

## ER 댐퍼의 밸브 형상에 따른 감쇠 특성의 해석 및 실험

°장보영\*, 이종민\*\*, 김창호\*\*, 박영필\*\*\*

### An Analysis and Test Results of Damping Characteristics of ER Dampers with Two Different Valve Types

°Bo Young Chang\*, Jong Min Lee\*\*, Chang Ho Kim\*\*, Young Pil Park\*\*\*

#### ABSTRACT

Damping characteristics of ER dampers and flow rates inside ER valve with two different valve types were analyzed and compared with test results. Fluid flow inside ER valves was modeled by Bingham plastic model and Hagen-Poiseuille flow, while the equations of motion of total ER damper system were modeled by flow and hydraulic force balance. A general straight valve case was compared with a bended valve case which is newly tested for a possible improvement of ER damping force. As expected, the bended ER valve generates higher damping force and lower flow rates than the conventional straight ER valve due to additional flow restriction at the bended section. Analytical models of ER valve and ER damper generally predict reasonable performance characteristics of tested results. Therefore, developed analysis can be used for designing new ER dampers and simulation of ER semi-active suspension system as well.

#### 1. 서론

인간의 역사에 커다란 전환기를 가져다 준 것 중 하나로 자동차를 꼽을 수 있을 것이다. 초기의 자동차는 단순히 물건과 사람을 빠르게 멀리까지 실어다 주면 되었지만, 지금의 자동차는 인간이 살아가는 하나의 생활공간이 되었다. 따라서 소비자의 욕구는 안전성은 물론이며 더 나아가 편안함과 안락함 등 인간의 감성까지 만족시켜 주기를 바라게 되었고, 이는 자동차의 설계에 있어서 필수요소가 되었다. 그 중에 승차감은 조정안정성과 연계

되어있어서 기존의 수동형 감쇠기(Damper, Shock-absorber)로는 그 성능향상에 한계가 있다. 이런 한계를 극복하기 위한 방법으로 능동형 및 반능동형 감쇠기에 대한 많은 연구가 많이 진행되어왔으며, 이미 오리피스 가변형 반능동형 감쇠기는 상업화에 성공을 하였다. 그러나 이러한 오리피스 가변형 반능동형 감쇠기는 느린 반응속도와 단계적으로 변하는 감쇠특성 등의 문제점으로 인하여 그 성능에 제한을 받고 있다.

이러한 단점을 보완하기 위한 방법으로 인가된 전기장에 따라 연속적으로 점성이 바뀌어 감쇠력이 변하는 ER(Electro-rheological) 유체를 사용한 ER 감쇠기에 대한 연구가 90년대 들어서 ER 유체

\* 연세대학교 대학원

\*\* 정회원, 한국과학기술연구원 Tribology연구센터

\*\*\* 정회원, 연세대학교 기계공학과

의 개발에 힘입어 세계 각국에서 활발히 진행 중이다. 차량용 ER 감쇠기의 특성해석<sup>[1]</sup> 및 제어<sup>[2]</sup>에 대한 많은 연구결과가 나오고 있으며, Petek<sup>[3]</sup> 등은 이미 실차에 ER 감쇠기를 적용시켜 보았다. 국내에서도 이에 대한 연구<sup>[4-5]</sup>가 진행 중이다.

본 논문에서는 이러한 연구의 첫 단계로 ER 감쇠기의 감쇠특성을 규명하고자 한다. 이를 위하여 일반적인 직진관로 및 전단응력이 상대적으로 적은 ER 유체용 격인관로 형태의 전극구조를 지닌 두 개의 ER 감쇠기를 제안하고, 인가 전압에 따른 이 두 구조의 유량특성의 차이를 실험을 통하여 확인하였으며, 인가전압에 따른 감쇠특성에 대하여서는 모델링을 통한 수치해석 결과와 실험결과를 비교하여 해석의 타당성을 입증하였다. 본 연구결과는 ER 감쇠기의 설계 및 반응동형 제어기설계에 이용되어 반응동형 현가장치에 적용될 수 있다.

## 2. ER 밸브 모델<sup>[6]</sup>

일반적으로 ER 유체는 전기장이 인가되지 않았을 경우 보통의 Newtonian 유체와 같이 거동하다가, 전기장이 인가되면 ER 입자들이 사슬 구조를 형성하여 항복응력이 증가하는 Bingham 플라스틱 (Plastic) 특성을 보인다고 알려져 있다. ER 유체를 Bingham 플라스틱 모델로 가정하였을 경우 항복응력,  $\tau_y$ 는 일반적으로 다음과 같이 모델링된다.

$$\tau_y = a_0 + a_1 \times E^x \quad (1)$$

여기서  $a_0, a_1, x$ 는 실험으로 구하는 ER 유체의 고유한 특성 값이며,  $E$ 는 ER 유체에 인가된 전기장의 세기이다.

