한국소음진동공학회 2012년 추계학술대회논문집, pp. 344~349

소형 MR 댐퍼의 모델링 및 진동제어
Modeling and Vibration Control of Small-sized Magneto-rheological Damper

이종우*·성민상*·우제관**·최승복†
Jong-Woo Lee, Min-Sang Seong, Je-Kwan Woo and Seung-Bok Choi

Key Words : Small-sized MR Damper(소형 MR 댐퍼), Vibration Control(진동제어), Magneto-rheological Fluid(MR 유체)

ABSTRACT

This paper presents a new small-sized damper featuring magneto-rheological (MR) fluid which can be applied to vibration control system. The proposed MR damper consists of cylinder, piston, a couple of bearings, oil-seals and magnetic circuit which has two coils. In this damper, approximately 5cc of MR fluid is used. The damping force of the MR damper is designed to be followed by linear shear-mode Bingham-plastic model. In order to verify the performance of the MR damper, an experimental apparatus is established. In the experimental test, the damping force of the MR damper is measured with respect to time, displacement and velocity. In addition, the time response of MR damper is measured when 1A of step current is applied. Finally, The proposed small MR damper is applied to vibration control. In this process, a simple 1-DOF system is modeled and controlled using PID controller.

1. 서 론

21 세기에 들어서 사람들의 생활수준과 삶의 질이 향상되면서 생활 편의성에 대한 소비자의 관심이 커지고 있다. 이에 따라 소비자들이 사용하는 기계 및 전자제품의 진동, 소음이 중요한 문제로 부각되고 있으며, 제조업체들은 초기 단계부터 진동과 소음을 줄이기 위한 많은 노력과 투자를 기울이고 있다. 대표적인 진동흡수 구조체인 댐퍼의 경우 차량이나 철도 등의 현가장치로 사용되고 있으며, 세탁기 등의 가전제품이나 건물 등에 적용되어 외부로부터 들어오는 진동을 감쇠시켜 주는 역할을 한다. 그러나 이러한 댐퍼들은 대부분 마찰 스펀지나 오일유압식의 패시브형태의 댐퍼로서, 진동량에 관계없이 일정한 댐핑력을 가져 진동량에 따른 댐핑력 제어가 불가능한 단점을 가지고 있다. 최근 이러한 단점을 보완하기 위하여 가변유체, 즉, ER 유체 및 MR 유체를 이용한 반능동형 진동흡수 구조장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. MR 유체는 자기장에 의하여 상변화가 일어나는 지능재료로서 전기장에 의하여 상변화가 일어나는 ER 유체에 비하여 비교적 큰 항복응력을 발생시켜 보다 큰 힘을 요구하는 각종 응용장치에 적용되고 있다.

Carlson[1] 등은 차량용 MR 유체 댐퍼를 제안하였으며, 스카이 훅 제어기의 구현을 통하여 제안된 MR 댐퍼의 우수성을 입증하였다. Spenser[2] 등은 지진을 방지하기 위해 MR 댐퍼를 제안하여 이론적인 모델의 타당성을 입증하였다. 또한 Ha[3] 등은 군용차량 MR 현수장치를 설계하여 진동제어 성능을 평가하였으며, Seong[4] 등은 통합제진마운트용 MR 댐퍼를 설계 및 제작하여 MR 댐퍼의 성능을 검증하였다. 한편, Noh[5] 는 차량의 연비개선과 연료절감을 위해 MR 유체를 이용한 햅틱 큐 가속페달 장치를 설계 및 제작하여 제어성능을 실험적으로 평가하였다.

그러나 이러한 연구들에서 제안된 장치들은 대부분 큰 댐핑력을 요구하는 기계시스템에 적용되어 구조가 크고, 필요한 MR 유체의 요구량이 많다. 최근 이러한 기계장치의 소형화 및 보편화에 따라 크기가 작으면서도 진동을 효과적으로 감쇠시킬 수

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

있고, 상대적으로 고가인 MR 유체를 최소량으로 사용하여 진동량에 따른 댐핑력 제어가 가능한 소형 MR 댐퍼의 연구가 요구되고 있다[6,7].

