

퍼지이동 슬라이딩모드 제어기를 이용한 1/4차량의 ER현가장치 진동제어[#]

Vibration Control of Quarter Vehicle ER Suspension System Using Fuzzy Moving Sliding Mode Controller

성 금 길* · 조 재 완** · 최 승 북†

Kum-Gil Sung, Jae-Wan Cho and Seung-Bok Choi

(2006년 4월 11일 접수 ; 2006년 7월 14일 심사완료)

Key Words : Electrorheological Fluid(전기유변유체), Semi-active Suspension System(반능동 현가장치), Fuzzy Moving Sliding Mode Control(퍼지이동 슬라이딩모드 제어), Sprung Mass(현가질량), Quarter-vehicle(1/4차량)

ABSTRACT

This paper presents a robust and superior control performance of a quarter-vehicle electrorheological (ER) suspension system. In order to achieve this goal, a moving sliding mode control algorithm is adopted, and its moving strategy is tuned by fuzzy logic. As a first step, ER damper is designed and manufactured for a passenger vehicle suspension system, and its field-dependent damping force is experimentally evaluated. After formulating the governing equation of motion for the quarter-vehicle ER suspension system, a stable sliding surface and moving algorithm based on fuzzy logic are formulated. The fuzzy moving sliding mode controller is then constructed and experimentally implemented. Control performances of the ER suspension system are evaluated in both time and frequency domains.

1. 서 론

ER댐퍼(electro-rheological damper)는 전기장의 부하에 따라 빠른 댐핑력 응답특성과 연속적인 댐핑력 변화를 나타내어 실시간 제어에 적합하다. 이러한 ER댐퍼에 대한 연구로서 Petek⁽¹⁾은 기존의 상용 댐퍼와 같은 수준의 댐핑력을 발생시키는 단일 튜브

형태의 ER댐퍼를 제작하여 그 성능을 실험적으로 고찰하였다. 그 결과, 전기장 증가에 따라 댐핑력이 증가됨을 입증하였고, 4 W 이하의 낮은 전력 소모가 필요함을 고찰하였다. 또한, ER댐퍼를 자동차 뒤쪽 현가장치에 장착하여 도로 노면시험과 범프(bump) 시험 시, 전기장 부하에 의해 진동절연 성능이 향상됨을 발표하였다. 그러나, 이 결과는 단지 제어기의 적용 없이 전기장 부하시의 댐핑력 변화만을 고찰한 것이다. 그 후 Petek 등⁽²⁾은 실제 자동차의 앞쪽과 뒤쪽 모두 ER댐퍼를 장착한 현가장치 시스템을 구성한 후, 차체(body)의 피치(pitch), 히브(heave) 및 롤(roll)운동이 고려된 스카이훅(skyhook) 제어 알고리즘을 통하여 현가장치의 성능향상을 고찰하였다. Sturk 등⁽³⁾은 자동차 전원에서 작동이 가능한 ER댐퍼용 고전압공급장치를 제안하고, 이것의 실현가능성

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

* 정회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

** 인하대학교 대학원 기계공학과

이 논문은 2006 춘계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

을 실험적으로 고찰하였다. 이를 위해 실험실수준의 ER댐퍼를 제작하고, 현가장치(suspension)에 적용하여 그 성능을 고찰하였다. 제어알고리즘으로 스키 이혹 및 개폐(on-off) 제어를 사용하여, 진동절연 성능이 향상됨을 고찰하였다. 한편, 국내에서도 전기장 부하에 따라 댐핑력을 연속적으로 가변할 수 있는 ER댐퍼를 제작하고, 이를 다양한 응용분야에 적용한 후 성능시험을 수행한 연구가 진행되고 있다⁽⁴⁻⁵⁾.

