

<논 문>

MR 현가장치를 장착한 승용 차량의 진동제어

Vibration Control of a Passenger Vehicle Featuring MR Suspension Units

이 환 수* · 최 승 복** · 이 순 규*

Hwan-Soo Lee, Seung-Bok Choi and Soon-Kyu Lee

(2000년 6월 1일 접수 : 2000년 12월 8일 심사완료)

Key Words : Magneto-Rheological Fluid(자기유변유체), Shock Absorber(속업소바), Optimal Control(최적제어), Vibration Control(진동제어), HILS Test(HILS시험)

ABSTRACT

This paper presents vibration control performance of a passenger vehicle featuring magneto-rheological (MR) suspension units. As a first step, a cylindrical shock absorber is designed and manufactured on the basis of Bingham property of a commercially available MR fluid. After verifying that the damping force of the shock absorber can be controlled by the intensity of magnetic field(or input current), it is applied to a full-car model. An optimal controller is then formulated to effectively suppress unwanted vibration of the vehicle system. The control performances are evaluated via hardware-in-the-loop simulation(HILS), and presented in both time and frequency domains.

1. 서 론

최근 자동차의 승차감과 조향안정성에 큰 역할을 담당하는 현가장치에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있으며, 특히 ER(electro-rheological) 및 MR(magneto-rheological) 유체를 이용한 반능동형 현가장치에 대한 연구가 급속히 진행되고 있다. 잘 알려진 바와 같이 ER 유체는 전기장에 의해 상변화가 일어나는 스마트 유체로서 반응속도가 매우 빠르기 때문에 차량용 속업소바(shock absorber)를 비롯하여 엔진마운트, 브레이크, 벨브 등 각종 응용장치에 적용하려는 시도가 활발히 진행되고 있으며, 특히 ER 속업소바를 장착한 차량의 실차시험도 수행되고 있다.^(1, 2) 한편, MR 유체는 자기장에 반응하여 상변화가 일어나는 스마트 유체로서 ER 유체에 비하여 비교적 큰 항복응력을 발생시

켜 보다 큰 힘을 요하는 각종 응용장치에 적용하려는 연구가 시도되고 있다. 그러나, MR 유체는 ER 유체에 비하여 입력 전류(자기장)에 대한 출력반응시간이 느린 것으로 알려져 있기 때문에 응용장치의 동적응답범위(dynamic bandwidth)를 정확히 파악하여야 한다. 지금까지 MR 유체를 이용한 반능동형 차량 현가장치에 대한 연구는 ER 유체를 이용한 경우보다 상대적으로 드문 실정이다. Carlson등⁽³⁾은 차량용 MR 속업소바를 제안하였으며, 스카이록 제어기의 구현을 통하여 제안된 현가장치의 우수성을 입증하였다. Spencer등⁽⁴⁾은 지진을 방지하기 위해 MR 댐퍼를 제안하여 이론적 모델을 제시하고 간단한 댐핑력 측정을 통하여 제안된 모델의 타당성을 입증하였다. 그리고 Kamath등⁽⁵⁾은 반능동형 MR 속업소바를 제안하고 댐핑력 히스테리시스에 대한 이론적 모델을 제시하고 실험결과와 비교 분석하였다. 이상에서 살펴본 바와 같이 지금까지 실제 차량에 장착할 수 있는 MR 속업소바를 제안하여 전체 차량의 진동제어성능을 고찰한 연구는 거의 없는 실정이다.

따라서, 본 연구의 목적은 중형급 승용차량에 직접 장착할 수 있는 MR 속업소바를 제안하여 전체 차량의 현가시

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 정희원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : seungbok@inha.ac.kr

Tel : (032)860-7319, Fax : (032)868-1716

시스템을 구성한 후, 최적제어기를 통한 시스템의 진동제어 성능을 고찰하는 것이다. 이를 위하여 상용화된 MR 유체의 빙행특성에 근거하여 실린더형의 MR 속업소바를 설계, 제작하고 입력전류에 따른 댐핑력과 반응시간을 고찰하였다. 그리고 MR 속업소바를 장착한 전체차량의 모델을 구성하고, 진동제어를 위한 최적제어기를 설계하였다. 시스템의 제어성능 고찰을 위해 HILS(hardware-in-the-loop simulation) 방법을 도입하였으며, 시간과 주파수 영역에서 범프 및 랜덤 가진에 대한 시험 결과를 제시하였다.

2. 실린더형 MR 속업소바

제안된 MR 속업소바의 구조를 Fig. 1에 도시하였다. MR 속업소바는 크게 피스톤헤드를 중심으로 상하부의 자기회로, 내측실린더, 외측실린더 그리고 피스톤으로 구분되며, 내외측 실린더 사이에는 MR 유체의 유동을 위하여 원형 덕트가 구성되었다. 또한 원형 덕트의 양끝단은 자기회로로 이루어져 부하되는 자기장에 따라 MR유체가 항복응력을 발생시킬 수 있도록 설계하였으며, 내측실린더의 고정과 자극에서의 유로 형성을 위하여 스플라인 형태를 지닌 상자성체로 된 지그를 자기회로에 설치하였다. 이것은 MR유체가 코일이 감긴 곳으로 유입되는 것을 막아준다. 상하부 자기회로에 전류가 인가되면 각각의 자극에 자기장이 부하되고 자극을 지나는 MR유체에 의해 항복전단응력이 증가하게 되어 유체 유동저항을 증가시킨다. 이것은 상하부 챔버에 압력차를 발생시켜 피스톤의 상하운동에 저항하는 방향의 댐핑력을 발생시키게 된다. 결과적으로, 자기

장 무부하시 속도에 따라 유체점성으로 인한 댐핑력만이 발생하나, 자기장 인가시 MR유체의 항복전단응력으로 인한 댐핑력이 추가로 더해지게 된다.