본 연구에서는 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 극소량의 유체를 사용한 소형 MR 댐퍼를 제안하고, 최적설계변수를 도출하여 MR 댐퍼를 설계, 제작한다. 제작된 MR 댐퍼는 실험을 통하여 입력전류에 따른 댐핑력 거동을 확인하고, 스텝전류입력을 통하여 제어응답성능을 평가한다. 또한 이를 기반으로 1 자유도 질량-스프링-댐퍼 시스템을 수립하여 진동제어 성능을 시뮬레이션을 통해 평가한다.

2. 소형 MR 댐퍼

Fig. 1은 본 연구에서 제안하는 소형 MR 댐퍼를 나타낸 개념도이다. 이 MR 댐퍼는 실린더와 피스톤, 실린더 안에 위치하는 자기회로, 자기회로 상, 하부에 피스톤을 지지하기 위한 베어링과 MR 유체의 누설을 방지하기 위한 오일씰, 그리고 피스톤과 자기회로 사이에 충진되는 MR 유체로 구성되어 있다. 일반적으로 지금까지 연구되어 온 대부분의 MR 댐퍼는 유동모드(flow mode), 또는 유동모드와 전단모드(shear mode)가 혼합된 형태의 댐퍼였다. 이러한 형태의 댐퍼는 실린더 내에 MR 유체가 충진되어 있어 작동 시, 부피보상문제를 해결하기 위한 가스 챔버(gas chamber)나 다이어프렘(diaphram)이 설치되어 MR유체의 항복응력에 의한 댐핑력 외에 가스의 압축성에 의한 불필요한 댐핑력이 발생되었다. 또한, 제품을 생산하는 데에 있어 상대적으로 고가인 MR 유체의 요구량이 많아 제품을 상용화 및 현실화 하는데에 어려움이 많았다. 본 연구의 MR 댐퍼는 자기회로 내의 MR 유체가 오일씰에 의해 밀봉되어 있는 전단모드 형태의 MR 댐퍼로 부피보상문제가 발생하지 않으며, 극소량의 MR유체만으로도 제어가 가능한 댐핑력을 발생시킬 수 있다. 전단모드는 Fig. 2와 같이 간극 g 를 가지는 두개의 평행한 평판 사이에 MR 유체가 충진되어 있고 이 중 하나의 평판이 고정되어 있는 다른 평판에 대하여 속도 v_0 만큼 병진운동을 하거나 각속도 ω_0 만큼 회전운동을 할 때 발생한다. 이와 같은 MR 댐퍼의 댐핑력은 다음과 같이 표현할 수 있다[8].

$$F_d(t) = c\dot{x} + (f_{MR} + f_0)\mathrm{sgn}(\dot{x}) \qquad (1)$$

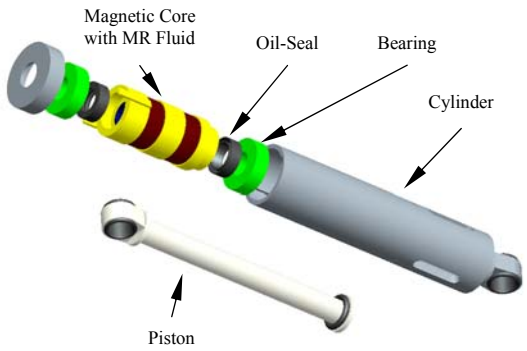


Fig. 1 Configuration of the proposed MR damper

여기서 c 는 댐퍼의 댐핑계수이며, $\dot{x}$ 는 피스톤의 속도이다. 또한, f_{MR} 과 f_0 는 각각 MR 유체의 항복응력에 따른 마찰력과 피스톤과 오일씰에 의해 발생하는 마찰력이다. 전단모드에서의 f_{MR} 은 자기장에 따른 MR유체의 항복응력 τ_y 와 항복응력이 발생하는 면적에 비례하므로 다음과 같이 표현할 수 있다[9,10].

