

## 4WS 차량의 안정성 제어

고영은<sup>1)</sup> · 송철기<sup>\*2)</sup>

현대자동차<sup>1)</sup> · 경상대학교 기계항공공학부, 공학연구원<sup>2)</sup>

### Stability Control of Four-Wheel Steering Vehicles

Young Eun Ko<sup>1)</sup> · Chul Ki Song<sup>\*2)</sup>

<sup>1)</sup>Vehicle Technology Center, R & D Division, Hyundai Motor Company, 772-1 Jangduk-dong, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-850, Korea

<sup>2)</sup>School of Mechanical and Aerospace Engineering, ERI, Gyeongsang National University, Gyeongnam 660-701, Korea  
(Received 27 September 2007 / Accepted 11 December 2007)

**Abstract** : Vehicle stability is a very important subject in vehicle design and control, because vehicle safety is closely dependent upon its dynamic stability. The control logic for four-wheel steering(4WS) systems, in which maintaining at least the specified stability region is the control objective, was constructed using the simplified vehicle model of 3 degree-of-freedom. The improvement of vehicle stability was verified through computer simulations for the slalom and the double lane change maneuver using the multi-body dynamic model in MSC.ADAMS.

**Key words** : Vehicle stability(차량 안정성), MSC.ADAMS(아담스), Four-wheel steering system(4WS), Slalom maneuver(슬라롬 거동), Double lane change maneuver(이중 차선 변경 거동)

#### Nomenclature

- $a$  : the distance from the front axle to C.G., m
- $b$  : the distance from the rear axle to C.G., m
- $u$  : the longitudinal velocity of vehicle, m/s
- $v$  : the lateral velocity of vehicle, m/s
- $r$  : the yaw rate of vehicle, rad/s
- $F_{sF}$  : the side force of the front tire, N
- $F_{sR}$  : the side force of the rear tire, N
- $\delta_f$  : the steer angle of the front wheel, rad
- $\delta_r$  : the steer angle of the rear wheel, rad
- $m$  : the total mass of vehicle, kg
- $I_{zz}$  : the yaw moment of inertia of vehicle, kg m<sup>2</sup>

#### 1. 서론

차량 안정성(stability)은 차량 안전(safety)과 밀접한 관계를 가지고 있으므로, 차량 설계와 제어에 있어 매우 중요한 주제이다. 차량 동역학적으로 안정할수록, 운전자가 차량을 조작하기가 쉬워진다. 비록 차량이 비선형 동역학 시스템이지만, 운전자의 조작을 쉽게 할 수 있는 안정 영역(stable region)이 존재한다. 동역학 시스템에 대한 안정 영역을 정확히 찾고자 하는데 그동안 많은 연구가 진행되어왔으나, 차량과 같은 비선형 동역학 시스템에 대한 안정 영역을 쉽게 찾기는 매우 어렵거나, 어떤 경우에는 불가능하기도 한다.

비선형 시스템에 대한 안정 영역 추정법으로 리아프노프 접근법(Lyapunov approach)와 비 리아프노프 접근법(Non-Lyapunov approach)이 있다. 최근의 여러 연구<sup>1-3)</sup>는 차량과 같은 비선형시스템에

\*Corresponding author, E-mail: cksong@gnu.kr

대한 선회시의 안정 영역을 정확하게 추정할 수 있음을 보여주고 있다. 전복시의 안정 영역에 대한 연구<sup>4-8)</sup>도 진행되어, 전복 사고의 안정 영역이 C.G.의 높이, 차폭 등에 밀접한 관계가 있음을 보여 주었다.

차량 요(yaw) 안정성에 대한 대부분의 연구<sup>9,10)</sup>는 정상 조향(neutral-steer), 부족 조향(under-steer), 과도 조향(over-steer) 등과 같은 조향 개념에 초점을 맞추었다. 이는 선형화된 2 자유도계 차량모델의 힘 해석으로부터 유도되었으며, 핸들링 튜닝의 주요 인자로서 사용되었다. 이러한 선형화 해석 기법은 원래 비행체 동역학의 안정성 도함수 개념에서 비롯되었다. Radt<sup>11)</sup>는 안정성 도함수 개념을 이용하여 선형화된 3 자유도계 차량 모델을 유도하였으며, Mashasi<sup>12)</sup>는 4 자유도계 차량 모델을 유도하였다. 그들은 선형화된 차량 모델이 횡 미끄럼 기울기(sideslip gradient), 부족 조향(under-steer) 기울기, 조향 민감도(steering sensitivity), 롤(roll) 등의 차량 파라미터를 연구하는 데 유용함을 보여 주었다. 그러나 이는 0.3G 이하의 횡 가속도(lateral acceleration) 인 선형 구간에서만 적용 가능하다.

차량 요 안정성에 대한 연구는 1992년 이래로 활발히 진행되어 왔으며, ABS(anti-lock brake system), TCS(traction control system) 등의 기능을 사용함으로써 요 안정성은 보다 향상되었다. Shibahata<sup>13)</sup>은 이는 종력(longitudinal force)을 제어하는 요 모멘트 제어법(direct yaw moment control)을 제안하였다. Leffler<sup>14)</sup>는 직접 요 모멘트 제어법의 개념이 채택된 VDC(Vehicle Dynamics Control) 시스템을 소개하였다. 이는 엔진 토크와 각 바퀴의 제동을 제어하여 바퀴의 힘을 조절하는 방법이다. 4WS(four-wheel steering system)은 횡력(lateral force)을 이용하여 요를 제어하는 장치이다. 1980년대 이래로 저속시 선회 반경을 줄임과 동시에, 고속시 핸들링 성능을 향상시키는 4WS를 활발히 연구하여 왔다.<sup>15-18)</sup>

본 연구에서는 차량 안정영역을 판단하는 제어 로직<sup>19)</sup>을 사용하여 4WS 차량에 적용하였다. 제어 효과를 검증하기 위해 MSC.ADAMS<sup>20,21)</sup>로 구성된 다물체 동역학 모델을 이용하여 슬라럼 거동, 이중 차선 변경 거동에 대한 시뮬레이션을 수행함으로써,

차량 안정성이 한층 개선될 수 있음을 검증하고자 한다.

## 2. 단순 차량모델을 이용한 4WS 제어

능동 후륜 조향장치인 4WS은 요 안정성 제어의 대표적인 장치이다. Fig. 1은 4WS를 장치한 차량에 대한 개략도이다. 기본적인 제어 입력은 차량 속도와 조향각이며, 추가적으로 요 레이트(yaw rate)와 횡 미끄럼 각(sideslip angle)이 동적 파라미터로 사용된다. 제어기는 제어 액츄에이터에 신호를 전달하며, 신호를 받은 액츄에이터는 후륜을 조향하여 제어 목적을 달성하게 된다. 후륜의 조향각에 피드백 제어가 사용되기도 한다.

Fig. 2는 길이 방향, 횡 방향, 요 방향 등의 3 자유도계를 가진 비선형 단순 차량모델을 보여준다.<sup>23)</sup> 양 바퀴가 하나로 겹쳐 이루어진 자전거 모델의 형태이다. 이는 양 바퀴 사이의 중량 이동을 무시할 수 있어 편리하다. 반면에 이 모델은 롤과 피치 거동은 확인할 수 없으며, 길이 방향의 어떠한 힘이나 타이어 미끄럼을 무시한다. 차량의 평면운동은 다음과 같이 표현된다.

$$m(\dot{u} - vr) = -2F_{sF}\sin\delta_f - 2F_{sR}\sin\delta_r \quad (1)$$

$$m(\dot{v} + ur) = 2F_{sF}\cos\delta_f + 2F_{sR}\cos\delta_r \quad (2)$$

$$I_{zz}\dot{r} = 2aF_{sF}\cos\delta_f - 2bF_{sR}\cos\delta_r \quad (3)$$

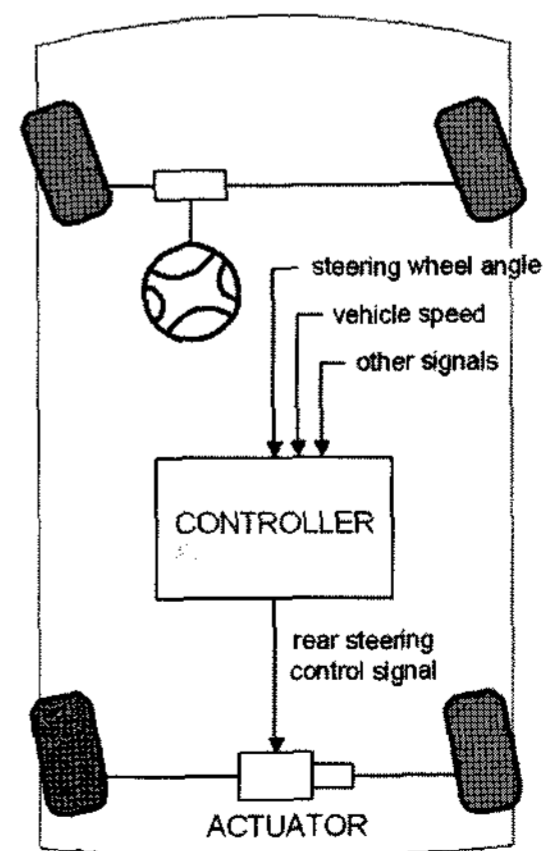


Fig. 1 Schematic diagram of the four-wheel steering system

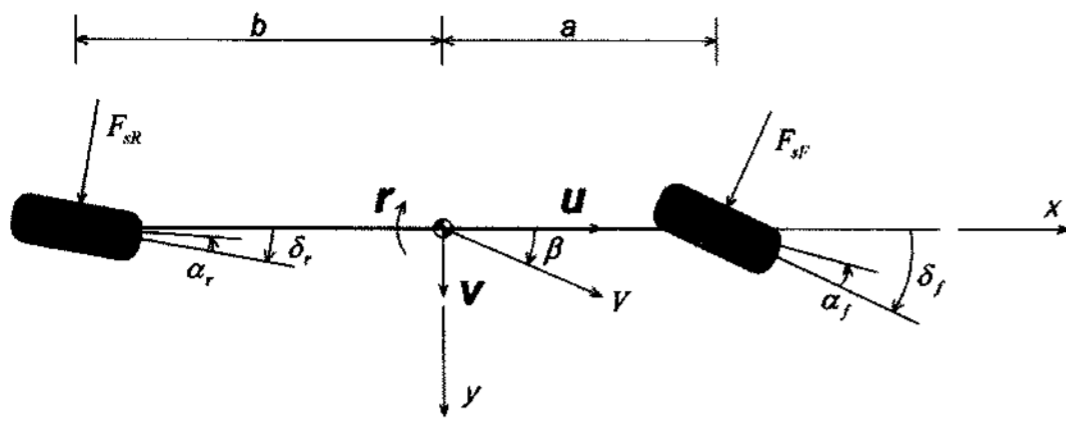


Fig. 2 The simplified vehicle model (3 degree-of-freedom)

