

상용 ABS와 성능비교를 통한 슬라이딩 모드 제어기의 제동성능 분석

윤 득 선^{1,4)} · 백 승 환^{2,4)} · 김 흥 섭^{1,4)} · 송 정 훈³⁾ · 부 광 석^{*1)}

인제대학교 고안전차량핵심기술연구소¹⁾ · 인제대학교 기계공학과 대학원²⁾ ·
동명대학교 메카트로닉스공학과³⁾ · 인제대학교 수송기계부품 지역혁신센터⁴⁾

Brake Performance Analysis of Sliding Mode Controller by Comparing with a Commercial Anti-lock Brake System

Duksun Yun^{1,4)} · Seunghwan Baek^{2,4)} · HeungSup Kim^{1,4)} · JungHoon Song³⁾ · Kwangsuck Boo^{*1)}

¹⁾High Safety Vehicle Core Technology Research Center, Department of Mechanical and Automotive Engineering, Inje University, Gyeongnam 621-749, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Inje University, Gyeongnam 621-749, Korea

³⁾Department of Mechatronics Engineering, Tongmyoung University, Busan 608-711, Korea

⁴⁾Technology Innovation Center, Inje University, Gyeongnam 621-749, Korea

(Received 19 March 2009 / Accepted 7 August 2009)

Abstract : This paper analyzes braking performance of ABS with Sliding Mode Controller, which is designed in this research and compared with that of a commercial ABS-ECU only. HILS system for this paper has an existing hydraulic brake line with an ECU of commercial passenger vehicle and it is designed to be cooperated with Sliding Mode Controller and hydraulic line. This paper shows the simulation results to meet the target slip ratio on the various road conditions and displays the performance with Sliding Mode Controller has an improvement than a commercial ABS.

Key words : Vehicle dynamics model(차량 동역학 모델), ABS(Anti-lock Brake System), Sliding mode control(슬라이딩 모드 제어), HILS(Hardware In the Loop System)

Nomenclature

A : area of master cylinder (m^2)
 f_r : rolling resistance coefficient
 F_D : aerodynamic drag force (N)
 I_w : moment of inertia of wheel (kgm^2)
 T_b : brake torque (Nm)
 T_t : tire tractive torque (Nm)
 T_{roll} : tire rolling resistance torque (Nm)
 T_{eng} : output torque of transmission (Nm)
 R_w : wheel radius (m)

P_M : pressure of a master cylinder by the driver (N/m^2)
 P_0 : pressure at previous sampling step (N/m^2)
 λ_d : desired tire slip ratio
 λ_s : tire slip ratio
 ω : wheel angular velocity (rad/sec)
 θ : wheel angle (radian)
 Φ : thickness of boundary layer

Subscripts

b : Brake
t : Tire
x, y, z : Longitudinal, Lateral, Normal

*Corresponding author, E-mail: mechboo@inje.ac.kr

1. 서론

ABS는 차량의 제동성능을 향상시키고 급제동 시에도 조향능력을 유지시켜줌으로써 차량의 안전성을 증대시키는 고안전 시스템이다. 최근에는 기존의 ABS의 성능을 보다 적극적으로 향상시키기 위한 연구가 활발하게 진행 중이다.^{1,3,5)}

ABS는 전자제어시스템의 발달과 더불어 슬라이딩 모드 등의 고급제어 이론이 적용되고 최적화되어 제동성능이 향상되었으며 최근에는 brake-by-wire 시스템을 이용하여 제동슬립의 제어를 수행하려는 연구도 다방면에서 진행되고 있다. 그러나 차량의 브레이크가 가지는 유압시스템의 비선형성과 불확실성으로 인하여 최적의 제어 알고리즘 개발이 어려운 것이 실정이다. 따라서 이 분야의 연구는 이론적, 실험적인 연구가 동시에 진행되어야 한다. 이론적인 simulation 연구기법은 비용이 저렴하며 위험한 실차실험을 수행하지 않고 성능의 평가와 부품간의 상호작용을 확인할 수 있으나 연구결과의 신뢰성을 확보하기가 어렵다. 실차실험을 통한 연구는 신뢰성은 높은 편이나 비용이 많이 소요되며 성능을 파악하기 위해 다수의 실험을 통한 데이터를 보유해야 한다는 것이 단점이다.^{2,4)}

이러한 단점들을 극복하고 장점을 취하는 연구방안은 실제 차량과 매우 유사한 시스템을 가진 HILS 시스템을 구축하고 이에 연계된 simulation을 수행함으로써 simulation 연구의 신뢰도를 높이며 CarSim 등과 같은 상용으로 개발된 소프트웨어를 이용한 평가를 함으로써 검증은 하는 것이다.²⁾

Simulation 연구에서는 비선형성과 모델링 오차에 강인한 Sliding Mode Controller(이하 SMC)를 시스템에 적용하여 차량의 동역학적인 특성을 제어함으로써 안전성능향상을 추구하는 동향이 최근에 급격하게 증가하고 있다.^{3,4,6,12,14,16)}

이 논문에서는 15자유도 차량모델을 기본으로 실차의 브레이크용 유압라인과 ABS 제어용 ECU 시스템을 가진 HILS 시스템을 구축하였다. 또한 목표 제동슬립을 추종하는 성능을 향상시키기 위한 SMC를 구성하였으며 HILS의 ECU 시스템의 제동성능과 다양한 노면 환경에서 비교함으로써 구축한 SMC의 성능을 검증하였다.

