

# ER 현가장치 및 ER 브레이크를 적용한 전체차량의 거동분석

## Maneuver Analysis of Full-vehicle Featuring Electrorheological Suspension and Electrorheological Brake

성 금 길\* · 최 승 복†

Kum-Gil Sung and Seung-Bok Choi

(2007년 3월 22일 접수 ; 2007년 4월 23일 심사완료)

Key Words : Electrorheological Fluid(전기유변유체), ER Suspension(ER 현가장치), ER Brake(ER 브레이크), Full-vehicle(전체차량), Sky-hook Control(스카이훅 제어), Sliding Mode Control(슬라이딩 모드 제어)

### ABSTRACT

This paper presents a maneuver analysis of a full-vehicle featuring electrorheological(ER) suspension and ER brake. In order to achieve this goal, an ER damper and an ER valve pressure modulator are devised to construct ER suspension and ER brake systems, respectively. After formulating the governing equations of the ER damper and ER valve pressure modulator, they are designed and manufactured for a middle-sized passenger vehicle, and their field-dependent characteristics are experimentally evaluated. The governing equation of motion for the full-vehicle is then established and integrated with the governing equations of the ER suspension and ER brake. Subsequently, a sky-hook controller for the ER suspension and a sliding mode controller for the ER brake are formulated and implemented. Control performances such as vertical displacement and braking distance of vehicle are evaluated under various driving conditions through computer simulations.

### 1. 서 론

자동차의 승차감과 조종안정성은 현가장치에 의하여 확보될 수 있는 차량의 동적 성능이다. 이러한 동적 성능을 향상하고자 모터 혹은 유압밸브 등을 이용한 ECS(electronic control suspension)가 적용되고 있는 추세이나, 비연속적인 댐핑력, 구조의 복잡성 및 고가 등의 이유로 보편화 되지 않고 있는 실정이다. 이 연구에서는 이러한 단점을 개선하고자

구조가 간단하고, 전기장의 부하에 따라 연속적인 댐핑력 변화 및 빠른 응답특성의 특징을 나타내는 ER 댐퍼를 활용하여 실시간 댐핑력 제어가 가능한 ER 현가장치 시스템을 제안한다<sup>(1-3)</sup>.

또한, 자동차의 제동안정성, 출발안정성 및 선회안정성 등을 향상시키기 위하여 솔레노이드 밸브 방식 등의 브레이크를 활용한 ABS(anti-lock brake system), TCS(traction control system) 및 ESP(electronic stability program) 등이 적용되고 있는 추세이나<sup>(4-5)</sup>, 불연속적인 제어로 인하여 노면조건 변화에 따른 적응, 최적의 슬립률 및 자세제어에 어려움이 있다. 이 연구에서는 이러한 단점을 개선하고자 ER 밸브 압력 모듈레이터(ER valve pressure

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

modulator)를 활용하여 실시간 제동력 제어가 가능한 ER 브레이크시스템을 제안한다<sup>(6)</sup>.

자동차의 동역학적 특성을 해석하기 위하여 실차 실험에 선행하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하는 것은 시간과 비용 면에서 매우 유용한 방법이다. 이는 실제 자동차의 거동과 유사한 시뮬레이션 모델을 구축하는 것에 의하여 가능하며, 이러한 시뮬레이션을 이 연구에 적용하여 제안된 ER 현가장치, ER 브레이크 및 제어기의 성능을 미리 검증할 수 있다.

이 연구에서는 ER 현가장치 및 ER 브레이크를 적용한 전차차량의 거동분석을 위하여 ER 댐퍼 및 ER 밸브 압력 모듈레이터를 제안하고, ER 유체의 항복응력 변화에 따른 ER 댐퍼와 ER 밸브 압력 모듈레이터의 동적 지배 방정식을 도출하였다. 이를 근거로 하여 승용차에 적합한 ER 댐퍼와 ER 밸브 압력 모듈레이터를 설계 및 제작하였으며, 이를 이용하여 전기장 부하에 따른 성능시험을 수행하였다. 그리고 ER 현가장치 및 ER 브레이크를 적용한 전차차량의 모델링 및 지배방정식을 도출하였다. 이로부터 ER 현가장치를 위한 스카이훅 제어기(sky-hook controller) 및 ER 브레이크를 위한 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller)를 구성하고, 주행 조건에 따른 ER 현가장치 및 ER 브레이크의 성능시험을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 평가하였다.

