

< 논문 >

## 바이패스형 MR 충격 댐퍼의 설계 및 성능 해석

남윤주\* · 김동욱\*\* · 박명관† · 이육형\*\*\*  
(2005년 11월 5일 접수, 2006년 3월 7일 심사완료)

### Design and Performance Investigation of Bypass-Type MR Shock Dampers

Yun-Joo Nam, Dong-uk Kim, Myeong-Kwan Park and Yuk-Hyung Lee

**Key Words :** Bypass-Type MR Shock Damper(바이패스형 MR 충격 댐퍼), Damping Force(감쇠력), MR(Magneto-Rheological) Fluid(MR 유체), Shock Isolation (충격력 절연)

#### Abstract

This paper presents designs and performance investigations of two bypass-type MR (magneto-rheological) shock dampers for high impulsive force systems, one of which is with single rod and the other with double rod. First of all, on the basis of the Bingham properties of the MR fluid and the magnetic field analysis of the magnetic circuit, the MR shock dampers are designed and manufactured. After experimental investigations on their magnetic field-dependent damping forces and responses characteristics, dynamic models of the proposed dampers are formulated and compared. Then, a simple 1 degree-of-freedom mass-drop system is constructed, and the effective and practical control algorithm is designed by considering dynamic characteristics of the shock control system. The shock control performances of the proposed MR shock dampers are verified through the comparison study of experiment results with simulation ones.

#### 1. 서론

최근 MR (magneto-rheological) 유체를 이용한 댐퍼에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. MR 유체는 부하되는 자기장에 의해 그 유변학적 특성이 변화하는 지능형 유체이다.<sup>(1)</sup> MR 댐퍼는 MR 유체의 이러한 특성을 이용하여 가역적이면서 연속적으로 감쇠력을 제어할 수 있다. Carlson 등<sup>(2)</sup>은 상용화된 MR 댐퍼를 소개하고, 반능동 제어알고리즘을 이용하여 제안된 현가장치가 실제 차량에 적용될 수 있음을 실험적으로 입증하였다. Lee 등<sup>(3)</sup>은 MR 댐퍼를 장착한 전체차량의 모델을 구성하고 스카이hook 제어기와 HILS 기법을 통해, 제안된 MR 댐퍼의 우수한 진동절연성능을 실험적으로 입증하였다. Yang 등<sup>(4)</sup>은 지진으로부터 건물을 보호하기

위한 장치로서 MR 댐퍼를 제안하였으며, 이론적으로 제시한 준정적 감쇠력 모델의 타당성을 실험적으로 입증하였다. 그리고 Stelzer 등<sup>(5)</sup>은 수동, 능동형 댐퍼에 비해 MR 댐퍼의 진동절연성능이 더욱 우수함을 고찰하였고, 차량용 MR 댐퍼의 제작에 있어 필연적으로 고려되어야 하는 자기회로 제작 및 센서잡음 제거용 필터 설계와 같은 실용적 관점을 제시하였다. 반능동형 차량 현가장치의 개발을 위해, MR 댐퍼와 1/4 차량 모델 실험장치를 구성하고 이에 주파수 성형 LQ 제어기를 적용한 연구 또한 수행된 바 있다.<sup>(6)</sup>

이상에서 살펴본 바와 같이, 기존의 대부분 MR 댐퍼는 상대적으로 작은 진폭의 진동을 절연하기 위해 연구, 개발되어왔다. 그러나 큰 진폭을 갖는 충격력(impulsive or shock force)을 효과적으로 제어하기 위한 MR 댐퍼에 대한 연구는 상대적으로 부족한 실정이다. 이러한 충격 댐퍼는 소형화기의 완충장치, 화기 발사대, 항공기 착륙장치 그리고 위험물 운송장치와 같은 특수 장치의 내충격성 및 안정성을 확보하기 위해 반드시 필요한 기계 요소이기 때문에 이에 대한 연구는 매우 중요하다.

† 책임저자, 회원, 부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소  
E-mail : mkpark1@pusan.ac.kr  
TEL : (02)123-1234 FAX : (02)123-1234

\* 회원, 부산대학교 지능기계공학과

\*\* 부산대학교 기계공학부 학부과정

\*\*\* 부산대학교 기계기술연구소

따라서, 본 연구의 목적은 고충격 시스템에 장착될 두 가지 형태의 MR 충격 댐퍼 시제품을 제안하고, 제작된 충격흡수기의 충격력 제어성능을 고찰하는 것이다. 이를 위하여, 상용화된 MR 유체의 빙햄(Bingham) 특성과 자기회로의 자기장 해석에 기초하여 MR 충격 댐퍼를 설계 및 제작하고, 실험을 통해 부하되는 전류의 크기 변화에 따른 감쇠력의 변화를 비교, 고찰하였다. 그리고 응답특성과 감쇠력에 대한 실험 결과를 분석하여 제안된 MR 충격 댐퍼의 모델링을 실시하였다. 마지막으로 단순 1 자유도 충격시스템을 구성한 후, 간단한 제어알고리즘을 이용하여 충격력 제어성능을 고찰하였다. 본 논문에서 제시된 결과는 향후 실제 충격 시스템에 장착될 MR 충격 댐퍼의 설계 및 제어 위한 기초적 자료로 이용될 수 있다.

2. 바이패스형 MR 충격 댐퍼

제안된 두 가지 형태의 MR 충격 댐퍼의 구조는 Fig. 1에 제시되었다. MR 충격 댐퍼는 크게 피스톤, 실린더 그리고 MR 밸브로 구성된다. 실린더는 피스톤에 의해 상하부 챔버로 구분되며, 그 내부는 MR 유체로 채워진다. MR 밸브는 피스톤 운동시 실린더 내부의 MR 유체가 피스톤을 우회

(bypass)하도록 설치되었으며, 그 내부에는 자기회로가 설치되어 있어 MR 유체에 자기장을 부하할 수 있도록 설계되었다. 자기회로에 전류가 인가되면 자극에 자기장이 부하되고, 이는 자극 사이를 지나는 MR 유체의 항복전단응력을 증가시켜 유체의 유동저항을 증가시키게 된다. 이것은 실린더 상하부 챔버 사이에 압력차를 유도하여 피스톤의 운동에 저항하는 방향의 감쇠력을 생성한다. 따라서, MR 충격 댐퍼는 자기장 무부하시 MR 유체 점성에 의한 감쇠력만을 가지는 반면 자기장 부하시 MR 효과에 의해 추가되는 감쇠력을 갖는다.