한편, ER 감쇠기 전극의 형상은 실린더 형상을 하고 있으나, 양전극간의 간격,  $h$ 가 전극의 길이,  $L$ 에 비하여 매우 짧기 때문에 ER 감쇠기의 전극사이에 흐르는 유동은 Fig.1과 같이 평행한 양 평판 사이를 흐르는 Hagen-Poiesulli 유동으로 고려할 수 있다. 양단의 압력 차이에 의하여 발생하는 전단응력,  $\tau$ 가 ER 유체의 항복응력,  $\tau_y$ 에 비하여 클 때에는 Fig.1의 영역 i)과 iii)에서와 같이 일반적인 전단 유동이 된다. 그러나 전단응력이 항복응력보다 작은 영역 ii)에서는 평판의 영향을 전혀 받지 않고서 폭이  $h_c$ 인 플러그(Plug) 유동으로 가정할 수 있다<sup>[7]</sup>.

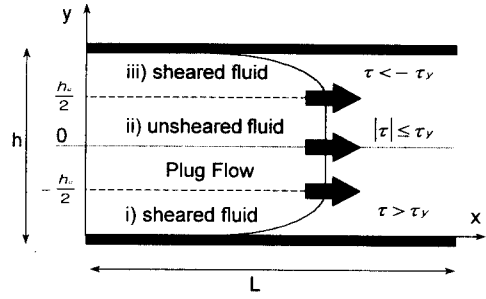


Fig.1 Hagen-Poiesulli flow of ER fluid in two parallel plate

이 경우 전단 응력은 다음 식과 같다.

$$\tau = \begin{cases} -\tau_y + \mu \frac{du}{dy} & \text{for } \frac{du}{dy} < 0 \\ \tau_y & \text{for } \frac{du}{dy} = 0 \\ \tau_y + \mu \frac{du}{dy} & \text{for } \frac{du}{dy} > 0 \end{cases} \quad (2)$$

여기서,  $u$ 는 유체의 속도이며,  $\mu$ 는 점도이다. 식(2)로부터 속도구배를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{du}{dy} = \begin{cases} \frac{\tau + \tau_y}{\mu} & \text{for } \tau < -\tau_y \\ 0 & \text{for } |\tau| \leq \tau_y \\ \frac{\tau - \tau_y}{\mu} & \text{for } \tau > \tau_y \end{cases} \quad (3)$$

또, 압력을  $P$ 라 하면, 지배방정식은 Navier-Stokes 방정식으로부터 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{dP}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \quad (4)$$

식(4)를 이용하여 식(3)을 적분하면 각 구간에서의 유체의 속도를 식(5)와 같이 구할 수 있다.

$$u = \frac{1}{2\mu} \left( -\frac{dP}{dx} \right) \times \left[ \left( \frac{h}{2} \right)^2 - y^2 \right] - \frac{\tau_y}{\mu} \left( \frac{h}{2} - y \right) \quad \text{for } \tau < -\tau_y$$

$$u = u_c = \frac{1}{8\mu \left(-\frac{dP}{dx}\right)} \quad \text{for } |r| \leq \tau_y$$

$$\times \left[ h \left(\frac{dP}{dx}\right) + 2\tau_y \right]^2 \quad (5)$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \left(-\frac{dP}{dx}\right) \times \left[ \left(\frac{h}{2}\right)^2 - y^2 \right]$$

$$- \frac{\tau_y}{\mu} \left(\frac{h}{2} + y\right) \quad \text{for } \tau > \tau_y$$

여기서,  $u_c$ 는 플러그 유동의 유속이다.