## 2. ER 댐퍼와 ER 밸브 압력 모듈레이터

### 2.1 ER 댐퍼

ER 유체의 항복응력 변화에 따른 ER 댐퍼의 동적 지배 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다<sup>(3)</sup>.

$$F_D = \frac{A_r^2}{C_g} \cdot \dot{x}_p + (A_p - A_r)^2 R_e \cdot \dot{x}_p + F_{ER}$$

$$\dot{F}_{ER} = -\frac{1}{\tau_D} F_{ER} + \frac{1}{\tau_D} (A_p - A_r) 2 \frac{L_d}{h_d} \alpha E_d^\beta \operatorname{sgn}(\dot{x}_p) \quad (1)$$

여기서,  $x_p, \dot{x}_p$  는 피스톤의 가진변위와 가진속도를 나타내고,  $A_p, A_r$  은 피스톤과 피스톤 로드의 면적을 나타낸다.  $E_d$  (kV/mm)는 ER 댐퍼의 전극에 부하된 전기장이고,  $\alpha, \beta$  는 ER 유체의 항복응력을 결정하는 고유특성값이다.  $R_e$  와  $C_g$  는 유체저항과 가스 챔버의 가스압력에 의한 컴플라이언스(compliance)를

나타내며,  $L_d$  와  $h_d$  는 ER 댐퍼 내측전극의 길이와 전극 간극을 나타낸다.  $\tau_D$  는 ER 댐퍼의 시상수이다.

제안된 모델을 근거로 ER 유체를 이용한 승용차용 ER 댐퍼의 시작품을 설계 및 제작 하였다. Fig. 1은 이 연구를 위해 제작된 ER 댐퍼의 사진으로, ER 댐퍼 외형의 수치와 댐핑력의 크기는 실제 중형승용차용 댐퍼를 기준으로 설계되었다. Fig. 2는 전기장 증가에 따른 ER 댐퍼의 성능을 도시한 것이다. Fig. 2(a)는 부하 전기장의 크기를 0, 1, 2, 3 kV/mm로 증가시켰을 때의 시간 영역에서의 댐핑력 곡선이며,

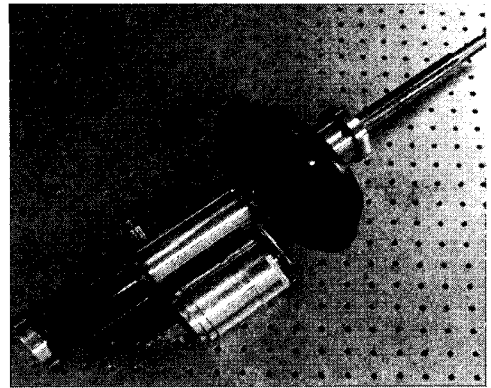
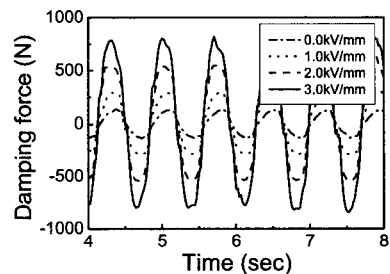
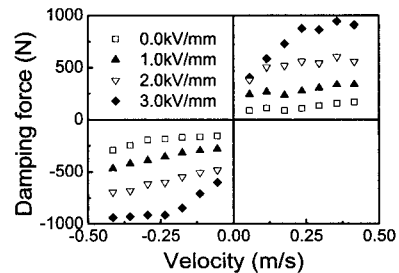


Fig. 1 Photograph of the manufactured ER damper



(a) Damping force vs. time



(b) Damping force vs. velocity

Fig. 2 Field dependent damping force of the ER damper

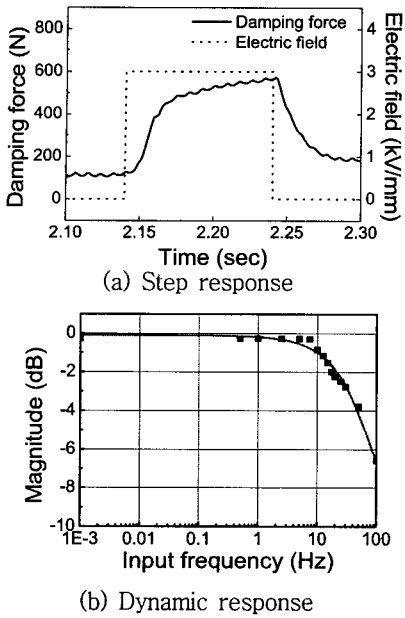


Fig. 3 Damping force response of the ER damper

Fig. 2(b)는 피스톤 속도에 따른 댐핑력 곡선이다.

Fig. 3은 ER 댐퍼의 댐핑력 응답특성을 도시한 것이다. Fig. 3(a)는 ER 댐퍼에 3 kV/mm의 전기장을 0.1초간 부하한 경우의 댐핑력 응답 곡선이며, 실험 결과 댐핑력의 응답속도는 19 msec로 측정되었다. 또한 ER 댐퍼의 응답특성을 동적인 영역에서 평가하기 위하여 입력 전기장의 주파수 증가에 따른 댐핑력의 크기를 Fig. 3(b)에 나타내었으며, -3 dB일 때 약 30 Hz의 대역폭을 확인할 수 있다. 따라서, 이 연구에서 설계 및 제작된 ER 댐퍼는 차량에 적용 시 충분한 제어성능을 발휘할 수 있음을 확인할 수 있다.

