

# 상용 소프트웨어를 이용한 차량 모델 및 ABS 제어기의 성능 평가

송정훈\*

동명대학교 메카트로닉스공학과

## Validation of a Vehicle Model and an ABS Controller with a Commercial Software Program

Jeonghoon Song\*

Department of Mechatronics Engineering, Tongmyong University, Busan 608-711, Korea

(Received 30 March 2007 / Accepted 10 May 2007)

**Abstract** : This paper presents a mathematical vehicle model that is designed to analyze the dynamic performance and to develop various safety control systems. Wheel slip controllers for ABS is also formulated to improve the vehicle response and to increase the safety on slippery road. Validation of the model and controller is performed by comparison with a commercial software package, CarSim.

The result shows that performances of developed vehicle model are in good accordance with those of the CarSim on various driving conditions. Developed ABS controller is applied to the vehicle model and CarSim model, and it achieves good control performance. ABS controller improves lateral stability as well as longitudinal one when a vehicle is in turning maneuver on slippery road. A driver model is also designed to control steer angle of the vehicle model. It also shows good performance because the vehicle tracks the desired lane very well.

**Key words** : Vehicle model(차량 모델), Driver model(운전자 모델), ABS(Anti-lock Brake System), Sliding mode wheel control(슬라이딩 모드 바퀴 제어), split  $\mu$  road,  $\mu$  change road

### Nomenclature

A : area of master cylinder,  $m^2$   
 F : force, N  
 $I_w$  : moment of inertia of wheel,  $kg\cdot m^2$   
 $m_{total}$  : total vehicle mass, kg  
 P : pressure,  $N/m^2$   
 R : radius, m  
 T : torque, N-m  
 v : velocity, m/sec  
 $\gamma$  : yaw angle, rad  
 $\delta_f$  : steering angle, rad

$\lambda, \eta$  : positive constants  
 $\lambda_s$  : slip  
 $\omega$  : wheel angular velocity, rad/sec

### Subscripts

b : brake  
 roll : rolling  
 w : wheel  
 x,y,z : longitudinal, lateral, normal

## 1. 서론

\*Corresponding author, E-mail: jhsong@tu.ac.kr

최초의 ABS 시스템은 1908년 기차의 제동장치인

anti-skid braking controller의 개발에서부터 시작되었다. 이후 ABS는 발전을 거듭하여 1979년 현재의 전자제어식 ABS가 Bosch사와 Mercedes-Benz에 의하여 상용화 되었다.<sup>1)</sup> 이러한 ABS 시스템은 제동 거리를 단축시키며, 제동 중 조향 성능을 유지하고 타이어의 마모가 한 곳에만 발생하는 것을 방지하여 타이어의 수명을 연장시키는 장점이 있다.<sup>2)</sup>

한편, ABS 등과 같은 차량 안전 제어 시스템의 개발을 위해서는 실험적, 이론적 연구가 동시에 진행되어야 한다. 하지만 자동차 시장에서 경쟁이 날로 치열해지는 상황에서 개발 기간 및 개발 비용의 절감을 위해서는 이론적 simulation 연구 기법이 보다 발전되어야 한다. simulation 기법이 발전하면 이를 기반으로 하는 제어 기법의 발전이 수반되며, 비용이 많이 들며 위험한 실차 실험의 횟수를 줄일 수 있다. 또한 제품의 성능을 높일 수 있으며 부품간의 상호 작용을 쉽게 확인할 수 있다.<sup>3)</sup>

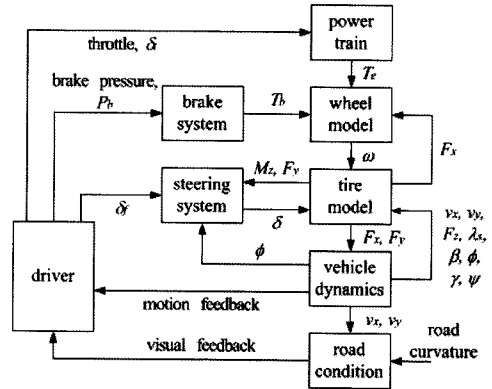
하지만 simulation 연구의 가장 큰 단점은 연구 결과의 평가가 어려워 신뢰성의 확보가 어렵다는 것이다. 이를 극복하기 위하여 실차 실험 결과와 비교하거나 다른 연구자의 결과와 비교하는 방법을 주로 사용하고 있다. 하지만 많은 경우, simulation을 수행할 수 있을 만큼의 충분한 데이터가 기술되지 않아 이러한 연구를 수행하기 어려운 실정이다.<sup>4)</sup>

이 연구에서는 15자유도를 가지는 차량 모델을 설계하였으며 이를 바탕으로 sliding mode wheel slip ABS controller를 설계하였다. 또한 차량 모델 및 제어기의 성능 검증을 위하여 CarSim이라는 상용 소프트웨어를 사용하여 simulation 연구 결과를 평가하였다.