2. 차량모델과 제어기 설계

2.1 차량모델

차량의 성능을 향상시키고 동적 특성을 예측하기 위하여 차량의 모델을 설계하는 것은 필수적이다. 그러나 차량의 성능과 특성을 완벽하게 나타내는 모델을 구성하는 것은 불가능하며 차체의 변형을 무시하는 강체로 가정함과 단순화로 인하여 모델의 정확한 예측은 매우 어렵다. 그러나 차체를 단성체로 가정하여 다물체 동역학 해석을 수행하는 연구는 많은 연산시간이 소요되므로 실시간으로 제어동작이 수행되는 분야에는 적합하지 않다. 따라서 본 논문에서는 제어동작과 연산, 그리고 되먹임의 제어구조를 실시간으로 완성하기 위하여 차량모델을 구성하고 CarSim의 차량모델과 분석을 통하여 검증하였다.

2.1.1 CarSim의 차량모델

CarSim의 차량모델은 27자유도를 가지고 정확한 차량성능 파라미터를 라이브러리 형태로 제공하며 풍부한 입, 출력 변수를 가지고 있어 신뢰성이 높을 뿐만 아니라 제어기의 구성 및 적용이 용이한 구조로 되어있다. 또한 실시간 연산을 위한 모듈을 가지고 있으며 Matlab/Simulink와의 연계가 쉬워 외국의 Delphi, Ford 등 많은 기관에서 HILS 시스템 구축에 적용하고 있다.^{5-7,9,10)}

본 논문에서 HILS 환경을 위하여 적용한 CarSim 모델은 6.05 Version에서 실시간 제어와 2차원의 차량 거동분석을 위하여 Opal-RT 실시간 시스템과 연동하였으며 Table 1¹⁰⁾에서는 이에 사용한 입출력 변수들을 보이고 있다.

Table 1 CarSim I/O configuration

	Variables
Input	Brake pressure
Output	Vehicle speed
	Vehicle acceleration
	Rotational wheel speed
	Slip ratio
	Pitch
	Tire normal force
	Tire longitudinal force

2.1.2 전체 차량모델

본 논문에서 구성한 차량모델은 15자유도를 가지며 타이어 모델, 브레이크 모델, 조향장치 모델, 현가장치 모델과 엔진모델을 기본으로 동적 거동을 해석하였다. 본 논문에서는 SMC를 통하여 타이어의 슬립을 대비 제동성능의 향상이 목적이므로 타이어 모델의 슬립율이 주요 제어변수이다.

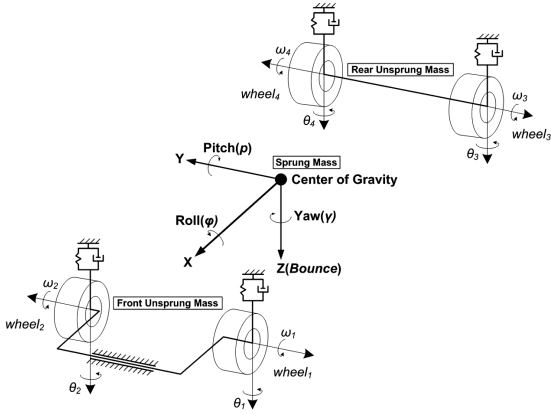


Fig. 1 15 Degrees of Freedom of Vehicle Model

$$\begin{aligned} I_{wi}\dot{\omega}_i &= -T_{bi} - T_{ti} - T_{rolli} + T_{eng} \\ &= -AR_b P_{bi} - F_{xi}R_w - F_{rolli}R_w + T_{eng} \end{aligned} \quad (1)$$

식 (1)은 타이어 모델을 나타내며 여기서 첨자 i 는 1, 2, 3, 4 이며 Fig. 1에서 좌측 앞바퀴, 우측 앞바퀴, 좌측 뒷바퀴, 우측 뒷바퀴를 각각 나타낸다. 또한 차량의 무게 중심점에서의 x, y 축에 대한 힘의 방정식은 아래와 같이 기술할 수 있다.

$$\begin{aligned} m_{total}(\dot{v}_x - v_y\dot{\gamma}) &= \sum_{i=1}^4 FX_i - F_D \\ FX_i &= (F_{xi} - F_{zi})\cos\delta_{fi} - F_{yi}\sin\delta_{fi} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} m_{total}(\dot{v}_y - v_x\dot{\gamma}) &= \sum_{i=1}^4 FY_i - F_D \\ FY_i &= (F_{yi} - F_{zi})\sin\delta_{fi} - F_{xi}\cos\delta_{fi} \end{aligned} \quad (3)$$

위 식 (2), (3)을 연립하면 v_x 를 구할 수 있으며 식 (1)에서 F_{xi}, F_{yi} 를 구할 수 있다. 타이어 모델과 차량의 속도를 기준으로 하여 제동시의 미끄러짐 계수 λ_s 는 식 (4)와 같이 쓸 수 있다.

$$\lambda_s = \frac{R_w\omega_i - v_x}{v_x} \quad (4)$$

2.2 Sliding Mode Controller 설계

차량의 급제동 성능을 향상시키고 타이어와 노면의 접지력을 유효하게 유지하기 위하여 바퀴의 슬립을 제어하는 SMC를 설계하였다. SMC는 시스템의 구조를 변경하여 시스템의 상태를 sliding surface에 구속시킴으로써 강인성을 얻을 수 있는 비선형 제어기법이며 모델의 불확실성과 외란이 존재할 경우에도 제어 시스템의 상태를 sliding surface 위에서 유지되도록 하는 우수한 제어기이다.