상태 해석을 위하여, 차량의 평면 운동을 효과적으로 설명할 수 있는 두 상태, 즉, 횡 미끄럼 각 (sideslip angle,  $\beta$ )과 요 레이트(yaw rate,  $\gamma$ )를 선택하였다. 횡 미끄럼 각과 차량 속도  $V$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{v}{u}\right) \quad (4)$$

$$V = \sqrt{u^2 + v^2} \quad (5)$$

식 (4)와 식 (5)를 대입하여 식 (1) - (3)을 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{\beta} = -r + \frac{2}{mV} F_{sF} \cos(\delta_f - \beta) + \frac{2}{mV} F_{sR} \cos(\delta_r - \beta) \quad (6)$$

$$\dot{r} = \frac{2a}{I_{zz}} F_{sF} \cos \delta_f - \frac{2b}{I_{zz}} F_{sR} \cos \delta_r \quad (7)$$

고유치 해석을 통하여 비선형 시스템의 국부적 안정성을 파악할 수 있다. 식 (6)과 (7)은 안정 평형점  $x_s$ 에 대하여 다음 식과 같이 선형 일차 미분 방정식으로 선형화될 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{Bmatrix} = J(x_s) \begin{Bmatrix} \beta \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad (8)$$

여기서 안정 평형점  $x_s$ 에 대한 자코비언 행렬 (Jacobian matrix)  $J$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$J(x_s) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \beta} & \frac{\partial f_1}{\partial \gamma} \\ \frac{\partial f_2}{\partial \beta} & \frac{\partial f_2}{\partial \gamma} \end{bmatrix}_{x=x_s} \quad (9)$$

식 (9)의 고유치의 부호는 식 (8)의 선형화 시스템이 안정한지 또는 불안정한지를 나타낸다. 고유치의 실수 부분이 음수이면 선형화 시스템은 안정하

며, 실수부분이 양수이면, 시스템은 불안정하다. 따라서 안정 평형점에 대한 자코비언 행렬의 고유치를 분석하는 것은 식 (6)과 (7)의 국부적인 안정성을 분석하는 것과 같다.<sup>19)</sup>

Fig. 3은 차량 속도와 스티어링 휠 조향각에 따른 후륜 조향 제어각(rear wheel control angle)을 결정하는 과정을 보여주는 흐름도이다. 여기서  $\delta_{sw}$ ,  $\delta_{rr}$ 은 각각 스티어링 휠 조향각과 후륜 조향 제어각이다.

차량 속도와 스티어링 휠 조향각의 여러 조건에 이 알고리즘을 반복적으로 적용하여, Fig. 4와 Table 1과 같은 전 영역에 대한 제어 지도(control map)를 얻었다.

6° 이상의 과도 후륜 조향 제어각에서는 운전자가 이상을 느끼게 되므로, Table 2는 Table 1의 원 제어각이 5°를 초과하지 않도록 만들어졌으며, 후륜 조향 제어각이 급격히 변하는 부근에 0.2°, 0.3° 등의 값을 임의로 추가함으로써 제어각이 다소 부드러워 지도록 수정된 것이다.

Fig. 5는 Table 2의 수정된 자료를 근거하여, 특정 차량 속도에 대한 후륜 조향 제어각의 변화를 보여주는 그림이다. 차량 속도가 빠를수록 후륜 조향각

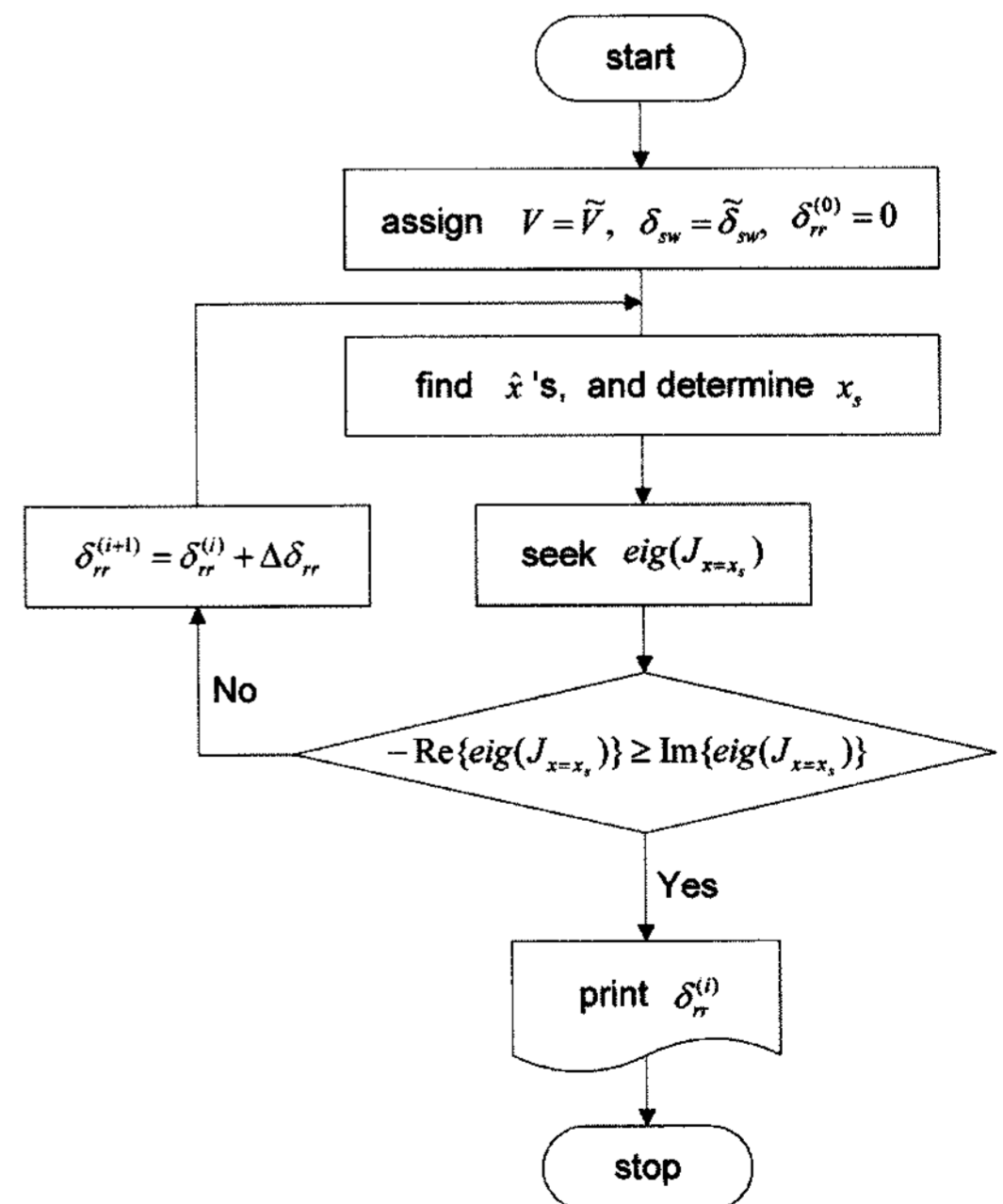


Fig. 3 The procedure determining the rear wheel control angle

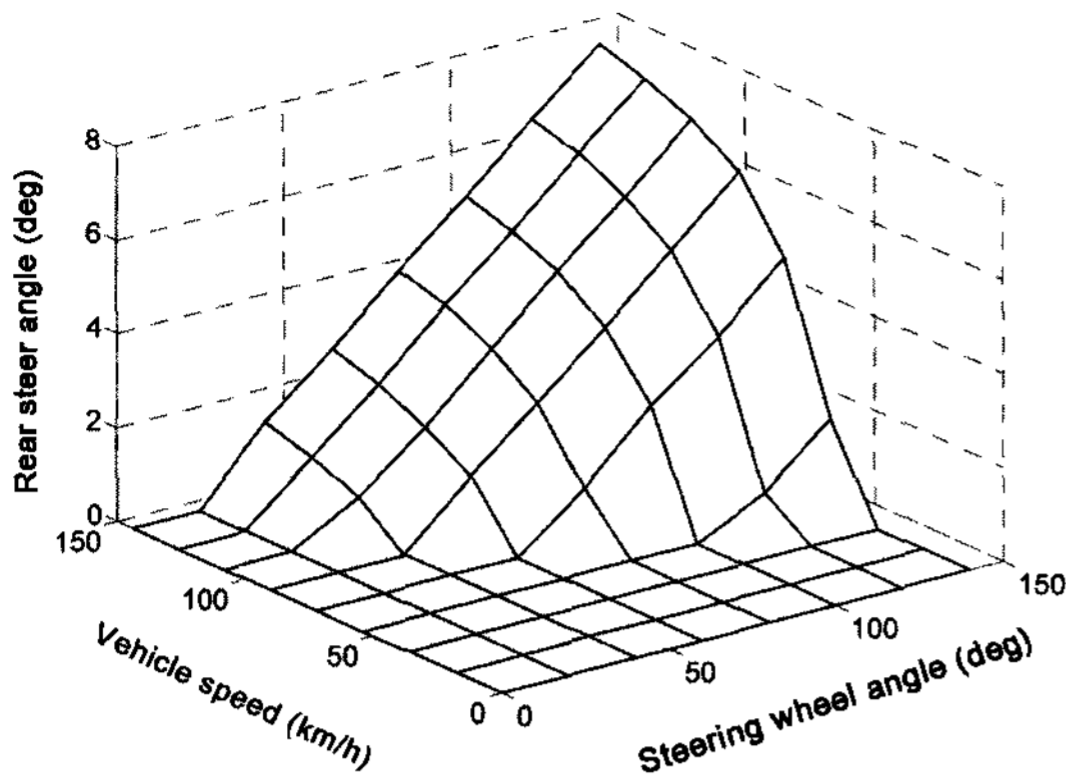


Fig. 4 The original control map

Table 1 The original control map

Vehicle speed (km/h)	Steering wheel angle (deg)							
	0°	20°	40°	60°	80°	100°	120°	140°
0	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
18	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
36	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
54	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0.70°	1.90°
72	0°	0°	0°	0°	1.10°	2.50°	3.60°	4.90°
90	0°	0°	0°	1.30°	2.50°	3.70°	5.00°	6.30°
108	0°	0°	0.80°	1.90°	3.20°	4.50°	5.70°	7.00°
126	0°	0°	1.20°	2.40°	3.70°	4.90°	6.20°	7.40°
144	0°	0°	1.50°	2.70°	4.00°	5.20°	6.50°	7.70°

Table 2 The adjusted control map. This is adjusted to trim the values above 5°, and to smooth the sharp change from naught to some values

Vehicle speed (km/h)	Steering wheel angle (deg)							
	0°	20°	40°	60°	80°	100°	120°	140°
0	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
18	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
36	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0.20°	0.70°
54	0°	0°	0°	0°	0°	0.20°	0.70°	1.90°
72	0°	0°	0°	0.30°	1.10°	2.50°	3.60°	4.90°
90	0°	0°	0.30°	1.30°	2.50°	3.70°	5.00°	5.00°
108	0°	0.20°	0.80°	1.90°	3.20°	4.50°	5.00°	5.00°
126	0°	0.30°	1.20°	2.40°	3.70°	4.90°	5.00°	5.00°
144	0°	0.30°	1.50°	2.70°	4.00°	5.00°	5.00°	5.00°

이 더 일찍 변하게 됨을 보여 주고 있다.