## 2. 차량 모델 및 운전자 모델

### 2.1 차량 모델

전체 차량 모델의 설계는 각 차량 부품의 실험적 분석 혹은 수학적 해석에서 시작된다. Fig. 1에 나타난 것과 같이 차량의 동적 거동 해석에는 바퀴, 제동 장치, 조향 장치, 현가 장치, 타이어 및 노면의 상호 작용, 운전자, 주위 환경 그리고 엔진에서부터의 출력 등 차량을 구성하고 있는 다양한 부품에 대한 수학적 분석이 필요하다. 각 부품들에 대한 자세한 해



- $F_x, F_y, F_z = x, y, z$  forces from tire or on tire
- $M_z$  = aligning moment
- $\delta$  = throttle angle
- $\delta, \delta$  = front steering and road wheel angles
- $\phi, \psi, \gamma$  = body roll, pitch and yaw angle
- $T_e, T_b$  = engine and brake torque
- $\lambda, \beta$  = slip and slip angle
- $v_x, v_y$  = velocity in x and y direction
- $\omega$  = wheel rotation speed

Fig. 1 Overall vehicle system dynamics model

석은 참고 문헌<sup>3,5)</sup>에 기술되어 있으며 Fig. 2는 15 자유도를 가지는 차량 모델을 나타낸다.

이 연구에서는 미끄러짐 계수를 구하기 위하여 바퀴 모델 및 차량 속도만을 기술한다. 먼저 바퀴 모델은 다음과 같이 설계된다.

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

- where  $T_b$  : brake torque (Nm)
- $T_t$  : tire tractive torque (Nm)
- $T_{roll}$  : rolling resistance torque (Nm)
- $T_{eng}$  : torque from the powertrain (Nm)

여기서 아래첨자  $i$ 는 1, 2, 3, 4이며 좌측 앞바퀴, 우측 앞바퀴, 좌측 뒷바퀴, 우측 뒷바퀴를 나타낸다.

또한 차량의 종방향 속도  $v_x$ 를 구하기 위하여 Newton 운동 제 2법칙 및 Fig. 2를 이용하면

$$m_{total}(\dot{v}_x - v_y \dot{\gamma}) = \sum_{i=1}^4 F X_i - F_D \quad (2)$$

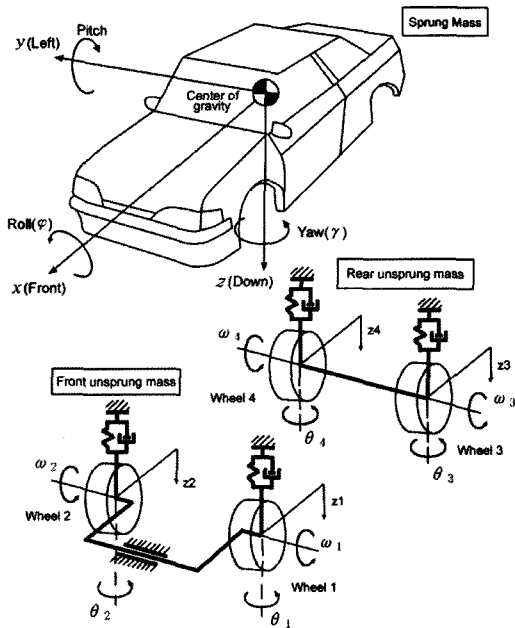


Fig. 2 Fifteen degrees of freedom vehicle model

$$m_{total}(\dot{v}_y + v_x \dot{\gamma}) = \sum_{i=1}^4 FY_i - F_D \quad (3)$$

where  $F_D$  : Aerodynamic drag force (N)

의 식을 구할 수 있다. 식 (2), (3)에서

$$FX_i = (F_{xi} - F_{zi}) \cos \delta_{fi} - F_{yi} \sin \delta_{fi} \quad (4)$$

$$FY_i = (F_{yi} - F_{zi}) \sin \delta_{fi} - F_{xi} \cos \delta_{fi} \quad (5)$$

여기서  $F_{xi}$  및  $F_{yi}$ 는 타이어 모델을 이용하여 구한다. 따라서 제동시 바퀴의 미끄러짐 계수  $\lambda_s$ 는

$$\lambda_s = \frac{R_w \omega_i - v_x}{v_x} \quad (6)$$

여기서 식 (6)을 시간에 대하여 미분하면

$$\dot{\lambda}_s^2 = \frac{R_w}{v_x^2} (\dot{\omega}_i v_x - \omega_i \dot{v}_x) \quad (7)$$

이 된다.