MR 충격 댐퍼의 효과적인 설계를 위하여, 다음과 같은 가정이 소개되었다. (i)MR 유체는 비압축성 유체이고, (ii)동일 공간에서의 내부압력은 모든 방향으로 균일하다. 또한 (iii)유로 형상에 의한 압력 손실, 피스톤과 실린더 사이의 마찰력, 유체의 열역학적 거동 및 유체 유동에 의한 관성력은 무시될 수 있다. 그러면 MR 유체의 빙햄특성에 기초하여 MR 충격 댐퍼의 감쇠력은 다음과 같이 얻어질 수 있다.<sup>(3)</sup>

$$F_d = \frac{A_r^2}{C_g} x_p + R_\eta (A_p - A_r)^2 \dot{x}_p + P_{MR} (A_p - A_r) \text{sgn}(\dot{x}_p) \tag{1}$$

여기서  $x_p$ 는 피스톤의 변위,  $\dot{x}_p$ 는 피스톤의 속도,  $A_p$ 는 피스톤 헤드의 단면적,  $A_r$ 은 피스톤 로드 단면적이며,  $C_g$ 는 축압기(accumulator)기 내부의 가스 압축성(2.5bar)으로 기인되는 컴플라이언스이다. 이때, 이에 대응되는 항은 단로드 댐퍼의 경우에서만 고려되며, 양로드 댐퍼의 경우는 무시됨에 주의하라.  $R_\eta$ 는 MR 유체의 점성으로 인한 유동 저항을,  $P_{MR}$ 은 MR 효과에 의한 압력강하를 나타내며 아래와 같이 주어진다.

$$R_\eta = \frac{12\eta L}{bh^3}, P_{MR} = \frac{2L}{h} \tau_y(H) \tag{2}$$

여기서  $\eta$ 는 MR 유체의 동점성 계수,  $L$ 은 자극의 길이,  $b$ 는 자극의 폭,  $h$ 는 자극의 간극이다. 일반적으로, MR 유체의 항복전단응력  $\tau_y(H)$ 은 자기장  $H$ 에 대해 지수함수적으로 증가한다고 알려져 있으며 다음과 같이 표현된다.<sup>(3)</sup>

$$\tau_y(H) = \alpha H^\beta = \alpha \left( \frac{NI}{h} \right)^\beta \tag{3}$$

여기서  $N$ 은 솔레노이드에 감긴 코일의 권수,  $I$ 는 입력 전류이며,  $\alpha$ 와  $\beta$ 는 MR 유체의 고유한 특성을 나타내는 값이다. 그러나,  $H = NI/h$ 는 자기회로의 자심(magnetic core)에 비해 MR 유체의

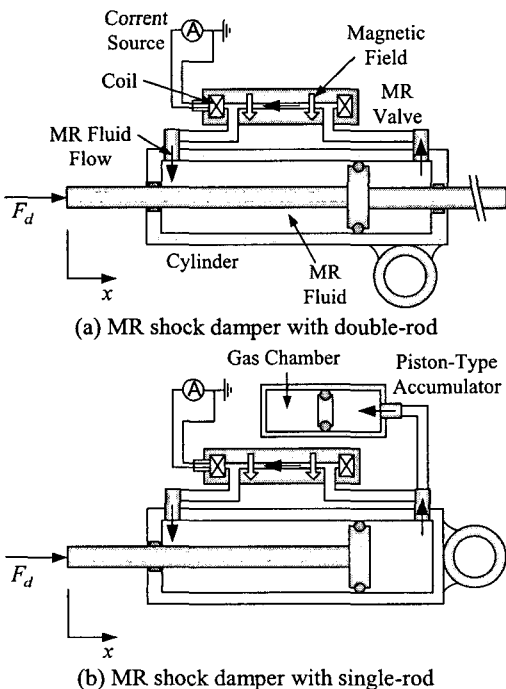
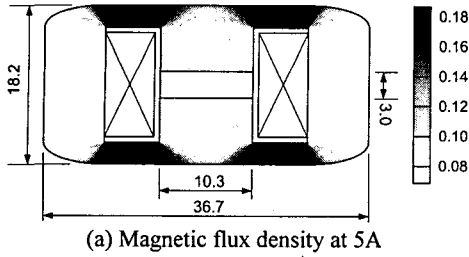
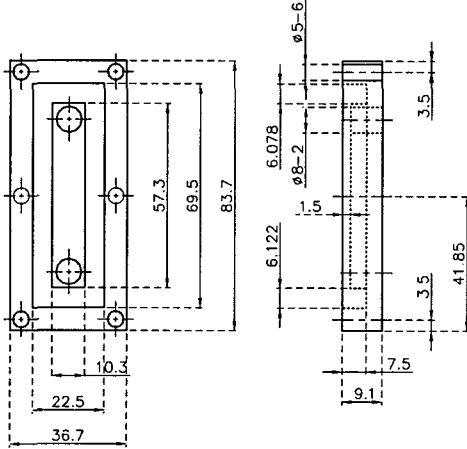