슬라이딩모드 제어기(sliding mode controller)는 외란 및 변수변화에 강건한 제어기로서 다양한 시스템에 적용되어 왔다⁽⁶⁾. 하지만, 슬라이딩모드 제어기의 강건성은 상태변수가 슬라이딩상태(sliding phase)일 때만 보장되며, 슬라이딩상태에 도달하기까지의 리칭 상태(reaching phase)에서는 슬라이딩상태에 비하여 외란 및 변수변화의 영향을 받는 문제가 있다. 따라서 슬라이딩상태에 도달하는 시간을 줄임으로써 시스템의 강건성을 더욱 향상시키고자 하는 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중 하나가 이동 슬라이딩모드 제어기⁽⁷⁾로서 임의의 초기 조건에 대해 슬라이딩 서피스(sliding surface)가 회전 혹은 평행이동을 함으로써 더욱 강건한 성능을 나타낼 수 있는 제어기에 대한 연구이다. 또한 서피스 이동 시 시스템이 외란 혹은 변수변화에 영향을 받을 수 있기 때문에, 이를 보다 개선하고자 퍼지(fuzzy) 알고리즘을 적용한 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기가 제안되었다⁽⁸⁾.

ER댐퍼를 장착한 현가장치의 성공적인 개발을 위해서는 다양한 형태의 제어기에 대한 진동제어 성능을 실차실험 하에서 비교하는 것이 요구되나, 이는 시간적 및 비용적 측면에서 비효율적인 문제가 있어 1/4차량에 대한 현가장치의 실험을 진행하였다. 이를 위하여 이 연구에서는 실린더형 ER댐퍼를 제안하고 전기장의 함수인 ER댐퍼의 댐핑력에 관한 지배 방정식을 도출하였으며, 이를 근거로 하여 승용차에 적합한 댐핑력을 갖는 ER댐퍼를 설계 및 제작하였다. 제작된 ER댐퍼를 이용하여 전기장 증가에 따른 댐핑력 시험을 수행하여, 제안된 ER댐퍼 모델의 타당성을 검증하였다. 그 후 ER댐퍼를 1/4차량 현가장치에 적용한 후, 이에 대한 모델링 및 지배방정식을 도출하였다. 시스템의 지배방정식으로부터 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기를 구성한 후 여러 가지 조건에 따른 ER현가장치 시스템의 진동절연 성능의 향상을 실험을 통하여 입증하였다.

2. ER댐퍼의 모델링 및 성능시험

2.1 ER댐퍼의 모델링 및 제작

ER댐퍼의 모델링을 위해 ER유체는 비압축성 유체로 가정하였고, 댐퍼와 가스챔버(gas chamber)를 이어주는 유압관의 길이는 짧고 직경이 크므로 이로 인한 유체저항은 무시하였다. 따라서, ER유체의 유동을 두 평판사이의 유동으로 가정한 유체저항(R_e)과 가스챔버의 가스압력에 의한 컴플라이언스(compliance, C_g)는 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

$$R_e = \frac{12\eta L}{bh^3} \tag{1}$$

$$C_g = \frac{V_0}{P_0\kappa}$$

여기서, η 는 전기장 무부하 시 ER유체의 점성계수, L 은 내측 전극의 길이, b 는 내측 전극의 바깥 원둘레, h 는 전극 간극을 나타낸다. 또한 V_0 , P_0 는 초기 작동점에서 가스챔버의 부피와 압력을 나타내며, κ 는 비열비(specific heat ratio)로 정적 비열과 정압 비열의 비를 나타낸다.

ER유체의 항복응력 변화에 따른 댐퍼 내의 압력 강하는 다음과 같이 표현 될 수 있다.

$$P_{ER} = 2\frac{L}{h}\tau_y(E) = 2\frac{L}{h}\alpha E^\beta \tag{2}$$

여기서, E (kV/mm)는 전극에 부하된 전기장이고, α , β 는 ER유체의 항복응력을 결정하는 고유 특성 값이다. 또한 ER댐퍼의 동적 지배 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

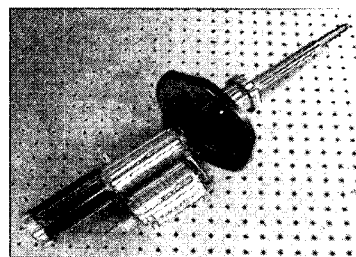


Fig. 1 Photograph of the manufactured ER damper

$$F = k_e x_p + C_e \dot{x}_p + F_{ER}$$

$$k_e = \frac{A_r^2}{C_g}, \quad C_e = (A_p - A_r)^2 R_e \quad (3)$$

$$F_{ER} = (A_p - A_r) P_{ER} \operatorname{sgn}(\dot{x}_p)$$

여기서, x_p , \dot{x}_p 는 피스톤의 가진 변위와 가진 속도를 나타내고, A_p , A_r 은 피스톤과 피스톤 로드의 면적을 나타낸다.