$$f_{MR} = 2\pi R L_e(\tau_y(H) + \frac{\eta \dot{x}}{d}) \qquad (2)$$

여기서 R 과 L_e 는 각각 피스톤의 반지름과 자기회로의 유효길이를 나타내며, η 는 MR 유체의 점성계수, d 는 피스톤과 자기회로 사이의 간극이다. 이 연구에서는 미국 LORD사의 MRF-132DG의 MR유체를 적용하였다. 이 유체의 점성은 약 0.092 Pa-s로 항복 전, 후의 유체점성은 같다고 가정하였다. 또한, 자계강도에 따른 항복응력은 다음과 같은 모델로 표현할 수 있다.

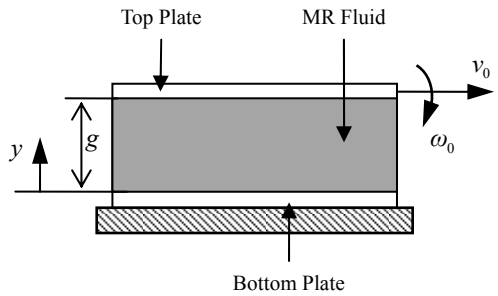


Fig. 2 The linear shear mode

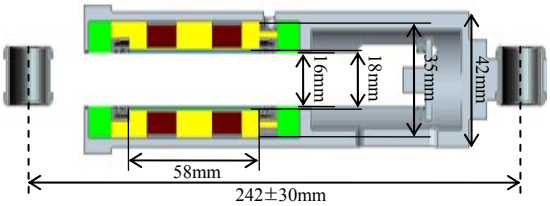
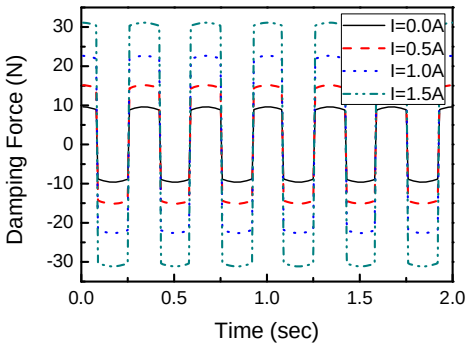
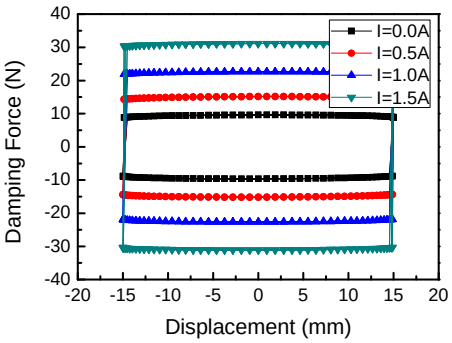


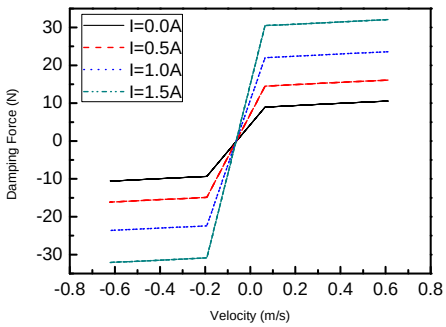
Fig. 3 Dimension of the proposed MR damper



(a) Damping force vs. time



(b) Damping force vs. displacement



(c) Damping force vs. velocity

Fig. 4 Damping force characteristics

Fig. 5 Photograph of the proposed MR damper

$$\tau_y(H) = \alpha H^{\beta} = 0.0922H^{1.23634} \qquad (3)$$

이와 같은 MR 댐퍼의 모델로부터 최적의 설계변수를 도출하여 Fig. 3와 같이 MR 댐퍼를 설계하였다. 피스톤과 자기회로 사이의 간극에 채워지는 MR 유체의 요구량은 약 5cc 정도로 매우 적으며, MR댐퍼의 주요 설계변수는 최대 작동 변위 ±30mm, 총길이 242mm, 직경 42mm이며, 간극은 1mm로 설계하였다. 위의 설계를 바탕으로 Fig. 4와 같이 댐핑력 특성을 고찰하였다. 시뮬레이션 상에서 가진 주파수는 3Hz, 가진 변위는 15mm로 설정하였으며, 최대 1.5A의 전류 인가 시, 최대 댐핑력은 31.1N, 최소 댐핑력은 -31.1N으로 나타났다. Fig. 5는 실제 제작된 MR 댐퍼를 나타낸 사진이다.