Fig. 1 Configurations of the MR shock dampers

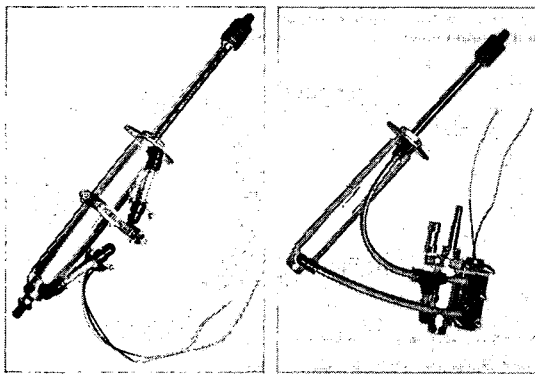


(a) Magnetic flux density at 5A



(b) Design dimensions

Fig. 2 Design of the MR valve

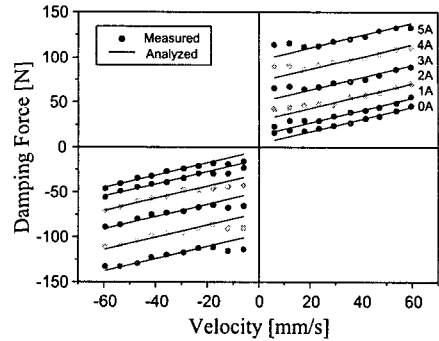


(a) MR shock damper with double-rod

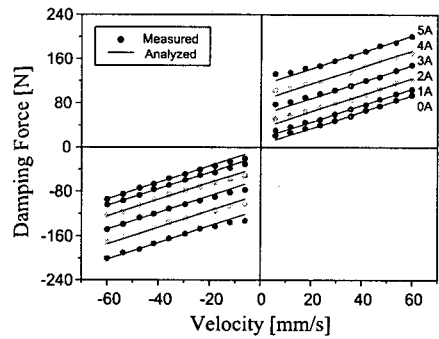
(b) MR shock damper with single-rod

Fig. 3 Photographs of the MR shock dampers

투자율(permeability)이 상대적으로 아주 작은 경우에만 만족될<sup>(7)</sup> 뿐만 아니라  $\alpha$ 와  $\beta$ 를 결정하기 위해서는 추가의 실험이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 MR 밸브의 자기장 해석을 수행하였으며, 그 결과와 Lord社에서 제공하는 자기장-항복 응력 선도의 비교를 통해서, MR 충격 댐퍼가 요구되는 감쇠력을 발생시킬 수 있도록 자극의 설계치수를 결정하였다. 또한 자기장 해석결과를 이용하여 최대 전류 5A를 인가하였을 때, MR 유체와 밸브의 자속밀도(magnetic flux density)가 포화되지 않



(a) MR shock damper with double-rod



(b) MR shock damper with single-rod

Fig. 4 Damping performance curves : static characteristic analysis

는 범위 내에서 밸브의 외형 치수가 결정되었다. 자기장 해석 결과와 이로부터 얻어진 MR 밸브의 설계치수는 Fig. 2에 제시하였다. 그리고 두 형태의 MR 충격 댐퍼의 행정거리와 실린더 내경은 각각 150mm, 32mm이며, MR 밸브의 자기회로는 강자성체인 연강 SS41로 구성된 자로(flux guide)에 코일을 54회 감아 제작하였다. 본 논문에서 제작된 MR 충격 댐퍼들의 사진은 Fig. 3에 도시하였다. 이때 사용된 유체는 Lord社의 MRF-132AD이다.

MR 충격 댐퍼의 성능을 시험하기 위해 서보모터와 볼스크류의 조합에 의해 구동되는 댐퍼 시험기를 구성하였으며, 댐퍼를 가진시키면서 자기장 변화에 따른 댐퍼의 감쇠력 변화를 고찰하였다. 피스톤의 가진 변위는 110mm로 설정하였으며, 가진 속도는 서보모터의 회전속도를 제어하여 피스톤 운동 동안 일정하게 유지되도록 하였다. 이러한 가진 변위는 기존 대부분의 논문이 1~20mm의 진폭을 갖는 정현파로 가진하는 것과 확연히 구분된다.<sup>(3,8)</sup> 시간에 대해 변하는 가진 속도를 이용하여 얻어진 감쇠력은 댐퍼의 이력현상과 같은

동적 특성을 포함하므로 댐퍼의 정특성 해석을 다소 어렵게 한다. 또한, 항공기 착륙장치나 화기 발사대와 같은 고충격 시스템은 일반적으로 큰 가진 변위의 비주기 운동을 요구하므로 이러한 실험 조건은 충격 댐퍼의 성능평가에 적절하다.

Fig. 4는 다양한 입력 전류 하에서 측정된 두 형태 MR 충격 댐퍼의 피스톤 이동속도에 대한 감쇠력을 보여준다. 기대했던 바와 같이, 속도와 함께 증가된 유동 저항력 때문에 감쇠력이 증가하는 것을 볼 수 있으며, 입력 전류의 증가에 따라 감쇠력이 증가하는 것을 분명하게 확인할 수 있다. 이것은 자기장의 크기를 조절함에 의해 감쇠력을 연속적으로 제어하는 것이 가능함을 직접적으로 보여준다. 그러나 비선형특성에 기초하여 얻어진 식 (1)의 결과와 측정된 결과를 비교했을 때, 전류변화에 따른 감쇠력 변화는 거의 유사한 반면 속도 변화에 대해서는 다소 차이를 보였다. 이는 모델링 과정에서 가정으로 제시되었던 유로 형상에 대한 압력 손실로부터 기인된 것으로 사료된다.

### 3. 성능해석 및 모델링

다양한 현대 제어이론들을 적용할 수 있는 기존의 진동 절연용 MR 댐퍼와는 달리, 실제 고충격 시스템은 요구되는 제어 시간이 매우 짧기 때문에 간단하면서도 효과적인 제어알고리즘의 개발이 필수적이다. 이를 위해서는 MR 충격 댐퍼의 감쇠력에 대한 정확한 해석과 모델링이 매우 중요하다.

이력현상을 포함한 MR 댐퍼의 동적 거동을 묘사하기 위한 다양한 모델들이 제안되어왔으며, 그 중에서 Spencer 등<sup>(9)</sup>에 의해 제안된 수정된 Bouc-Wen 모델은 매우 효과적임을 많은 연구자들에 의해 입증되어왔다. 그러나 이 모델에 포함된 이력현상곡선의 크기와 모양을 결정하는 여러 변수들은 충분한 물리적 의미를 가지고 있지 않기 때문에,<sup>(10)</sup> MR 댐퍼의 설계를 위한 역학적 관점을 제시해주지 못한다. 또한, 요구되는 감쇠력에 대한 제어 전류를 얻기 위해서는 미분방정식을 풀어야 하기 때문에 실시간 제어로의 적용함에 있어 한계를 갖는다. 특히, 고충격 시스템은 진동 절연시스템과는 달리 가능한 적은 수의 주기 운동을 가지도록 제어되므로 댐퍼의 동적 특성에 대한 영향이 비교적 적다. 따라서 본 연구에서는 제안된 MR 충격 댐퍼가 갖는 큰 가진 변위에 대한 준정상 상태 (quasi-steady state) 거동을 해석하고 묘사하는데 초점을 두었다.

