그러나 최근 초정밀 장비의 진동 허용치가 매우 엄

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학부
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716
* 인하대학교 대학원 기계공학과
** 한국생산기술연구원
*** RMS Technology

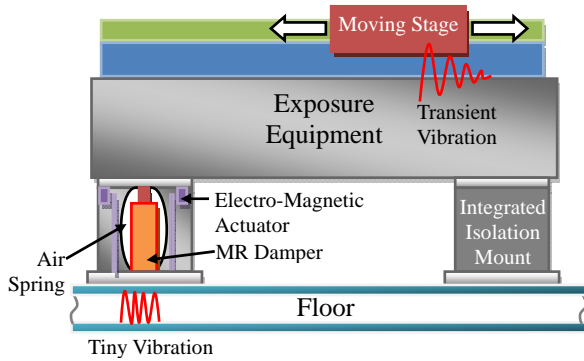


Fig. 1 Configuration of the integrated isolation mount

격해지고, 장비 자체의 이동질량에 의한 동하중이 큰 진동원으로 작용하면서 방진만으로는 진동 허용치를 만족시킬 수 없게 되었다. 따라서 외부에서 제어력을 가해줄 수 있는 위치제어 및 진동제어 시스템의 개발 및 적용이 시급히 요구되고 있는 실정이다.

Kato⁽⁴⁾ 등은 새로운 형태의 고정밀 고속 공압 조절기를 설계하고, 이를 이용한 공압방진테이블의 능동제어를 제안하였다. Huang⁽⁵⁾ 등은 전자기작동기를 이용한 유연구조물의 능동진동제어를 연구하였다. Hong⁽⁶⁾ 등은 ER (electro-rheological) 마운트와 최적제어기법을 이용한 구조물의 진동제어를 제안하였다. Wang⁽⁷⁾ 등은 새로운 형태의 MR (magneto-rheological) elastomer 마운트를 개발하고 이의 성능을 평가하였다. Seong⁽⁸⁾ 등은 MR 댐퍼의 자기장에 따른 히스테리시스를 고찰하고 이를 표현할 수 있는 Preisach 모델을 제안하였다. 그러나 초정밀 가공/생산/검사장비에는 다양한 크기와 형태의 진동원이 작용하고 있으며, 이를 한 가지의 작동기만으로 제어하는 것은 사실상 거의 불가능한 것이 현실이다. 따라서 다양한 진동원에 대응하기 위하여 복합 작동기를 이용한 진동 제어 연구의 필요성이 대두되고 있다.

본 연구에서는 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 수동형 공기 스프링, 능동형 전자기 작동기, 반능동형 MR 댐퍼를 통합적으로 연동하여 진동을 방진/제진하는 통합제진마운트를 제안하고, 이 중 반능동형 작동기인 MR 댐퍼를 설계 제작하고 실험을 통해 성능을 검증한다. 이를 위하여 통합제진마운트 시스템의 구조 및 특이성을 확인하고 이로부터 통합제진마운트에 적합한 형태의 MR 댐퍼를 설계, 제작한다. 제작된 MR 댐퍼의 댐핑력 특성과 제어성능을 실험을 통해 평가한다.

2. 통합제진마운트

본 연구에서 제안한 초정밀 생산 장비용 통합제진마운트는 수동형인 공기 스프링, 능동형인 전자기 작동기, 반능동형인 MR 댐퍼로 구성된다. Fig. 1 은