차량 바퀴의 모델인 식 (1)에서 바퀴의 속도 변화는 식 (5)와 같이 쓸 수 있다.^{3,16)}

$$\dot{\omega}_i = \ddot{\theta}_i = -(K_i u_i + \tau_{xi} + \tau_{ri} + \tau_{eng}) \quad (5)$$

여기서 제어입력은 $u_i = P_{bi}$ 이며 급제동 시의 엔진출력인 $T_{eng} = 0$ 으로 가정하여 $\tau_{eng} = T_{eng}/I_{wi} = 0$, $K_i = AR_b/I_{wi}$, $\tau_{xi} = F_{xi}R_w/I_{wi}$, $\tau_{ri} = F_{zi}f_{ri}/I_{wi} = T_{rolli}/I_{wi}$ 이다.

따라서 바퀴의 속도변화와 노면상태에 따른 미끄러짐을 제어하기 위하여 현재슬립(λ_{si})과 목표슬립(λ_{di})과의 오차를 SMC의 sliding surface로 하여 아래의 식 (6)으로 설정하고 이의 미분치를 구하면 식 (7)과 같이 쓸 수 있다.^{3,16)}

$$S = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right) \int_0^t \lambda_r dr = \lambda_r + \lambda \int_0^t \lambda_r dr \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \dot{S} &= \dot{\lambda}_r + \lambda\lambda_r = \\ &= \frac{1}{R_w\omega_i^2} [\omega_i\ddot{x} + (K_i u_i + \tau_{xi} + \tau_{ri})\dot{x} + R_w\omega_i^2 \lambda\lambda_r] \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 λ_r 은 $\lambda_{di} - \lambda_{si}$ 이며 λ 는 양의 상수이다. 연속제어법(continuation control law)에 의한 최적의 \hat{u}_i 는 $\dot{S} = 0$ 에서 제동토크의 오차가 없다는 가정 하에서 아래의 식 (8)과 같이 구할 수 있다.

$$\hat{u}_i = -\frac{1}{xK_i} [\omega_i\ddot{x} + (\tau_{xi} + \tau_{ri})\dot{x} + R_w\omega_i^2 \lambda (\lambda_{di} - \lambda_{si})] \quad (8)$$

그러나 시스템의 비선형적인 특성으로 인하여 오차는 0이 될 수 없으므로 불연속 값인 식 (9)의 \bar{u}_i 를

추가해야 한다.^{3,16)}

$$u_i = - \left(\frac{\tau_{ri}^* + \eta}{K_i} \right) \text{sgn}(S) \quad (9)$$

여기서 η 는 양의 상수이며 제어입력인 u_i 는 식 (8)과 (9)로부터 구할 수 있으며 스칼라 양인 S 가 0에 있어야만 슬라이딩 조건을 충족하므로 아래의 식 (10)을 만족해야만 한다.^{3,16)}

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 = S \times \dot{S} \leq -\eta|S| \quad (\eta \geq 0) \quad (10)$$

그러나 시스템의 상태가 sliding surface를 가로지를 때 제어입력이 $\text{sgn}(S)$ 으로 인하여 시스템의 모델링 과정 중에 생략된 시스템의 고주파 성분이 여기되어 SMC의 치명적인 결점인 채터링이 발생한다. 따라서 불연속 스위칭 함수 $\text{sgn}(S)$ 은 Φ 를 경계층으로 가지는 연속 스위칭 함수인 $\text{sat}(\Phi)$ 함수로 바꾸어 채터링을 제거할 수 있으며 아래의 식 (11)과 같이 쓸 수 있다.^{3,16)}

$$u_i = \hat{u}_i + \bar{u}_i$$

$$= - \frac{1}{xK_i} [\omega_i \ddot{x} + (\tau_{xi} + \tau_{ri}) \dot{x} + R_w \omega_i^2 \lambda (\lambda_{di} - \lambda_{si})] - \left(\frac{\tau_{ri}^* + \eta}{K_i} \right) \text{sat}(S) \quad (11)$$

2.3 급제동 모델

본 논문에서는 SMC의 성능을 평가하기 위하여 실물 유압라인이 장착된 HILS 시스템을 이용하여 성능을 비교 및 평가하였다. 본 논문에서 설계하고자 하는 ABS용 SMC의 최종출력은 유압력이며 실제 차량의 솔레노이드 밸브를 구동하기 위한 시스템이 필요하므로 Fig. 2와 같이 실물 유압라인의 제동압력이 SMC의 출력에 추종하도록 구성하였다.⁸⁾

실제 차량에 장착된 ABS용 ECU는 제동압력을 감시하여 되먹임하지 않으므로 Fig. 2의 급제동 시나리오 구현을 위해서는 실물 유압라인에 압력을 구현할 제동압력 형성 모델이 필요하다. 제동압력 구현에는 Table 2⁶⁾에서 보이듯이 NO (Normal Open), NC(Normal Close) 밸브를 이용하여 증압, 감압, 유지의 방식으로 구분하여 구성하였다. 또한 제동 압

