

〈논 문〉 SAE NO. 953740

**3차원 차량모델을 이용한
자동차 주행거동의 컴퓨터 시뮬레이션**
Computer Simulations of 4-Wheeled Vehicle Manoeuvres
Using a 3-Dimensional Double-Track Vehicle Model

최 영 휴,* 이 재 형,** 이 장 무***
Y. H. Choi, J. H. Lee, J. M. Lee

ABSTRACT

A 3-dimensional double track vehicle model, that has 12-degress-of-freedom, was proposed to analyze handling and riding behaviours of an automotive car. Nonlinear characteristics of the suspension and steering systems of the vehicle model were considered in its equations of motion, which were solved by using the 4th-order Runge-Kutta integration method. Computer simulations for lane change, steady-state handling, and running-over-bump manoeuvres were made and verified by vehicle tests on proving ground.

The computed results of the proposed model showed better agreement with test results than those of the conventional 2-dimensional single track model did. Especially they showed good accuracy near the characteristic speed and in high lateral accelerated manoeuvres.

주요기술용어 : Vehicle Dynamics(차량동역학), Computer Simulation(컴퓨터 시뮬레이션), Vehicle Handling Test(차량 핸들링시험), Characteristic Speed(특성속도), Transient Vibration(과도진동)

1. 서 론

자동차의 조종안정성과 승차감은 현가장치에 의하여 확보되는 차량의 동적성능이다. 이러한 동적성능을 정확하게 해석하는 것은 보다 안전하

고 우수한 자동차를 설계하기 위하여 매우 중요한 일이다. 그런데 종래의 주행역학 해석은 대부분 2차원 단일 트랙(single-track) 차량모델(이하 2차원 차량 모델이라 한다)을 사용함으로써 차량 주행시의 현가장치 콤플라이언스(compliance) 변화나 차체의 롤운동(rolling), 피치운동(pitching) 등에 의한 윤중(wheel load) 및 차륜의 접지력 불균일 등을 정확하게 고려한 주행역학 해석이 곤란하였다[1-5].

* 정회원, 창원대학교 정밀기계공학과
** 정회원, 아시아자동차(주) 기술연구소
*** 정회원, 서울대학교 기계설계학과

2차원 차량모델은 주행역학 해석과 설계과정에서 계산량이 적어서 경제적인 잇점이 있으나, 차체의 무게 중심고가 높거나 롤 중심(roll center)이 높은 차량의 주행역학 해석에는 부적합하다. 한편, Segal[6], Jindra[7] 등은 3차원 차량모델과 하이브리드 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 주행역학 해석에 적용하여 차체 횡가속도 0.5g 이상의 가혹한 주행조건에서도 만족할 만한 실시간 해석(real time analysis) 결과를 얻었다. 그러나 하이브리드 시뮬레이션 방법은 수치해석과 주행시험이 실시간에서 항상 병행되어야 하며, 비선형 작용력을 측정 및 연산하기 위한 아날로그 컴퓨터와 운동방정식의 수치해석을 위한 디지털 컴퓨터가 실시간 접속(real time interface) 되어 운용되어야 하는 불편이 따른다.

본 연구에서는 현가장치와 조향장치가 고려된 3차원 이중 트랙(double track) 차량모델(이하 3차원 차량모델이라 한다)과 디지털 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 사용하여 자동차의 주행거동을 해석하고자 한다. 이를 위하여 주행거동 해석용 컴퓨터 프로그램을 작성하여 국산 자동차의 과도상태와 정상상태 핸들링 특성 및 범프 통과 시의 과도진동을 이론적으로 해석하고, 그 결과를 실제 차량의 주행시험 결과와 비교 검증함으로써 제안된 차량모델과 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램의 유용성을 보이하고자 한다.