MR 속업소바의 해석을 위하여 MR 유체는 비압축성 유체로 가정하였고, 동일 공간에서의 내부압력은 모든 방향으로 균일하게 작용하며, 유로 형상에 따른 압력손실은 없다고 가정하였다. 본드 그래프 방법(bond graph method)으로부터 MR 속업소바의 동적 지배 방정식은 다음과 같이 얻어진다.⁽⁶⁾

$$\dot{q} = -A_r V_p \tag{1}$$

$$F = -\frac{A_r}{C_g} q + (A_p - A_r)^2 R_t V_p + (A_p - A_r) P_{MR} \cdot \text{sgn}(V_p) \tag{2}$$

여기서 q 는 하부챔버의 부피, A_r 은 피스톤 로드의 단면적, A_p 는 피스톤 헤드의 단면적, V_p 는 피스톤 속도, C_g 는 가스챔버에서 가스의 압축성으로 인해 발생하는 컴플라이언스, F 는 댐핑력, R_t 는 MR 유체의 점성으로 인한 유체저항이며, P_{MR} 은 MR 효과(항복전단응력)에 의한 내부 압력강화로 다음과 같이 표현된다.

$$P_{MR} = 4 \times 2 \frac{L_m}{h_m} \tau_y(H) = 4 \times 2 \frac{L_m}{h_m} aH^\beta \tag{3}$$

여기서 L_m 은 MR효과가 발생하는 자극의 길이, h_m 은 자극의 간격이다. $\tau_y(H)$ 는 자기장에 의한 유체의 항복전단응력으로 인가 자기장 H 에 지수함수적으로 증가한다고 알려져 있다(빙행특성). 물론 자기장 H 는 입력전류 I 와 다음과 같은 관계를 갖고 있다: $H = NI/2h_m$. 여기서 N 은 솔레노이드에 감긴 코일의 권수이다. 그리고 식 (3)에서 a 와 β 는 MR유체의 고유한 특성을 나타내는 값이다. 본 연구에 사용된 MR유체는 Lord사에서 조성한 MRF-132LD로 제조사에서 제공받은 자료를 이용하여 빙행모델을 도출하면, 상온에서 부하 자기장 H 에 대하여 $83.46 H^{1.25}$ Pa의 항복응력을 갖는다.

Fig. 2는 주파수가 1.4 Hz인 정현파로 MR 속업소바를 가진하였을 때 시간영역에서의 댐핑력 곡선을 도시한 것이다. 여기서 리바운드(+)와 자운스(-) 운동시 댐핑력의 절대값 평균이 전류 무부하시 최대 400 N 발생되었으나, 2.0 A의 전류 부하시 최대 2048 N의 댐핑력이 발생되어 약 5배 정도의 댐핑력 증가를 확인할 수 있다. 일반적으로 중형급 승용차에서 요구되는 속업소바의 최대 댐핑력이 1.2 kN인 점을 감안할 때, 본 연구에서 제안된 MR 속업소바가 중형급 승용차에 직접 적용될 수 있음을 알 수 있다. MR 속업소바의 동적 응답특성은 전류 전원공급장치의 응답속

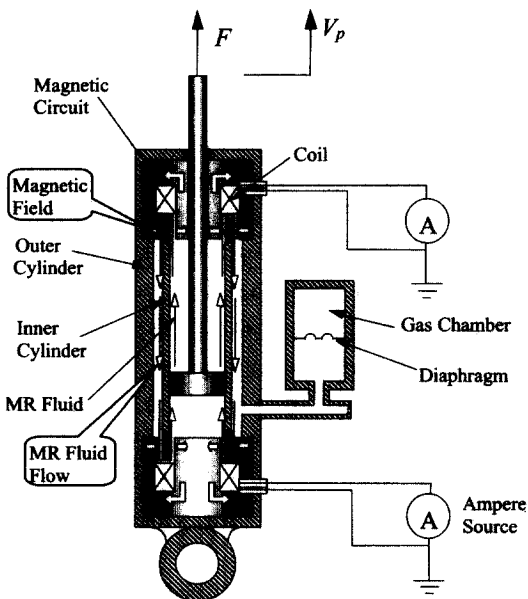


Fig. 1 Configuration of the MR shock absorber

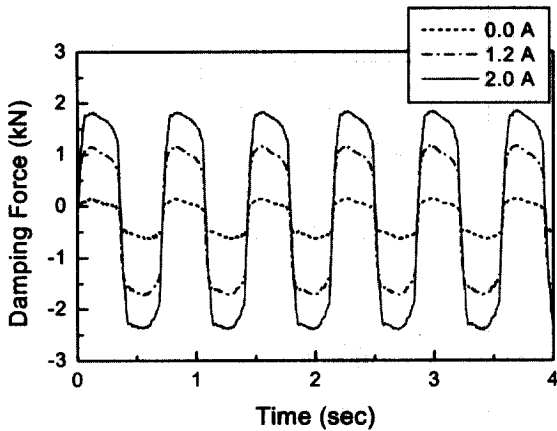


Fig. 2 Field-dependent damping force (measured)