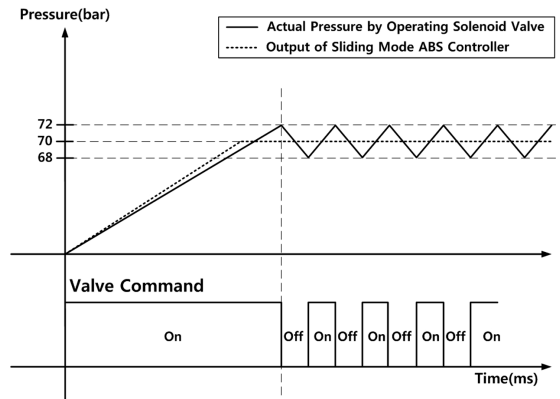


Fig. 2 Solenoid valve operation logic(on dry road)

Table 2 Solenoid valve control modes

Valve type Mode	NO valve	NC valve
Increase	0	0
Decrease	1	1
Hold	1	0

력형성 모델은 각 모드에 따라 식 (12), (13), (14)과 같이 구성하였다.^{11,15)}

$$\text{증압 모드} : P_M \times e^{-\frac{1}{\tau_1}t} + P_M + (P_0/\tau_1) e^{-\frac{1}{\tau_1}t} \quad (12)$$

$$\text{감압 모드} : \frac{P_0 a}{\tau_1} \times e^{-\frac{1}{\tau_1}t} \quad (13)$$

$$\text{유지 모드} : P_0 \quad (14)$$

여기서 τ_1 은 Fluid Time Constant이며 a 는 감압 모드에서 초기값으로 사용되는 양의 상수이다.

그러나 SMC가 실제 유압라인에 개입하여 솔레노이드 밸브를 구동하기 위해서는 식 (12)~(13)에서 모드의 전환이 필요하며 SMC의 출력과 급제동 압력형성 모델의 출력을 비교하여 차이값이 기준치를 넘는 경우, 솔레노이드 밸브의 코일 Driver를 이용하여 실물 유압라인의 솔레노이드 밸브를 구동한다.

Fig. 3에서는 SMC의 출력과 급제동 모델의 출력값의 차이가 $\pm 0.2\text{Mpa}$ 이내 에 있는 경우에는 유지 모드를 유지하며 그 이상의 차이값을 가지면 모드의 전환이 발생하는 제어동작의 흐름을 보이고 있다.

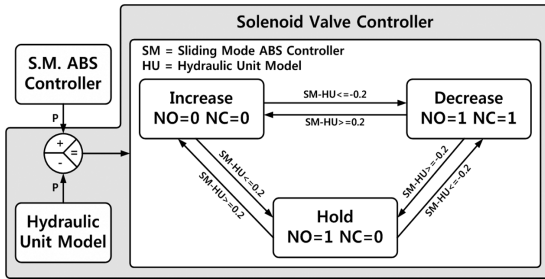


Fig. 3 Solenoid valve controller diagram

3. HILS 시스템 및 Simulation 환경

3.1 HILS 시스템 구성

본 논문에서 설계한 SMC의 성능시험을 위하여 사용한 HILS 시스템은 Fig. 4에서 보이듯이 실차의 제동유압라인과 ABS를 가지고 있으며 HILS에 탑승한 운전자가 입력한 급제동 신호에 실차와 같이 반응하는 시스템을 구축하였다.

이러한 HILS 시스템에 본 논문에서 구현한 SMC를 급제동에 적용한 결과를 실차의 ABS용 ECU 출력값과 비교하여 성능을 검증하였다.

또한 HILS 시스템은 1개의 Host PC와 2개의 Target PC를 사용하였으며 Continental Teves사의 MK25 ECU를 사용한 ECU in the Loop Simulation 시스템이 구축되어 있다.



Fig. 4 HILS system for SMC-ABS test

3.2 HILS Simulation 환경과 최적 슬립율

본 논문에서의 simulation 환경은 수많은 논문에서 검증된 상용 소프트웨어인 CarSim을 실차 대신

Table 3 JASO ABS test condition

Road	Condition	Road friction	Velocity
Dry road	Asphalt, Dry	0.8	120 km/h
Wet road	Asphalt, Wet	0.5	80 km/h
Ice road	Ice, Low μ	0.2	50 km/h

으로 하여 Table 1의 입출력 변수를 설정하고 다양한 노면조건에서 실험을 수행하였다. 또한 정확한 실험결과를 얻기 위하여 Table 3의 JASO ABS Test 규정에 의거하여 실험을 수행하였다.^{2,3,16)}

그러나 상용 ABS의 급제동 성능과 SMC를 가진 ABS의 급제동 성능의 비교를 위하여 운전자 모델은 배제하고 조향입력도 없는 것으로 가정하여 simulation을 수행하였다.