Fig. 5는 3A의 전류입력에 대해 60mm/s의 속도로 가진하였을 때, 측정된 변위와 감쇠력의 변화를 시간영역에서 보여준다. 피스톤이 일정한 속도

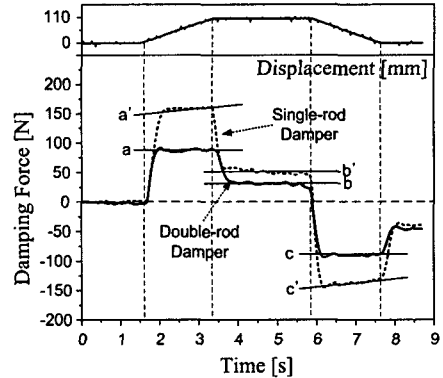


Fig. 5 Time histories of the damping force and displacement measured at 60mm/s and 3A

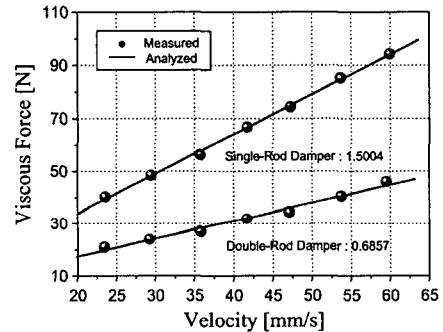


Fig. 6 Damping coefficients analyzed from the damping performance curves

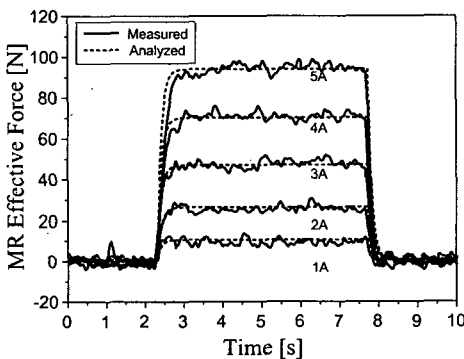
로 운동하는 동안(a-a'와 c-c'), 양로드 충격 댐퍼의 감쇠력은 일정한 크기를 가지는 반면, 단로드 댐퍼의 감쇠력은 변위와 함께 일정한 변화율을 가지고 변함을 알 수 있다. 이는 피스톤의 이동에 따른 가스 챔버의 가스 압축으로부터 기인된 스프링 효과로 고려될 수 있다. 댐퍼가 최대 압축되었을 때(b-b') 발생하는 두 댐퍼 간의 감쇠력 차이 또한 가스 챔버의 압축력에 의한 영향으로 고려된다. 단로드 댐퍼가 등속 운동하는 동안 발생하는 댐핑력의 변동량이 최대 압축상태에서 얻어진 양로드와 단로드 댐퍼 간의 댐핑력 차이와 거의 동일한 크기라는 점에서 이를 확인할 수 있다. 실제로, Fig. 4(b)에 제시된 단로드 댐퍼의 댐핑 성능 곡선은 가스 챔버의 스프링력 때문에 측정된 변위에 비례하여 양의 오프셋을 갖는다. 즉, 댐핑 성능 곡선의 기준이 되는 원점이 양의 방향으로 이동하여 전체적인 감쇠력 상승효과를 갖는다. 또한, 단로드가 양로드 댐퍼에 비해 큰 감쇠력을 가지며, 이는 Fig. 4의 댐핑 성능곡선으로부터 알 수 있듯이 추가로 설치된 가스 챔버로 인한 유체의 유동 저항력이 증가되었기 때문으로 사료된다.

**Table 1** Cubic spline results for  $F_{MR}$  of the double-rod damper

Vel.	$w_0$	$w_1$	$w_2$	$w_3$
6.0	-0.2778	2.0185	6.8056	-0.6574
11.9	0.1944	5.2930	4.5754	-0.3565
17.7	-0.1587	10.4392	1.7460	-0.0185
23.2	-0.1746	4.9021	4.9564	-0.4537
28.9	0.4008	3.8816	5.1984	-0.4491
34.9	0.0675	9.7110	2.2222	-0.0880
40.1	-0.1389	6.7890	3.0992	-0.1620
46.1	-0.0119	6.9782	3.3095	-0.1806
51.8	-0.1825	5.1098	4.5794	-0.3796
57.4	0.0952	6.5913	3.2738	-0.2222
Avg.	-0.0187	6.1714	3.9766	-0.2968

**Table 2** Cubic spline results for  $F_{MR}$  of the single-rod damper

Vel.	$w_0$	$w_1$	$w_2$	$w_3$
6.0	-0.2837	5.8409	5.5853	-0.4560
11.9	-0.3435	8.6782	4.1419	-0.2963
17.7	-0.0675	7.3307	4.8403	-0.3912
23.6	-0.5635	8.2209	4.5645	-0.3866
29.5	-0.1230	7.3975	4.5853	-0.3519
35.8	0.1290	8.2087	4.1260	-0.2870
41.7	-0.0516	4.8201	5.7907	-0.4977
47.2	0.1230	9.0192	3.5397	-0.1898
53.7	-0.1845	8.4772	4.0923	-0.3194
59.9	-0.2818	6.8605	4.6260	-0.3495
Avg.	-0.1647	7.4854	4.5892	-0.3526



**Fig. 7** Time Responses of the MR valve with respect to input current

이러한 감쇠력 해석에 기초하여, 본 연구에서 제시된 MR 충격 댐퍼의 감쇠력은 다음과 같이 수정될 수 있다.

$$F_d = k_d \dot{x}_p + c_d \ddot{x}_p + F_{MR}(i) \text{sgn}(\dot{x}_p) \quad (4)$$

여기서  $k_d$  와  $c_d$  는 각각 댐퍼의 유효 강성계수 (stiffness constant)와 유효 댐핑계수(damping coefficient)를 나타낸다. Fig. 5 와 같이, 시간영역에

서 측정된 가진 변위와 감쇠력에 관한 정보를 다양한 입력전류와 가진 속도에 대해서 분석한 결과, 강성계수  $k_d$  는 전류와 속도에 거의 독립적이며, 그 평균값은 양로드의 경우 227.3N/m, 단로드의 경우 '0'로 주어짐을 확인하였다. 또한, 양로드와 단로드 댐퍼에 대한 댐핑 계수는 전류와 속도의 변화에 거의 무관하며, 각각 0.6857Ns/mm 와 1.5004Ns/mm 로 주어짐을 Fig. 6 으로부터 확인할 수 있다. 그리고 입력전류의 크기에 따른  $F_{MR}(i)$  는 식 (1)과 (3)으로부터 예상될 수 있는 전류와에 대한 MR 효과의 비선형성을 효과적으로 묘사할 수 있어야 한다. 이를 위하여, 주어진 속도에서 얻어진  $F_{MR}$  를 최소자승법을 이용하여 전류에 대한 3 차 다항식으로 근사화하였고, 그 결과는 Table 1 과 2 에 제시하였다. 표에서 알 수 있듯이, 계산된 각 계수들은 피스톤 속도에 대해 거의 무관하므로  $F_{MR}$  는 속도에 대해 평균화된 계수 값들을 이용하여 전류에 대한 관계식으로 다음과 같이 주어질 수 있다.