이때, 평판과 접하는 경계에서의 압력 차이에 의한 전단응력이 유체의 항복응력보다 적어지는 경우에는 전단유동이 사라지고 간극 내에서는 플러그 유동만이 존재하게 되어 유속의 변화량은 0이 되고 유량은 흐르지 않게 된다. 이러한 경우가 발생할 조건은 식(4)를  $y$ 에 대하여 적분하고  $y$  대신  $h/2$ 를 대입하고 이때 유량이 없으므로  $dP/dx$ 를  $\Delta P/L$ 로 치환하여 구한 경계 면에서의 전단응력보다 유체의 항복응력이 커야 한다는 식(6)이 된다. 여기서  $\Delta P$ 는 전극양단 사이의 압력차이다.

$$\tau_y \geq \frac{\Delta P}{L} \frac{h}{2} \quad (6)$$

그러나, 평판 양 끝단 사이의 압력차가 식(6)을 만족하지 않는 경우에는 유량이 흐르게 된다. 유속인 식(5)에 폭이  $W$ 인 간극의 미소 단면적,  $W \times dy$ 를 곱하여  $y$ 에 대하여 적분하면 다음과 같이 간극을 통하여 흐르는 유량,  $Q$ 를 구할 수 있다.

$$Q = W \times \left( \frac{h^3 \Delta P}{12 \mu L} - \frac{h^2 \tau_y}{4 \mu} + \frac{L^2 \tau_y^3}{3 \mu \Delta P^2} \right) \quad (7)$$

### 3. ER댐퍼모델

Fig.2는 댐퍼의 구조도이다. 피스톤의 변위,  $x$ 를 입력으로 보았을 때, 관제역1과 2의 압력차이에 의하여 발생하는 감쇠력,  $F$ 는 다음과 같다.

$$F = -P_1(A_p - A_r) + P_2 A_p \quad (8)$$

여기서,  $A_p$ 는 피스톤의 수압면적이며,  $A_r$ 은 피스톤 로드 수압면적이다. 또한  $P_1$ 과  $P_2$ 는 각각 관제역1과 2의 압력이다.

작동 피스톤의 오리피스를 통과하는 유량은

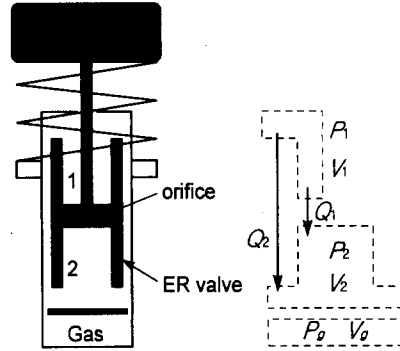


Fig.2 The schematic diagram of ER damper

Bernoulli 방정식으로부터 다음 식으로 표현된다.

$$Q_1 = \text{sign}(P_1 - P_2) \cdot C_d A_1 \sqrt{\frac{2|P_1 - P_2|}{\rho}} \quad (9)$$

여기서,  $C_d$ 는 오리피스의 유량 손실 계수이며,  $A_1$ 은 오리피스의 단면적,  $\rho$ 는 ER 유체의 밀도이고,  $\text{sign}(\cdot)$ 는 괄호 안의 값의 부호를 의미한다. 관제역1에서의 연속방정식은 식(10)과 같다.

$$-Q_1 - Q_2 = -\dot{x}(A_p - A_r) + \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (10)$$

여기서,  $Q_2$ 는 밸브사이의 간극을 통하여 관제역1에서 관제역2로 흘러나가는 유량으로 식(6)을 만족하면 0이며, 아니면 식(7)로부터 구한다.  $V_1$ 은 관제역1의 체적이며,  $\dot{x}$ 는 피스톤의 속도이고,  $\beta$ 는 ER 유체의 체적탄성계수(Bulk modulus)이다.

한편, 관제역 2에서의 연속방정식은

$$Q_1 + Q_2 = \dot{x} A_p + \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} - \dot{x}_g A_g \quad (11)$$

와 같다. 여기서  $V_2$ 는 관제역2의 체적이며,  $x_g$ ,  $\dot{x}_g$ 는 가스실 피스톤의 변위 및 속도이고,  $A_g$ 는 가스실 피스톤의 수압면적이다.

또, 가스실 피스톤에 운동방정식을 적용시키면,

$$m_2 \ddot{x}_g = (P_g - P_2) A_g \quad (12)$$

와 같다. 여기서,  $m_2$ 는 가스실 피스톤의 질량이며,  $P_g$ 는 가스실의 압력이고,  $\ddot{x}_g$ 는 가스실 피스톤의 가속도이다.

가스실 내부에는 질소가스를 충전하게 되는데 이를 이상 기체로 간주하면,

$$P_g V_g^{1.4} = \text{constant} \quad (13)$$

와 같다. 여기서,  $V_g$ 는 가스실의 체적이다.