### 2.2 ER 밸브 압력 모듈레이터

ER 유체의 항복응력에 따른 ER 밸브 압력 모듈레이터의 동적 지배 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다<sup>(6)</sup>.

$$\dot{P}_B = -\frac{1}{\tau_B} P_B + \frac{\nu \cdot \eta_c}{\tau_B} \Delta P_{ER} + \frac{P_M}{\tau_B} \quad (2)$$

$$\Delta P_{ER} = 2 \frac{L_v}{h_v} \cdot \alpha E_v^\beta$$

여기서,  $\nu$ ,  $\eta_c$  및  $P_M$ 은 각각 유압 부스터의 증폭률, ER 밸브 압력의 전달률 및 유압라인 내부의 초

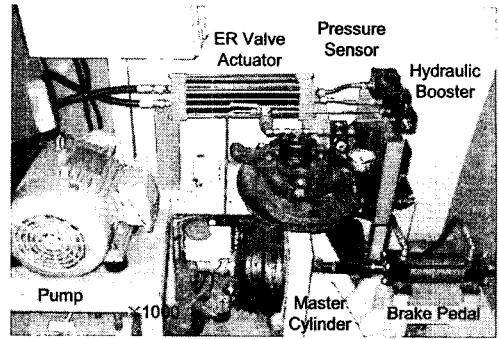


Fig. 4 Photograph of the manufactured ER valve pressure modulator

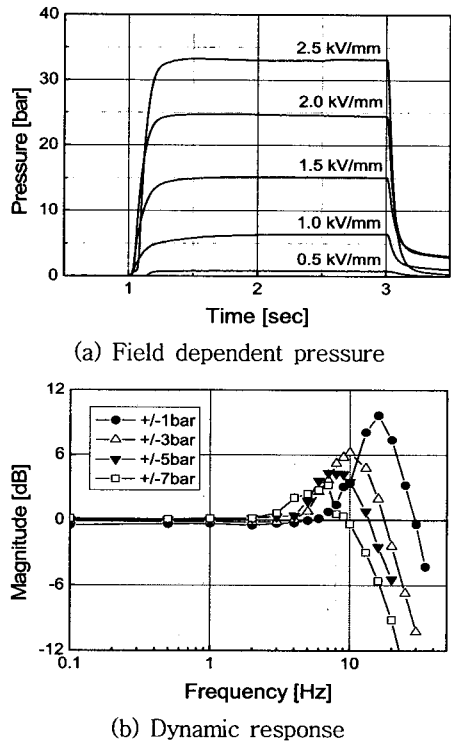


Fig. 5 Performance of the ER valve pressure modulator

기압력을 나타낸다.  $E_v$  (kV/mm)는 ER 밸브의 전극에 부하된 전기장이고,  $L_v$ 은 ER 밸브 내측 전극의 길이,  $h_v$ 는 전극 간극을 나타낸다.  $\tau_B$ 는 ER 밸브 압력 모듈레이터의 시상수이다.

제안된 모델을 근거로 ER 유체를 이용한 승용차용 ER 밸브 압력 모듈레이터의 시작품을 설계 및 제작 하였다. Fig. 4는 이 연구를 위해 제작된 ER 밸브 압력 모듈레이터의 사진으로, 제동력의 크기는

실제 중형승용차용 브레이크를 기준으로 설계되었다. Fig.5는 전기장 증가에 따른 ER 밸브 압력 모듈레이터의 성능을 도시한 것이다. Fig. 2(a)는 부하 전기장의 크기를 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 kV/mm로 증가시켰을 때의 시간 영역에서의 제동압력곡선이며, Fig. 2(b)는 응답특성을 동적인 영역에서 평가한 결과이며  $\pm 1.0$  bar의 경우 약 35 Hz의 대역폭을 보였다.

### 3. 전체차량 모델링

ER 댐퍼를 적용한 ER 현가장치 및 ER 밸브 압력 모듈레이터를 적용한 ER 브레이크를 장착한 전체차량의 지배방정식을 도출하기 위하여 차량의 차체는 강체로 가정하였으며, 차체의 모델은 Fig. 6에 도시한 바와 같이  $x, y, z$ , 요(yaw)  $\theta$ , 롤(roll)  $\phi$  및 피치(pitch)  $\rho$  운동의 6자유도를 고려하였다. 또한, 차륜의 모델은 비현가질량(unsprung mass)과 강성만을 같은 모델로 하였으며, 차륜과 노면은 주행 중 항상 점접촉(point contact) 상태를 유지하는 것으로 가정하였다.