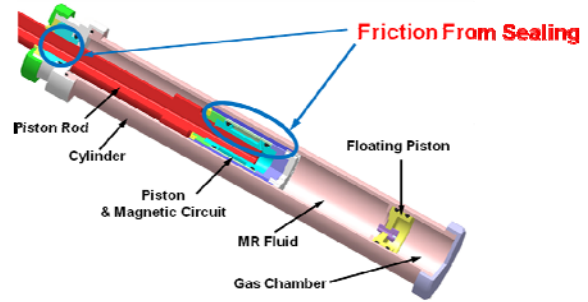


Fig. 2 Configuration of the conventional MR damper

노광 장비와 같은 초정밀 생산 장비의 개념도로, 이동 스테이지를 포함하고 있으며 통합제진마운트로 지지되어 있다. Fig. 1 에 도시한 바와 같이 초정밀 생산 장비의 진동원은 크게 두 가지로 구분할 수 있다. 첫째는 장비의 이동 스테이지에서 발생하는 과도응답으로, 장비의 진동 허용치를 크게 초과하여 공정에 악영향을 끼치게 된다. 이러한 과도응답을 능동형 작동기로 제어하기 위해서는 작동기의 크기가 매우 커져야 하며, 많은 동력을 필요로 한다. 따라서 본 연구에서는 비교적 작은 크기와 적은 동력으로 효과적인 진동 제어가 가능한 반능동형 MR 댐퍼를 이용하여 과도응답을 제어한다. 한편, 두 번째 진동원은 작업자의 이동, 다른 장비에서 발생하는 진동, 건물 자체의 진동 등으로 인해 발생하는 미세 바작 진동이다. 이러한 바닥 진동은 진동의 크기가 상대적으로 작고 진동 대역이 넓어 반능동 MR 댐퍼로 제어하기에 한계가 있어 능동 전자기 작동기를 이용하여 제어를 수행한다. MR 댐퍼의 경우 진동 허용치를 만족시키기 위해서 바닥 진동은 장비와 진동 절연이 이루어져야 하는데, 일반적인 MR 댐퍼는 고체 마찰이 있어 진동 절연을 만족할 수 없다. 따라서 통합제진마운트 시스템에서 MR 댐퍼는 미세 진동의 전달을 방지하기 위해 고체 마찰이 발생하지 않는 새로운 설계가 요구된다.

3. MR 댐퍼

Fig. 2 는 일반적인 차량용 MR 댐퍼의 구성도이다. Fig. 2 에서 보이는 바와 같이 일반적인 MR 댐퍼는 피스톤 축과 피스톤 헤드, 실린더, 가스 챔버로 구성되어 있으며, MR 유체의 누출을 막기 위해 실린더 상단의 실린더 캡에 실링을 포함하게 된다. 또한 피스톤이 좌우 방향으로 흔들리는 것을 방지하기 위하여 피스톤 헤드와 실린더 사이에 실링이 포함된다. 이러한 실링은 고체 마찰을 발생시켜 바닥에서 발생하는 진동을 상부의 초정밀 생산 장비로 전달시키게 되며, 이는 진동 제어 성능에 악영향을 끼치게 된다. 따라서 본 연구에서는 실링을 없애 고체 마찰을 제

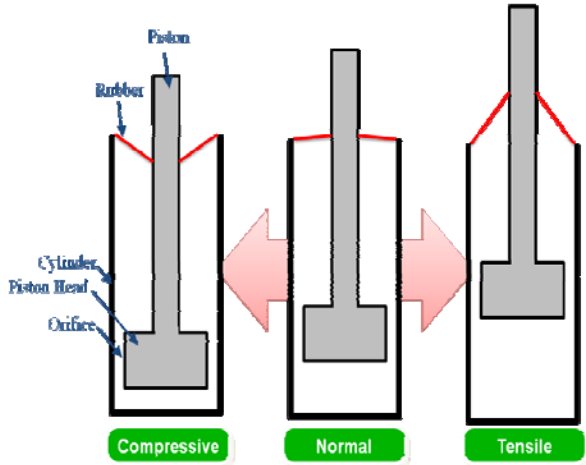


Fig. 3 Configuration of the proposed MR damper

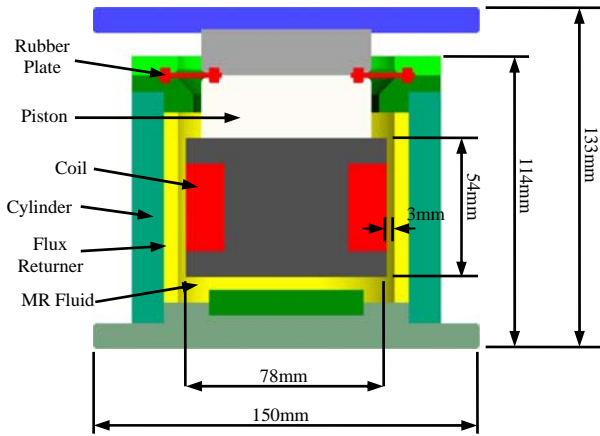


Fig. 4 Design of the proposed MR damper

거한 새로운 형태의 MR 댐퍼를 제안한다.