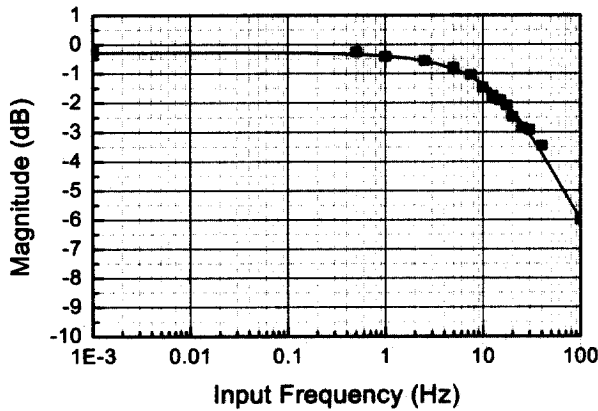


Fig. 3 Dynamic characteristic of the MR shock absorber (measured)

도, 속업소바 내의 자기회로 인덕턴스로 인한 시간지연, MR 유체의 응답속도 등에 의하여 결정된다. 본 연구에서는 부하되는 삼각파형 전류 입력의 주파수를 증가시키면서 댐핑력을 측정하였고, 이때의 댐핑력을 지속적인 일정 전류입력을 부하시켰을 때의 댐핑력으로 나누어 제안된 MR 속업소바의 동적 대역폭을 측정하였다. Fig. 3은 MR 속업소바의 동적 응답성능을 주파수영역에서 평가한 결과이다. 결과에서 알 수 있듯이, 제안된 MR 속업소바의 경우 -3 dB일 때 28 Hz의 대역폭을 보인다. 일반적으로 차량설계시 차체의 공진주파수는 1~2 Hz이고 차륜의 공진주파수는 10~13 Hz로 설계된다. 따라서 본 연구에 제안된 MR 속업소바는 두 공진영역에서 충분한 진동 제어성능을 발휘할 수 있음을 시사해준다.

3. MR 현가 시스템

3.1 시스템 모델링

MR 현가장치를 적용한 차량을 7자유도로 가정하여 모

델링하고 지배방정식을 유도하였다. Fig. 4는 MR 현가장치를 장착한 차량의 모델을 도시한 것이다. 차체(body)와 차륜(wheel)은 각각 강체로 해석하고 차체의 끝단에 4개의 독립현가방식의 MR 현가장치를 장착한 것으로 구성하였다. 차륜은 질량과 강성만을 갖는 모델로 구성하였으며 타이어의 댐핑은 고려하지 않았는데, 이는 실제 자동차에서 발생할 수 있는 타이어의 댐핑이 타이어의 강성에 비하여 무시할 만큼 작기 때문이다.

MR 현가장치의 모델은 자기장 무부하시 유체 저항에 의해서 발생하는 댐핑과 MR 유체의 항복응력에 의해 연속적으로 조절되는 댐핑, 그리고 차체와 차륜 사이에 존재하는 코일 스프링의 강성으로 구성되었다. 따라서 MR 현가장치는 제어 알고리즘에 의해 제어되는 자기장의 변화로써 MR 속업소바의 댐핑력을 조절하고, 이를 통하여 차체의 진동을 제어하게 된다.

MR 현가장치를 장착한 전체 차량의 동적지배방정식은 다음과 같이 도출된다.⁽⁷⁾

$$\begin{aligned}
 M \ddot{z}_g &= -f_{s1} - f_{s2} - f_{s3} - f_{s4} \\
 &\quad - F_{MR1} - F_{MR2} - F_{MR3} - F_{MR4} \\
 J_\theta \ddot{\theta} &= af_{s1} + af_{s2} - bf_{s3} - bf_{s4} \\
 &\quad + aF_{MR1} + aF_{MR2} - bF_{MR3} - bF_{MR4} \\
 J_\phi \ddot{\phi} &= -cf_{s1} + df_{s2} - cf_{s3} + df_{s4} \\
 &\quad - cF_{MR1} + dF_{MR2} - cF_{MR3} + dF_{MR4} \\
 m_1 \ddot{z}_{us1} &= f_{s1} - f_{t1} + F_{MR1} \\
 m_2 \ddot{z}_{us2} &= f_{s2} - f_{t2} + F_{MR2} \\
 m_3 \ddot{z}_{us3} &= f_{s3} - f_{t3} + F_{MR3} \\
 m_4 \ddot{z}_{us4} &= f_{s4} - f_{t4} + F_{MR4}
 \end{aligned} \tag{4}$$

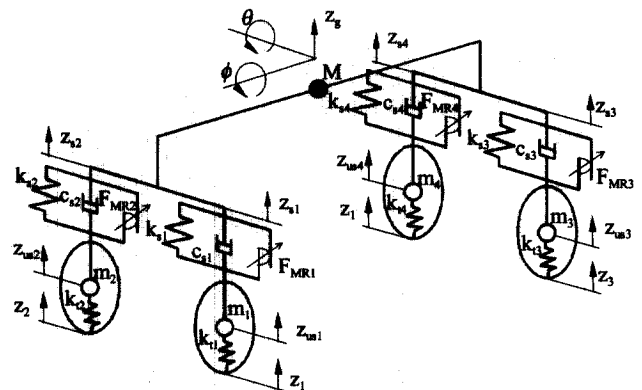


Fig. 4 Mechanical model of a vehicle featuring MR suspension units

여기서,

$$\begin{aligned}
 f_{si} &= k_{si}(z_{si} - z_{usi}) + c_{si}(\dot{z}_{si} - \dot{z}_{usi}) \\
 f_{ti} &= k_{ti}(z_{usi} - z_i) \quad (\text{단, } i=1, 2, 3, 4) \\
 \dot{z}_{s1} &= \dot{z}_g - a\dot{\theta} + c\dot{\phi} \\
 \dot{z}_{s2} &= \dot{z}_g - a\dot{\theta} - d\dot{\phi} \\
 \dot{z}_{s3} &= \dot{z}_g + b\dot{\theta} + c\dot{\phi} \\
 \dot{z}_{s4} &= \dot{z}_g + b\dot{\theta} - d\dot{\phi}
 \end{aligned}$$