Fig. 7은 차량의 평면운동만을 고려한 3자유도 차량모델을 나타내며, 외력은 각 차륜에 작용하는 마찰력의 합이다. 이를 통하여 다음의 상태방정식을 구할 수 있다.

$$M\ddot{x} = M(\dot{y}\dot{\theta} - \dot{z}\dot{\rho}) - Mh_{cg}\ddot{\rho} + (F_{x,1} + F_{x,2})\cos\delta_s + F_{x,3} + F_{x,4} - (F_{y,1} + F_{y,2})\sin\delta_s \quad (3)$$

$$M\dot{y} = M(\dot{z}\dot{\phi} - \dot{x}\dot{\theta}) + Mh_{cg}\dot{\phi}(F_{x,1} + F_{x,2})\sin\delta_s + (F_{y,1} + F_{y,2})\cos\delta_s + F_{y,3} + F_{y,4} \quad (4)$$

$$I_2\ddot{\theta} = (F_{x,1}\sin\delta_s + F_{x,2}\sin\delta_s) \cdot l_f + (-F_{x,1}\cos\delta_s + F_{x,2}\cos\delta_s) \cdot t_f/2 + (F_{y,1}\cos\delta_s + F_{y,2}\cos\delta_s) \cdot l_f + (F_{y,1}\sin\delta_s - F_{y,2}\sin\delta_s) \cdot t_f/2 - (F_{x,3} - F_{x,4}) \cdot t_r/2 - (F_{y,3} + F_{y,4}) \cdot l_r \quad (5)$$

여기서,  $M$ ,  $\delta_s$  및  $I_2$ 는 각각 차량의 총질량, 조향각 및  $z$  축 방향 질량 관성모멘트를 나타내며,  $h_{cg}$ 는 롤 및 피치중심과 무게중심과의 거리를 나타낸

다.  $l_f$ 와  $l_r$ 은 무게중심에서 전·후차 축까지의 거리를 나타내며,  $t_f$ 와  $t_r$ 은 전·후 윤거를 나타낸다.

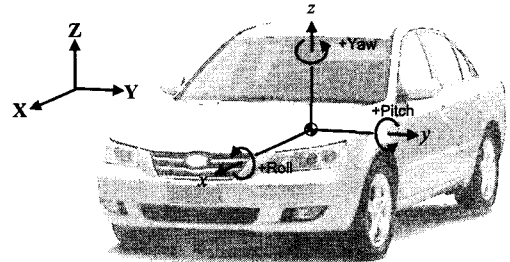


Fig. 6 Full-vehicle coordinate system for dynamic modeling

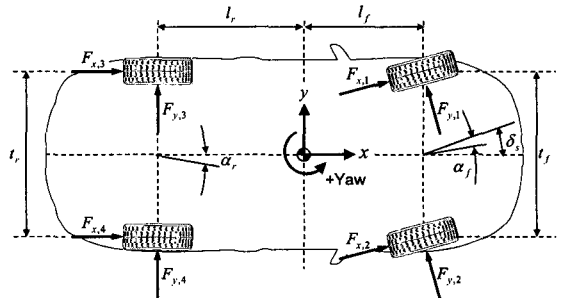


Fig. 7 Free body diagram for yaw motion

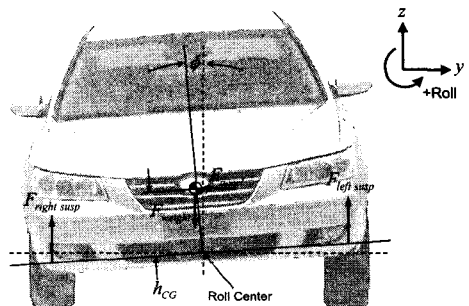


Fig. 8 Free body diagram for roll motion

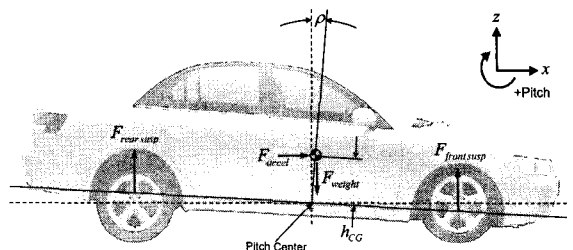


Fig. 9 Free body diagram for pitch motion

$F_x$  와  $F_y$  는 차륜에 작용하는  $x, y$  축방향 마찰력이며, 첨자 1, 2, 3, 4는 4개의 차륜을 의미한다.

Fig. 8과 9는 각각 차량의 롤운동과 피치운동을 고려한 차량모델을 나타내며, 이를 통하여 다음의 상태방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 I_x \ddot{\phi} = & m_s g h_{cg} \phi + m_s (\ddot{y} + \dot{x}\dot{\theta} - \dot{z}\dot{\phi}) h_{cg} \\
 & + [k_{s,1}(z_{us,1} - z_{s,1}) + c_{s,1}(\dot{z}_{us,1} - \dot{z}_{s,1}) - F_{ER,1}] \cdot t_f / 2 \\
 & - [k_{s,2}(z_{us,2} - z_{s,2}) + c_{s,2}(\dot{z}_{us,2} - \dot{z}_{s,2}) - F_{ER,2}] \cdot t_f / 2 \\
 & + [k_{s,3}(z_{us,3} - z_{s,3}) + c_{s,3}(\dot{z}_{us,3} - \dot{z}_{s,3}) - F_{ER,3}] \cdot t_r / 2 \\
 & - [k_{s,4}(z_{us,4} - z_{s,4}) + c_{s,4}(\dot{z}_{us,4} - \dot{z}_{s,4}) - F_{ER,4}] \cdot t_r / 2
 \end{aligned} \tag{6}$$