### 2.2 운전자 모델

지금까지 많은 연구에서 조향 입력은 개루프 제어(open loop control)만을 이용하여 결정되어 졌다.

즉, 미리 결정된 조향 입력을 이용하여 차량 모델 혹은 제어기의 평가를 실시하였다.<sup>1,4,5)</sup> 하지만 이는 제한된 환경 하에서 단순 조향 입력에 의한 차량 및 제어기의 응답을 평가한 것이다.

따라서 운전자가 차선을 변경하거나 혹은 장애물을 회피하고자 할 때 조향 입력을 페루프 제어(closed loop control) 방법을 사용하여 결정하여야 한다. 즉, 운전자 모델이 필요하며 이의 구현을 위하여 차량 거동에 대한 다양한 정보를 필요로 한다. 운전자 모델을 사용함으로써 차량 응답은 실차 응답에 보다 비슷해진다.<sup>6)</sup>

이 연구에서는 운전자 모델을 설계하기 위하여 다음과 같은 가정을 하였다. 즉, 조향 입력은 현재 조향 입력 각( $\delta_f$ )과 운전자가 바라보고 있는 전방 위치(L)에서 차량 무게 중심으로부터 운전자가 가고자 하는 요구 경로까지의 횡방향 거리( $\epsilon$ ) 그리고 차량이 향하고 있는 각도  $\gamma$ 의 함수로 가정하였다(Fig. 3). 이 가정을 수학적으로 나타내면 다음과 같다.<sup>3)</sup>

$$\tau_s \dot{\delta}_f + \delta_f = \frac{a_2 V}{(a_1 + L)} \epsilon + a_3 \dot{\gamma} \quad (8)$$

where  $\tau_s$  : time delay of the driver's response

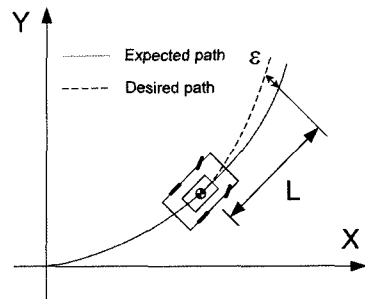


Fig. 3 Strategy of the driver model

### 2.3 CarSim 차량 모델

CarSim은 미국 Mechanical Simulation Corporation사의 제품으로 다양한 노면 조건에서 운전자의 제동, 가속, 조향 입력에 대한 동적 응답을 해석하기 위하여 개발된 27자유도를 가지는 차량 모델 소프트웨어이다. 특히 Version 6.05의 CarSim 모델은 차량을 21개의 multibody로 구분하였으며 83개의 미분방정식으로 구성되어 있다. 또한 본 연구의 차량

모델은 차량 운동을 2차원으로 기술하지만 CarSim은 3차원 운동으로 기술하여 보다 정확한 시뮬레이션 결과를 기대할 수 있다. 한편 여러 가지 차량의 제원을 Library 형태로 제공하여 다양한 차량 운동을 시뮬레이션 할 수 있다. CarSim은 Simulink와 연동되어 사용자가 설계한 제어기 혹은 차량 부분 모델을 쉽게 연계시켜 사용할 수 있는 장점이 있다.<sup>7,8)</sup>

이러한 장점 때문에 많은 자동차 관련 연구소 및 회사에서는 CarSim을 이용하여 관련 연구를 수행하고 있다. 즉, Delphi 및 Ford 사에서는 CarSim을 이용하여 개발된 차량 사시 시스템의 제어기를 검증하는 Hardware In the Loop Simulation system을 제작하였다.<sup>9,10)</sup> 또한 국민대학교 및 한양대학교에서도 CarSim을 이용하여 차량의 댐퍼 혹은 조향 시스템의 제어기를 설계하고 있다.<sup>11,12)</sup>