M 은 차체의 질량, $m_i(i=1, 2, 3, 4)$ 는 각 차륜의 질량, J_θ 와 J_ϕ 는 피치와 롤 방향의 관성모멘트, $k_{si}(i=1, 2, 3, 4)$ 는 각 현가장치의 강성계수, $c_{si}(i=1, 2, 3, 4)$ 는 각 현가장치의 댐핑계수로 속업소바의 댐핑계수와 같은 값을 갖는다. 또한, $k_{ti}(i=1, 2, 3, 4)$ 는 각 타이어의 강성계수이며, z_g, z_{usi}, z_{si} 그리고 $z_i(i=1, 2, 3, 4)$ 는 차체와 차륜의 수직변위, 차륜위치에서의 차체변위 그리고 노면으로부터의 가진변위를 각각 나타낸다. θ 와 ϕ 는 차량 무게중심에서의 피치와 롤각을 나타내고, a, b, c 및 d 는 차량의 무게중심에서 전륜, 후륜, 좌측차륜, 우측차륜과의 거리를 각각 나타낸다. 식 (4)의 방정식에서 14개의 상태변수를 정의하면 다음과 같은 전체차량의 동적 지배방정식에 대한 상태방정식을 도출할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \dot{X} &= AX + BU + DW \quad (5) \\
 X &= [x_1 x_2 x_3 x_4 x_5 x_6 x_7 x_8 x_9 x_{10} x_{11} x_{12} x_{13} x_{14}]^T \\
 &= [z_g \dot{z}_g \theta \dot{\theta} \phi \dot{\phi} z_{us1} \dot{z}_{us1} z_{us2} \dot{z}_{us2} z_{us3} \dot{z}_{us3} z_{us4} \dot{z}_{us4}]^T \\
 U &= [u_1 u_2 u_3 u_4]^T = [F_{MR1} F_{MR2} F_{MR3} F_{MR4}]^T \\
 W &= [w_1 w_2 w_3 w_4]^T = [z_1 z_2 z_3 z_4]^T
 \end{aligned}$$

여기서, 행렬 $A \in R^{14 \times 14}$, $B \in R^{14 \times 4}$, $D \in R^{14 \times 4}$ 는 각각 시스템 행렬, 제어입력 행렬, 외란 행렬을 나타낸다.

3.2 제어 알고리즘 구축

본 연구에서는 제어알고리즘 설계의 용이성 및 HILS에 사용된 센서 등을 고려하여 독립현가 방식의 차량 진동 제어 알고리즘의 설계를 수행하였으며, 이를 위해 Fig. 5와 같이 MR 현가장치가 장착된 1/4차량 시스템을 도입하였다. 여기서, M_{si} 는 1/4차량의 차체질량에 해당하며, 제안된 2자유도 시스템의 상태방정식은 다음과 같이 유도될 수 있다.

$$\dot{x} = Ax_s + B_s u + Lz_i \quad (6)$$

여기서, $x_s = [z_{si}, \dot{z}_{si}, z_{usi}, \dot{z}_{usi}]^T$

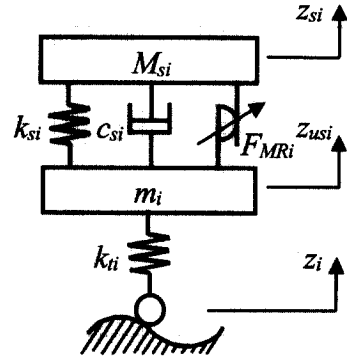


Fig. 5 1/4 car model of semi-active MR suspension system

$$A_s = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{si}}{M_{si}} & -\frac{c_{si}}{M_{si}} & \frac{k_{si}}{M_{si}} & \frac{c_{si}}{M_{si}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{si}}{m_i} & \frac{c_{si}}{m_i} & -\frac{k_{ti} + k_{si}}{m_i} & -\frac{c_{si}}{m_i} \end{bmatrix}$$

$$B_s = [0 \quad \frac{1}{M_{si}} \quad 0 \quad -\frac{1}{m_i}]^T, \quad u = F_{MRi}$$

$$L = [0 \quad 0 \quad \frac{k_{ti}}{m_i} \quad 0]^T, \quad i=1,2,3,4$$

구성된 1/4차량 시스템의 모델에 대한 진동제어를 수행하기 위해 본 연구에서는 최근 차량의 현가장치에 많이 적용되고 있는 최적제어기법을 도입하였다. 최적제어 알고리즘은 물리적인 구속조건을 만족시키면서 동시에 요구성능으로 이루어진 성능지수(performance index)를 설정하고 이 성능지수가 최소 또는 최대가 되는 제어신호를 결정함으로써 요구되는 성능들의 최적 상태를 결정한다. 따라서, 본 연구에서는 제안된 MR 현가장치의 진동제어를 위한 성능지수 J_c 를 식 (6)으로부터 다음과 같이 설정할 수 있다.⁽⁸⁾