$$\begin{aligned}
 I_y \ddot{\rho} = & m_s g h_{cg} \rho - m_s (\ddot{x} - \dot{y}\dot{\theta} + \dot{z}\dot{\rho}) h_{cg} \\
 & - [k_{s,1}(z_{us,1} - z_{s,1}) + c_{s,1}(\dot{z}_{us,1} - \dot{z}_{s,1}) - F_{ER,1}] \cdot l_f \\
 & - [k_{s,2}(z_{us,2} - z_{s,2}) + c_{s,2}(\dot{z}_{us,2} - \dot{z}_{s,2}) - F_{ER,2}] \cdot l_f \\
 & + [k_{s,3}(z_{us,3} - z_{s,3}) + c_{s,3}(\dot{z}_{us,3} - \dot{z}_{s,3}) - F_{ER,3}] \cdot l_r \\
 & + [k_{s,4}(z_{us,4} - z_{s,4}) + c_{s,4}(\dot{z}_{us,4} - \dot{z}_{s,4}) - F_{ER,4}] \cdot l_r
 \end{aligned} \tag{7}$$

$$\begin{aligned}
 m_s \ddot{z} = & M(\dot{x}\dot{\rho} - \dot{y}\dot{\phi}) \\
 & + [k_{s,i}(z_{us,i} - z_{s,i}) + c_{s,i}(\dot{z}_{us,i} - \dot{z}_{s,i}) - F_{ER,i}] \\
 & \quad (i = 1, 2, 3, 4)
 \end{aligned} \tag{8}$$

여기서,  $I_x$  와  $I_y$  는  $x, y$  축 방향 질량관성 모멘트이며,  $m_s$  는 총질량에서 비현가질량을 제외한 현가질량(sprung mass)이다.  $z_s$  와  $z_{us}$  는 각각 차륜위치에서의 차체변위와 차륜의 수직변위를 나타내고,  $k_s$  와  $c_s$  는 각각 ER 댐퍼를 포함한 현가장치 전체의 탄성계수와 댐핑계수를 나타낸다. 한편, 비현가질량  $m_u$  에 대한 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 m_{u,i} \ddot{z}_{us,i} = & k_{s,i}(z_{s,i} - z_{us,i}) + c_{s,i}(\dot{z}_{s,i} - \dot{z}_{us,i}) \\
 & + k_{t,i}(z_{r,i} - z_{us,i}) + F_{ER,i} \quad (i = 1, 2, 3, 4)
 \end{aligned} \tag{9}$$

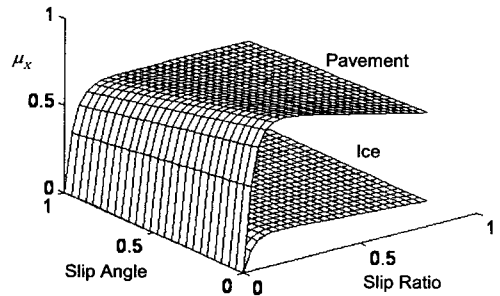
여기서,  $k_t$  는 차륜의 강성계수이며,  $z_r$  은 노면의 가진변위이다.

한편, 브레이크의 제동효과는 차륜과 노면 사이의 마찰로부터 발생하며, Fig. 10에 나타낸 바와 같이

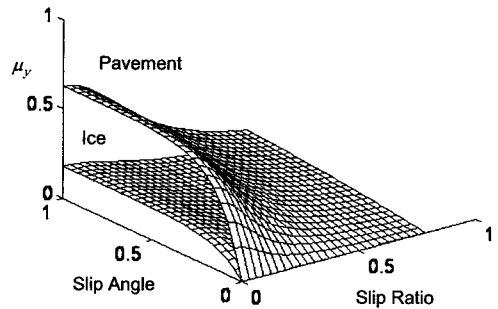
노면의 마찰계수  $\mu_x, \mu_y$  는 슬립각(slipangle)  $\alpha_f$ ,  $\alpha_r$ , 슬립률(slipratio)  $\lambda$  및 노면조건에 따라 결정된다. 따라서, 마찰력  $F_x$  와  $F_y$  는 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$\begin{aligned}
 F_{x,i} = & \mu_{x,i} N_i \\
 F_{y,i} = & \mu_{y,i} N_i \quad (i = 1, 2, 3, 4)
 \end{aligned} \tag{10}$$

여기서,  $N$  은 차륜에 작용하는 하중이다. 차량의 제동시 차륜의 슬립률은 다음과 같이 정의된다.