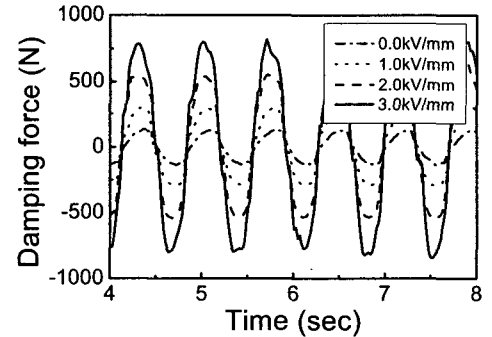
제안된 모델을 근거로 ER유체를 이용한 승용차용 ER댐퍼의 시작품을 설계 및 제작 하였다. Fig. 1은 이 연구를 위해 제작된 ER댐퍼의 사진으로, ER댐퍼 외형의 수치와 댐핑력의 크기는 실제 중형승용차용 댐퍼를 기준으로 설계되었다.

2.2 ER댐퍼의 성능시험

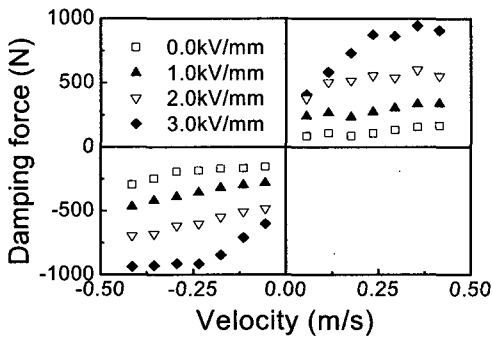
이 연구에서는 실험을 통하여 ER댐퍼의 전기장증가에 따른 댐핑력 변화를 분석하였다. 이를 위하여 유압서보장치를 통해 ER댐퍼를 가진하였고, 이때 ER

댐퍼에 발생한 가진 변위는 LVDT(linear variable differential transducer)를 통해 측정되었다. 그리고 컴퓨터를 통하여 전달된 입력 전기장 신호는 고전압장치를 통해 댐퍼에 부하되며, 이때 발생된 댐핑력은 로드셀(load cell)을 통하여 측정되었다. Fig. 2는 전기장 증가에 따른 ER댐퍼의 성능을 도시한 것이다. Fig. 2(a)는 부하 전기장의 크기를 0, 1, 2, 3 kV/mm로 증가시켰을 때의 시간 영역에서의 댐핑력 곡선이다. 전기장 부하에 따라 댐핑력의 크기가 전기장 무부하 시에 비하여 크게 증가됨을 확인할 수 있으며, 전기장만의 변화로 댐핑력이 연속적으로 발생하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 2(b)는 피스톤 속도에 따른 댐핑력 곡선이다. 낮은 피스톤의 속도뿐 아니라 높은 피스톤 속도에서도 댐핑력이 부하하는 전기장의 크기에 따라 증가함을 알 수 있으며, 이는 피스톤 속도에 상관없이 전기장만의 제어로도 넓은 제어영역을 가질 수 있음을 의미한다.

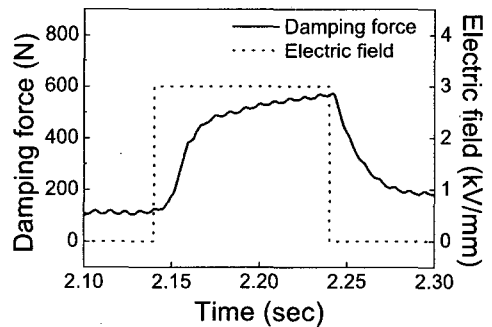
Fig. 3은 ER댐퍼의 댐핑력 응답특성을 도시한 것이다. Fig. 3(a)는 ER댐퍼에 3 kV/mm의 전기장을 0.1초간 부하한 경우의 댐핑력 응답 곡선이며, 실험