$$J_c = \int_0^\infty [x_s^T Q_c x_s + u^T R_c u] dt \quad (7)$$

여기서, Q_c 는 상태가중행렬로 양의 반한정행렬이고, R_c 는 제어가중행렬로 양의 한정대칭행렬이며, 본 연구에서 선정된 상태가중행렬 Q_c 는 속도보다는 변위에, 스프링 하 질량(unsprung mass)보다 스프링 상 질량(sprung mass)에 보다 큰 가중치를 두어 설계함으로써 궁극적으로 차량 중심에서 빠른 진동제어가 가능하도록 하였다. 식 (6)의 상태방정식에서 (A, B) 가 제어가능(controllable)하므로 다음 식을 만족하는 P_c 를 구할 수 있다.⁽⁸⁾

$$A_s^T P_c + P_c A_s - P_c B_s R_c^{-1} B_s^T P_c + Q_c = 0 \quad (8)$$

이로부터 제어입력 u 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$u = -R_c^{-1} B_s^T P x_s \quad (9)$$

한편, 최적제어기 (9)에 의해 구해진 요구댐핑력 (u)은 능동형 제어신호이다. 그러나 MR 현가장치의 작동기로 사용되는 속업소바는 반능동형이므로 다음 조건을 만족하여야 한다.⁽⁹⁾

$$u_i = \begin{cases} u_i, & \text{for } u_i(z_{si} - z_{usi}) > 0 \\ 0, & \text{for } u_i(z_{si} - z_{usi}) \leq 0 \end{cases} \quad (i=1,2,3,4) \quad (10)$$

또한, MR 속업소바에 직접 인가되는 제어전류 (I)는 식 (2)와 (3)으로부터 다음 식을 통하여 결정할 수 있다.

$$I_i = \frac{2h_m}{N} \left[u_i \cdot \frac{h_m}{2\alpha \cdot 4L_m(A_p - A_r)} \right]^{1/\beta} \quad (i=1,2,3,4) \quad (11)$$

4. 제어 성능 고찰

4.1 노면 가진

차량의 제어성능을 해석하기 위하여 범프(bump) 가진과 랜덤(random) 가진을 주어 그 특성을 고찰하였다. MR 현가장치를 장착한 차량의 과도 응답 특성을 파악하기 위하여 ISO 규정에 나와 있는 표준 범프를 기준으로 하여 높이 7 cm, 너비 80 cm가 되도록 설정하였다. 이때 범프를 정현파의 한 주기로 가정하여 수식화 하면 다음과 같다.

$$z_i = Z_b[1 - \cos(\omega t)] \quad (i = 1, 2) \\ z_j = Z_b[1 - \cos(\omega(t - D_{car}/V))] \quad (j = 3, 4) \quad (12)$$

여기서

$$\omega = 2\pi f, \quad f = \frac{1}{T}, \quad T = \frac{D_{car}}{V}$$

D_{car} (=2.7 m)는 차량 축사이의 거리이고, D (=0.8 m)는 범프의 너비이며, V (=3.08 km/h)는 차량의 속도이다.

한편, 차량의 랜덤노면가진시 주파수 응답특성을 분석하기 위하여 다음과 같은 수식으로 표현되는 노면을 도입하였다.

$$\dot{z}_i + \rho_r V z_i = V w_i(t) \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (13)$$

이때 V (=72 km/h)는 차량의 속도, ρ_r (=0.45 m⁻¹)는 노면의 거칠기 상수이며, $w_i(t)$ 는 $2\sigma^2\rho_r V$ 의 크기를 갖

는 백색 잡음(white noise)이다. 또한 σ^2 (=300 mm²)는 백색잡음의 상호분산이며, 노면의 상태 구분은 노면 거칠기 상수와 상호분산에 의해 결정된다.⁽¹⁰⁾

4.2 HILS 시스템의 구성

HILS시스템은 크게 하드웨어, 소프트웨어, 그리고 인터페이스부분으로 나눌 수 있다. 우선, 하드웨어부분은 성능을 분석하고자하는 대상시스템의 한 요소와 이 요소의 성능을 평가할 수 있는 시험기, 그리고 상태변수를 측정하기 위한 센서 등으로 구성된다. 소프트웨어부분은 대상시스템의 이론적 해석모델과 이를 수치적으로 계산할 수 있는 컴퓨터로 구성된다. 또한 인터페이스 부분은 A/D 및 D/A 변환기로 구성되며, 하드웨어와 소프트웨어간의 필요한 정보를 교환하여 유기적으로 연결하는 기능을 한다. MR 속업소바가 전체차량의 진동제어성능에 미치는 영향을 고찰하기 위한 HILS 시스템의 구성도가 Fig. 6에 도시되었다. 본 연구에서는 전체차량에 구성된 4개의 MR 속업소바 중 운전석쪽의 1번째 현가장치에 부착된 MR 속업소바에서만 직접 댐핑력을 측정하여 HILS를 수행하였으며, 소프트웨어 부분에 해당되는 나머지 3개의 MR속업소바는 실제 제작된 MR속업소바의 단품 테스트를 통하여 얻어진 실험적 결과와 모델링에 의한 컴퓨터 시뮬레이션 결과의 비교 및 검토를 통해 실제와 동일한 동특성을 갖도록 설정함으로써 동기화가 이루어지도록 하였다.