또한 노면 상태에 따라 마찰계수가 변하는 환경에서 타이어의 최적 슬립율로서 목표 슬립율은 노면의 상태와 상관없이 타이어의 수직방향으로 가장 큰 제동력을 발생시키는 0.2로 설정하여 simulation을 수행하였다.¹²⁾

4. Simulation 결과 및 고찰

4.1 Dry Road Test

건조한 아스팔트에서의 주행은 Table 3에서 보이듯이 마찰계수가 0.8로써 가장 우수한 노면조건을 가지고 있다. Fig. 5에서는 본 논문에서 연구한 SMC가 없는 상용 ABS의 급제동 simulation의 결과와 SMC를 가진 ABS의 급제동 결과를 나타낸다.

차량의 초기속도는 120km/h이나 운전자로부터 제동신호가 발생하고 난 후에 제동압력이 발생하므로 실제 제동은 110km/h에서 시작한다. Fig. 5(a), (d)를 비교하면 SMC-ABS가 피칭운동 변화가 작으므로 감성적인 승차감이 향상된 것으로 사료된다.¹³⁾

이는 Fig. 5(e)에서 보이듯이 SMC에서 최적 슬립율인 0.2 근방에서 안정적으로 제한하는 경향을 가지므로 나타난 결과이며 Fig. 5(f)와 같이 차량의 속도가 선형적으로 감소하고 바퀴의 속도 또한 차량의 속도를 추종하면서 작은 변화폭을 가지며 감소하는 경향을 나타내었다. 즉, 급제동 시에도 슬립율을 0.2 정도에서 제한하여 최대의 제동력을 발생시키며 피칭 운동의 변화를 최소화하는 결과를 보이

상용 ABS와 성능비교를 통한 슬라이딩 모드 제어기의 제동성능 분석

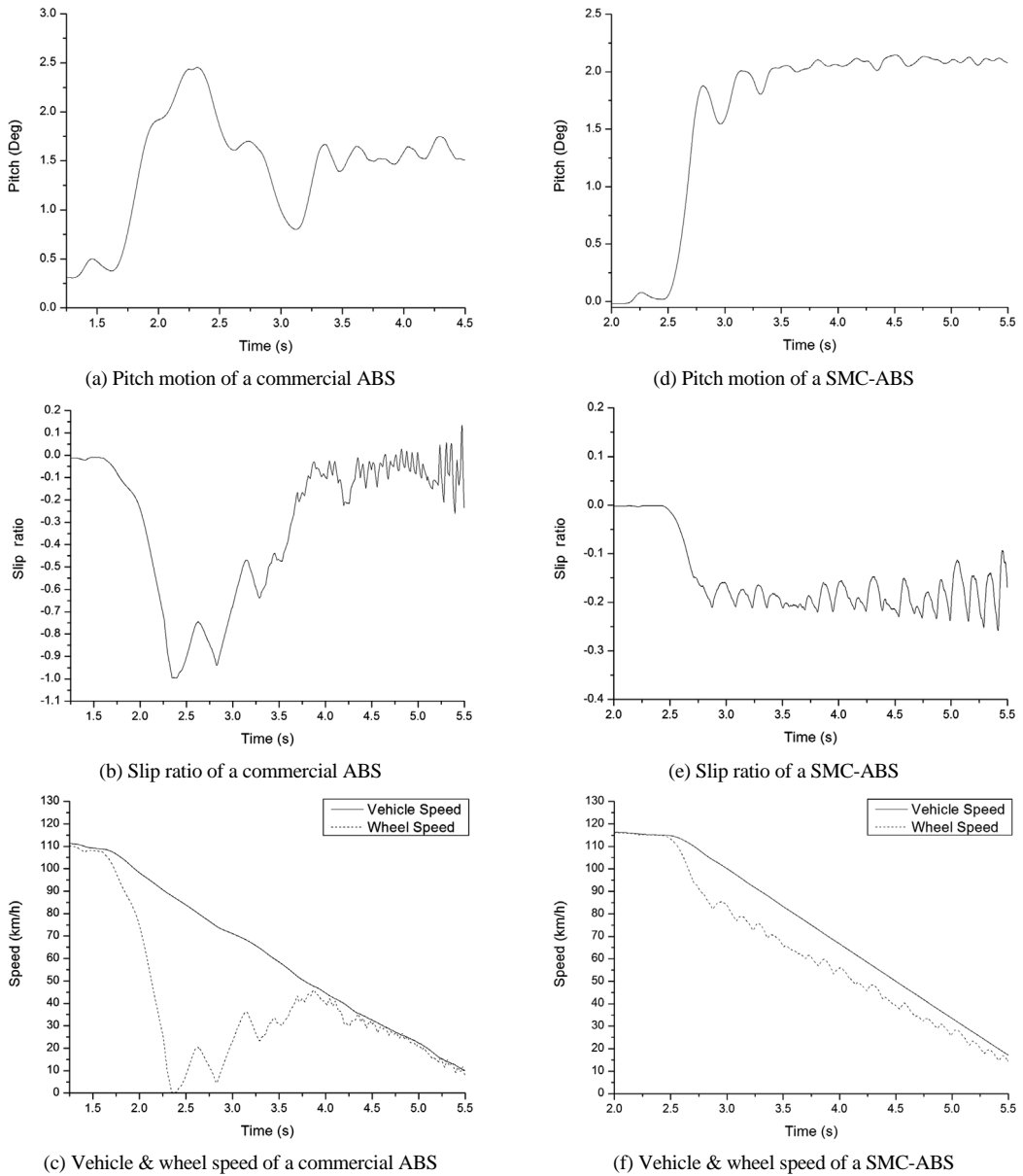


Fig. 5 ABS brake test on dry road

나 Fig. 5(b)와 같이 SMC가 없는 상용 ABS는 급제동 초기에 급격히 슬립율이 감소하는 경향을 보이며 심지어 Fig. 5(c)의 2.4초 근방에서는 바퀴의 잠김현상까지 발생하며 안정성이 크게 저하되고 있다.