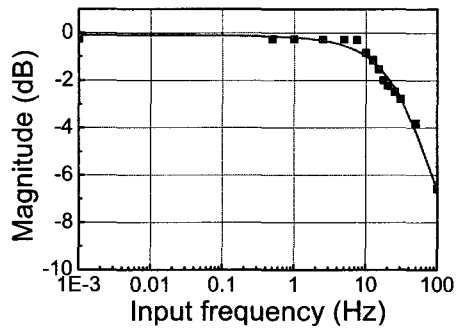
(a) Damping force vs. time



(b) Damping force vs. velocity



(a) Step response



(b) Dynamic response

Fig. 2 Field dependent damping force of the ER damper

Fig. 3 Damping force response of the ER damper

결과 댐핑력의 응답속도는 19 msec로 측정되었다. 또한 ER댐퍼의 응답특성을 동적인 영역에서 평가하기 위하여 입력 전기장의 주파수를 증가 시키는 데 따른 댐핑력의 크기를 Fig. 3(b)에 나타내었다. ER 댐퍼에 연속적인 전기장을 부하하였을 때 얻은 정상 상태의 댐핑력을 기준으로 각 전기장 입력 주파수에서 얻은 댐핑력의 크기를 측정한 결과 -3 dB일 때 약 30 Hz의 대역폭을 보였다. 일반적으로 차량 설계 시 차체의 공진주파수는 1~2 Hz로 설계되고, 차륜(wheel)의 공진주파수는 10~13 Hz로 설계되므로, 본 연구에 설계 및 제작된 ER댐퍼는 두 공진 영역에서 모두 충분한 제어성능을 발휘할 수 있음을 예측할 수 있다.

3. 1/4차량 모델링 및 제어기 설계

3.1 1/4차량 모델링

ER댐퍼를 장착한 1/4차량의 지배방정식을 도출하기 위하여, 차량의 차체는 강체로 가정하고, 실제 자동차에서 발생할 수 있는 타이어의 댐핑은 타이어강성에 비하여 무시할 만큼 작으므로 고려하지 않는다는 가정을 통하여 차량에 대한 모델을 단순화 하였다. 따라서, 차륜은 비현가질량(unsprung mass)과 강성만을 갖는 모델로 하였다. 또한, 보다 정확한 제어를 위하여 차체의 질량에서 부가적으로 승차 인원의 질량을 시스템 불확실성으로 고려하여 1/4차량을 모델링 하였다. 이를 고려한 1/4차량 및 ER현가장치 시스템에 대한 모델을 Fig. 4에 도시하였다. 제안된 1/4차량 모델은 식 (4)와 같은 상태방정식으로

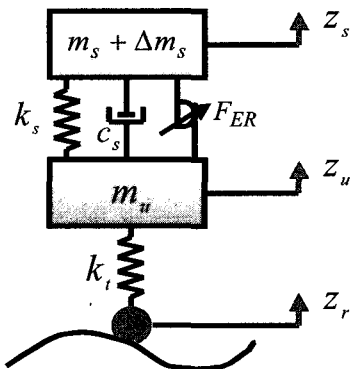


Fig. 4 Mechanical model of the quarter vehicle ER suspension system

표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Lz_r, \\ \dot{y} &= Cx \end{aligned} \quad (4)$$

여기서,

$$x = [z_s \quad \dot{z}_s \quad z_u \quad \dot{z}_u \quad F_{ER}]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ k_s & -c_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{k_t+k_s}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} & -\frac{1}{\tau} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{\tau} \end{bmatrix}^T, \quad L = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{k_t}{m_u} & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0], \quad u = (A_p - A_r)2 \frac{L}{h} \alpha E^\beta \text{sgn}(\dot{x})$$

이다. 상태변수는 각각 현가질량(sprung mass)의 변위와 속도, 비현가질량의 변위와 속도 및 부하되는 전기장에 의한 댐핑력이며 τ 는 시상수를 의미한다. 1/4차량의 차체질량 m_s 는 실제 중형 차량의 질량을 고려하여 310 kg으로 적용하였고, Δm_s 는 차체 무게에 대한 시스템의 불확실성 고려하여 +70 kg을 적용하였다.