제안된 HILS 시스템의 작동원리를 간략히 기술하면 다음과 같다. 소프트웨어부에서 MR 속업소바가 장착된 현가장치모델로부터 노면가진에 의한 현가장치의 상대변위 ($z_{s1} - z_{us1}$)를 실시간으로 계산한다. 이때 계산된 현가장치의 상대변위는 하드웨어부의 유압서보장치와 연계되어 단품시험기에 장착된 MR 속업소바에 동일한 변위가 발생하도록 하는 명령신호로 사용된다. 이 명령신호는 D/A변환기에 의해 유압서보장치에 입력되어 속업소바 시험기를 작동시켜 MR 속업소바에 상대변위를 발생시킨다. 동시에 상대 변위 정보를 토대로 제어기는 제어 전류(I)를 계산하고, 이 계산된 입력전류를 전원공급장치를 통해 MR 속업소바에 부하되게 된다. 이때 발생된 댐핑력은 로드셀에서 측정되어 A/D변환기를 통해 소프트웨어부의 차량모델에 다시 입력된다. 이 입력된 정보를 토대로 소프트웨어부에서는 다음시간의 차량 거동변화를 실시간으로 계산하며, 요구 성능이 도출될 때까지 반복적인 제어 루프(loop)운동이 계속된다. HILS를 통한 성능고찰에 앞서 유압서보장치와 연계된 단품시험기의 추적제어성능에 대한 실험 결과를 Fig. 7에 제시하였다. 실험에 사용된 유압서보장치의 동적 대역폭은 약 10 Hz이며, 결과에 나타난 바와 같이 요구되는 신호를 잘 추적하고 있으므로 HILS를 수행하기 위한 충분한

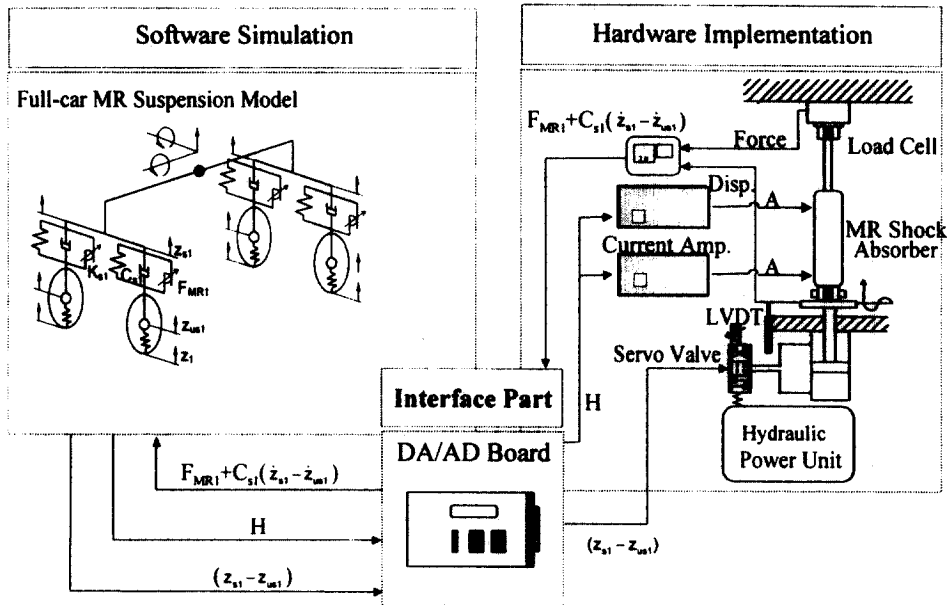
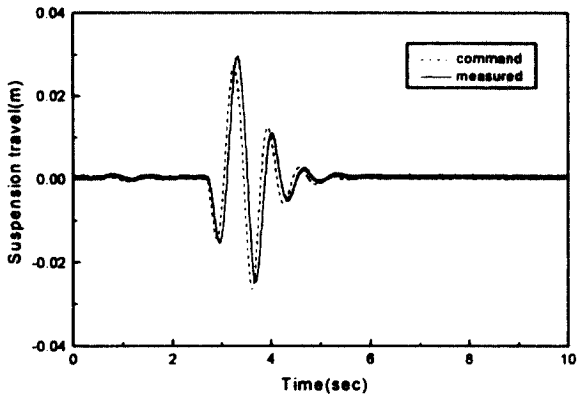
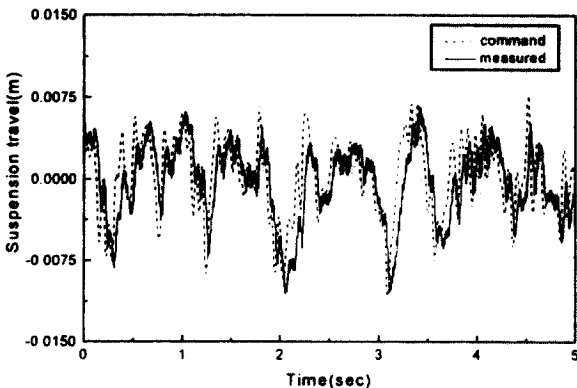


Fig. 6 Schematic diagram of hardware-in-the-loop-simulation(HILS) for full-car suspension system



(a) Bump excitation



(b) Random excitation

Fig. 7 Trajectory tracking performance of the hydraulic damper tester

성능을 가짐을 알 수 있다.