(a) Longitudinal



(b) Lateral

Fig. 10 Surface for friction coefficients

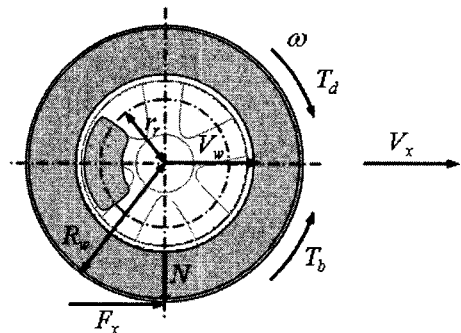


Fig. 11 Wheel rotational motion

$$\lambda_i = \frac{V_x - V_{w,i}}{V_x} \quad (i=1,2,3,4) \quad (11)$$

여기서,  $V_x$ 는 축방향의 차량속도이며,  $V_w$ 는 차륜의 원주선 속도이다. 한편, Fig. 11로부터 차륜의 회전 속도  $\omega$ 에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} I_{w,i} \dot{\omega}_i &= F_{x,i} R_{w,i} - T_{b,i} + T_{d,i} \\ T_{b,i} &= A_{wc} \eta_m B_F r_r P_{B,i} \end{aligned} \quad (i=1,2,3,4) \quad (12)$$

여기서,  $T_b$ 와  $T_d$ 는 각각 제동토크와 구동토크이며,  $I_w$ 는 휠관성모멘트,  $R_w$ 는 차륜의 반경,  $A_{wc}$ 는 휠실린더 면적,  $\eta_m$ 는 기계효율(mechanical efficiency),  $B_F$ 는 브레이크계수(brake factor),  $r_r$ 는 로터의 유효 반지름이다.

## 4. 제어기 설계

### 4.1 스카이훅 제어기

ER 현가장치를 위한 스카이훅 제어기의 요구 댐핑력은 각 차륜 위치에서의 차체의 수직속도를 고려하여 다음과 같이 정의된다.

$$u_{D,i} = C_{sky,i} \dot{z}_{s,i} \quad (i=1,2,3,4) \quad (13)$$

여기서,  $C_{sky}$ 는 스카이훅 제어기의 제어이득치이며, 물리적으로는 댐핑계수를 의미한다.

이 연구에서의 현가장치는 반능동형이므로 다음의 조건을 만족해야 한다.

$$u_{D,i} = \begin{cases} u_{D,i}, & \text{for } u_{D,i}(\dot{z}_{s,i} - \dot{z}_{us,i}) > 0 \\ 0, & \text{for } u_{D,i}(\dot{z}_{s,i} - \dot{z}_{us,i}) \leq 0 \end{cases} \quad (i=1,2,3,4) \quad (14)$$

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

$$E_{d,i} = \left[ u_{D,i} \cdot \frac{h_d}{2\alpha \cdot L_d (A_p - A_r)} \right]^{1/\beta} \quad (i=1,2,3,4) \quad (15)$$

### 4.2 슬라이딩 모드 제어

제안된 차량의 모델 및 주행조건에는 많은 동적 불확실성이 존재하기 때문에, 요구 슬립률 제어를

수행하기 위하여 불확실성에 강건한 슬라이딩모드 제어를 적용하였다. 슬립률 제어를 위한 슬라이딩 모드 제어를 구성하기 위하여 다음과 같은 추적제어 오차를 정의한다.

$$e_{\lambda 1,i} = \lambda_i - \lambda_d, \quad e_{\lambda 2,i} = \dot{\lambda}_i - \dot{\lambda}_d \quad (i=1,2,3,4) \quad (16)$$

여기서,  $\lambda_d$ 는 요구 슬립률로써 마찰계수가 최대가 되는 특정슬립률을 의미한다. 안정된 슬라이딩 운동을 일으킬 수 있는 슬라이딩 모드 평면은 다음과 같이 설정될 수 있다.

$$S_{\lambda,i} = e_{\lambda 2,i} + C_{\lambda} \cdot e_{\lambda 1,i} \quad (i=1,2,3,4) \quad (17)$$

여기서,  $C_{\lambda}$ 는 슬라이딩 평면의 기울기이다. 추적제어 오차  $e_{\lambda 1}$ 와  $e_{\lambda 2}$ 의 슬라이딩 운동을 슬라이딩 평면 상에 존재하도록 하기 위하여 다음과 같은 슬라이딩 모드 존재조건을 제안한다.

$$S_{\lambda,i} \cdot \dot{S}_{\lambda,i} < 0 \quad (i=1,2,3,4) \quad (18)$$

식 (17)과 (18)로부터 ER 브레이크의 차륜 슬립제어를 위한 슬라이딩모드 제어기의 요구압력은 다음과 같이 결정된다<sup>(7,8)</sup>.

$$\begin{aligned} u_{B,i} = & -\frac{1}{a_{12} b_2} [(2a_{11} + a_{22} + C_{\lambda}) \cdot e_{\lambda 2,i} \\ & - a_{11} a_{22} \cdot e_{\lambda 1,i} + f'_i + k_{\lambda} \text{sat}(S_{\lambda,i})] \end{aligned} \quad (i=1,2,3,4) \quad (19)$$