Fig. 6은 4WS 제어를 개념적으로 보여주는 그림이다. 후륜 조향 제어각은 Table 2에 따라서 얻게 된

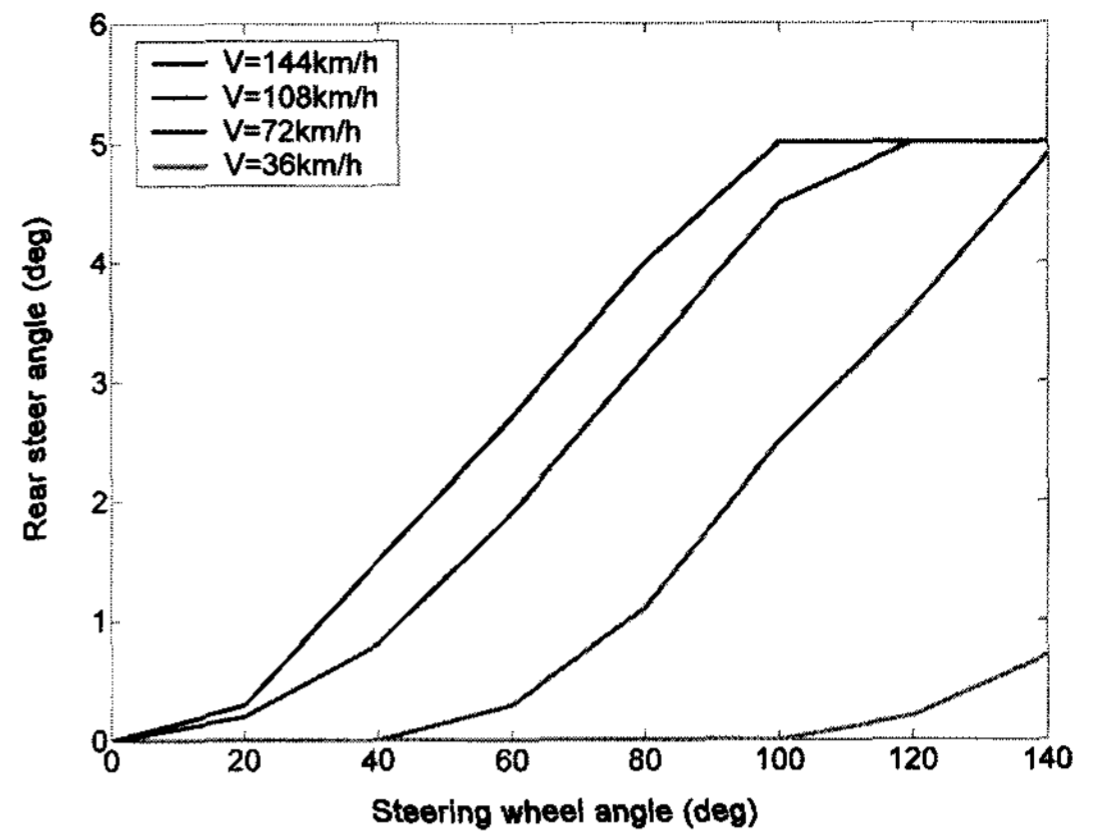


Fig. 5 Rear control angles of the adjusted control map

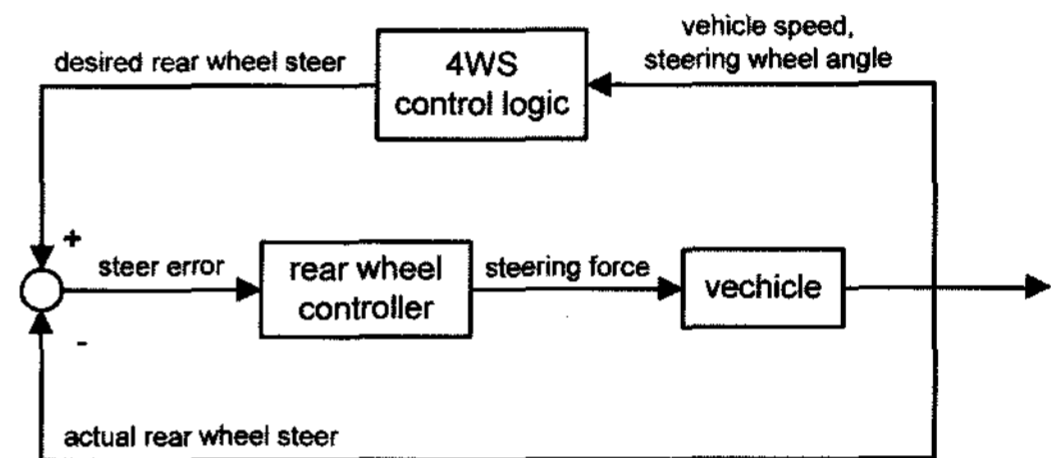


Fig. 6 The schematic diagram of a 4WS model

다. 제어기는 조향력의 크기를 결정한다. PID 제어기의 이득(gain)은 Ziegler-Nichols 방법<sup>24)</sup>으로 구하였다.

본 연구의 제어 로직은 차량의 동적 안정성의 보장과 피드포워드 제어(feedforward control)의 두 가지 주요 특징을 가지고 있다.

본 제어방법의 특징은 차량 속도 센서와 스티어링 휠 조향각 센서의 단 두개 신호만을 사용한다는 점이다. 차량 속도는 모든 차량에 기본적으로 장착되어 있는 차량 속도계를 이용하며, 스티어링 휠 조향각은 스티어링 휠에 간단한 엔코더를 부착하여 측정할 수 있다 따라서 단 두 개의 기본 센서만을 사용함으로써 시스템을 경제적이고 단순화시킬 수 있었다.

### 3. 다물체 동역학 시뮬레이션

앞에서 제안한 4WS 제어 로직의 성능을 검증하기 위하여, Fig. 7에서 보는 바와 같은 MSC.ADAMS로 구성된 119 자유도의 다물체 동역학 모델<sup>23)</sup>을 사용하여 다음의 시뮬레이션을 수행하였다. (1) 차량

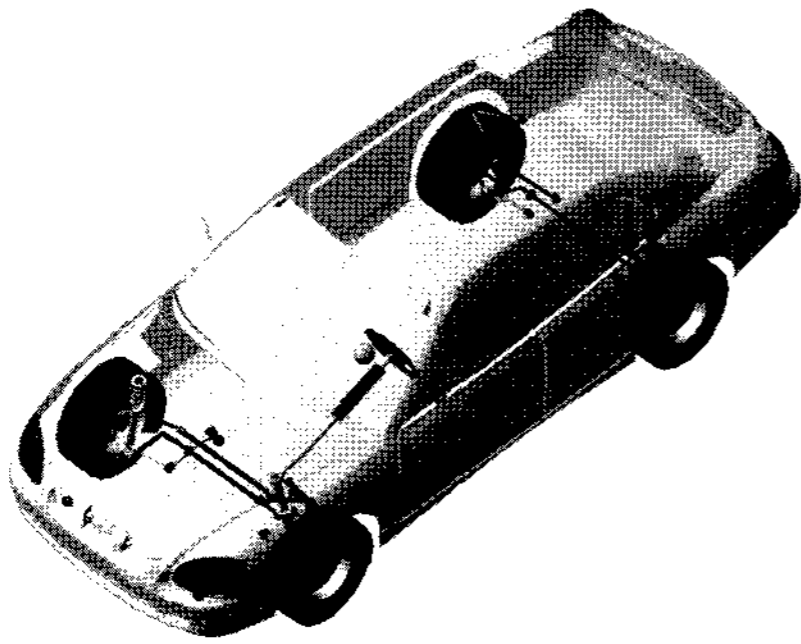


Fig. 7 Full vehicle model in MSC.ADAMS  
The front: double wishbone, the rear: multi-link type

이 안정성 영역을 벗어날 수 있는 극한 상황을 재현하는 슬라럼(slalom) 해석, (2) 차량이 정해진 도로를 따라 움직이는 정상적인 상황을 재현하는 이중 차선 변경(double lane change) 해석.

운전자 모델은 4WS 차량과 2WS 차량으로 구성하여, 주어진 차량 속도를 유지하면서 정해진 도로를 주행하도록 하였다.

### 3.1 4WS의 모델링

후륜이 조향되도록 뒷 차축에 조향장치를 추가하였다. 본 연구에서 사용된 차량의 후륜 현가장치는 Fig. 8(a)와 같은 멀티 링크(multi-link) 형태이다. 2WS 차량의 후륜 로암(rear lower arm)은 후륜의 토우 각을 수동적으로 조절하는 기능을 가지고 있다. Fig. 8(b)와 같이, 4WS 차량에서는 2WS 차량의 토우 컨트롤 링크(toe control link) 대신 조향 장치로 대체되었다.