3. 댐핑력 측정

위와 같이 설계된 MR 댐퍼의 댐핑력 특성을 평가하기 위하여 Fig. 4와 같은 실험장치를 구축하였다. 실험장치는 크게 동력을 전달하는 DC모터, 모터의 동력을 받아 왕복운동을 발생시키는 구동부, MR 댐퍼를 구동부와 일직선상이 되도록 고정시키는 고정부로 구성되어 있으며, 전압에 따라 다른 회전수를 가지는 모터에 의해 구동부가 작동하여 MR 댐퍼를 가진시킨다. 작동 회전수는 최대 400RPM까지 회전할 수 있으며, 작동 변위는 각각 ±5mm, ±10mm, ±15mm, ±20mm으로 설정할 수 있다. 제안된 MR 댐퍼의 작동 변위는 ±30mm이므로, 안전계수를 고려하여 ±15mm의 가진 변위를 결정하였다. 또한 컴퓨터에서 MR 댐퍼에 인가할 전류를 결정하여 전류앰프를 통해 MR 댐퍼에 인가 전류가 전달되며, 댐핑력은 구동부와 MR 댐퍼의 피스톤 사이에 연결된

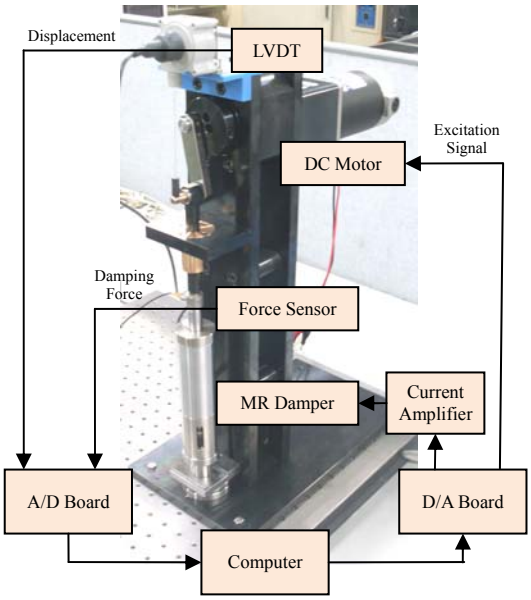
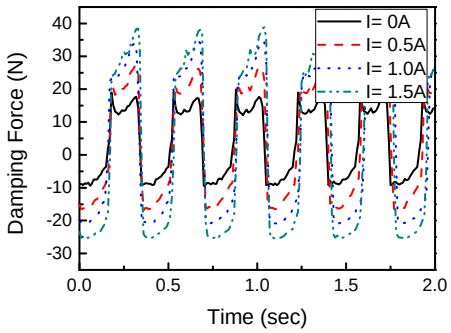


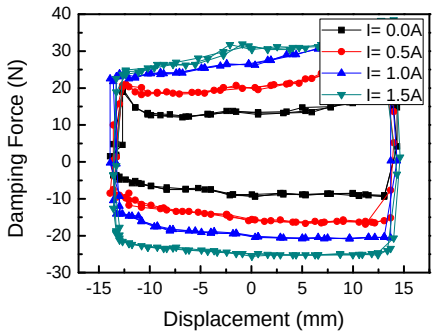
Fig. 4 Experimental setup for measuring the damping force of MR damper

포스센서에 의해 측정되어 컴퓨터로 전달되며, 가진 변위는 LVDT(linear variable differential transformer)에 의해 측정된다.