Fig. 3 는 새로운 통합제진마운트용 MR 댐퍼의 개념도이다. 통합제진마운트용 MR 댐퍼의 최대 작동 변위는 $\pm 5\text{mm}$ 로, 일반적인 댐퍼에 비해 작동 변위가 매우 짧은 점을 이용하여 실린더 캡과 실링을 제거하고 고무판을 적용하였다. 고무판은 실린더와 피스톤 축 양쪽에 고정되어 피스톤의 움직임에 따라 신장/수축을 하게 된다. 이로써 고체 마찰을 제거할 수 있다. 또한 통합제진마운트용 MR 댐퍼는 고정밀 스테이지에 장착되므로 좌우 진동으로 인한 충격이 발생할 여지가 매우 적다. 따라서 피스톤 헤드와 실린더 사이의 실링을 제거할 수 있으며, 이 때 발생하는 피스톤 헤드와 실린더 사이의 공간을 유체가 흐르는 간극으로 직접 활용하였다.

이와 같은 MR 댐퍼의 댐핑력은 다음과 같이 표현될 수 있다⁹⁾.

$$F_d = k_e x_p + C_e \dot{x}_p + F_{MR} \quad (1)$$

여기서 x_p 와 \dot{x}_p 은 각각 피스톤의 변위와 속도이며, k_e 는 고무판의 탄성으로, 선형으로 가정하였다. 또

한 C_e 는 유체의 댐핑 계수로, 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$C_e = A_p^2 R_e \quad (\text{Rebound})$$

$$C_e = (A_p - A_r)^2 R_e \quad (\text{Jounce}) \quad (2)$$

여기서 A_p 와 A_r 은 각각 피스톤 헤드와 피스톤 축의 면적이다. 또한 R_e 는 유체 점성으로, 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$R_e = \frac{12\eta L}{bh^3} \quad (3)$$

여기서 η 는 점성 계수이며, L 은 간극의 길이, b 는 실린더의 원주이고 h 는 간극이다. 한편 자기장에 따른 항복 댐핑력 F_{MR} 은 다음과 같이 표현된다.

$$F_{MR} = (A_p - A_r) P_{MR} \text{sgn}(\dot{x}_p) \quad (4)$$

여기서 P_{MR} 은 MR 유체의 항복 응력 변화에 따른 압력 강하로, 자기장에 따라 다음과 같이 표현된다.

$$P_{MR} = 2 \frac{cL_p}{h} \tau_y(B) \quad (5)$$

여기서 c 는 유속 계수이며, L_p 는 자극이고, B 는 자기장이며, $\tau_y(B)$ 는 자기장에 따른 항복 응력이다. 본 연구에서는 RMS Technology 사의 MR 유체를 적용하였으며, 이의 항복응력은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\tau_y = \alpha B^\beta = 114.6B^{1.09} \quad (6)$$

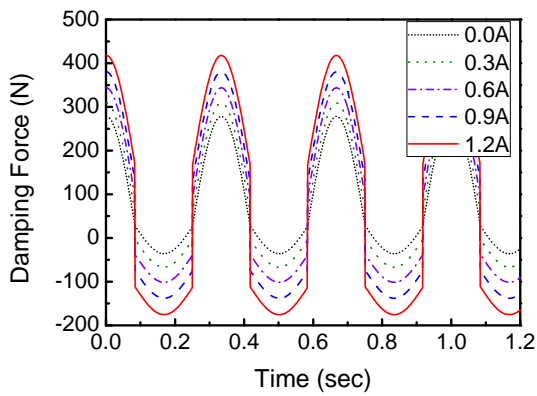
이와 같은 MR 댐퍼의 모델로부터 최적의 설계변수를 도출, Fig. 4 와 같이 MR 댐퍼를 설계하였다. 앞서 설명한 바와 같이 고무판이 피스톤 축과 실린더 양쪽에 체결되어 있으며, 피스톤 헤드와 실린더 사이에 MR 효과를 얻기 위한 간극이 위치해 있다. 또한 댐퍼 내부는 RMS Technology 사의 MR 유체로 충체안된 MR 댐퍼의 주요 설계 변수는 총 길이 133mm, 직경 150mm 이며 간극은 3mm 로 설계하였다.