### 3. ABS 제어기 설계

이 연구에서는 sliding mode control 기법을 사용하여 ABS 제어기를 설계하였다. 식 (1)로부터

$$\dot{\omega}_i = -(K_i u_i + \tau_{xi} + \tau_{ri}) \quad (9)$$

여기서  $K_i = AR_b/I_{wi}$ ,  $\tau_{xi} = F_{xi} R_w / I_{wi}$ ,  $\tau_{ri} = F_{zi} f_{ri} R_w / I_{wi}$  이며 제어 입력  $u_i = P_{bi}$  그리고 엔진으로부터의 출력  $T_{eng} = 0$ 으로 가정한다. 한편  $\tau_{xi}$ 와  $\tau_{ri}$ 의 정확한 값은 구하기 어려우므로  $\hat{\tau}_{xi}$ 와  $\hat{\tau}_{ri}$ 로 가정한다. 이때 추정 오차는 이미 알려진  $\tau_{xi}^*$ 와  $\tau_{ri}^*$ 의 범위 내에 있다고 가정한다.<sup>3,5)</sup>

미끄러짐 계수  $\lambda_r$ 가 목표 미끄러짐 계수  $\lambda_d$ 를 추종하기 위해서 미끄러짐 표면(sliding surface)은 다음과 같이 정의한다.

$$S = \left( \frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \int_0^t \lambda_r dr \quad (10)$$

여기서  $\lambda$ 는 양의 상수이며  $\lambda_r = \lambda_{si} - \lambda_{di}$  이고  $n = 2$ 이다. 미끄러짐 표면을 미분하면 식

$$\begin{aligned} \dot{S} &= \dot{\lambda}_r + \lambda \lambda_r \\ &= \frac{R_w}{v_x^2} \left[ -(K_i u_i + \tau_{xi} + \tau_{ri}) v_x - \omega_i \dot{v}_x + \frac{v_x^2 \lambda}{R_w} (\lambda_{si} - \lambda_{di}) \right] \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 최적의  $\hat{u}$  값은 연속 제어법에 의하여  $\dot{S} = 0$ 의 조건에서 구할 수 있다. 즉,

$$\hat{u} = -\frac{1}{v_x K_i} \left[ (\hat{\tau}_{xi} + \hat{\tau}_{ri}) v_x + \omega_i \dot{v}_x - \frac{v_x^2 \lambda}{R_w} (\lambda_{si} - \lambda_{di}) \right] \quad (12)$$

이 값은 제동 토크 예측에 대한 오차가 0이라는 가정에서 나온 값이다. 하지만 오차는 0이 아니므로 다음의 불연속 값  $\bar{u}$ 를 추가한다.<sup>5)</sup>

$$\bar{u} = \frac{\tau_{xi}^* + \tau_{ri}^* + \eta}{K_i} \text{sgn}(S) \quad (13)$$

where  $\eta$  : a strictly positive constant

여기서  $u_i = \hat{u} + \bar{u}$ 이므로 제어 입력  $u$ 는 다음과 같이 결정되어진다.

$$\begin{aligned} u = & -\frac{1}{v_x K_i} \left[ (\hat{\tau}_{xi} + \hat{\tau}_{ri}) v_x + \omega_i \dot{v}_x - \frac{v_x^2 \lambda}{R_w} (\lambda_{si} - \lambda_{di}) \right] \\ & + \frac{\tau_{xi}^* + \tau_{ri}^* + \eta}{K_i} \text{sgn}(S) \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)는 스칼라 (scalar)인 S 값을 0으로 유지시키므로 다음과 같은 미끄러짐 조건을 만족시킨다.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 = S \times \dot{S} \leq -\eta |S|, (\eta \geq 0) \quad (15)$$

한편 식 (14)를 제어 입력으로 사용할 경우, 시스템의 출력값에 불연속 함수인  $\text{sgn}(S)$ 에 의해서 발생하는 떨림 문제(chattering problem)가 발생한다. 이를 보완하기 위하여 다음과 같이 연속 근사화 방법을 사용한다.<sup>5)</sup>

$$\begin{aligned} u = & -\frac{1}{v_x K_i} \left[ (\hat{\tau}_{xi} + \hat{\tau}_{ri}) v_x + \omega_i \dot{v}_x - \frac{v_x^2 \lambda}{R_w} (\lambda_{si} - \lambda_{di}) \right] \\ & + \frac{\tau_{xi}^* + \tau_{ri}^* + \eta}{K_i} \text{sat} \left( \frac{S}{\Phi} \right) \end{aligned} \quad (16)$$

### 4. 결과 및 토의

이 연구에서 설계된 차량 모델은 다양한 노면 조건에서 다양한 조향 입력을 이용하여 평가하였다. 또한 ABS 제어기는 개발된 차량 모델 및 CarSim 차량 모델에 적용하여 성능 평가를 실시하였다.