4.2 Wet Road Test

젖은 노면의 마찰계수는 Table 3에서 0.5이며 차

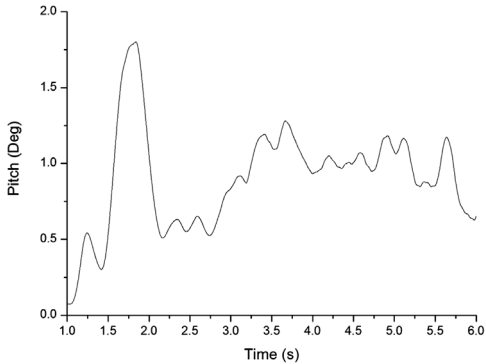
량의 초기속도이나 4.1절에서와 같은 이유로 급제동 시의 실제속도는 약 75km/h에서 제동이 발생하기 시작한다. 급제동의 목적은 최소한의 시간에 차량을 안정한 속도로 감속하는 것이며 Fig. 6(f)의 SMC를 가진 급제동의 경우 20km/h에 도달하는 시간이 약 4.5초이고 Fig. 6(c)의 ABS만을 가진 경우에는 약 5.5초 정도인 것으로 나타났다.

따라서 SMC를 가진 ABS가 제동거리도 짧을 것으로 사료된다. 그러나 젖은 노면은 미끄럼이 발생하기 쉬우므로 상용 ABS는 Fig. 6(b)와 같이 건조한 노면의 경우보다 슬립율이 급격하게 변하는 경향을 보이거나 상대적으로 SMC 경우는 Fig. 6(e)와 같이 0.2 부근에서 제한되는 경향을 나타내었다.

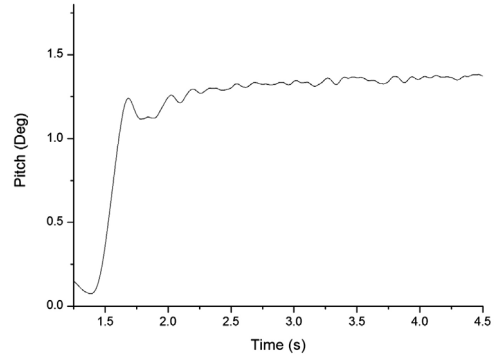
또한 상용 ABS는 큰 슬립이 발생하는 1.7초 부근

의 경우 바퀴의 속도가 급격하게 떨어져 Fig. 6(a)에서 보이듯이 피칭운동이 크게 발생하게 되어 승차감에 큰 악영향을 끼치게 된다. 건조한 노면과의 비교하면 젖은 노면에서의 안정성이 더 나쁜 것으로 사료된다.

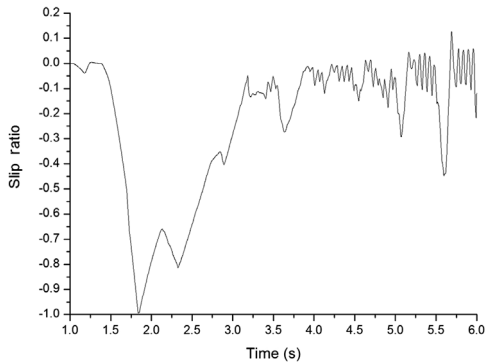
그러나 SMC를 이용하여 급제동을 하는 경우는 Fig. 6(d)와 같이 피칭운동의 변화량이 매우 적으며