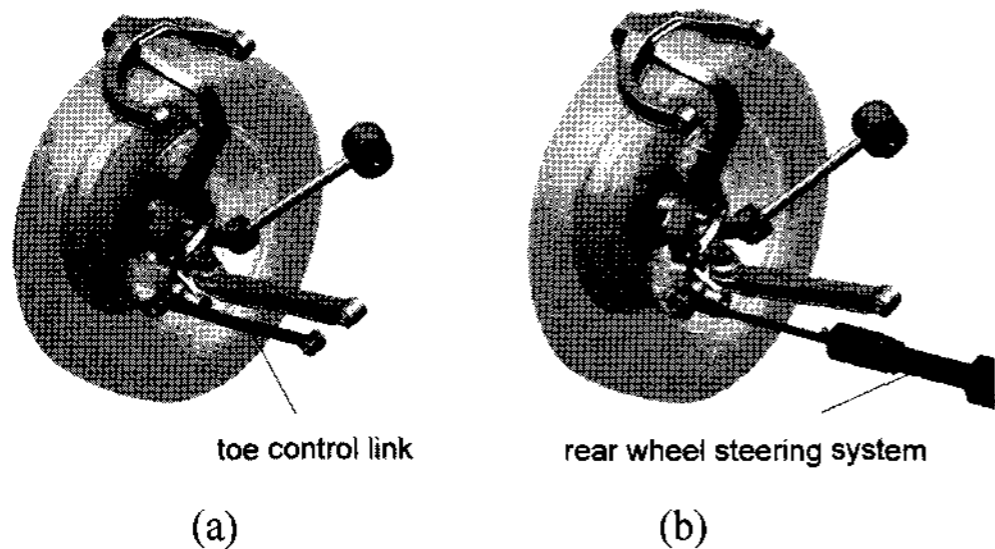


Fig. 8 The modification of the toe control link. Rear suspension links of (a) 2WS, (b) 4WS

### 3.2 슬라럼 시뮬레이션

슬라럼 거동은 차량 전방에 장애물이 갑자기 감지되었을 때 추돌을 회피하는 성능을 추정하기에 유용한 방법이다. Fig. 9와 Fig. 10은 2WS 차량과 4WS 차량에 대해 100 km/h의 초기 속도에서 정현파 조향을 하는 슬라럼 시뮬레이션을 수행하여 서로 비교한 결과이다.

운전자는 2WS 차량과 4WS 차량을 Fig. 9(a)와 같이 조향하도록 하였다. Fig. 9(b)은 4WS 차량이 제어 로직에 따라 조향되는 전륜과 후륜의 조향각을 보여주는 그림이다. 후륜이 전륜과 동위상으로 조향되며, Table 2에서 조절한 바와 같이 5°를 초과하지 않음을 확인할 수 있다. Fig. 9(c)는 2WS 차량과 4WS 차량에 대해 차량 C.G.의 종 변위와 횡 변위의 관계를 보여주는 그림으로, 2WS 차량은 궤도를 벗어나는 반면, 4WS 차량은 궤도를 유지할 수 있음을 보여준다. Fig. 9(d), 9(e), 9(f)는 각각 시간에 따른 차량 속도, 횡 가속도, 롤 각도를 보여주는 그림이다.

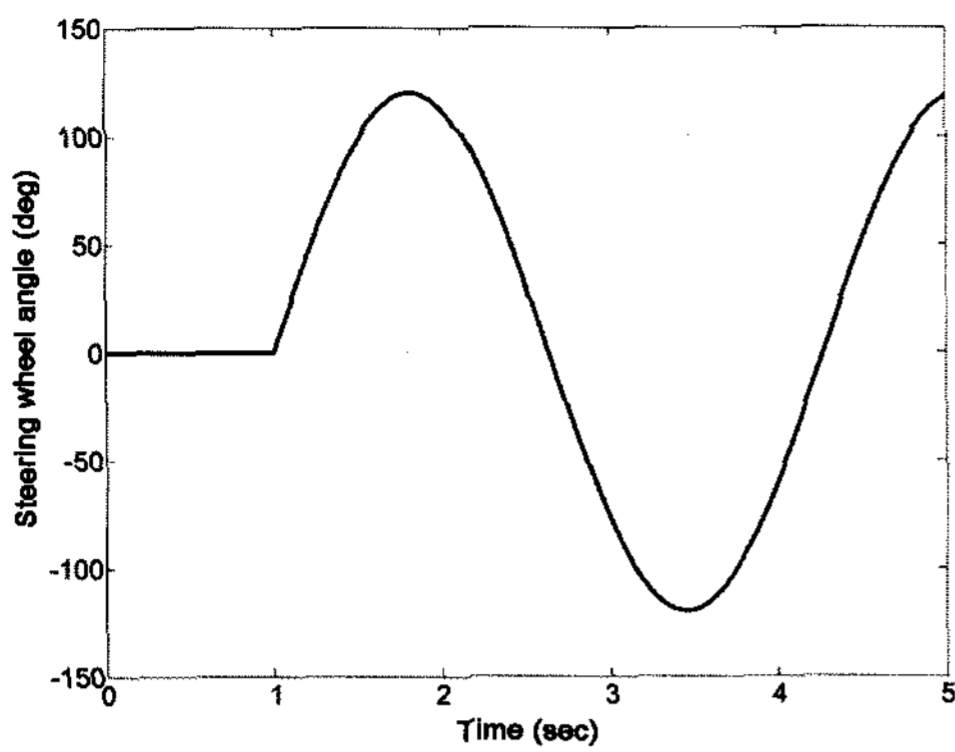
Fig. 10은 슬라럼 거동시 차량 안정성을 판단할 수 있도록 하는 그림으로, Fig. 10(a), 10(b)는 각각 시간에 따른 횡 미끄럼 각과 요 레이트를 나타내는 그림이며, Fig. 10(c)는 횡 미끄럼 각과 요 레이트의 관계를 보여준다.

2WS 차량에서, Fig. 9(c)의 차량 C.G. 트랙 변화, Fig. 9(d)의 차량 속도의 급격한 감소, Fig. 10(a)의 횡 미끄럼 각 변화와 Fig. 10(b)의 요 레이트 변화 등은 차량이 불안정 영역으로 이동하였음을 보여준다. 이는 운전자가 차량을 더 이상 조작할 수 없는 상황이 되었음을 의미한다. 그러나 차량 속도가 감소되면 차량의 안정성은 다시 증가될 수 있을 것이다.

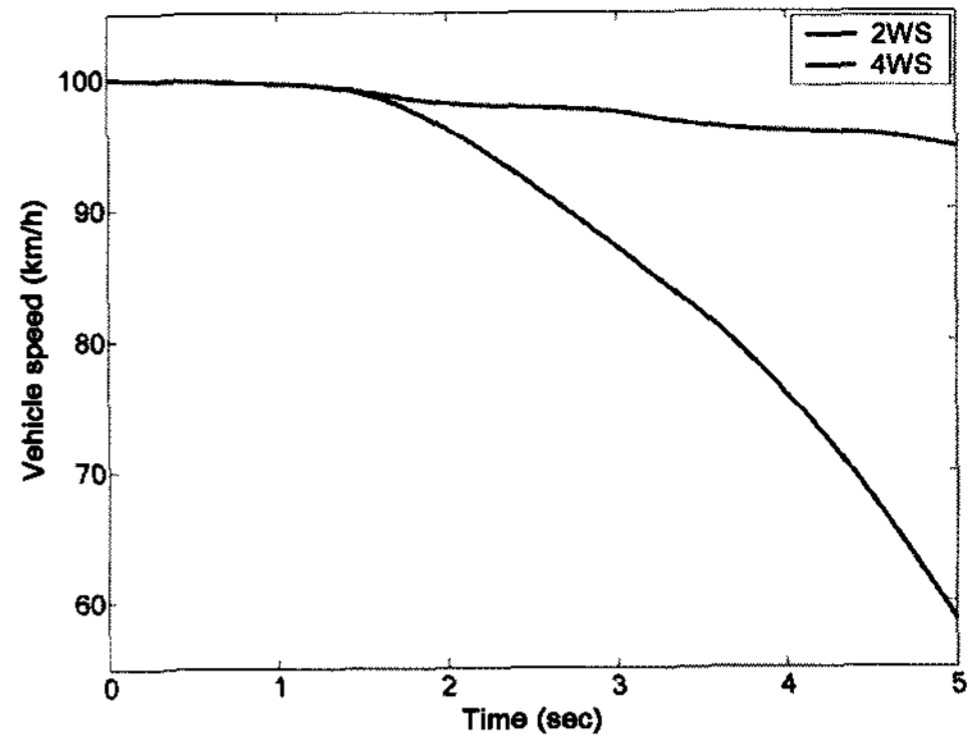
Fig. 10(a)와 10(b)에서 보는 바와 같이, 4WS 차량은 횡 미끄럼 각과 요 레이트의 변화가 비교적 적음을 알 수 있다. 특히 Fig. 10(c)에서 보는 바와 같이, 4WS 차량은 안정 영역 내에 계속 유지됨을 알 수 있다. 이는 장애물이 갑자기 나타난 경우에도 차량을 조작할 수 있음을 의미한다.

### 3.3 이중 차선 변경 시뮬레이션

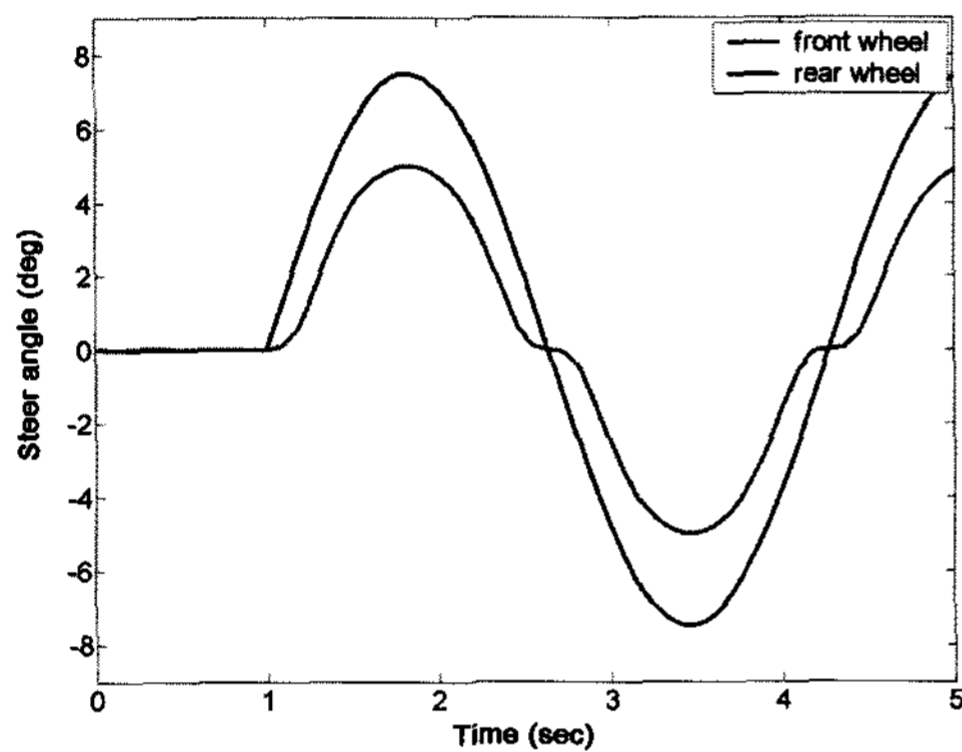
이중 차선 변경 거동은 주어진 도로를 따라 주행할 수 있는 능력이 있는지를 평가하는 데 사용된다.