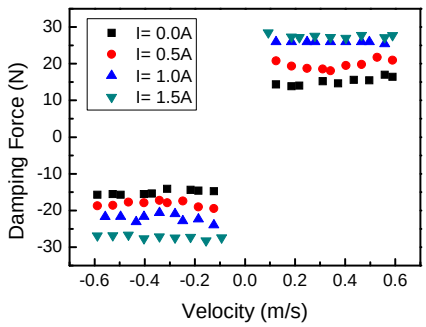
Fig. 5는 2.8Hz의 작동주파수와 ±15mm의 작동 변위 하에서 측정된 댐핑력 특성 그래프이다. Fig. 5(a)에서와 같이 인가전류가 증가함에 따라 댐핑력이 증가되는 것을 확인 할 수 있다. 최대 1.5A의 자기장 인가 시 최대 댐핑력은 39.2 N, 최소 댐핑력은 -25.1 N으로 댐핑력 범위는 최대 최소 댐핑력 범위는 64.3 N으로 나타났다. Fig. 5(b)는 작동변위 변화에 따른 댐핑력을 나타낸 그래프로 작동구간에서 거의 일정한 값을 가지는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 5(c)는 속도변화에 따른 MR 댐퍼의 댐핑력을 나타낸 그래프이다. 이 그래프에서 MR 유체의 항복이 일어날 때, 댐퍼의 속도는 댐핑력에 영향을 미치는 정도가 적은 것을 확인 할 수 있다. 이와 같은 거동은 전반적으로 시뮬레이션에 의해 계산된 결과와 유사하지만 댐핑력 곡선이 일그러지고 값의 차이가 있는 것을 확인 할 수 있다. 이는 댐퍼 내부에 충진된 MR 유체와 공기와의 불균일 혼합으로 인한 것으로 예측되며 실험 시, 댐퍼의 수직 직진성 및 피스톤과 오일씰 사이의 비선형 마찰을 고려한 결과로 판단된다. Fig. 6은 0.1초 간격의 1A 스텝전류를 인가하였을 때 MR 유체의 응답시간 특성을 나타낸 그래프이다. 그래프에 도시된 바와 같이 전류를 인가하면 댐핑력이 증가하고 전류를 제거하면 댐핑력이 감소



(a) Damping force vs. time



(b) Damping force vs. displacement



(c) Damping force vs. velocity

Fig. 5 Damping force characteristics (experiment)

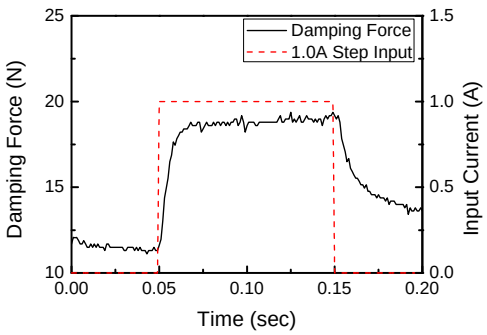


Fig. 6 Time response of the MR damper

하는 것을 확인할 수 있으며, 각각 응답시간은 Rising시 11ms, Falling시, 45ms로 전류를 제거하였을 때 응답시간이 더 긴 것을 확인 할 수 있으며, 수십 ms내의 응답특성을 보여 진동제어에 우수한 성능을 발휘할 수 있을 것이라 기대된다.

4. 진동제어

제안된 MR 댐퍼의 제어성능을 평가하기 위하여 아래의 Fig. 7과 같은 1자유도 질량-스프링-댐퍼 모델을 구축하여 진동제어를 수행하였다. 이 모델은 강체질량 M과 코일스프링으로 가정한 k, 그리고 본 연구에서 제안하는 MR 댐퍼로 구성하였으며, 과도 응답 진동을 위해 질량체 상단에 임펄스 힘이 인가되는 시스템으로 가정하였다. 이와 같은 모델은 다음과 같은 상태 공간 방정식으로 나타낼 수 있다[11].