#### 4. 꺾인 관로 형태의 전극

일반적인 ER 감쇠기는 Fig.2와 같이 전극이 직진관로 형태를 취하고 있다. 그러나 전기장이 인가되었을 때에도 전단응력의 변화가 상대적으로 작은 ER 유체인 경우 충분한 감쇠력을 발휘하지 못하게 된다. 따라서 본 논문에서는 이러한 경우에도 충분한 감쇠력을 발휘할 수 있도록 Fig.3과 같은 꺾인관로 형태를 지닌 전극을 제안하였다. 이는 제한된 감쇠기의 길이 내에서 전기장이 인가되는 면적을 넓혀서 감쇠력의 변화 폭을 크게 하고, 두 개의 꺾인 부분에서 수두 손실을 유발하여 부족한 감쇠력을 보충하고자 한 것이다.

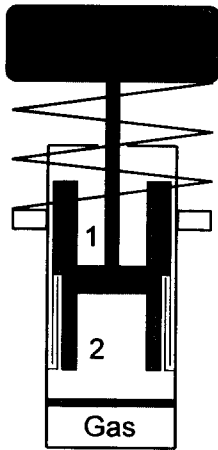
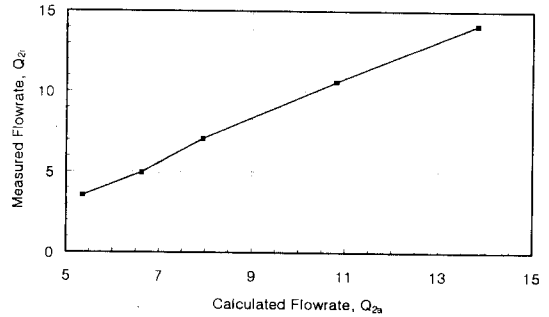


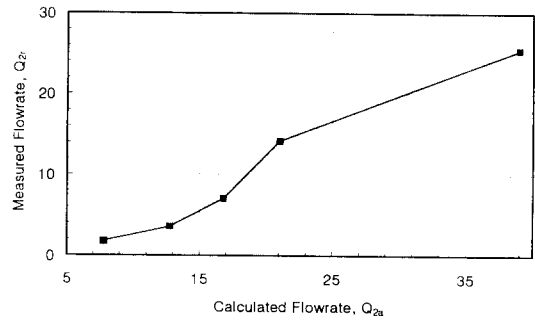
Fig.3 ER damper of bended electrodes

#### 5. 유량특성 실험

ER 밸브의 모델인 식(7)의 타당성을 입증하기 위하여 위에서 제시한 두 가지 모델에 대하여 유량특성 실험을 하여 해석 값과 비교하였다.



(a) straight electrode



(b) bended electrode

Fig.4 Flow rate characteristics of ER damper at 2kV/mm (Unit :  $\times 10^5 \text{ m}^3/\text{sec}$ )

실험은 가스실에 ER 유체를 채우고서 관계역1이 항상 대기압이 되도록 개방한 상태로 오리피스가 없는 피스톤을 사용하여 일정속도,  $v$ 로 피스톤 로드를 밀어 내리면서 관계역1, 2의 압력,  $P_1, P_2$ 를 측정하였다. 전기장에 대한 특성은 각각 0, 1, 2, 3 kV/mm의 전기장을 인가했을 때에 대하여 행하였다. 그러면 전극을 통하여 빠져나간 실제 유량,  $Q_{2r}$ 은  $A_p v$ 로 계산되며, 해석을 통해 구한 유량,  $Q_{2a}$ 는 식(7)에서 구해진다. 그 결과 직진 관로인 경우는 모든 경우에 대하여서  $Q_{2r}$ 과  $Q_{2a}$ 가 잘 일치하고 있으나, 꺾인 관로의 경우에는  $Q_{2r}$ 는  $Q_{2a}$ 의 0.65배 정도가 된다. 이는 꺾인 부분에서의 수두손실이 식(7)에 반영되어 있지 않았기 때문이다. 따라서 꺾인 관로의 전극을 해석할 경우에는 식(7)에 0.65를 곱한 값이  $Q_2$ 가 된다는 것을

알 수 있었다. 2kV/mm의 전기장이 인가되었을 때의 결과가 Fig.4에 나타나 있다. (a)는 직진관로의 전극의 경우이며, (b)는 꺾인관로의 경우이다.