$$F_{MR}(i) = w_0 + w_1 \times i + w_2 \times i^2 + w_3 \times i^3 \quad (5)$$

그리고  $F_{MR}$  의 변화는  $i$  에 대한 1 차 성분과 2 차 성분에 지배적인 영향을 가짐을 알 수 있으며, 이는  $F_{MR}$  가  $i$  에 대해 지수함수적으로 변한다는 사실로부터 예측될 수 있다. 또한, 10mm/s 이하의 낮은 가진 속도 영역에서는 시뮬레이션 결과에 비해 측정된 결과가 다소 큰 경향을 보이는데, 이는 가정에 의해 무시되었던 실린더와 피스톤 사이의 마찰력 및 MR 효과의 정적 항복응력(static yield stress)으로부터 기인된 것으로 사료된다. 그럼에도 불구하고 MR 충격 댐퍼의 모델링식 (5)로부터 얻어진 시뮬레이션 결과는 Fig. 4 로부터 실험결과와 매우 유사한 경향을 보임을 분명히 알 수 있다. 따라서 제안된 댐핑력 모델의 타당성은 확인되었다.

Fig. 7 은 제안된 MR 충격 댐퍼의 동적 특성을 고찰하기 위하여 다양한 크기의 스텝 전류입력에 대한 감쇠력의 응답을 시간영역에서 도시한 것이다. 가스 챔버의 압축성으로부터 기인되는 스프링력을 배제하기 위해 양로드 MR 충격댐퍼를 이용하였다. 또한, 피스톤의 이동 속도에 의한 유동 저항력의 영향은 식 (4)를 이용하여 제거됨으로써 MR 효과와 직접적으로 관계하는  $F_{MR}$  에 대한 영향만을 평가하였다. 잘 알려진 바와 같이, MR 유체는 1 차 선형 시스템과 유사한 응답특성을 보이며, 이러한 동적 특성을 고려한 시뮬레이션 결과와 측정된 결과의 비교를 통해 시상수가 대략

$T=100\text{msec}$  임을 알 수 있었다. 이러한 MR 효과의 동적 특성을 댐퍼의 모델에 반영하기 위하여 식 (4)는 다음과 같이 수정될 수 있다.

$$F_d = k_d x_p + c_d \dot{x}_p + (TF_{MR} + F_{MR}) \text{sgn}(\dot{x}_p) \quad (6)$$

이러한 시상수의 크기는 MR 충격 댐퍼의 제어 대역폭을 제한하기 때문에 빠른 가진 속도를 갖는 충격력을 효과적으로 제어하는데 큰 장애가 될 수 있다. 일반적으로 MR 유체의 응답속도는 수 msec 이내이므로<sup>(1)</sup>, 식 (6)에 포함된 시상수는 주로 자기회로와 전류 전원공급장치의 응답속도에 관계된다고 고려할 수 있다. 특히 자기회로의 응답속도는 자심의 재질과 그 크기에 영향을 가지기 때문에, 제안된 MR 충격 댐퍼의 동적 특성을 향상시키기 위해서는 MR 밸브의 최적 설계가 매우 중요하다. 이에 대한 구체적인 논의는 본 논문의 범위에 벗어나므로 향후 연구과제로 남겨둔다.

#### 4. 충격력 제어 시스템

제안된 MR 충격 댐퍼의 제어성능을 고찰하기 위해 구성된 1 자유도 질량 낙하 시험장치의 개략도가 Fig. 8 에 도시되었다. 질량 낙하 시험장치는 쉽고 간단하게 구현될 수 있을 뿐만 아니라 충격력에 대한 MR 충격 댐퍼의 에너지 소산능력 및 동적 특성을 연구함에 있어 매우 효과적인 수단이다. 최대 인장상태에 있는 MR 충격 댐퍼 위에서 놓여진 질량이 아래로 낙하할 때, 낙하 변위는 비접촉 변위센서를 이용하여 측정된다. 낙하 변위를 이용하여 제어기로부터 계산된 제어입력은 DA 변환기를 거쳐 전류 전원공급장치로 입력되며, MR 충격 댐퍼는 전원공급장치로부터 공급받은 전류에 대응되는 감쇠력을 발생시킨다. 이때 발생된 감쇠력은 댐퍼의 상부에 설치되어 있는 로드셀에서 측정된다.

MR 충격 댐퍼를 포함한 1 자유도 충격력 제어 시스템의 동적 지배방정식은 다음과 같이 얻어진다.

$$m\ddot{x} + c_d \dot{x} + (k_s + k_d)x = mg - (TF_{MR} + F_{MR}) \text{sgn}(\dot{x}) \quad (7)$$

여기서  $x$  는 낙하 변위,  $m$  은 낙하 질량,  $k_s$  는 코일 스프링의 강성,  $g$  는 중력가속도이다. 단로드 댐퍼의 경우는  $m=80\text{kg}$ ,  $k_s=7800\text{N/m}$  를 양로드 댐퍼의 경우는  $m=40\text{kg}$ ,  $k_s=3900\text{N/m}$  를 이용하였다. 이러한 질량과 스프링의 선택은 질량의 낙하 변위를 0.1m 로 설정하기 위함이다.