#### 4.1 마찰계수가 급격히 바뀌는 노면

먼저 노면 상태가 급격히 바뀌는 운전조건에서 차량 모델 및 ABS의 성능 평가를 실시하였다. 노면 조건이 급격히 바뀌는 것은 외란(disturbance)으로 볼 수 있으며 특히 조향 입력이 없어 ABS 제어기의 종방향 응답 성능을 확인하기에 적합하다.<sup>3)</sup>

이 연구에서 사용된 노면 조건은 젖은 아스팔트이며 10m에서 30m까지 빙판길이라 가정한다. 즉, 운전자는 초기속도 100km/h의 속도로 주행을 하다 0m 지점에서 전방 10m의 빙판을 발견한 후 15bar의 제동 압력을 가한 상황으로 가정하였다.

Fig. 4는 ABS를 장착한 차량과 장착하지 않은 차량의 응답을 보여준다. ABS를 장착하지 않은 차량은 5초 후 45.7km의 속도를 보였으나 ABS를 장착한 차량은 8.7km의 속도를 나타내어 ABS가 감속 성능 향상에 큰 역할을 하고 있음을 보여준다. 또한 ABS를 장착하지 않은 차량은 빙판을 통과할 때 전륜의 미끄러짐 계수가 급격히 커져 바퀴 잠김 현상이 시작되는 것을 나타낸다. 하지만 ABS 차량의 경우 요구 미끄러짐 계수인 -0.2를 잘 추종하고 있다.

또한 Fig. 4는 이 연구에서 개발된 차량 모델의 결과와 CarSim 차량 모델의 결과가 매우 유사함을 보여 준다. 마찬가지로 개발된 ABS는 두 차량 모델에서 모두에서 적절하게 동작하고 있음을 확인할 수 있다. 즉, 노면 계수가 급격히 변화하는 도로에서 직진 및 제동 입력을 가할 경우, 개발된 차량 모델의 응답은 상용 프로그램의 결과와 매우 비슷하여 신뢰성을 확인할 수 있으며 ABS 제어기는 차량 모델

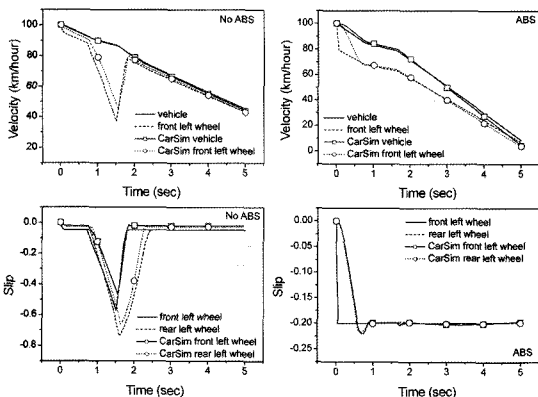


Fig. 4 Vehicle responses on abrupt  $\mu$  change road

에 관계없이 외란에 강인한 성능을 발휘하는 것을 확인할 수 있었다.

한편 연구 결과에서 두 모델의 바퀴 속도 차이 및 이에 따른 미끄러짐 계수의 차이는 타이어 모델 및 현가장치 모델의 차이에서 기인하는 것으로 판단된다. 이 연구에서는 Pacejka 타이어 모델을 사용하였으나 CarSim의 경우 변형된 Pacejka 타이어 모델을 사용하였다.<sup>8,13)</sup> 또한 현가 장치 모델은 제동시 종방향 하중의 이동에 영향을 미쳐 타이어의 회전 속도를 변화시키는 것으로 판단된다.

#### 4.2 사인 함수의 조향입력이 가해지는 경우

슬라이딩 모드 제어기의 가장 큰 장점은 모델링 오차와 외란에 강인하다는 것이다.<sup>1,3)</sup> 이는 개발된 제어기를 서로 다른 방식으로 개발된 모델에 적용하여 결과를 살펴보면 확인할 수 있다.

Fig. 5와 6은 각각 ABS를 장착하지 않은 차량과 ABS를 장착한 차량에 사인 함수의 조향 입력과 급제동 입력을 가하였을 때의 응답을 나타낸다. 노면 조건은 빙판 길이고 조향 입력의 진폭은 20°, 주기는 0.25Hz이며 초기속도 40km/h로 가정하였다.