4.3 제어성능 결과 및 고찰

Fig. 8은 차량이 범프를 지날 때 MR 속업소바를 장착한 차량의 제어응답특성 결과를 나타낸다. 이때 사용된 제어기는 최적제어기이다. Fig. 8(a)는 무게중심에서 차체의 수직변위를 나타낸 것으로 제어를 하지 않은 경우(현재 사용되고 있는 수동형 유압 속업소바의 성능과 거의 유사)보다 제어를 수행하였을 경우 수직변위가 현저히 감소하는 것을 알 수 있다. 무게중심에 차체의 수직가속도, 피치 각 변위와 피치 각가속도 크기는 제어입력에 따라 매우 크게 감소하는 것을 고찰할 수 있다. Fig. 8(e)는 좌측 전륜의 타이어 변위량을 나타내며 Fig. 8(f)는 부하되는 제어전류를 도시한 것이다. 제어 전류는 MR 속업소바를 실제 차량에 장착한 경우 제어전류 부하를 위한 전원공급 장치의 성능을 고려하여 2 A로 제한하였으며, 진동제어가 이루어진 후에도 잔여입력이 남은 것은 실험에 사용된 LVDT 센서의 측정잡음에 의한 영향이나, 0.2 A 정도의 상대적으로 매우 적은 값으로 시스템에는 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

Fig. 9는 차량이 72 km/h (=20 m/s)의 일정한 속도로 포장도로(랜덤노면가진)를 주행할 때 차량의 응답특성을 주파수 영역에서 도시한 것이다. Fig. 9(a)는 차량의 무게중심에서 수직가속도성분을 PSD로 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 차체 공진영역에서는 수직가속도가 현

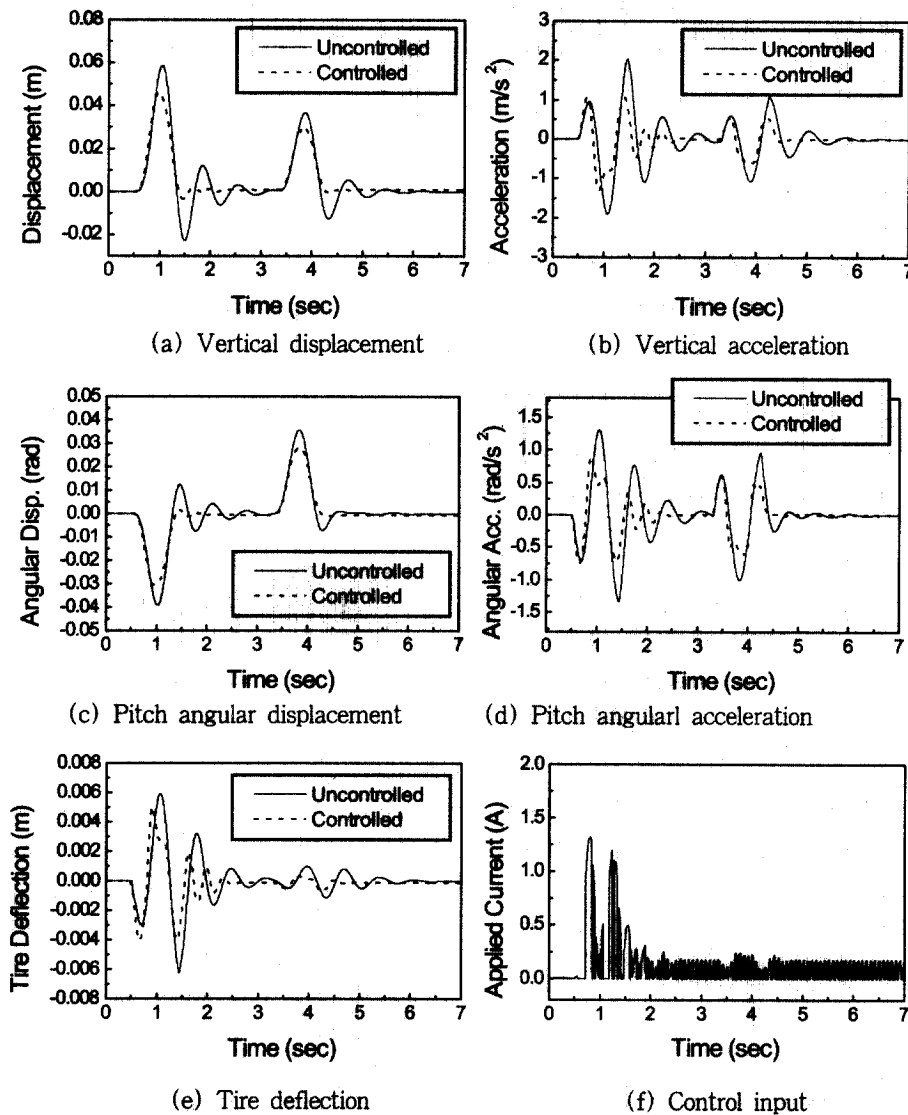


Fig. 8 Bump responses via HILS

저히 저감되었음을 알 수 있다. Fig. 9(b), (c)는 차체의 피치 각가속도성분과 타이어의 변위를 PSD로 나타낸 것이다. 피치 각가속도의 경우 역시 차체의 공진주파수보다 낮은 주파수 대역에서 현저한 진동 저감효과를 나타내고 있다. 그러나, 이보다 높은 주파수영역에서는 약간의 성능 저하가 발생되고 있는 것을 알 수 있으며, 이는 앞서 기술한 바와 같이 차체의 공진에서 보다 우수한 진동절연성능을 목적으로 하여 제어 알고리즘 설계 시 차체의 운동과 관련된 상태변수에 큰 가중치를 두었기 때문이다. Fig. 9(d)는 랜덤가진 시 부하되는 제어전류를 도시한 것으로 이 경우에도 역시 앞서 Fig. 8(f)의 결과에서 언급된 바와 같이 LVDT 센서의 측정잡음에 기인한 0.2 A 미만의 지속적인 제어입력이 발생하였으나 제안된 MR 현가장치의 제어성