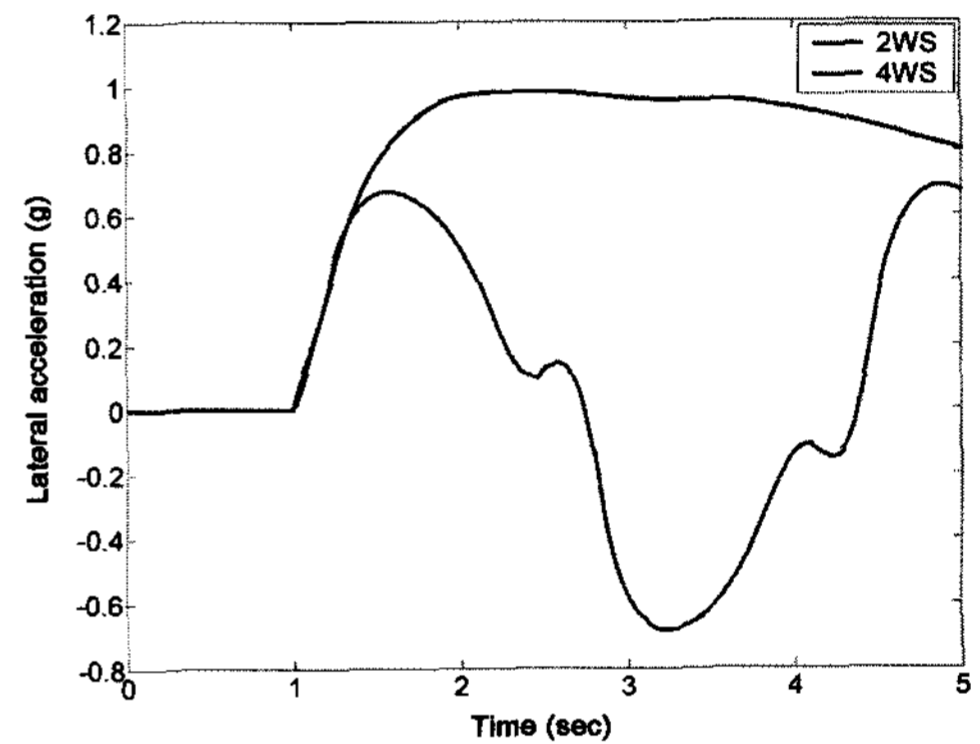
(a) Steering wheel angle



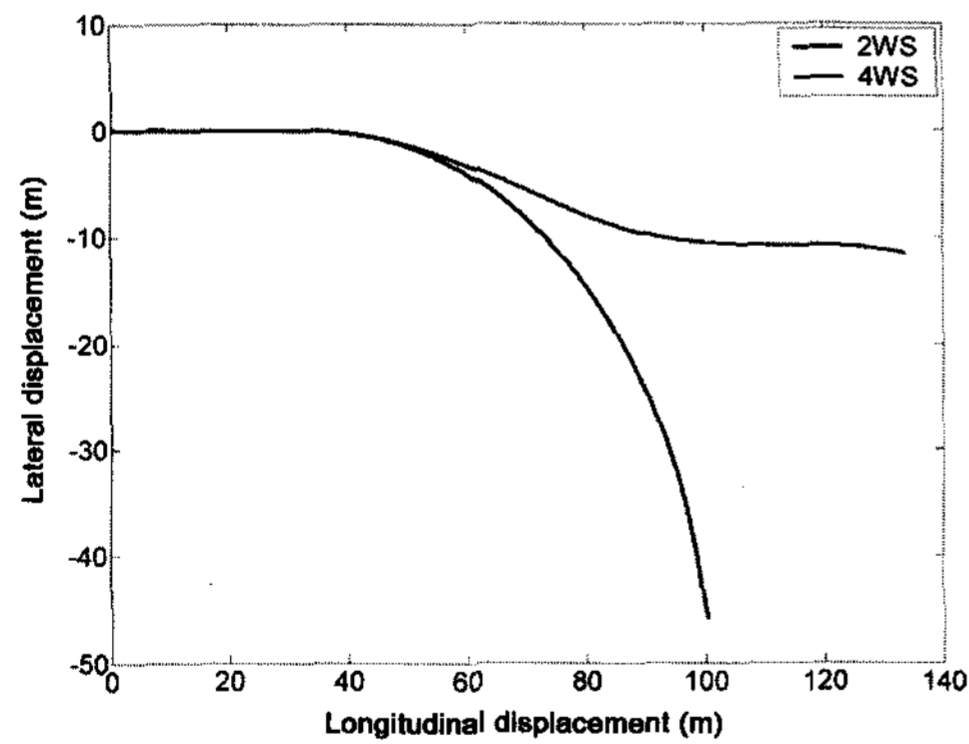
(d) Vehicle speed



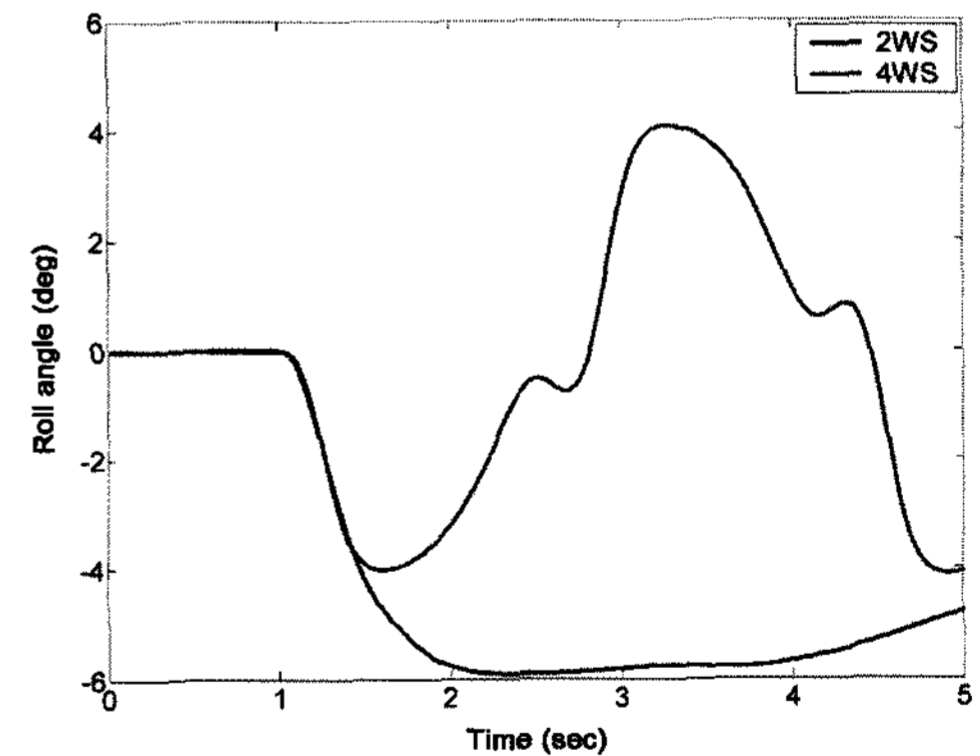
(b) Wheel steer angles of 4WS



(e) Lateral acceleration



(c) Track of vehicle C.G. point



(f) Roll angle

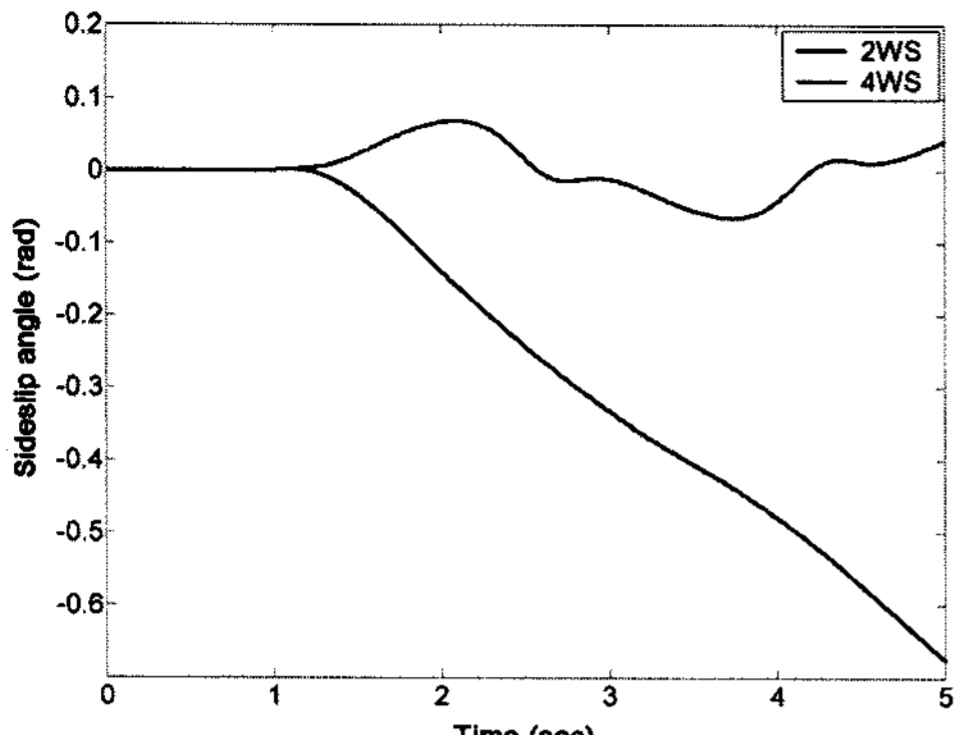
Fig. 9 The simulation of the slalom maneuvers

운전자 모델은 속도 제어기(Fig. 11(a))와 도로 주행 제어기(Fig. 11(b))로 구성된다. 속도 제어기는 전륜에 작용하는 토크 량을 결정하여 차량이 요구 속도를 유지하도록 하며, 도로 주행 제어기는 스티어링 휠 조향각을 조절하여 차량이 궤도를 벗어나지 않도록 한다. 도로 주행 제어기는 운전자가 항상 전