3.2 제어기 설계

일반적으로 상태의 개수가 n 일 경우 슬라이딩 모드 제어기의 슬라이딩 서피스 s 는 다음과 같이 설정된다.

$$s = \sum_{i=1}^n c_i x_i \quad (5)$$

여기서, c_i ($i=1,2,3,4,5$)는 슬라이딩 서피스의 계수를 나타내며, 이 때 각각의 계수들은 안정한 슬라이딩 서피스를 이루는 고정된 값을 취한다. 하지만, 리칭상태의 위치를 고려하여 슬라이딩 서피스를 회전 혹은 평행이동으로 변화시킨다면, 리칭시간을 효과적으로 줄일 수 있다. 이를 위해 이 연구에서는 상태의 위치를 고려한 퍼지튜닝(fuzzy tuning)으로 슬라이딩 서피스의 계수를 변화시키는 퍼지이동 슬

라이딩모드 제어를 설계한다.

현가질량의 변위를 우선적으로 고려하기 위해 c_1 을 x_1 의 크기에 따라 변화시키는 슬라이딩 서피스 회전 제어 알고리즘을 적용한다. 그러나, 이 경우는 초기조건이 제 1사분면 혹은 제 3사분면에 위치한다면 슬라이딩 서피스의 회전에 의한 강건성의 향상은 기대하기 힘들다. 따라서, 슬라이딩 서피스의 상대위치에 따라 적절한 슬라이딩 서피스 평행이동 제어 알고리즘을 적용한다면 리칭상태를 효과적으로 줄일 수 있다. 따라서, 다음과 같은 슬라이딩 서피스가 결정된다.⁽⁹⁾

$$s = c_1(x_1)x_1 + c_2x_2 + c_3x_3 + c_4x_4 + c_5x_5 + \alpha(x_1) \quad (6)$$

이 경우 c_1 과 α 의 값이 시간에 따라 변하여도 슬라이딩 서피스는 안정성을 유지해야 하며, 이는 현가질량의 변위인 x_1 의 크기와 방향에 따라 퍼지 로직에 의해서 결정된다. 회전 제어 시 리칭시간을 줄이기 위해서는 x_1 의 절대값이 클수록 c_1 은 작아야 하며, x_1 의 절대값이 작을수록 c_1 은 커야한다. 또한, 후자를 만족한다면 x_1 을 0으로 보다 빨리 수렴시킬 수 있다. 평행이동 제어 시 x_1 의 절대값이 클수록 α 의 절대값은 커야 하고, x_1 의 절대값이 작을수록 α 의 절대값은 작아야 한다. 또한, x_1 이 양수라면 슬라이딩 서피스는 위쪽으로 평행이동하고, x_1 이 음수라면 슬라이딩 서피스는 아래쪽으로 평행이동한다. 여기서, 슬라이딩 모드가 존재하기 위한 조건은 다음과 같다.

$$s\dot{s} < 0 \quad (7)$$

결과적으로 위 식을 만족하며, 슬라이딩 서피스

$$u(t) = -\frac{\tau}{c_5} \left\{ \left(c_1 - \frac{\Delta c_1 \chi_{1r} \sinh(\chi_{1r})}{\cosh^2(\chi_{1r})} - \frac{(\alpha_{\max}/\sigma_s)}{\cosh^2(\chi_{1s})} \right) x_2 + \frac{c_2}{m_s} (-k_s x_1 - c_s x_2 + k_s x_3 + c_s x_4 - x_5) + c_3 x_3 + \frac{c_4}{m_u} (k_s x_1 + c_s x_2 - (k_t + k_s) x_3 - c_s x_4 + x_5) + \frac{c_5}{\tau} x_5 \right\} - k \operatorname{sgn}(s) \quad (8)$$

회전 및 평행이동 제어 알고리즘을 결합한 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기는 식 (8)과 같이 설계된다.

여기서, $\chi_{1r} = x_1/\sigma_r$ 및 $\chi_{1s} = x_1/\sigma_s$ 이며, σ_r 과 σ_s 는 임의의 양의 상수를 나타낸다. k 는 양수로서 불연속 게인(gain)을 나타내며, $\operatorname{sgn}(\cdot)$ 함수로 인하여 제어기는 불연속 제어가 되어 채터링(chattering)을 발생시키므로 정해진 경계조건 영역 안에서 불연속 제어를 연속 제어로 근사화 하기 위한 아래와 같은 $\operatorname{sat}(\cdot)$ 함수로 대체한다.