능에는 거의 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

5. 결 론

본 연구에서는 중형급 승용차에 적용할 수 있는 MR (magneto-rheological) 속업소바를 제안하여 범프 및 랜덤 노면 가진하에서의 차량 진동제어 성능을 고찰하였다. 제작된 MR 속업소바의 자기장 세기에 따른 댐핑력 제어특성을 실험적으로 입증한 후, 이를 장착한 전체차량 모델을 구축하였다. 반응동조건을 고려한 독립현가방식의 최적제어 알고리즘을 적용하고, HILS(hardware-in-the-loop simulation)를 통하여 차량의 진동제어 성능을 시간 영역과 주파수 영역에서 평가하였다. 제안된 제어로직을 구현

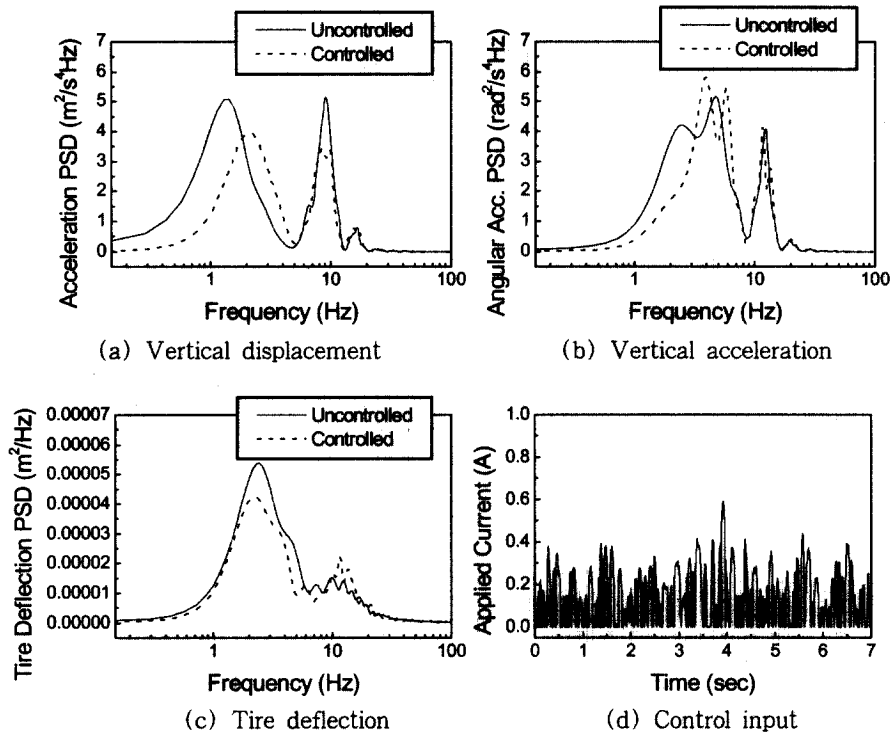


Fig. 9 Random responses via HILS

함으로서 차체의 수직변위, 수직가속도, 피치 각가속도를 현저히 줄일 수 있었으며, 이로부터 제안된 MR 속업소바를 이용하면 차량의 승차감과 조정안정성을 보다 향상시킬 수 있다는 것을 확인하였다. 향후 여러 제어로직에 의한 진동제어 성능 평가와 실차시험 평가가 계속 연구될 예정이다.

참 고 문 헌

- (1) 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, No. 950586.
- (2) Choi, S. B., Lee, H. K. and Chang, E. G., 2001, "Field Test Results of a Semi-Active ER Suspension System Associated with Skyhook Controller", Mechatronics, Vol. 11, No. 3, pp. 345~353.
- (3) Carlson, J. D., Cantanzarite, D. M. and St. Clair, K. A., 1995, "Commercial Magneto-rheological Fluid Devices", Proc. of the 5th International Conference on ER Fluids, MR Suspensions and Associated Technology, pp. 20~28.
- (4) 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.
- (5) Kamath, G. M., Wereley, N. M. and Jolly, M. R., 1998, "Characterization of Semi-Active Magnetorheological Fluid Lag Mode Dampers", Proc. of the SPIE Conference on Smart Structures and Integrated Systems, SPIE Paper 3329-37, San Diego CA.
- (6) 최승복, 최영태, 박우철, 정재천, 서문석, 여문수, 1996, "연속가변 ER 댐퍼의 제어 및 응답특성", 한국자동차공학회논문집, 제 4권, 제 6호, pp. 164~174.
- (7) Choi, S. B., Choi, Y. T. and Park, D. W., 2000, "A Sliding Mode Control of a Full -Car Electro-rheological Suspension System via Hardware-in-the-Loop Simulation", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 122, No. 1, pp. 114~ 121.
- (8) Thompson, A. G., 1976, "An Active Suspension with Optimal Linear State Feedback", Vehicle System Dynamics, 5, pp. 187~203.
- (9) Leitmann, G., 1994, "Semiactive Control for Vibration Attenuation", Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 5, No. 5, pp. 841~846.
- (10) Nigam N.C. and Narayanan S., 1994, Applications of Random Vibrations, Springer-Verlag, pp. 275~292.