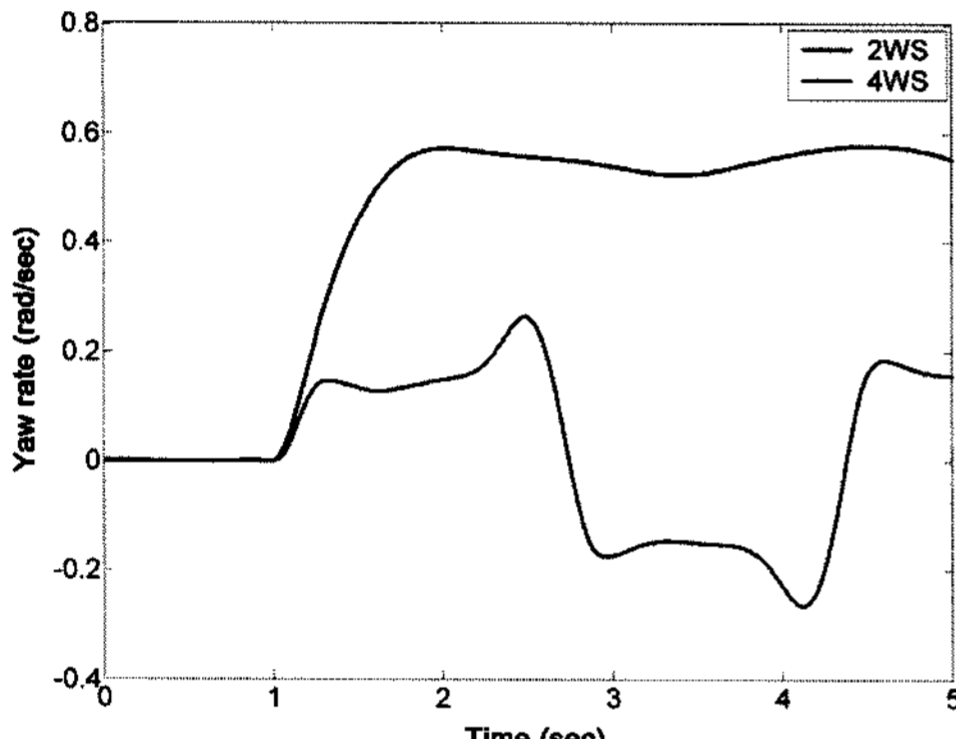
방을 주시한다는 가정 하에, Fig. 12로 주어진 도로의 중앙선을 부드럽게 연결한 커브길을 따라 차량 주행로에 적응하도록 하였다.

Fig. 13은 90 km/h로 주행하면서 이중 차선 변경하는 시뮬레이션을 보여주는 그림이다. Fig. 13(b)와 13(c)는 4WS 차량의 후륜이 전륜과 동위상으로 조

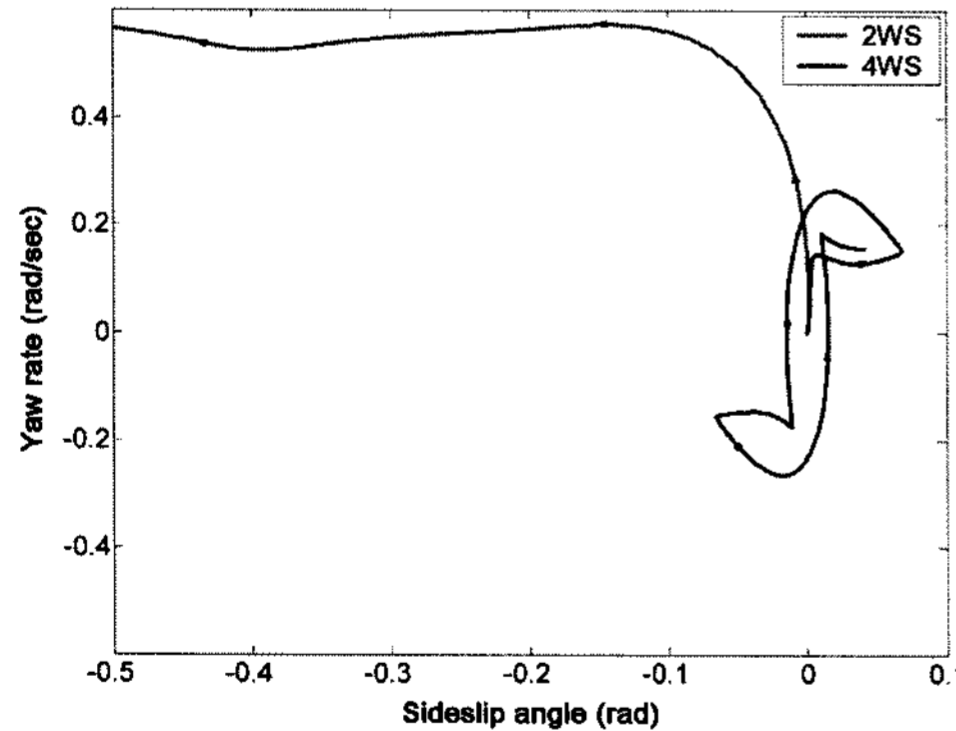
## 4WS 차량의 안정성 제어



(a) Sideslip angle



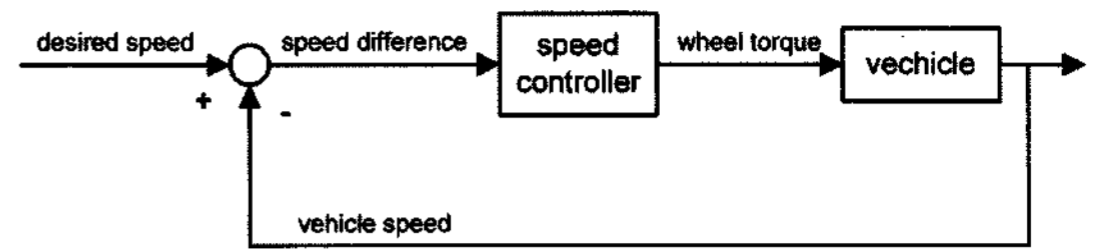
(b) Yaw rate



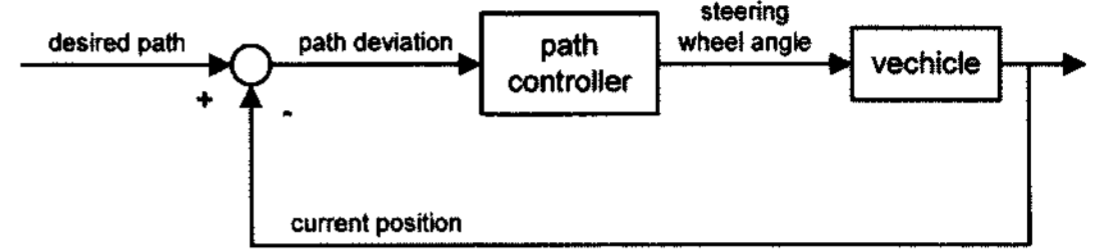
(c) Trajectory in the state space

Fig. 10 The vehicle stability in the slalom maneuver

향되며, 후륜 조향 때문에 4WS 차량의 선회 반경 (the radius of curvature)이 더 커짐을 보여준다. Fig. 13(d)의 횡 미끄럼 각도 변화는 4WS 차량의 특징을 잘 나타내고 있으며, 4WS 차량의 횡 미끄럼 각은 2WS 차량과 반대 위상을 갖는다. Fig. 13(e)에서 보는 바와 같이, 2WS 차량은 4WS 차량에 비해 50% 이



(a) The vehicle speed control



(b) The path following control

Fig. 11 The schematic diagram of the driver model

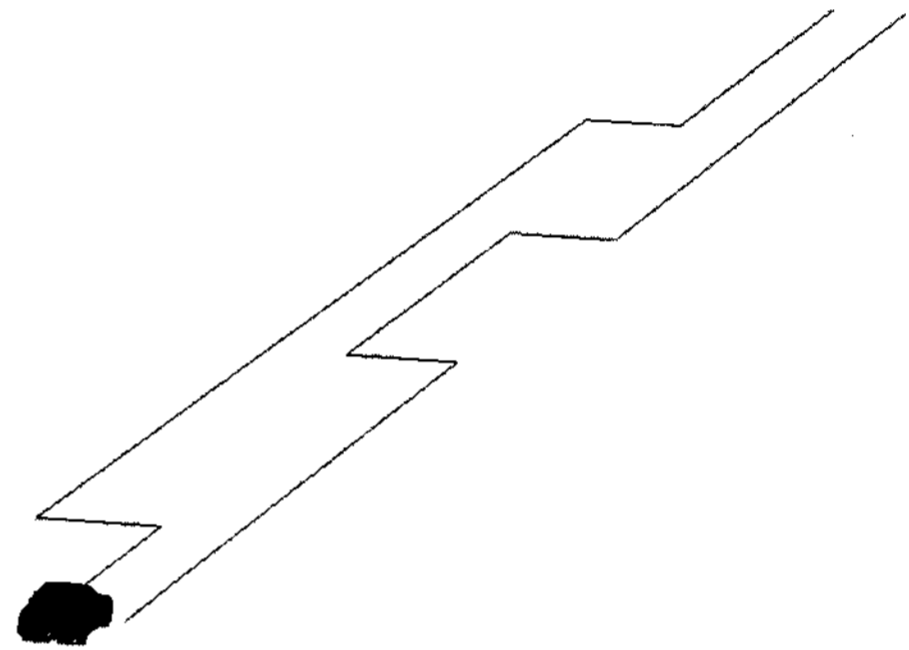


Fig. 12 Driving course of the double lane change. ISO test specification<sup>25)</sup> is referred for the drive course

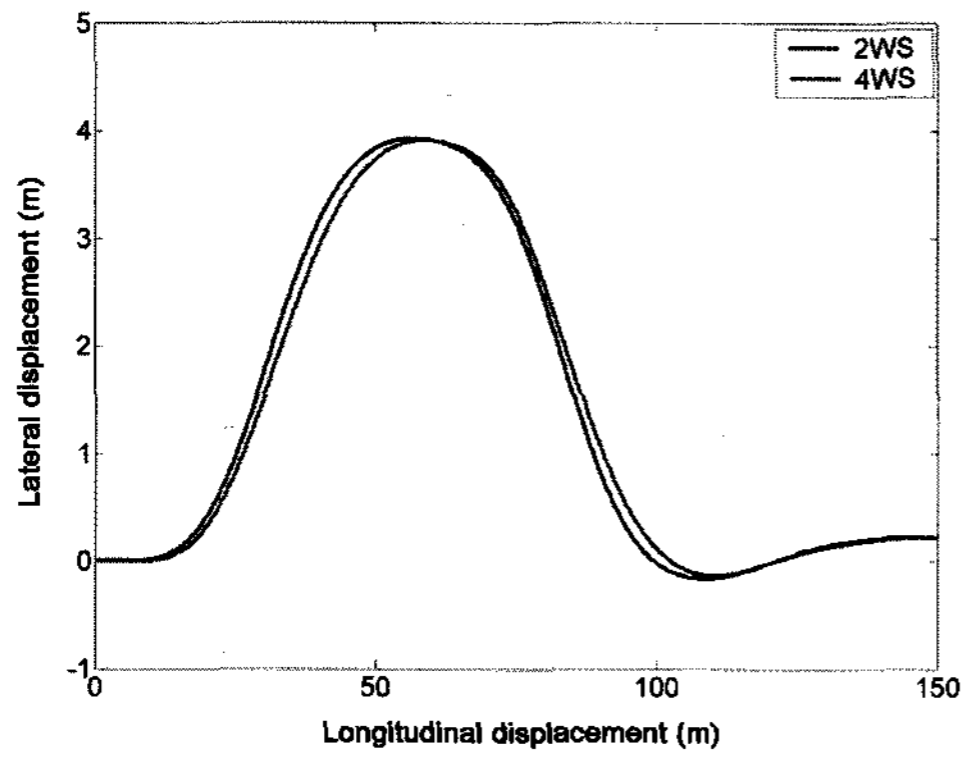
상 차체가 회전하게 됨을 보여준다.