Fig. 5 는 모델로부터 구한 MR 댐퍼의 댐핑력 특성 그래프이다. 최대 1.2A 의 자기장 부하 시 최대 댐핑력은 417.8N, 최소 댐핑력은 -175.6N 으로 댐핑력 범위는 593.4N 으로 계산되었다. 또한 피스톤 축의 단면적과 피스톤의 단면적의 크기차가 작아 jounce 시에 점성의 영향이 매우 적게 나타나는 것을 확인할 수 있다. Fig. 6 는 실제 제작된 MR 댐퍼의 사진이다.

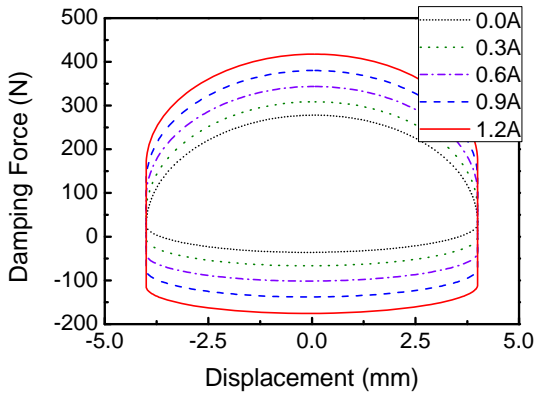
4. 댐핑력 평가

Fig. 7 은 MR 댐퍼의 댐핑력 특성을 측정하기 위한

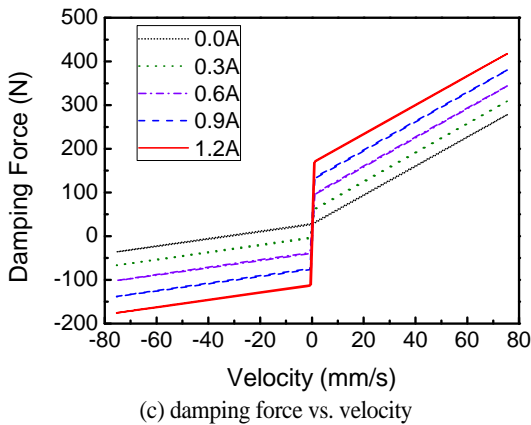
실험 장치이다. 컴퓨터로부터 인가된 가진 신호에 의해 유압 가진기가 작동하여 MR 댐퍼를 가진시킨다. 이 때 작동 주파수는 3Hz 로, 과도응답 진동의 주요 진동 주파수이며, 제안된 MR 댐퍼의 최대 작동 변위는 $\pm 5\text{mm}$ 이므로 안전계수를 고려하여 $\pm 4\text{mm}$ 의 가진 변위를 결정하였다. 또한 컴퓨터에서 MR 댐퍼에 인가할 전류를 결정하여 전류 앰프로 인가하면 전류 앰프로부터 인가 전류가 MR 댐퍼에 전달된다. 이 때 MR 댐퍼의 댐핑력은 로드셀(loadcell)에 의해 측정되어 컴퓨터로 전달되며, 가진 변위는 LVDT (linear variable differential transformer)에 의해 측정된다.



(a) damping force vs. time



(b) damping force vs. displacement



(c) damping force vs. velocity

Fig. 5 Damping force characteristics (simulation)