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} s/\varepsilon, & \text{for } |s/\varepsilon| \leq 1 \\ \operatorname{sgn}(s), & \text{for } |s/\varepsilon| > 1 \end{cases} \quad (9)$$

여기서, ε 은 $\operatorname{sat}(\cdot)$ 함수의 경계를 조절하기 위한 임의의 양의 상수이다.

이 연구에서의 현가장치는 반응동형이므로 다음의 조건을 만족해야 한다.

$$u = \begin{cases} u, & \text{for } u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) > 0 \\ 0, & \text{for } u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 \end{cases} \quad (10)$$

한편, 반응동형 조건을 만족하는 제어입력에 의하여 제어신호를 발생시키기 위한 전기장은 다음과 같은 수식에 의하여 결정된다.

$$E = \left[u \cdot \frac{h}{2\alpha \cdot L(A_p - A_r)} \right]^{1/\beta} \quad (11)$$

4. ER현가장치의 성능시험

4.1 실험장치

이 연구에서는 Fig. 5와 같은 1/4차량을 구성하여 ER현가장치 시스템에 대한 성능시험을 수행하였다. 1/4차량 시험 방법은 ER댐퍼 외에 차체질량, 스프링 및 타이어를 장착하여 시험하는 방법이기 때문에, 비교적 간단한 방법으로 실차실험과 유사한 성능평가를 얻을 수 있는 장점이 있다. 컴퓨터 D/A 신호에 의하여 제어되는 유압서보장치를 통해 ER현가장치 시스템을 가진하였고, 현가질량 및 비현가질량에 발생한 변위는 LVDT를 통해 측정되었다. 그리고 컴퓨터를 통하여 전달된 입력 전기장 신호는 고

전압장치를 통해 댐퍼에 부하되며, 이때 발생된 댐핑력은 로드셀을 통하여 측정되었다.

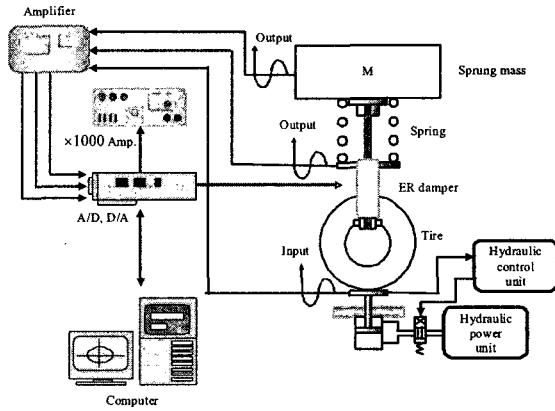
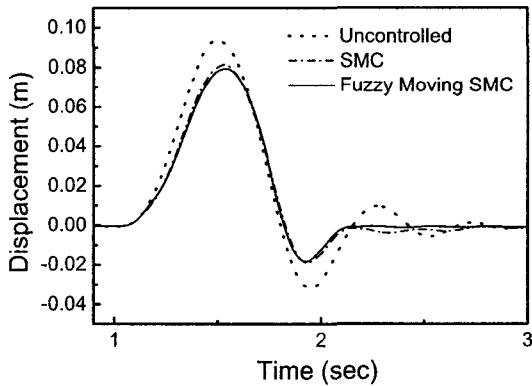


Fig. 5 Experimental apparatus for the ER suspension system

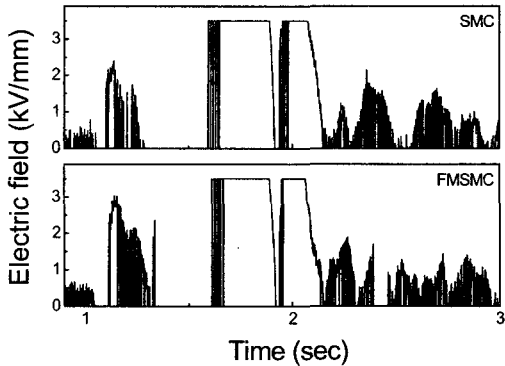
4.2 성능고찰

ER현가장치 시스템을 장착한 1/4차량의 응답특성을 고찰하기 위하여 노면에 순간적으로 단일 범프 (bump) 형태의 입력을 가한 경우 및 정현파 가진 (sinusoidal excitation)의 입력을 가한 경우에 대한 응답특성을 1/4차량 시험을 통하여 고찰하였다.