Fig. 14에서 보는 바와 같이, 2WS 차량의 횡 미끄럼 각 방향은 차량의 요 방향과 반대인 반면, 4WS 차량의 횡 미끄럼 각 방향은 차량의 요 방향과 같아진다. 4WS 차량의 이러한 특성 때문에 운전자가 차량을 조정하기가 보다 쉬워지게 된다.

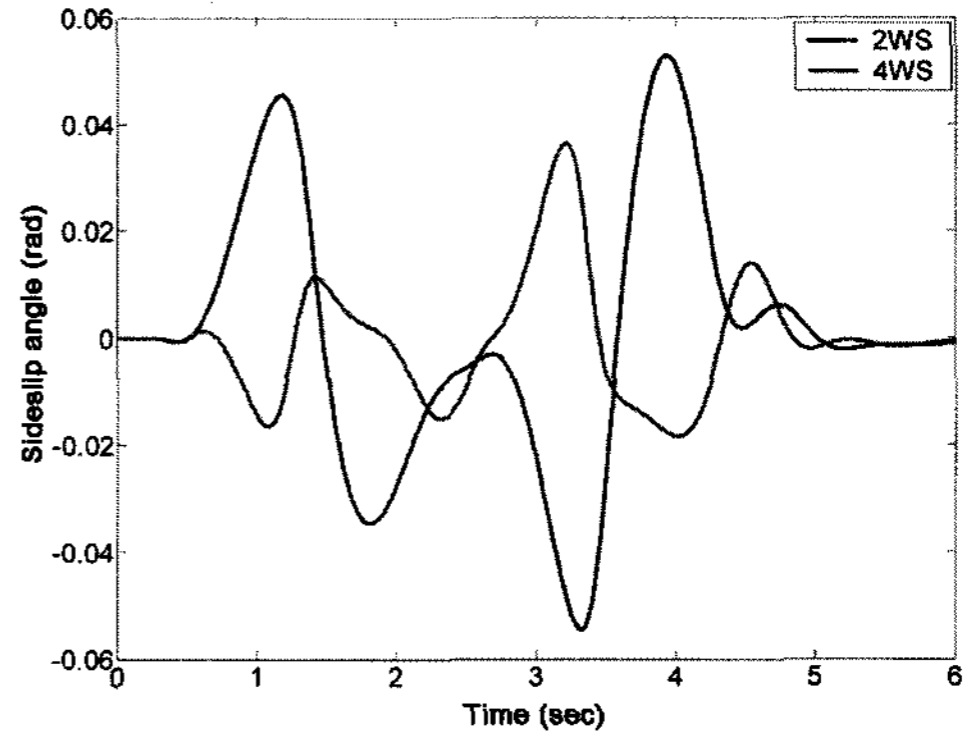
더구나, 4WS 차량의 횡 미끄럼 량이 2WS 차량에 비해 적어진다. 따라서, Fig. 13(b)에 나타난 바와 같은 4WS 차량의 추가적인 스티어링 휠 조향각이 4WS의 단점이 되지 않는다는 사실은 Fig. 13(f)에서 보는 바와 같이, 2WS 차량과 4WS 차량 모두 안정성 영역 내에 있지만, 후륜 조향장치와 4WS 제어 로직을 적용함으로써 차량의 안정성을 더 보장될 수 있다는 사실을 알 수 있다.

## 4. 결론

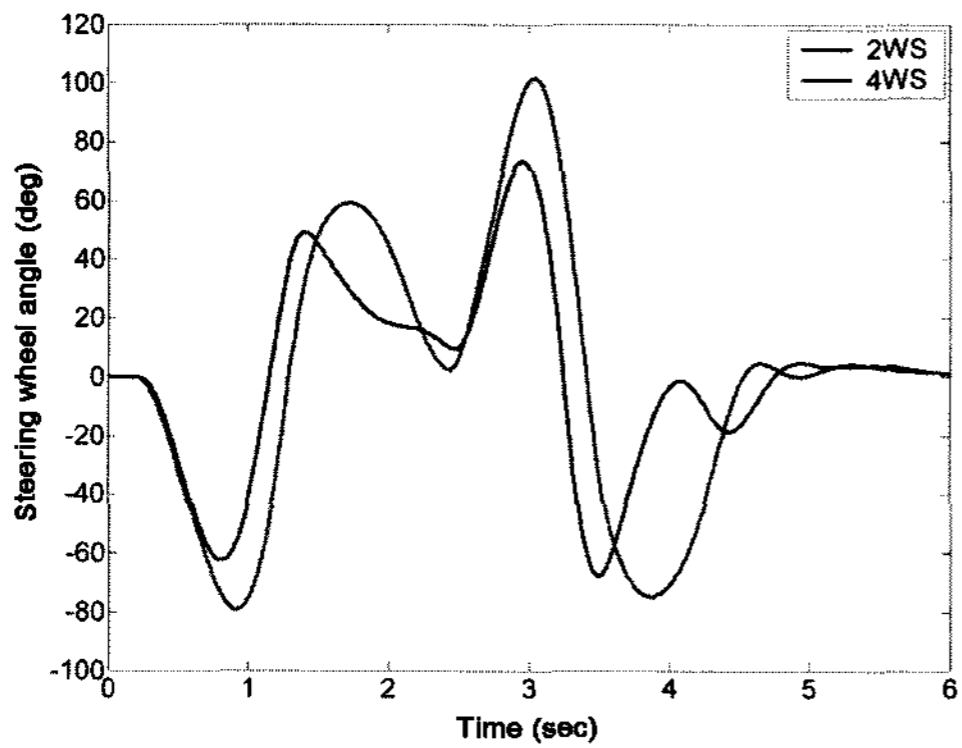
본 연구를 통하여 얻은 결론을 정리하면 다음과 같다.