Fig. 6 Photograph of the manufactured MR damper

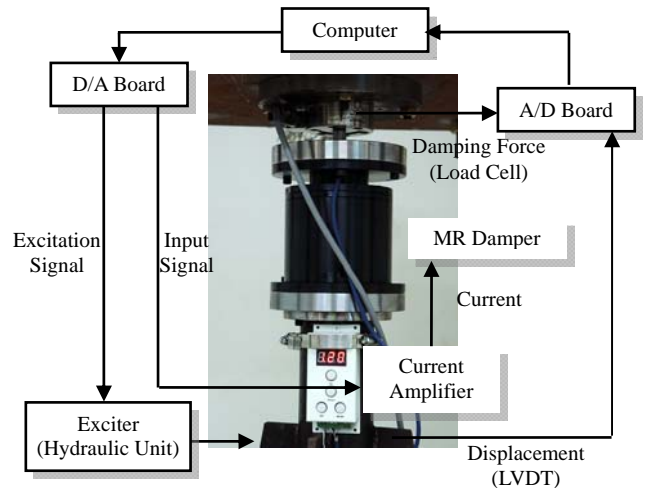
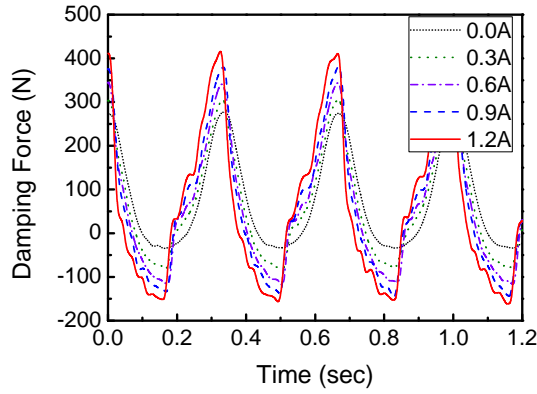
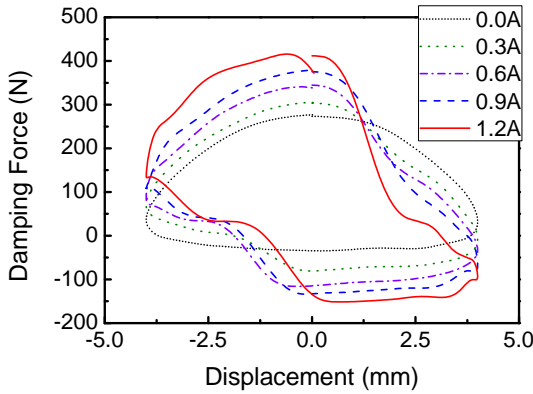


Fig. 7 Experimental configuration for damping force measurement of the MR damper

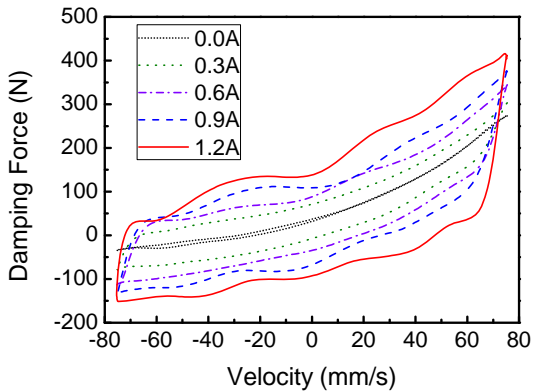
Fig. 8 은 측정된 MR 댐퍼의 댐핑력 특성 그래프이다. Fig. 8 (a)에 도시된 바와 같이 전류(자기장)이 인가됨에 따라 댐핑력이 증가되는 것을 확인할 수 있으며, 최대 1.2A 의 자기장 인가 시 최대 댐핑력은 415.81N, 최소 댐핑력은 -161.71N 으로 댐핑력 범위는 최대 최소 댐핑력 범위는 577.51N 으로 나타났다. 이는 시뮬레이션 결과와 매우 유사함을 확인할 수 있다. Fig. 8 (b)는 댐핑력에 대한 변위 그래프로, 자기장을 인가하지 않았을 때에는 시뮬레이션에 의해 계산된 값과 거의 유사한 결과를 보이지만, 자기장을 인가한 경우 곡선이 일그러지는 것을 확인할 수 있다. 이는 댐퍼 내부에 충전된 MR 유체의 균일성 등의 문제인 것으로 예측된다. Fig. 8 (c)는 댐핑력에 대한 속도 그래프로, 시뮬레이션 결과와는 달리 큰 히



(a) damping force vs. time



(b) damping force vs. displacement



(c) damping force vs. velocity

Fig. 8 Damping force characteristics (experiment)

스테리시스(hysteresis) 현상을 확인할 수 있다. 이는 MR 유체의 기본적인 특성에 기인한 것으로, 이를 고려하기 위해 Bouc-Wen 모델, polynomial 모델, biviscous 모델 등 다양한 모델이 개발되었다.