## 6. 감쇠특성 실험

실험에는 Table 1과 같은 특성을 갖는 ER 유체를 사용하였으며, ER 감쇠기의 사양은 Table 2와 같다. 실험은  $\pm 0.2\text{m/sec}$ 의 속도 범위 내에서 감쇠력을 구하기 위하여 진폭이 1cm이고 주파수가 3Hz인 정현파형태의 변위가 되도록 유압실린더로 ER 감쇠기를 가진하여 속도와 힘을 측정하였다. Fig.5는 실험장치를 보여주며, 사용된 장비들은 Table 3에 나타나 있다. 또한, 2~3장에서 사용된 식들을 사용하여 동일한 상황에 대하여 전산수치 해석을 하여 실험한 결과와 비교하였다.

실험은 두 가지의 전극 형태에 대해, 0V에서부터 시작하여 500V 씩 증가시켜 가며 4kV 까지 실험하였다. 온도는 온도 센서를 이용하여 상온인 17°C로 유체 온도를 일정하게 유지시켰다.

모의 실험의 결과와 실제 제작된 감쇠기의 실험 결과를 0V/mm와 3kV/mm를 인가한 경우에 대하여 Fig.6에 실었다. Fig.6의 (a)에서 보면 3kV의 전기장을 가했을 시 0.2m/sec의 속도에서 200N 정도의 감쇠력을 발생시켰으며, 같은 전기장인 경우에 꺾인 관로를 사용한 Fig.6의 (b)를 보면 같은 속도에서 350N 정도의 감쇠력을 발생시키는 것을 볼 수 있다. 반면에 0V의 경우를 보면, 직진 관로의 경우에는 70N 정도의 감쇠력을 발생시키나, 꺾인 관로의 경우에는 170N의 감쇠력을 발생시켰다. 이는 예상한대로 꺾인관로의 ER 감쇠기가 직진관로의 ER 감쇠기보다 더 큰 감쇠력을 발휘한다는 것을 입증하고 있다. 또한 0.2m/sec의 속도에서 직진관로의 경우, 감쇠력의 변화가 0에서 3kV/mm로의 전기장 변화 시 130N이며, 꺾인 관로의 경우에는, 180N 정도으로써 약 35%의 감쇠력의 증가 효과를 확인할 수 있었다.

한편 전산수치해석을 통하여 구한 감쇠력과 실험 값과의 비교가 대체로 일치하고 있음으로, 본 논문에서 제시한 해석기법이 타당함을 알 수 있다. 따라서, 이러한 해석으로도 ER 감쇠기의 설계가 가능함을 입증하였다.

Table 1 Characteristics of ER Fluid

Parameter	Symbol	Value
Density	$\rho$	1020 Kg/m <sup>3</sup>
Bulk modulus	$\beta$	$350 \times 10^6$ N/m <sup>2</sup>
Viscosity	$\mu$	0.035 Nsec/m <sup>2</sup>
Shear stress(2.5kV/mm)	$\tau$	528 Pa
Bingham plastic model coefficients	$\alpha_0$	0.1 Pa
	$\alpha_1$	$1.05 \times 10^{-10}$ Pa·mm <sup>2</sup> /V <sup>2</sup>
	$\chi$	2

Table 2 Specifications of ER Damper

Parameter	Symbol	Value
Initial control volume	$V_1$	$0.28 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup>
	$V_2$	$2.14 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup>
	$V_g$	$0.382 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup>
Area of piston	$A_p$	$0.79 \times 10^{-4}$ m <sup>2</sup>
Area of piston rod	$A_r$	$0.20 \times 10^{-4}$ m <sup>2</sup>
Area of gas piston	$A_g$	$0.79 \times 10^{-4}$ m <sup>2</sup>
Area of orifices	$A_l$	$0.02 \times 10^{-4}$ m <sup>2</sup>
Initial pressure	$P_1 P_2 P_g$	10 bar
Gap size	$h$	1 mm
Maximum stroke	$x_{max}$	200 mm

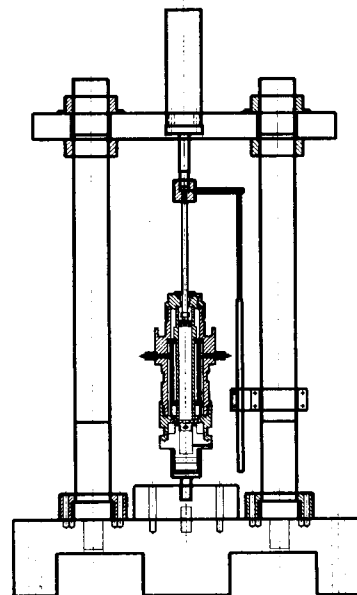
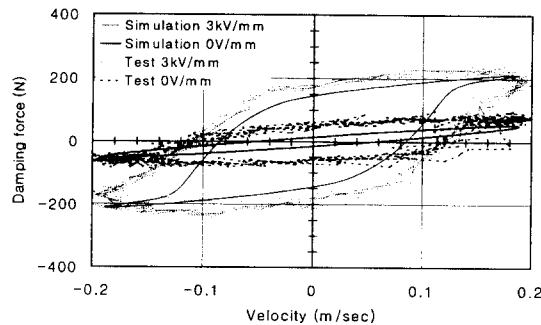