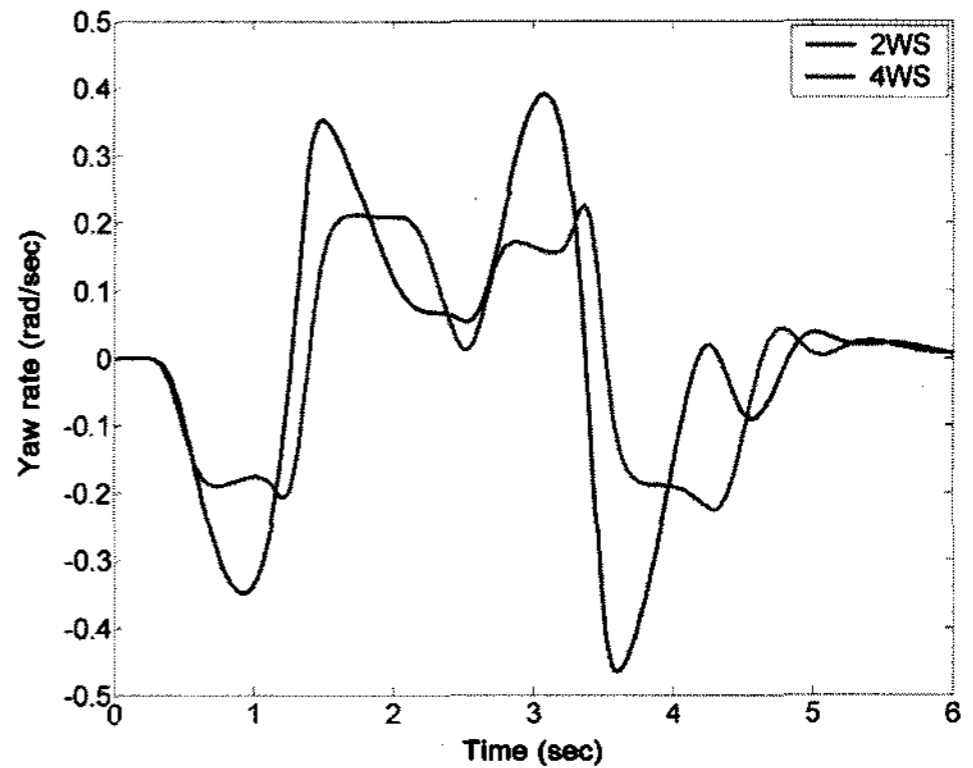
(a) Track of vehicle C.G. point



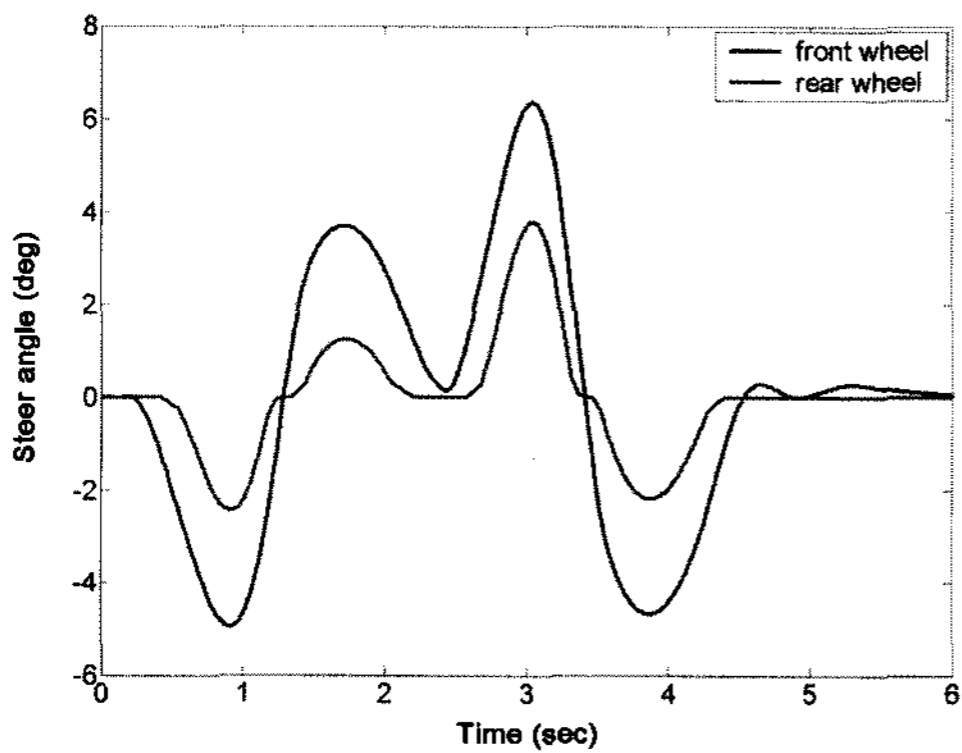
(d) Sideslip angle



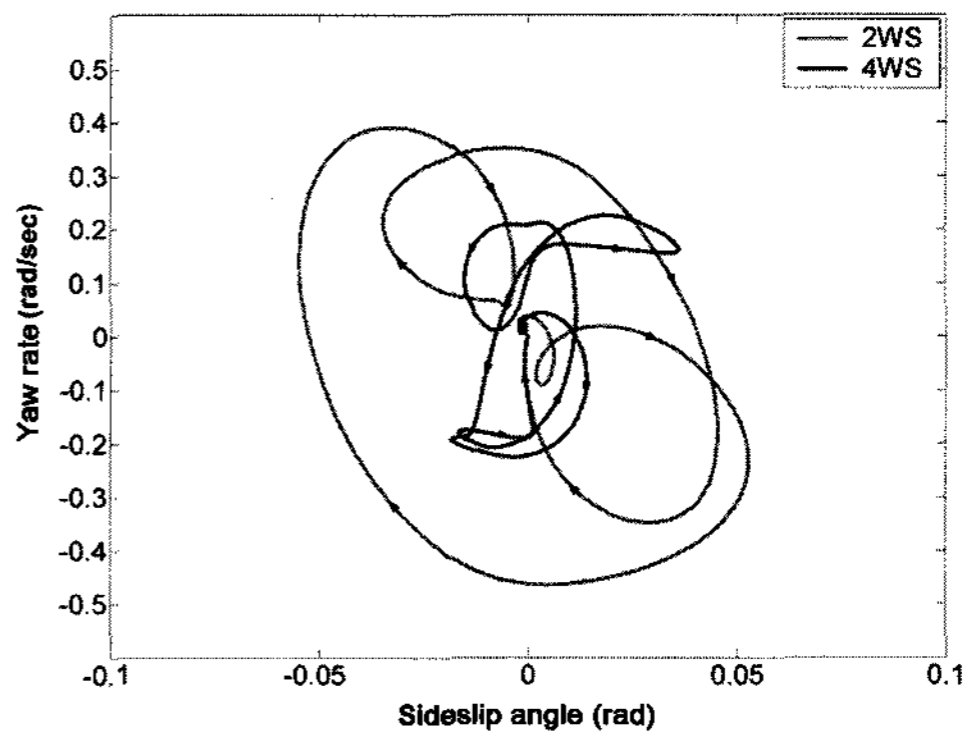
(b) Steering wheel angle



(e) Yaw rate



(c) Wheel steer angles of 4WS



(f) Trajectory in the state space

Fig. 13 The simulation of the double lane change maneuvers

1) 3자유도 비선형 단순 차량모델을 이용하여 차량 속도 센서와 스티어링 휠 조향각 센서 만을 사용하는 4WS 제어법을 제안하였다. 이는 차량 안정성 영역을 보장하도록 설계되었으며, 피드포워드 제어의 특징을 가지고 있다.

2) 제안된 4WS 제어 로직의 성능을 검증하기 위하여, 다물체 동역학 모델을 이용하여 슬라럼 해석과 이중 차선 변경 해석을 수행함으로써, 2WS 차량에 비해 차량 안전성이 보다 향상되었음을 확인할 수 있었다.



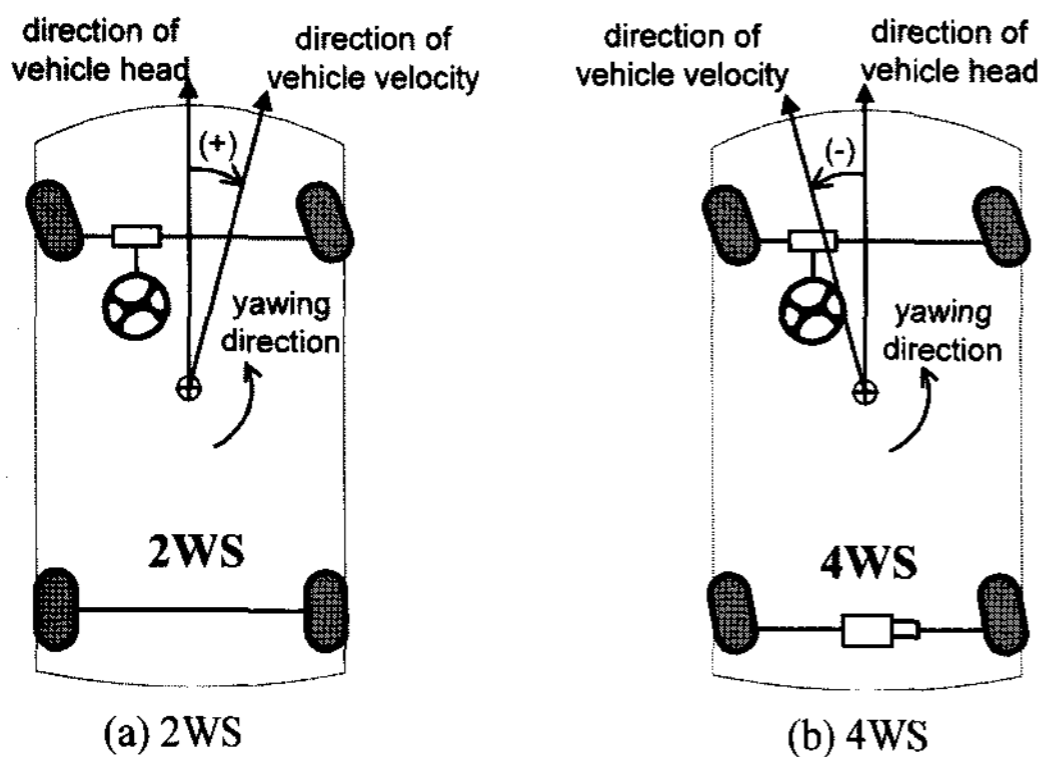


Fig. 14 The direction of the sideslip and the yawing

## 후 기

본 연구는 경상대학교 공학연구원과 Brain Korea 21사업단의 지원으로 이루어졌습니다.

## References

- 1) R. Genesio, M. Tartaglia and A. Vicino, "On the Estimation of Asymptotic Stability Regions: State of the Art and New Proposals," *IEEE Trans. Automatic Control*, Vol.30, No.8, pp.747-755, 1984.
- 2) H. D. Chiang, M. W. Hirsch and F. F. Wu, "Stability Regions of Nonlinear Autonomous Dynamical Systems," *IEEE Trans. Automatic Control*, Vol.33, No.1, pp.16-27, 1988.
- 3) H. D. Chiang, F. F. Wu and P. P. Varaiya, "Foundations of Direct Methods for Power System Transient Stability Analysis," *IEEE Trans. Circuits and Systems*, Vol.34, No.2, pp. 160-173, 1987.
- 4) R. W. Allen, H. T. Szostak, T. J. Rosenthal and D. H. Klyde, "Field Testing and Computer Simulation Analysis of Ground Vehicle Dynamic Stability," SAE 900127, 1990.
- 5) R. W. Allen, H. T. Szostak, T. J. Rosenthal, D. H. Klyde and K. J. Owens, "Characteristics Influencing Ground Vehicle Lateral/Directional Dynamic Stability," SAE 910234, 1991.
- 6) R. W. Allen and T. J. Rosenthal, "A Computer Simulation Analysis of Safety Critical Maneuvers for Assessing Ground Vehicle Dynamic Stability," SAE 930760, 1993.
- 7) Y. Lund and J. Bernard, "Analysis of Simple Rollover Metrics," SAE 950306, 1995.
- 8) R. Eger, R. Majjad and N. Nasr, "Rollover Simulation Based on a Nonlinear Model," SAE 980208, 1998.
- 9) T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1992.
- 10) W. F. Milliken and D. L. Milliken, *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE, Warrendale, PA, 1995.
- 11) H. S. Radt Jr. and D. J. Van Dis, "Vehicle Handling Responses Using Stability Derivatives," SAE 960483, 1996.
- 12) B. Mashadi and D. Crolla, "Vehicle Handling Analysis Using Linearisation Around Non-Linear Operating Conditions," SAE 960482, 1996.
- 13) Y. Shibahata, K. Shimada and T. Tomari, "The Improvement of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Moment Control," *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control 1992 (AVEC'92)*, Yokohama, Japan, pp.452-457, 1992.
- 14) H. Leffler, "Consideration of Lateral and Longitudinal Vehicle Stability by Function Enhanced Brake and Stability Control System," SAE 940832, 1994.
- 15) S. Sano, Y. Furukawa and S. Shiraishi, "Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle," SAE 860625, 1986.
- 16) T. Eguchi, Y. Sakita, K. Kawagoe, S. Kaneko, K. Mori and T. Matsumot, "Development of Super Hicas, a New Rear Wheel Steering System with Phase-reversal Control," SAE 891978, 1989.
- 17) E. C. Yeh and R. H. Wu, "Open-loop Design for Decoupling Control of a Four-Wheel-Steering Vehicle," *International Journal of Vehicle Design*, Vol.10, No.5, pp.531-552, 1989.
- 18) E. C. Yeh and R. H. Wu, "Closed-loop Design for Decoupling Control of a Four-Wheel-Steering Vehicle," *International Journal of Vehicle Design*, Vol.10, No.6, pp.703-727,

- 1989.
- 19) Y. E. Ko and J. M. Lee, "Estimation of the Stability Region of a Vehicle in Plane Motion Using a Topological Approach," *International Journal of Vehicle Design*, Vol.30, No.3, pp. 181-192, 2002.
  - 20) MSC Software, *Running and Configuring MSC. ADAMS 2005*, MSC Software, 2005.
  - 21) C. K. Song, *ADAMS for Kinematics and Dynamics*, Intervision Press, 2003.
  - 22) Y. E. Ko, *Estimation of Vehicle Stability Regions and its Stability Control*, Ph. D. Dissertation, Seoul National University, 2002.
  - 23) Y. E. Ko and C. K. Song, "Vehicle Model Dynamics for Vehicle Stability Analysis," *Korean Society of Automotive Engineers*, (Accepted and will be published).
  - 24) W. J. Palm, *Control Systems Engineering*, John Wiley & Sons, New York, 1986.
  - 25) ISO Technical Report, *Road-Vehicles Test Procedure for a Severe Lane-Change Maneuver*, ISO/TR 3888, pp.458-463, 1975.