5. 진동 제어

제안된 MR 댐퍼의 성능을 평가하기 위하여 진동제어를 수행하였다. 이를 위하여 Fig. 9 와 같이 단순한 1 자유도 초정밀 생산 장비의 모델을 수립하였다. 장비의 마운트는 스프링 상수 k 로 가정한 공기 스프링과 MR 댐퍼로 구성하였으며,

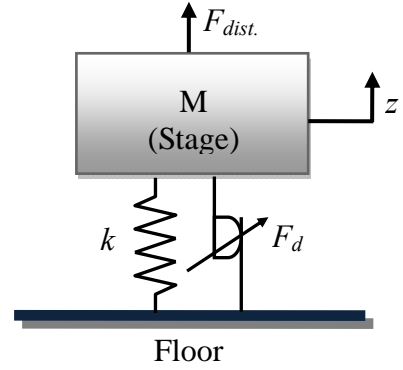


Fig. 9 Mechanical model of the stage with MR damper

과도응답 진동을 위해 스테이지의 상단에서 임펄스 힘이 인가되는 시스템으로 가정하였다. 이와 같은 모델은 다음과 같은 상태 공간 방정식으로 표현될 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_{\text{sys}}\mathbf{x} + \mathbf{B}_{\text{sys}}u + \mathbf{L}_{\text{sys}}F_{\text{dist.}} \quad (7)$$

여기서

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_{\text{sys}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{M} & 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B}_{\text{sys}} = \begin{bmatrix} 0 \\ -1/M \end{bmatrix}, \quad \mathbf{L}_{\text{sys}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/M \end{bmatrix}, \quad (8)$$

$$u = F_d$$

여기서 M 은 스테이지의 질량, k 는 공기 스프링의 스프링 상수이며 $F_{\text{dist.}}$ 는 이동 스테이지에 의한 외력이다. 또한 z 는 스테이지의 수직방향 변위이다.

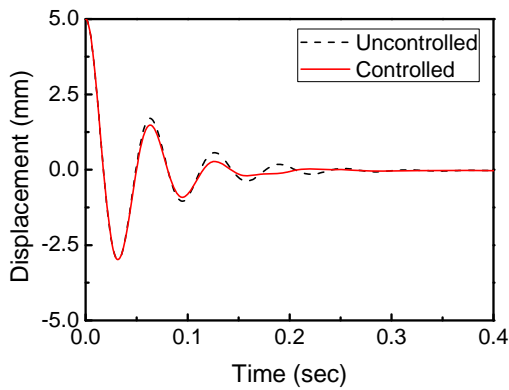
본 연구에서는 단순하지만 매우 효과적이고 실제 환경에 쉽게 이용 가능한 스카이훅(skyhook) 제어를 적용하였다. 스카이훅 제어기의 제어 입력은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$u = C_{\text{sky}}\dot{z} \quad (9)$$

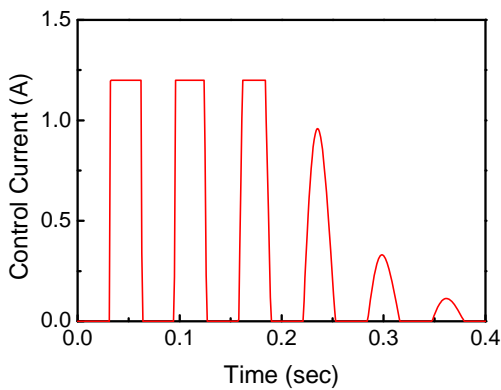
여기서 C_{sky} 는 제어 입력으로, 물리적으로 댐핑 계수를 의미한다. 한편, MR 댐퍼는 반능동 제어기이므로 다음과 같은 반능동 조건을 포함한다.

$$u = \begin{cases} u & \text{for } u \cdot \dot{z} > 0 \\ 0 & \text{for } u \cdot \dot{z} \leq 0 \end{cases} \quad (10)$$

스테이지에 임펄스 힘이 인가되었을 때의 진동 제어 결과를 Fig. 10 에 나타내었다. Fig. 10 (a)는 시간에 따른 변위를 도시한 것이다. 그래프에 나타난 바와 같이 MR 댐퍼에 제어 입력을 인가하였을 경우 제어를 하지 않은 경우에 비해 진동이 빠르게 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 이 때의 제어 입력 값을 Fig. 10 (b)에 나타내었다. 이와 같은 결과로부터 제안된 MR 댐퍼의 댐핑력은 초정밀 생산 장비의 진동을



(a) displacement vs. time



(b) control current

Fig. 10 Control performances under impulse input.