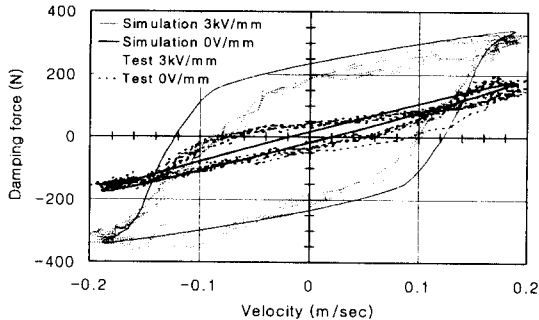
Fig.5 Damping test rig

Table 3 Part list of damping test system

Part	Model	Specification
Cylinder	KHFA4B140	300mm, 140kg/cm <sup>2</sup>
Servo Valve	Bosch 0811404038	315bar
Hydraulic Power	Sung-Un	15HP, 250bar, 20 l/min
LVDT	HBM WSF029614	100mm, 9.86mV/V
Load Cell	Bongsin200DSCK	2ton
DSP Board	DSPACE DS1102	TMS320C31



(a) straight electrode



(b) bended electrode

Fig.6 Test and simulation results of damping characteristics at 0V/mm and 3kV/mm

## 7. 결론

본 연구에서는 ER 유체를 이용한 두 가지 형상의 ER 감쇠기를 제안하고, 그에 대한 해석을 수행하였다. 병행 플라스틱 모델을 이용하여 ER 감쇠기의 내부 거동을 모델링하였으며, 감쇠기의 작동 시 내부의 압력 변화를 계산하여 감쇠 특성을 도

출해 내었다.

위의 컴퓨터 모의 실험의 결과를 같은 형태의 실제 감쇠기를 제작해 검증하여 모델링의 타당성을 입증하였다. 이를 통하여 여러 형태의 밸브 구조에 따른 ER 효과를 실제 감쇠기를 제작하지 않고 예측하는데 많은 도움을 줄 수 있을 것이라 사료된다. 향후 연구계획은 다양한 밸브 구조의 모의 실험을 통한 실제 승용차용 ER 댐퍼를 제작하여, 적절한 제어 알고리즘을 통하여 승차감 향상에 관한 연구를 수행할 예정이다.

## 참고문헌

- [1] W.Chnguan&F.Zhao, "Application of Electrorheological Fluid in Shock Absorbers", Proceedings of the 4th International Conference on Electrorheological Fluids, World Scientific, 1993, pp.587- 596.
- [2] M.Nakano, "A Novel Semi-active Control of Automotive Suspension Using an Electrorheological Shock Absorber", Proceedings of the 5th International Conference on Electro-Rheological Fluids, 1995, pp.645-653.
- [3] N.K.Petek, K.J.Romstadt, M.B.Kizell & T.R.Weyenberg, "Demonstration of an Automotive Semi-active Suspension Using Electrorheological Fluid", SAE Paper No.950586, 1995, pp.237-242.
- [4] 최승복, 정재천, 최용빈, 허승진 & 서문석, "ER 유체를 이용한 반응동식 가변 댐퍼의 성능해석", 한국자동차공학회 논문집, 제1권, 제1호, 1993, pp.90-100.
- [5] 장유진, "ER 댐퍼를 적용한 반응동형 현가장치의 진동제어", 인하대학교 석사학위 논문, 1996.
- [6] Z.Lou, R.Ervin & F.Filisko, "Behaviors of Electrorheological Valves and Bridges", Proceedings of the International Conference on Electrorheological Fluids, World Scientific, 1991, pp.398-423.
- [7] M.Nakano & T.Yonekawa, "Pressure Response of ER Fluid in a Piston Cylinder", Proceedings of the 4th International Conference on Electrorheological Fluid, World Scientific, 1994, pp.477-489.