이 연구에서 제안한 제어기를 이용하여 높이가 7 cm이고, 폭이 80 cm 인 정현파 모양의 범프를 차량이 3.08 km/h로 주행할 때의 실험을 수행하였다. Fig. 6과 7은 각각 현가질량을 310 kg으로 설정한 경우와 불확실성을 고려하여 380 kg으로 설정한 경우의 실험이며, 제어기를 적용하지 않는 경우, 슬라이딩모드 제어기 및 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기를 적용한 경우를 비교할 수 있다. Fig. 6(a)는 시간에 따른 현가질량의 위치(z_s)를 나타낸 곡선으로 1.6초 부근에서 변위의 최대크기는 유사하나, 범프

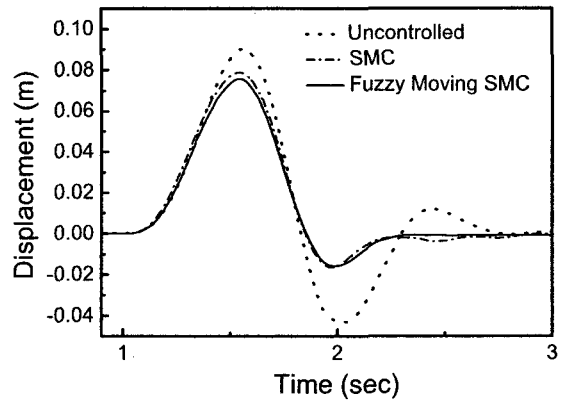


(a) Displacement of the sprung mass

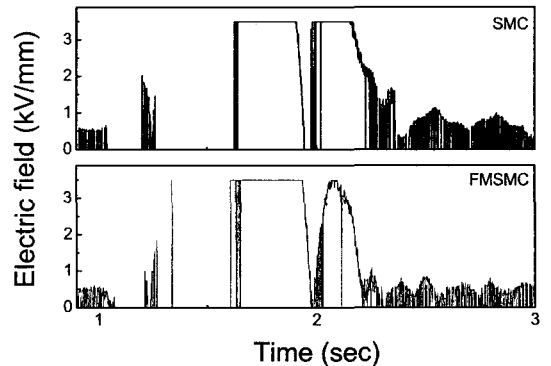


(b) Electric field

Fig. 6 Bump response of the ER suspension system with sprung mass : 310 kg

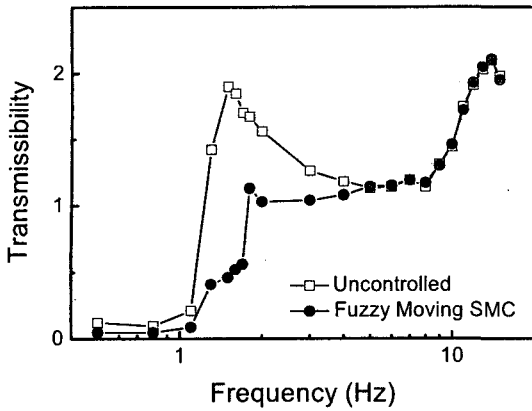


(a) Displacement of the sprung mass

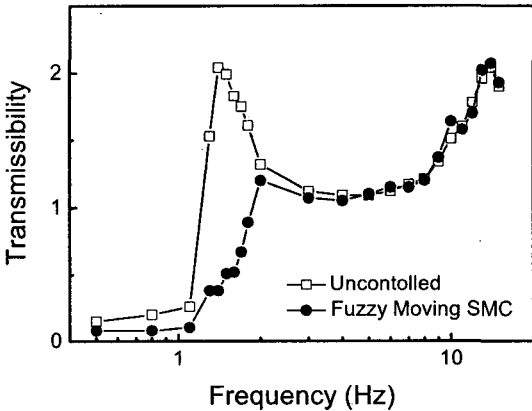


(b) Electric field

Fig. 7 Bump response of the ER suspension system with sprung mass : 380 kg



(a) Sprung mass 310 kg



(b) Sprung mass 380 kg

Fig. 3 Transmissibility of the ER suspension system

를 지난 후의 잔류진동은 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기가 슬라이딩모드 제어기보다 더욱 빠르게 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 범프를 지난 후 현가 질량에 임의의 퍼지이동 조건이 발생하여, 보다 효과적으로 제어되었기 때문이다. Fig. 6(b)는 각 제어기를 통해 부하되는 전기장을 나타내며, 두가지 제어기에서 모두 유사한 전기장이 부하됨을 확인할 수 있다. 차체질량을 불확실성으로 고려한 Fig. 7의 실험결과에서도 동일한 결과를 얻을 수 있으며, 시스템에 외란이 발생함에도 우수한 제어성능이 구현됨을 확인할 수 있다. 결과적으로 두 경우에서 모두 제안된 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기의 우수한 진동절연 성능을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 시스템의 주파수별 정현파 가진에 따른 현가장치의 전달률(transmissibility)에 대한 실험결과를 도시한 것이다. 0.5 ~ 7 Hz 범위에서는 ± 0.01 m로 가

진하고, 8 ~ 15 Hz 범위에서는 ± 0.004 m로 가진하였다. 실험결과에서와 같이 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기의 적용 시 공진주파수 부근에서 전달률이 현저히 감소하는 것을 확인할 수 있다.

5. 결 론

이 논문에서는 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기를 1/4차량의 ER현가장치 시스템에 적용하여 제어성능을 분석하였다. 이를 위해 중형 승용차용 ER댐퍼를 설계 및 제작 하였으며, 전기장에 따른 ER댐퍼의 단품에 대한 성능시험을 수행하였다. ER현가장치 시스템의 불확실성을 고려하여 1/4차량의 모델링을 수행 후 이에 적합한 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기를 설계하였다. 1/4차량 실험장치에서 범프 및 정현파에 대한 실험결과를 통하여 새로 설계된 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기의 제어성능이 기존 슬라이딩모드 제어기에 비하여 우수함을 확인할 수 있었다. 향후, 정확한 ER현가장치 및 퍼지이동 슬라이딩모드 제어기의 성능 분석을 위해 실제차량에 ER현가장치 시스템을 적용하여 제어성능을 확인할 예정이다.