제어하기에 충분한 것을 확인할 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 통합제진마운트를 위한 새로운 형태의 MR 댐퍼를 제안하고 이의 성능을 실험을 통해 검증하였다. 이를 위해 먼저 통합제진마운트의 구성을 확인하였으며, 이에 적합한 고체 마찰을 제거한 새로운 형태의 MR 댐퍼를 설계, 모델을 수립하고 시뮬레이션을 통해 댐핑력 특성을 파악, 성능을 검증하였다. 검증된 설계 변수를 바탕으로 MR 댐퍼를 제작하고 댐핑력 특성을 시험하기 위한 장치를 구성하였으며 이를 이용하여 제작된 MR 댐퍼의 댐핑력 특성을 실험을 통해 검증하였다. 또한 스카이훅 제어기를 이용한 진동제어 성능 평가를 통해 제안된 MR 댐퍼의 성능을 입증하였다. 향후 최적설계 기법을 활용하여 MR 댐퍼의 불규칙한 댐핑력 특성을 개선하고 기본 점성 및 고무의 탄성에 의한 영향을 더욱 줄인 MR 댐퍼를 설계, 제작하고 히스테리시스 현상을 고려한 MR 댐퍼 모델을 구축할 예정이다. 이 후 강건제어알고리즘을 구축하여 제작된 MR 댐퍼의 제어 성능을 실험을 통해 평가하고 최종적으로 전자기작동기와 공기스프링과 결합한 통합제진마운

트 시스템을 구축할 예정이다.

후 기

이 연구는 지식경제부 산업기술개발사업(10032329) 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Smith, S. T. and Seugling, R. M., 2006, "Sensor and actuator considerations for precision, small machines," *Precision Engineering*. Vol.30, pp. 245~264.
- (2) Bringmann, B. and Maglie, P., 2009, "A method for direct evaluation of the dynamic 3D path accuracy of NC machine tools," *Manufacturing Technology*. Vol.58, pp. 343~346.
- (3) Rahman, M., Asad, A. B. M. A., Masaki, T., Saleh, T., Wong, Y. S. and Kumar, A. S., 2010, "A multiprocess machine tool for compound micromachining," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. Vol.50, pp. 344~356.
- (4) Kato, T., Kawashima, K., Funaki, T., Tadano, K. and Kagawa, T., 2010, "A new, high precision, quick response pressure regulator for active control of pneumatic vibration isolation tables," *Precision Engineering*. Vol.34, pp. 43~48.
- (5) Huang, X., Elliot, S. J. and Brennan, M. J., 2003, "Active isolation of a flexible structure from base vibration," *Journal of Sound and Vibration*. Vol.263, pp. 357~376.
- (6) Hong, S. R., Choi, S. B. and Han, M. S., 2002, "Vibration control of a frame structure using electro-rheological fluid mounts," *International Journal of Mechanical Sciences*. Vol.44, pp. 2027~2045.
- (7) Wang, X. and Gordaninejad, F., 2009, "A new magnetorheological fluid-elastomer mount: phenomenological modelling and experimental study," *Smart Materials and Structures*. Vol.18, pp. 095045.
- (8) Seong, M. S., Sung, K. G., Han, Y. M., Choi, S. B. and Lee, H. G., 2008, "Vibration Control of MR Suspension System Considering Damping Force Hysteresis," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 18, No. 3, pp. 315~322.
- (9) Sung, K. G. and Choi, S. B., 2008, "Effect of an electromagnetically optimized magnetorheological damper on vehicle suspension control performance," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*. Vol.222, pp. 2307~2319.