ABS를 장착하지 않은 차량의 경우, Fig. 5에 나타난 것과 같이 바퀴가 잠김에 따라 요 속도 및 횡방향 가속도는 조향 입력에 응답하지 않아 조향이 거의 불가능해짐을 나타내고 있다. 하지만 Fig. 6에서처럼 ABS를 장착한 차량은 미끄러짐 계수가 -0.2를 추종하여 조향 성능을 유지하는 것을 확인할 수 있다. 즉, 요 속도 및 횡방향 가속도는 조향 입력에 적절히 반응하고 있음을 나타내고 있다. 이러한 결과는 ABS가 차량의 종방향 안정성 뿐만 아니라 횡방향 안정성도 개선시키는 것을 의미한다.

또한 Fig. 5 및 6의 결과를 살펴보면 개발된 차량 모델은 차량의 횡방향 운동에서도 동적 응답을 적절히 모사하고 있음을 나타낸다. 즉, 개발된 차량 모델은 ABS의 장착 여부에 관계없이 CarSim 차량 모델과 비슷한 요 속도 및 횡방향 가속도를 보여준다. 또한 ABS 제어기는 차량 모델에 관계없이 요구 미끄러짐 계수를 유지시켜 제어기의 우수한 성능 및 강인성을 확인시켜 주었다.

한편 두 모델의 결과 차이는 현가 장치 및 조향 장

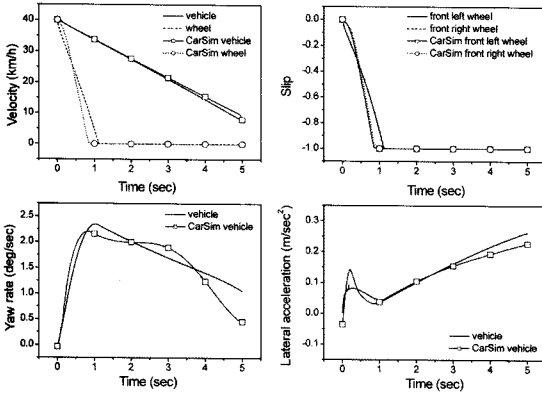


Fig. 5 Without ABS vehicle responses on ice road - sine input

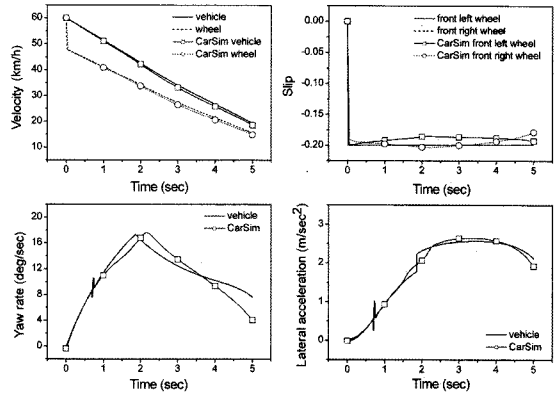


Fig. 7 Without ABS vehicle responses on split  $\mu$  road

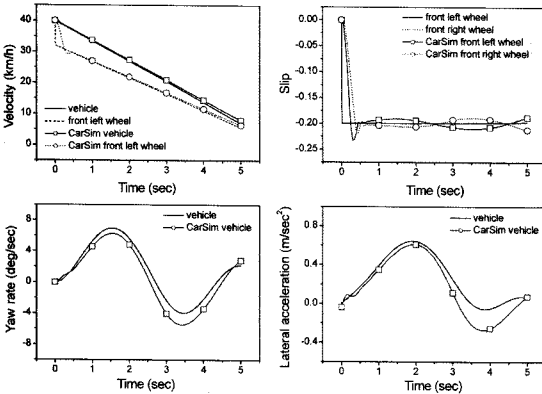


Fig. 6 With ABS vehicle responses on ice road - sine input

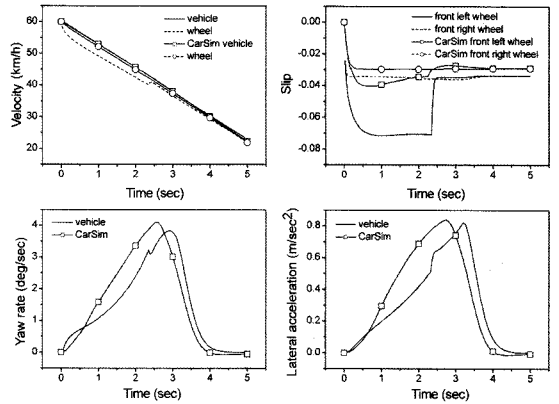


Fig. 8 With ABS vehicle responses on split  $\mu$  road

치 모델의 차이에 기인하는 것으로 판단된다. Allen 및 Rosenthal은 현가 장치 모델이 차량의 피칭(pitching) 및 롤링(rolling) 운동에 영향을 미쳐 차량 운동을 결정한다고 설명하였다.<sup>14)</sup> 즉, 차량이 제동 및 선회 운동을 하면 스프링 상질량(sprung mass)과 하질량(unsprung mass)의 상대 운동이 발생하여 각 타이어에 가해지는 수직하중이 변화하게 된다. 만약 상대 운동이 매우 커지게 되면 차량의 전복사고(roll over)까지 발생하게 된다.