후 기

이 연구는 국가지정연구실(National Research Laboratory : NRL) 프로그램 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Petek, N. K., 1992, "An Electronically Controlled Shock Absorber as an Application of Electrorheological Fluid", SAE Technical Paper Series 920275.
- (2) Petek, N. K., Romstadt, D. J., Lizell, M. B. and Weyenberg, T. R., 1995, "Demonstration of an Automotive Semi-active Suspension using Electrorheological Fluid", SAE Technical Paper Series 950586.
- (3) Sturk, M., Wu, X. M. and Jung, J. Y., 1995, "Development and Evaluation of a High Voltage Supply Unit for Electrorheological Fluid Damper",

Vehicle System Dynamics, Vol. 24, pp. 101 ~ 121.

(4) Choi, S. B. and Lee, J. H., 1998, "Vibration Control of Flexible Structures Using ER Dampers", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 8, No. 2, pp. 313 ~ 323.

(5) Choi, S. B., Choi, Y. T., Park, W. C., Cheong, C. C., Suh, M. S. and Yeo, M. S., 1996, "Control and Response Characteristics of a Continuously Variable ER Damper", The Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 4, No. 6, pp. 164 ~ 174.

(6) Drazenovic, B., 1969, "The Invariance Conditions in Variable Structure Systems", Automatica,

Vol.5, pp. 287 ~ 295.

(7) Choi, S. B. and Park, D. W., 1994, "Moving Sliding Surfaces for Fast Tracking Control of Second-order Dynamical Systems", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 116, pp. 154 ~ 158.

(8) Ha, Q. P., Rye, D. C. and Durrant-Whyte, H. F., 1999, "Fuzzy Moving Sliding Mode Control with Application to Robotic Manipulators", Automatica, Vol. 35, pp. 607 ~ 616.

(9) Ha, Q. P., 1996, "PI Controllers with Fuzzy Tuning", IEE Electronics Letters, Vol. 32, pp. 1043 ~ 1044.