여기서,

$$\begin{aligned} f'_i &= -\ddot{\lambda}_d + (2a_{11} + a_{22})\dot{\lambda}_d - a_{11}a_{22}\lambda_d - a_{22}f_{1,i} + a_{12}f_2 \\ a_{11} &= -\frac{a_x}{V_x}, \quad a_{12} = \frac{R_w A_{wc} \eta_m B_F r_r}{V_x I_w}, \quad f_{1,i} = \frac{a_x}{V_x} + \frac{R_w^2 F_{x,i}}{V_x I_w} \\ a_{22} &= -\frac{1}{\tau_B}, \quad b_2 = \frac{v/2}{\tau_B}, \quad f_2 = \frac{P_M}{\tau_B} \end{aligned}$$

여기서,  $k_{\lambda}$ 는 슬라이딩 모드 제어기의 불연속 제어이득치를 나타낸다. 위식에서 마찰력은 실제로 측정하는 것이 어렵기 때문에 이를 관측하기 위하여 다음과 같은 슬라이딩모드 관측기를 제안한다<sup>(9)</sup>.

$$\begin{aligned} \hat{F}_{x,i} &= W_F(s) F_{\max} \text{sat}((\omega_i - \hat{\omega}_i)/\varepsilon_F) \\ W_F(s) &= 1/(\tau_F s + 1) \quad (i=1,2,3,4) \end{aligned} \quad (20)$$

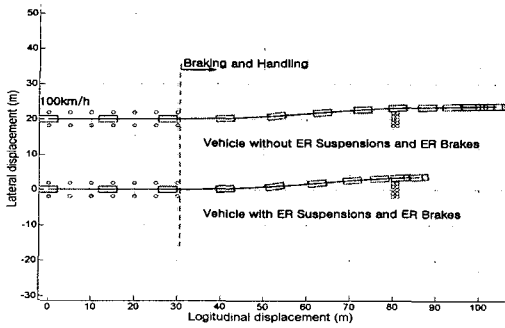
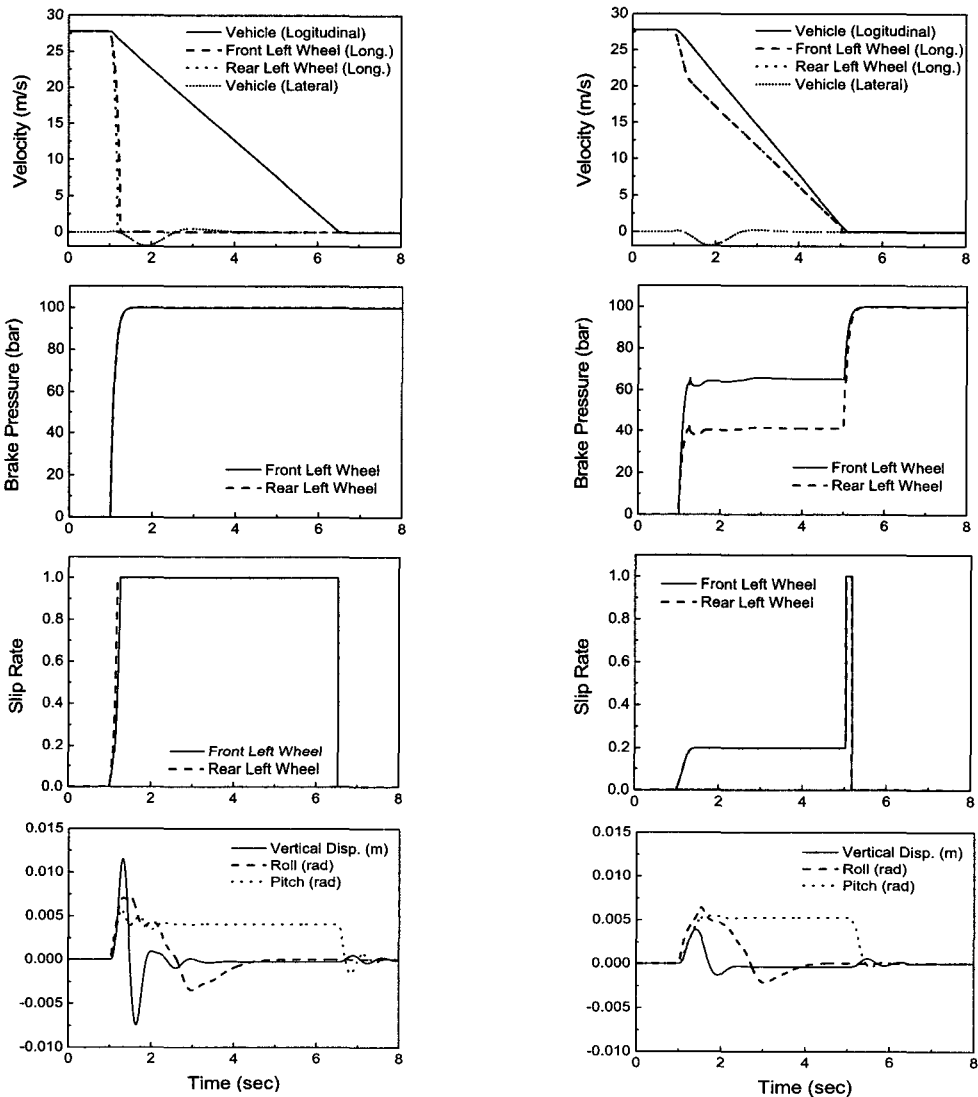


Fig. 12 Comparison of vehicle motions during obstacle avoidance test

위 식에서,  $\hat{\omega}$  는 관측된 차륜의 각속도,  $F_{max}$  는 최대마찰력,  $\varepsilon_F$  는 경계영역의 폭,  $W_F(s)$  는 1차 로우패스 필터(low-passfilter)의 전달함수,  $\tau_F$  는 필터의 시상수이다.