일반적으로 충격 시스템을 위한 댐퍼는 시스템의 동적 거동이 비주기적이면서 가장 빠른 시간

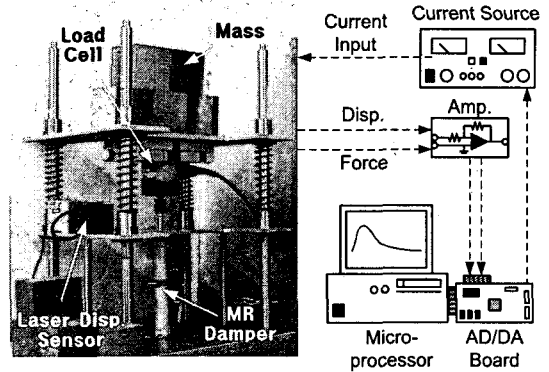


Fig. 8 Experimental apparatus of the 1DOF mass-drop system

내에 안정화되도록 설계된다. 특히, 화기 발사대와 같은 고충격 시스템에서의 주기적인 감쇠진동(부족감쇠진동)은 시스템 전체를 가진시켜 요구 성능을 저하시키는 원인이 된다. 따라서 효과적인 충격력 저감을 위해 요구되는 MR 충격 댐퍼의 제어 감쇠력은 제시된 충격 시스템이 항상 임계감쇠 운동을 하도록 다음과 같이 주어질 수 있다.

$$TF_{MR} + F_{MR} = (2\sqrt{m(k_s + k_d)} - c_d)|\dot{x}| \quad (8)$$

그러나 위 식은 MR 댐퍼의 동적 특성을 포함하기 때문에, 식 (7)로부터 원하는 제어성능을 얻기 위해 요구되는 제어알고리즘은 다소 복잡해 질 수 있다. 따라서 본 연구에서는 MR 충격 댐퍼의 동적 거동을 고려하지 않은 식 (4)에 기초하여 제어 입력을 다음과 같이 결정하였다.

$$F_{MR} = (2\sqrt{m(k_s + k_d)} - c_d)\dot{x} \quad (9)$$

이러한 고려는 제어알고리즘을 간소화시키기 때문에 제어기의 실제 구현이 용이할 뿐만 아니라 제안된 MR 댐퍼의 동적 특성이 제어성능에 미치는 영향을 고찰하는데 도움을 준다. 특히 식 (8)에 비해, 요구되는 감쇠력에 대응하는 제어전류가 식 (5)로부터 해석적으로 결정될 수 있다는 점에서 매우 유용하다. 또한 이러한 제어알고리즘은 MR 댐퍼의 수동적 특성(passivity property)<sup>(9)</sup>을 보장하기 때문에 식 (4)에 포함된 부호함수  $\text{sgn}(\dot{x})$  가 제거될 수 있다.

Fig. 9 와 10 은 각각 양로드와 단로드 MR 충격 댐퍼를 장착한 충격력 제어 시스템의 제어특성에 대한 시뮬레이션 결과를 보여준다. 이때, 시뮬레이션을 위한 제어 시스템의 동적 지배방정식은 식 (7)을 이용하였으며, 제어입력은 식 (9)를 이용하였다. 비록 MR 충격 댐퍼의 동적 특성을 고려하

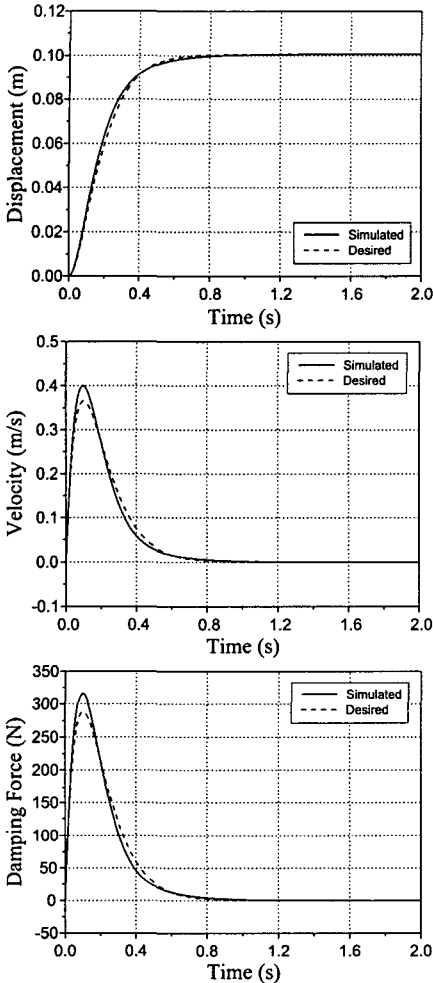


Fig. 9 Simulation results for the double-rod MR shock damper

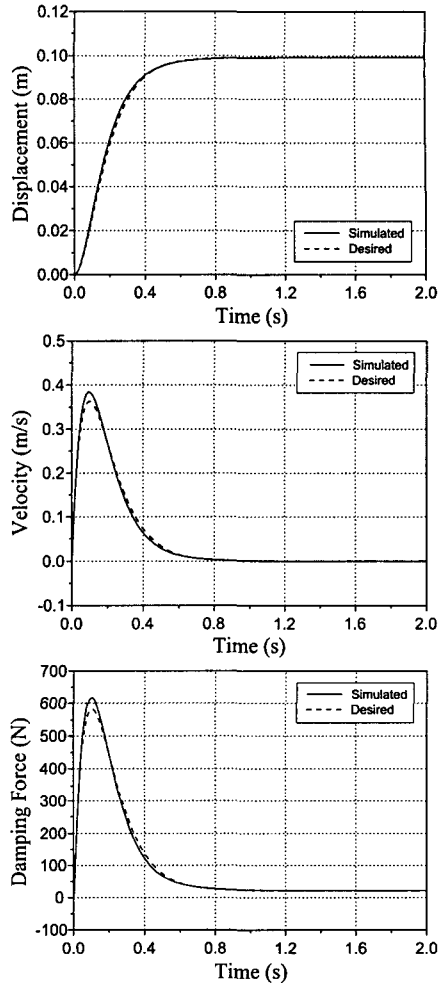


Fig. 10 Simulation results for the single-rod MR shock damper

지 않았음에도 불구하고 요구되는 신호를 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 또한, 낙하 속도와 이에 대응하는 감쇠력의 거동이 거의 유사함을 알 수 있는데, 이는 식 (9)로부터 예상된 결과와 일치한다. 이로부터 MR 충격 댐퍼와 제안된 제어알고리즘이 충격력 제어를 위해 만족스러운 성능을 제공함을 확인할 수 있다. 요구되는 신호와 시뮬레이션 결과의 차이는 시뮬레이션에서 이용된 제어입력에 식 (7)의  $F_{MR}$ 의 미분항이 포함되지 않음으로부터 기인된 것이며, 이는 식 (9)의 제어입력을 고려한 충격력 제어 시스템의 페루프 모델로부터 확인될 수 있다.