$$\dot{\mathrm{x}} = \mathrm{A}\mathrm{x} + \mathrm{B}u + \mathrm{L}F_{ext} \tag{4}$$

$$\mathrm{x} = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \end{bmatrix}, \quad \mathrm{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{k}{M} & 0 \end{bmatrix},$$
$$\mathrm{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{-1}{M} \end{bmatrix}, \quad \mathrm{L} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{bmatrix}, \tag{5}$$
$$u = F_d$$

여기서 제어입력 u는 MR댐퍼의 댐핑력으로 나타낼 수 있다. 또한 F_{ext}는 외부로부터 오는 외란이며, z는 1자유도 모델의 수직방향 변위이다. 본 연구에서는 구조가 간단하고 제어성능이 우수한 PID 제어기를 적용하였다. PID 제어기는 제어이득 조정이 비교적 쉽기 때문에 산업현장에서 약 80% 이상을 차지할 정도로 많이 사용되고 있다. 1자유도 모델의 수직방향 속도 $\dot{z}$에 대하여 제어 입력은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$u(\dot{z}) = K_p\dot{z}(t) + K_i\int_0^t \dot{z}(t)dt + K_d\frac{d\dot{z}(t)}{dt} \tag{6}$$

여기서 K_p는 비례 이득이며, K_i는 적분 이득, K_d는 미분 이득이다. 각각의 비례 이득값은 Trial & error 기법으로 최적의 이득값을 찾아 결정되었다.

한편, MR 댐퍼는 반능동 제어기 이므로 다음과 은 반능동 조건을 포함한다.

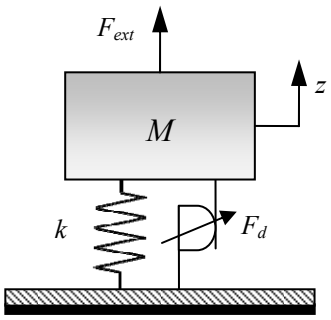
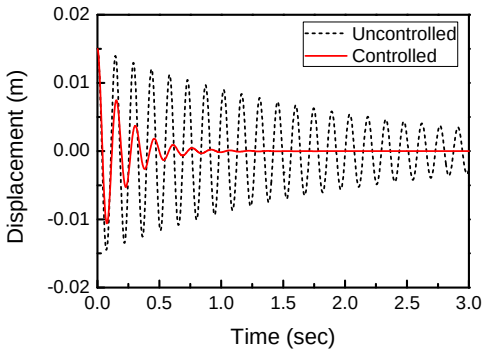


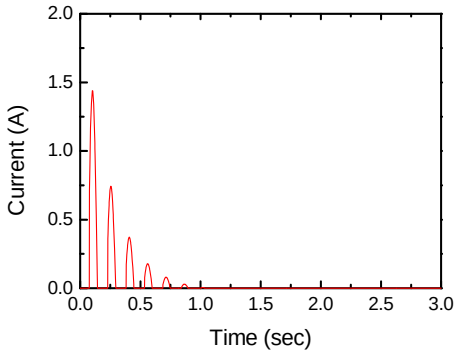
Fig. 7 1-DOF spring-mass-damper model with MR damper

$$u = \begin{cases} u & for\ u \cdot \dot{z} > 0 \\ 0 & for\ u \cdot \dot{z} \le 0 \end{cases} \tag{7}$$

Fig. 8은 임펄스 힘을 인가하였을 때의 진동제어 결과를 나타낸 그래프이다. Fig. 8(a)에 도시된 바와 같이 MR 댐퍼에 제어입력을 인가하였을 때, 제어입