한편, 설계된 제어입력에 의하여 ER 밸브 압력모듈레이터에 제어신호를 발생시키기 위한 전기장은 다음과 같은 수식에 의하여 결정된다.

$$E_{v,i} = \left[ u_{B,i} \cdot \frac{h_v}{2\alpha \cdot L_v} \right]^{1/\beta} \quad (i=1,2,3,4) \quad (21)$$



(a) Without ER devices

(b) With ER devices

Fig. 13 Comparison of control responses

## 5. 제어 결과 및 고찰

전체차량에 ER 현가장치와 ER 밸브 압력 모듈레이터를 적용하여 제어성능을 분석하였다. Fig. 12와 13은 포장도로에서 초기속도 100 km/h인 차량이 30 m 주행 후 급제동 및 조향휠을 통하여 장애물을 회피하였을 경우의 컴퓨터 시뮬레이션 결과이며, ER 현가장치 및 ER 밸브 압력 모듈레이터의 사용 유무에 따른 결과를 비교하였다. Fig. 12의 결과를 통하여 ER 브레이크를 적용한 경우에 제동거리가 짧아지는 것을 확인할 수 있으며, Fig. 13을 통하여 ER 현가장치를 사용한 경우에 차량의 수직방향 변위, 롤 및 피치가 감소되어 차량의 승차감 및 주행안정성이 향상된 것을 확인할 수 있다. 이는 ER 현가장치와 ER 밸브 압력 모듈레이터에 제어기에 의한 적합한 전기장이 입력되어 알맞은 댐핑력 및 제동압력이 생성되었기 때문이다. 또한, 슬립률 그래프를 통하여 요구슬립률의 제어 결과를 확인할 수 있다.

## 6. 결 론

이 논문에서는 ER 현가장치 및 ER 브레이크를 적용한 전체차량의 거동분석을 수행하여, 차량용 ER 응용장치의 전체차량에 대한 우수한 제어성능을 확인하였다. 먼저, ER 댐퍼와 ER 밸브 압력 모듈레이터의 동적 지배 방정식을 도출하고, 이에 대한 단품을 설계 및 제작하였다. 성능시험을 통하여 ER 댐퍼와 ER 밸브 압력 모듈레이터의 제어성능을 확인하고, 컴퓨터 시뮬레이션에 필요한 응용장치의 수치를 확보하였다. ER 현가장치 및 ER 브레이크를 적용한 전체차량의 모델링 및 지배방정식을 도출하고, ER 현가장치를 위한 스카이hook 제어기 및 ER 브레이크를 위한 슬라이딩 모드 제어기를 구성하였다. 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 주행조건에 따른 ER 현가장치 및 ER 브레이크의 제어 성능시험을 수행하고, 차량 주행 시 댐핑력과 슬립률을 제어하기 위한 전체차량 및 제어기의 각종 수치들을 확인하였다. 제안된 ER 현가장치와 ER 브레이크의 전체차량 적용을 통하여 승차감, 조종안정성, 제동안정성 및 선회안정성 등의 향상을 확인할 수 있었다.

## 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 950586.
- (2) 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.
- (3) Choi, S. B., Choi, Y. T., Chang, E. G. and Han, S. J., 1998, "Control Characteristics of a Continuously Variable ER Damper", Mechatronics, Vol. 8, pp. 143~161.
- (4) Mauer, G. F., 1995, "A Fuzzy Logic Controller for an ABS Braking System", IEEE Transactions on Fuzzy Systems, Vol. 3, No. 4, pp. 381~388.
- (5) Anwar, S., 2003, "Brake-based Vehicle Traction Control via Generalized Predictive Algorithm", SAE 2003-01-0323.
- (6) Choi, S. B., Cho, M. S. and Wereley, N. M., 2006, "Wheel-slip Control of a Passenger Vehicle Using Electrorheological Valve Pressure Modulator", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers : Part D - Journal of Automobile Engineering, Vol. 220, No. 5, pp. 519~529.
- (7) Slotine, J. J. E. and Li, W., 1991, Applied Nonlinear Control, Prentice-Hall.
- (8) 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.
- (9) Drakunov S., Özgüner Ü., Dix P. and Ashrafi B., 1995, "ABS Control Using Optimum Search via Sliding Modes", IEEE Trans. on Control Systems Tech., Vol. 3, No. 1, pp. 79~85.