$$[m + T(2\sqrt{m(k_s + k_d)} - c_d)]\ddot{x} + 2\sqrt{m(k_s + k_d)}\dot{x} + (k_s + k_d)x = mg \quad (10)$$

식 (9)을 이용하여 얻어진 페루프 시스템과 비교

했을 때, 위에서 주어진 페루프 시스템은  $T\dot{F}_{MR}$ 에 의해 증가된 관성력을 가지게 되므로 부족감쇠 (underdamped) 시스템의 거동을 가지게 된다. 따라서 시뮬레이션의 낙하 변위는 요구되는 낙하 변위에 비해 다소 빠른 변화를 갖게 되며, 이는 낙하 속도와 제어 감쇠력의 증가를 초래한다. 이에 대한 사항은 추가의 시뮬레이션을 통해 확인되었다. 따라서 페루프 시스템이 임계감쇠거동을 하도록 식 (9)에 적절한 계인을 추가한다면 더 향상된 제어성능을 얻을 수 있을 것으로 예상된다.

Fig. 11 과 12 는 시뮬레이션과 동일한 조건에서 식 (9)의 제어알고리즘을 이용하여 수행된 충격력 제어실험의 결과를 보여준다. 실제 실험 또한 요구되는 신호를 비교적 잘 추종하고 있음을 확인할 수 있다. 그러나 시뮬레이션 결과와는 달리 제안된 시스템은 과감쇠(overdamped) 거동을 보임을

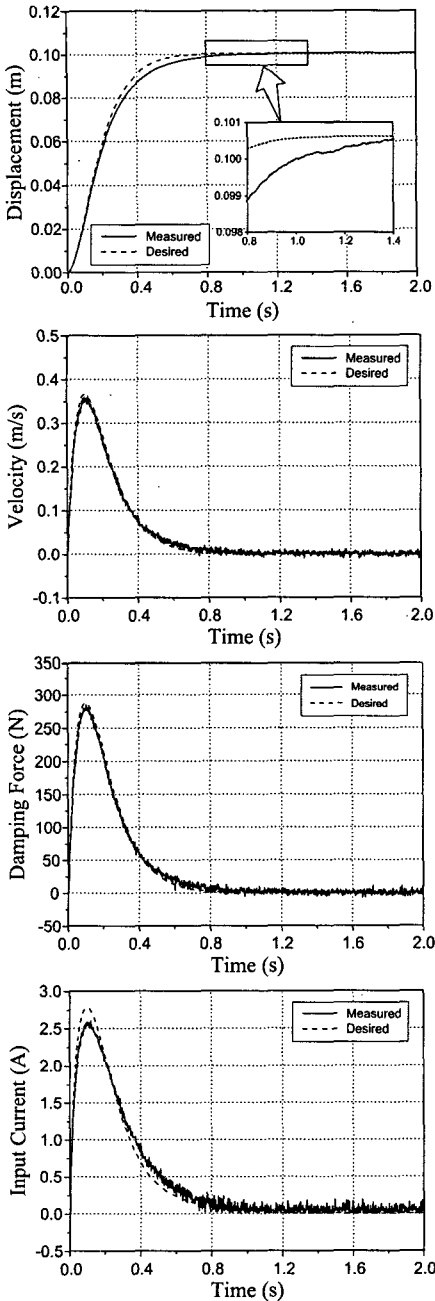


Fig. 11 Experimental results for the double-rod MR shock damper

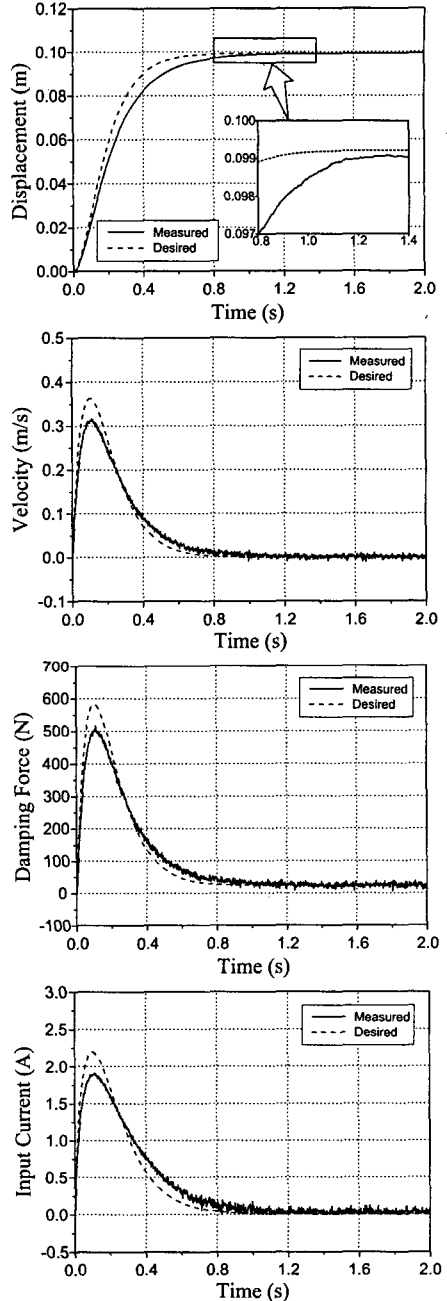


Fig. 12 Experimental results for the single-rod MR shock damper

알 수 있다. 이는 요구되는 속도 하에서 증가된 MR 유체의 유동 저항력과 충격력에 의한 유체의 압축성 효과 때문으로 사료된다. 즉, 기존 MR 댐퍼의 자기회로에 비해, MR 밸브 내 설치된 자극의 상대적으로 짧은 폭과 긴 길이는 MR 유체의 점성을 전단속도에 대해 지수적으로 증가시키는

shear thickening effect<sup>(11)</sup>를 유도하며, 이로 인해 빠른 속도 하에 놓인 MR 유체의 유동 저항력은 증가할 수 있다. 또한, 이러한 지연 특성이 양로드에 비해 단로드 댐퍼에서 두드러지게 나타남을 알 수 있다. 이는 부하된 자기장에 의해 MR 밸브 내에서 고착된 MR 유체 때문에 피스톤의 운동에 따



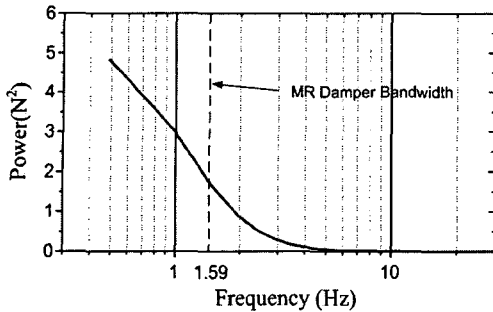


Fig. 13 Power spectrum of the desired damping force and MR shock damper bandwidth

른 유체의 유동이 순간적으로 가스 챔버로 먼저 유입되어 스프링력을 상승시키기 때문에 사료된다.