### 4.3 좌우 마찰계수가 다른 노면(split $\mu$ road)

Van Zanten은 좌우 타이어의 마찰계수가 다른 노면(split  $\mu$  road)에서 차량 주행 조건은 차량 모델 및 ABS 제어기의 성능 평가에 매우 중요한 의미를 가진다고 설명하였다.<sup>15)</sup> 이는 조향 입력이 가해지지 않았음에도 불구하고 차량의 횡방향 운동이 발생

되는 특별한 조건이기 때문이다.

Figs. 7 및 8은 양쪽 타이어의 마찰계수가 다른 노면 조건에서 차량이 주행할 경우 ABS가 장착되지 않은 차량과 장착된 차량의 응답을 나타낸다. 즉, 오른쪽 바퀴는 눈길 위에, 왼쪽 바퀴는 빙판길 위에 있으며 초기 속도는 60km/h이고 조향 입력은 가해지지 않았다고 가정한다. 이 때 급 제동이 가해지면 양쪽 바퀴에 발생하는 마찰력이 달라져 차량은 마찰계수가 큰 노면 쪽으로 진행하게 된다.<sup>2,3)</sup> 이는 ABS를 장착한 차량에도 발생되며 결과적으로 요 속도 및 횡방향 가속도가 발생한다.

Fig. 8에서 미끄러짐 계수의 차이는 타이어 모델 및 현가 장치 모델의 차이에서 기인된다고 사료된다. 또한 요 속도 및 횡방향 가속도의 차이 역시 같은 원인으로 발생된 것으로 판단된다.

한편 요속도 및 횡방향 가속도가 급격히 변화하는 시점이 ABS의 장착여부와 상관없이 공통적으로

발견된다. 이는 차량이 눈길 위로 완전히 넘어갔음을 의미한다.

#### 4.4 차선 변경

차선 변경 주행은 이론적 simulation 연구를 실차 실험 시 충돌 회피 실험과 비슷하게 모사하려는 시도에서 시작되었다. 하지만 차선 변경 주행을 모사하기 위해서는 차량이 요구 주행 경로를 추종할 수 있도록 차량 모델에 조향 입력을 가하는 운전자 모델이 필요하다.<sup>6,14)</sup>

Fig. 9는 ABS를 장착한 차량의 동적 응답을 나타내며 Fig. 10은 이때의 차량 주행 궤적을 나타낸다. 노면은 눈으로 덮여 있으며 초기 속도는 60km/h로 가정하였다. 또한 운전자는 전방의 장애물을 발견한 후 급제동을 시작하였으며 10m 진행 후 조향 입력을 가하기 시작하여 40m 지점에서 차선 변경을 종료한다고 가정하였다.

Fig. 9의 왼쪽 상단 그림은 조향 입력각을 나타내고 있다. 지금까지의 연구와는 달리 두 모델에서 운전자 모델이 달라 조향 입력각이 다름을 알 수 있다. 그 결과 요 속도 및 횡방향 가속도가 달라짐을 확인할 수 있다. 하지만 Fig. 10의 주행 궤적을 살펴보면 두 모델 모두 요구 주행 경로를 잘 추종하여 차선 변경 운전전을 적절히 수행하고 있음을 확인할 수 있다. 한편 이 연구의 차량 모델 및 ABS 제어기의 경우 요구 미끄러짐 계수를 잘 추종하고 있으나 CarSim 차량 모델의 경우 차속이 감소함에 따라 약간의 오차