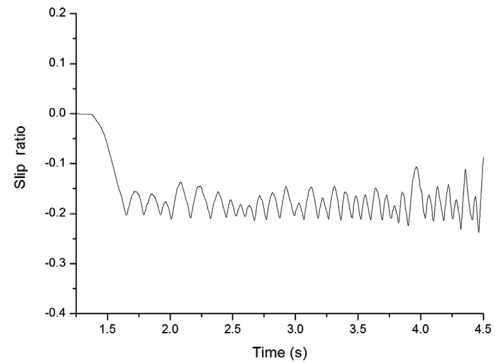
(a) Pitch motion of a commercial ABS



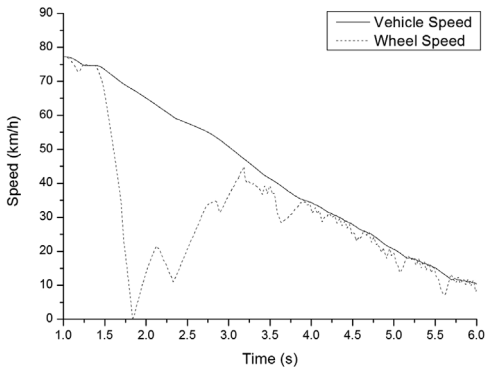
(d) Pitch motion of a SMC-ABS



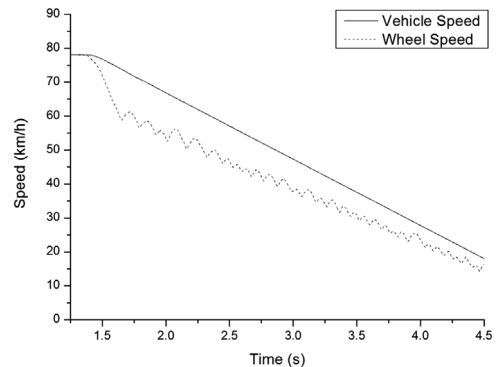
(b) Slip ratio of a commercial ABS



(e) Slip ratio of a SMC-ABS



(c) Vehicle & wheel speed of a commercial ABS



(f) Vehicle & wheel speed of a SMC-ABS

Fig. 6 ABS brake test on wet road

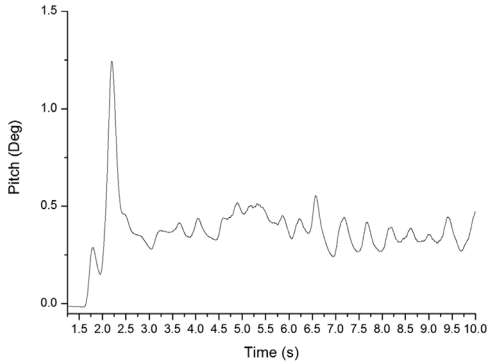
슬립율도 0.2 부근에서 제한되고 차량의 속도와 바퀴의 속도 또한 안정적인 동기화를 이루며 빠른 속도로 감속하는 성능향상을 보이고 있다.

4.3 Icy Road Test

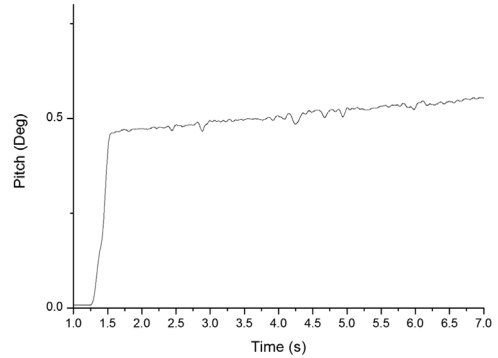
마찰계수가 0.2 정도로 매우 낮은 빙판 노면은 초기속도를 50km/h로 설정하였으나 실제속도는 약

49km/h에서 제동이 발생하기 시작한다.

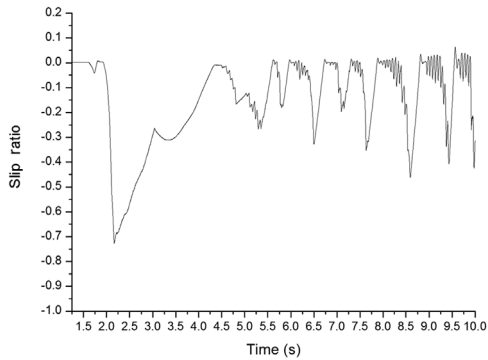
Fig. 7(c)에서 보이듯이 상용 ABS는 빙판 노면에서 급제동하여 안정속도로 진입하는 시간이 약 10초 정도로서 Fig. 7(f)의 SMC가 7초 정도 소요되는 것에 비하여 매우 큰 것으로 나타났으며 차량의 바퀴속도도 매우 불규칙하게 변화하는 것이 보이고 있다. Fig. 7(e)에서 SMC는 약간의 채터링을 가지며