일반적으로 측정된 센서 신호의 잡음을 제거하기 위해 사용되는 저역통과필터는 위상지연을 초래하여 댐퍼의 제어성능을 저하시키는 원인이 된다<sup>(5)</sup>. 따라서 본 실험에서는 저역통과필터를 사용하지 않았으며, 이로 인해 측정된 낙하 변위 신호에 포함된 미소한 잡음은 제어입력에 요구되는 낙하 속도를 얻기 위해 낙하 변위 신호를 이산 미분하는 과정에서 다소 증폭되었음을 속도 선도로부터 알 수 있다. 이러한 증폭된 잡음은 요구되는 전류 제어입력의 채터링을 유발한다. 그러나 다행히도 제안된 MR 충격 댐퍼의 다소 느린 동적 특성 때문에 고주파의 제어입력에는 덜 민감하게 반응하므로 제어 채터링이 제어성능에는 크게 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 이는 MR 댐퍼가 빠른 동특성을 갖도록 설계되어야 한다<sup>(9)</sup>라는 기존의 연구결과들과는 상충되는 결론이다. MR 충격 댐퍼의 동적 특성이 저역통과필터와 동일한 기능을 하기 때문에, 요구되는 충격 시스템의 대역폭과 유사한 동적 특성을 갖도록 설계된 MR 충격 댐퍼는 부수적인 필터의 설치 없이도 우수한 제어 성능을 제공할 수 있다. 본 실험에 이용된 충격력 제어 시스템의 요구 대역폭은 제안된 MR 충격 댐퍼의 대역폭 1.59Hz(10rad/s)와 유사한 1~2Hz이며, 이는 Fig. 13에 도시되었다.

## 5. 결론

본 연구에서는 고충격력 시스템에 적용하기 위한 바이패스 형태의 MR (magneto-rheological) 충격 댐퍼의 시제품을 제안하고 실험을 통한 충격력 제어 성능을 고찰하였다. 먼저, MR 유체의 빙햄(Bingham) 특성과 자기장 해석 결과에 기초하여 양로드와 단로드 형태의 MR 충격 댐퍼를 설계,

제작하였다. 부하되는 자기장의 세기에 따른 제작된 댐퍼의 감쇠력 정특성과 응답특성을 실험적으로 비교, 고찰한 후, 그 결과를 토대로 댐퍼의 동적 모델링을 수행하고 제안된 모델의 타당성을 확인하였다. 또한, 간단한 1 자유도 질량 낙하 시스템을 구축하고, 충격력 제어를 위한 간단하면서도 실용적인 제어알고리즘을 제시하였다. 마지막으로, 제안된 MR 충격 댐퍼가 우수한 충격력 제어 성능을 가짐을 시뮬레이션과 실험을 통하여 확인하였다. 향후 고충격 시스템을 위한 MR 밸브의 최적 설계와 항공기 착륙장치에 장착될 수 있는 MR 충격 댐퍼의 개발에 관한 연구가 계속 수행될 예정이다.

## 참고문헌

- (1) Phule, P., 2001, "Magnetorheological (MR) Fluids: Principles and Applications," *Smart Materials Bulletin*, No. 2, pp. 7~10.
- (2) Carlson, J. D., Cantanzarite, D. M. and St. Clair, K. A., 1995, "Commercial Magneto-Rheological Fluid Devices," *Proc. 5th International Conference on ER Fluids, MR Suspensions and Associated Technology*, pp. 20~28.
- (3) Lee, H. S. and Choi, S. B., 2000, "Control and Response Characteristics of a Magneto-Rheological Fluid Damper for Passenger Vehicles," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 11, pp. 80~87.
- (4) Yang, G. Spencer Jr, B. F., Carlson, J. D. and Sain, M. K., 2002, "Large-Scale MR Fluid Dampers: Modeling and Dynamic Structures," *Engineering Structures*, Vol. 24, No. 3, pp. 309~323.
- (5) Stelzer, G. J., Schulz, M., Kim, J., and Allemang, R. J., 2003, "A Magnetorheological Semi-Active Isolator To Reduce Noise and Vibration Transmissibility in Automobiles," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 14, pp. 743~765.
- (6) Kim, K. D. and Jeon, D. Y., 2000, "Semiactive MR Fluid Suspension System Using Frequency Shaped LQ Control," *J. Korean Society of Mechanical Engineering (Part A)*, Vol. 24, No. 9, pp. 2274~2282. (in Korean)
- (7) Iskander, M. F., 1992, *Electromagnetic Fields and Waves*, Prentice-Hall.
- (8) Giuclea, M., Sireteanu, T., Stancioiu, D. and Stammers, C. W., 2004, "Model Parameter Identification for Vehicle Vibration Control with Magnetorheological Dampers Using Computational Intelligence Methods," *Proc. Instn. Mech. Engrs (Part I)*, Vol. 218, pp. 569~581.
- (9) Spencer Jr, B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K., and Carlson, J. D., 1997, "Phenomenological Model for a Magnetorheological Damper," *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE, Vol. 123, No. 3, pp. 230~238.

- (10) Slotine, J.-J. E. and Li, W., 1991, *Applied Nonlinear Control*, Prentice-Hall. 761~769.
- (11) Lee, D. Y. and Wereley, N. M., 1999, "Quasi-Steady Herschel-Bulkley Analysis of Electro- and Magneto-Rheological Flow Mode Dampers," *Journal of Intelligent Material and Structures*, Vol 10, pp. 194~203.
- (12) Sunakoda, K., Sodeyama, H., Iwata, N., Fujitani, H., and Soda, S., 2000, "Dynamic Characteristics of Magneto-Rheological Fluid Damper," *Proc., SPIE, Smart Structures and Materials 2000*, Vol. 3989, pp. 194~203.