(a) Displacement vs. time



(b) Current Input

Fig. 8 Control performance of the MR damper

력을 인가하지 않았을 때보다 진동이 감쇠되고 정상상태로 빠르게 수렴하는 것을 확인 할 수 있다. 또한 이때의 입력 전류값을 Fig. 8(b)에 나타내었다. 위의 결과를 바탕으로 제안된 MR 댐퍼는 허용 댐핑력 범위 내에서의 가진이 발생하는 시스템에서 진동을 제어하기에 충분한 성능을 낼 수 있는 것을 확인 할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 극소량의 MR 유체를 사용한 소형 MR 댐퍼를 제안하고 실험을 통해 댐핑력 특성 및 응답 성능을 평가하였다. 실험에 앞서 Bingham-plastic 모델 기반의 MR 댐퍼의 모델을 구축하고, 최적의 설계변수를 도출하여 MR 댐퍼를 제작하였다. 제작된 MR 댐퍼의 댐핑력 특성 및 응답성능을 평가하기 위하여 실험장치를 구성하였으며, 실험결과 입력전류에 따른 댐핑력의 거동과 전류의 인가 및 제거시, 빠른 응답시간을 보이는 것을 확인할 수 있었다. 또한 PID 제어기를 이용한 진동제어 시뮬레이션을 통하여 제안된 MR 댐퍼의 제어성능을 입증하고, 시뮬레이션 결과를 통하여 MR 댐퍼의 허용 댐핑력 내에서 빠른시간 내에 정상상태로 수렴하고 제어입력에 따른 전류입력을 확인할 수 있었다. 향후 MR 유체의 이력현상을 해결하기 위해 Hysteresis 모델을 적용하여 MR 댐퍼의 불규칙적인 댐핑력 특성을 개선하고 보다 정교한 MR 댐퍼 모델을 구축할 예정이다. 또한 강건제어알고리즘을 설계하여 MR 댐퍼의 진동제어 성능실험을 통해 평가할 예정이다. 이러한 자료를 기반으로 궁극적으로 실제 존재하는 기계시스템에 MR 댐퍼를 적용한 제어시스템을 구축할 예정이다.

후 기

이 논문은 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No.2012-0005613).

참 고 문 헌

(1) Carlson, J. D., Cantanzarite, D. M. and St. Clair, K. A., 1995, Commercial Magneto-rheological Fluid Devices, Proceedings of the 5th International Conference on ER Fluids, MR Suspension and Associated Technology, pp. 20~28.

(2) Spencer Jr., B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K. and Carlson, J. D., 1997, Phenomenological Model for a Mangetorheological Damper, Journal of Engineering Mechanics, ASCE. Vol. 123, No. 3, pp. 230~238.

(3) Ha, S. H., Choi, S. B., Rhee, E. J. and Kang, P. S., 2010, Lee, Y. K., Choi, S. K., Yoon, K. C. and Lee, Y. S., 2003, Design and Control of MR Military Suspension System Considering Friction Force, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 20, No. 1, pp. 58~65.

(4) Seong, M. S., Choi, S. B., Kim, C. H., Lee, H. K., Baek, J. H., Han, H. H. and Woo, J. K., Experimental Performance Evaluation of MR Damper for Intergrated Isolation Mount, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 20, No. 12, pp. 1161~1167.

(5) Noh, K. W., 2009, Design and Control of Haptic Cue Device for Accelerator Pedal using MR Fluids, Master thesis, Inha graduate school.

(6) Aydar, G., Evrensel, C. A., Gordaninejad, F. and Fuchs, A., 2007, A Low Force of Magneto-rheological Fluid Damper: Design, Fabrication and Characterization, Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol. 18, No. 12, pp. 1155~1160.

(7) Tsouroukdissian, A. R., Ikhowane, F., Rodellar, J. and Luo, N., 2009, Modeling and Identification of a Small-scale Magnetorheological Damper, Journal of Intelligent Material Systems and Structures. Vol. 20, No. 7, pp. 825~835.

(8) 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.

(9) Wereley, N. M., Cho, J. U., Choi, Y. T. and Choi, S. B., 2008, Magnetorheological dampers in shear mode, Smart Materials and Structures. Vol. 17, 015002, pp. 1~11.

(10) Wang, D. H. and Liao, W. H., 2011, Magnetorheological fluid dampers: a review of parametric modeling, Smart Materials and Structures. Vol. 20, 023001, pp. 1~34.

(11) Ogata, K., 2002, Modern Control Engineering, 4th Edition, Prentice Hall, Inc., New Jersey.