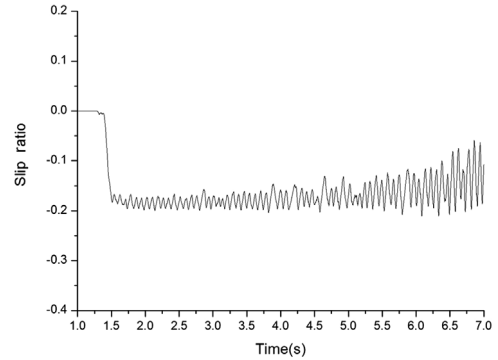
(a) Pitch motion of a commercial ABS



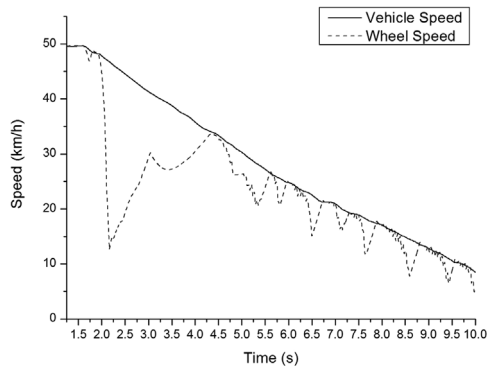
(d) Pitch motion of a SMC-ABS



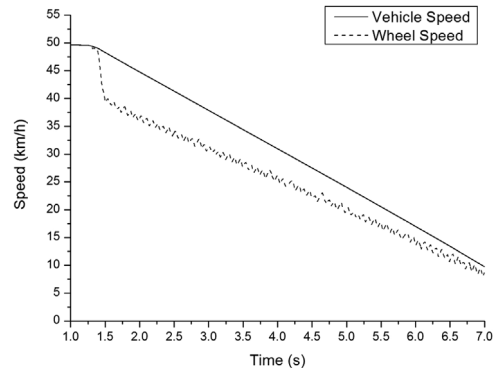
(b) Slip ratio of a commercial ABS



(e) Slip ratio of a SMC-ABS



(c) Vehicle & wheel speed of a commercial ABS



(f) Vehicle & wheel speed of a SMC-ABS

Fig. 7 ABS brake test on icy road

슬립율을 0.2 근방에서 유지하고 있으나 Fig. 7(b)의 상용 ABS는 초기에 큰 슬립이 발생한 후 제어를 수행하므로 Fig. 7(a)와 같은 큰 피칭운동이 발생한다. 그러나 Fig. 7(d)의 SMC는 상용 ABS에 비하여 피칭운동의 변화폭이 작으므로 빙판 노면에서도 안정된 승차감을 가지며 성능향상을 가진다고 사료된다. 이것은 건조한 노면과 젖은 노면의 경우와 마찬가지로 SMC가 슬립율을 일정하게 유지하여 접지력을 향상시킴으로써 차량의 속도와 바퀴의 속도가 선형적으로 동조하며 감소하는 경향을 보이고 있다.

5. 결론

본 논문에서는 상용 ABS의 급제동 성능향상을 위하여 SMC를 설계하고 이를 HILS 시스템에서 상용 ABS와 비교하여 성능을 평가 및 분석하였다.

이 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 1) CarSim으로 검증한 차량모델과 급제동 모델을 상용 ABS의 유압라인을 가진 HILS 시스템에 연계하여 구축하고 검증하여 제어기 설계에 사용하였다.
- 2) 비선형 제어기인 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였으며 상용 ABS 제어기와 비교하여 급제동 성능이 향상됨을 확인할 수 있었고 목표 슬립율을 잘 추종하고 있음을 알 수 있었다.
- 3) 슬라이딩 모드 제어기를 가진 ABS가 피칭운동의 변화폭이 적으며 제동성능 및 감성적 승차감이 향상되고 있음을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 2005년 인제대학교 학술연구조성비의 지원을 받아 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

References

- 1) K. Kim, J. Lee, J. Ok, W. Yoo and J. Park, "Friction Coefficient of Emergency Braking on ABS and Non-ABS Car," Transactions of KSAE, Vol.16, No.3, pp.52-59, 2008.

- 2) T. Hwang, K. Park, S. Heo, S. Lee and J. Lee, "Design of Integrated Chassis Control Logics for AFS and ESP," Transactions of KSAE, Vol.16, No.3, pp.52-59, 2008.
- 3) J. H. Song, "Validation of a Vehicle Model and an ABS Controller with a Commercial Software Program," Transactions of KSAE, Vol.15, No.5, pp.180-187, 2007.
- 4) J. H. Song, H. S. Kim and B. S. Kim, "Vehicle Longitudinal and Lateral Stability Enhancement Using TCS and Yaw Motion Controller," Int. J. Automotive Technology, Vol.8, No.1, pp.49-57, 2007.
- 5) S. J. Lee and K. Park, "Development of Hardware -In-the-loop Simulation System as a Testbench for ESP Unit," I. J. Automotive Technology, Vol.8, No.2, pp.203-209, 2007.
- 6) S. Beak and K. Boo, "Development of ECU in the Loop for Vehicle Dynamics," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.91-96, 2007.
- 7) C. H. Lee, S. S. Kim, W. H. Jeong and S. H. Lee, "Development of Real Time Vehicle Dynamics Models for Intelligent Vehicle HILS," Transactions of KSAE, Vol.14, No.4, pp.199-206, 2006.
- 8) K. H. Lee, K. Lee, K. Park and S. J. Heo, "Study of Transient Cornering State using Inside Damper Control," Spring Conference Proceedings, KSAE, Vol.III, pp.1522-1527, 2006.
- 9) K. Kim, C. Kim, H. Kim and C. Han, "Development of a R-MDPS Control Algorithm Using the CarSim Model and Steering System Model," Fall Conference Proceedings, KSAE, Vol.II, pp.856-860, 2006.
- 10) Mechanical Science Corporation, CarSim Reference Manual, Ver. 6.05, 2006.
- 11) S. H. D'Silva, P. Sundaram and J. G. D'Ambrosio, "Co-Simulation Platform for Diagnostic Development of a Controlled Chassis System," SAE 2006-01-1068, 2006.
- 12) D. Hong, K. Huh, H. Kang, P. Yoon and I. Hwang, "Robust Wheel Slip Control for Brake-by-Wire System," Transactions of KSAE, Vol.13, No.3, pp.102-109, 2005.

- 13) J. Kim, K. Choi, S. Park, J. Lee, S. Kang and J. Kang, "Analysis of Ride Comfort for an Automobile with Flexible Vehicle Body," Transactions of KSAE, Vol.13, No.4, pp.121-128, 2005.
- 14) J. Song, "Performance Evaluation of Hybrid Electric Brake System with a Sliding Mode Control System," Mechatronics, Vol.15, pp.339-358, 2005.
- 15) K. O'Dea, "Anti-Lock Braking Performance and Hydraulic Brake Pressure Estimation," SAE 2005-01-1061, 2005.
- 16) J. Song, K. Boo and J. Lee, "Evaluation of Performance and Development of Control Method of a New Electric Power Steering System (EPS-TT)," Transactions of KSAE, Vol.28, No.8, pp.154-161, 2004.