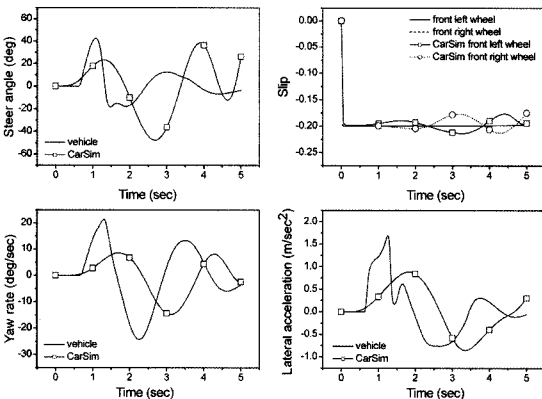


Fig. 9 With ABS vehicle responses with driver model on snow paved road

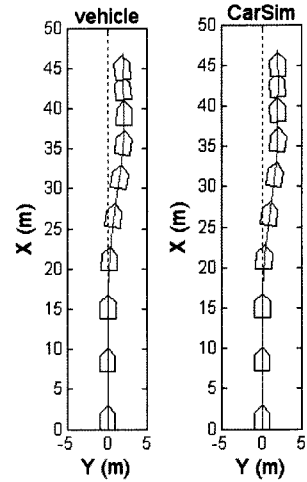


Fig. 10 With ABS vehicle trajectory with driver model on snow paved road

를 보이고 있음을 확인할 수 있다. 이는 CarSim의 바퀴 회전 속도를 계산하는 방법과 ABS 제어기의 계산법의 차이에서 발생하는 것으로 사료된다.

#### 4. 결론

이 연구에서는 차량 모델 및 ABS 제어기를 설계하였으며 이들의 성능 평가를 상용 소프트웨어인 CarSim을 이용하여 수행하였다. 이 연구에서 얻을 수 있는 결론은 다음과 같다.

- 1) 이 연구에서 개발된 차량 모델은 다양한 노면 조건 및 조향 입력 하에서 CarSim 차량 모델과 상당히 비슷한 응답을 나타내었다. 따라서 개발된 차량 모델의 신뢰성을 확인할 수 있었으며 ABS 제어기 등의 설계에 유용하게 사용될 수 있음을 알 수 있다.
- 2) 슬라이딩 모드 제어법을 이용하여 설계된 ABS 제어기는 이 연구에서 개발된 차량 모델에서 뿐만 아니라 CarSim 차량 모델과의 결합에서도 요구 미끄러짐 계수를 매우 잘 추종하여 우수한 성능 및 강인성을 가지고 있음을 확인할 수 있었다.
- 3) 운전자 모델을 이용하여 차량 모델 및 ABS 제어기의 성능을 평가하였다. 이때 차량의 주행 경로는 요구 주행 경로를 적절히 추종하여 개발된 운전자 모델이 타당함을 확인할 수 있었다.

## References

- 1) M. Schinkel and K. Hunt, Anti-Lock Braking Control using a Sliding Mode Like Approach, Proceedings of the American Control Conference, pp.2386-2391, 2002.
- 2) U. Kiencke and L. Nielsen, Automotive Control System, Society of Automotive Engineers, 2000.
- 3) J. Song, H. Kim and B. 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.
- 4) D. Smith and J. M. Starkey, "Effect of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Model Development, Validation and Comparison," Vehicle System Dynamics, Vol.24, pp.163-181, 1995.
- 5) J. Song, "Performance Evaluation of Hybrid Electric Brake System with a Sliding Mode Control System," Mechatronics, Vol.15, pp.339-358, 2005.
- 6) J. Song, K. Boo and J. Lee, "Evaluation of Performance and Development of Control Method of a New Electric Power Steering System (EPS-TT)," Journal of KSAE, Vol.28, No.8, pp.154-161, 2004.
- 7) Mechanical Science Corporation, CarSim Reference Manual, Ver. 6.05, 2006.
- 8) Mechanical Science Corporation, CarSim Data Manual, 2004.
- 9) 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.
- 10) W. Y. Loh, R. L. Basch, T. Dalka and D. L. Hartsock, "Development of a Brake Dynamometer-Vehicle Model Hardware-In-The-Loop System," SAE 2003-01-3337, 2003.
- 11) K. H. Lee, K. Lee, K. Park and S. J. Heo, "A Study of Transient Cornering State using Inside Damper Control," Spring Conference Proceedings, Vol.III, pp.1522-1527, 2006.
- 12) 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, Vol.II, KSAE 06-F0133, pp.856-860, 2006.
- 13) E. Bakker, H. B. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE 890087, 1989.
- 14) R. W. Allen and T. J. Rosenthal, "Requirements for Vehicle Dynamics Simulation Models," SAE 940175, 1994.
- 15) A. T. Zanten, "Bosch ESP Systems: 5 years of Experiment," SAE 2000-01-1633, 2000.