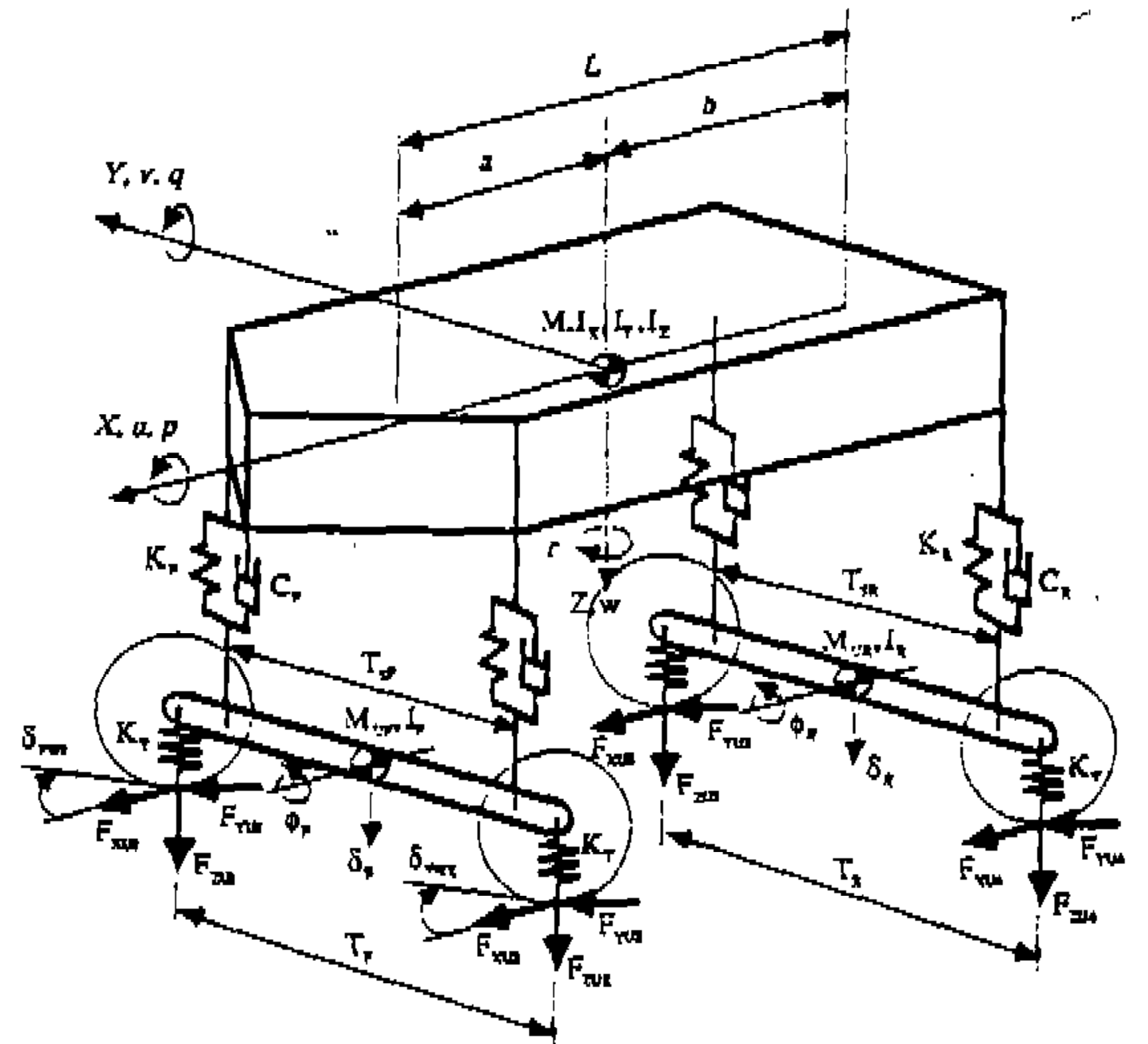
과도상태 핸들링 해석은 시속 60km/h와 80km/h로 정속주행하면서 차선변경할 때의 차량응답을 해석하였다. 정상상태 핸들링해석은 원형주로에서 일정 횡가속도 상태를 유지하면서 정속주행할 때의 차체 횡가속도 응답계인(lateral acceleration gain), 요잉 각속도 응답계인(yaw rate gain), 및 롤 각도 응답계인(roll angle gain)을 해석하였다.

실차 주행시험은 ISO-3888, ISO-4138, ISO-7401, 및 ISO-8725규정[8-10]에 정해진 방법에 따라 과도상태 및 정상상태 주행시험을 수행하였다. 범프 통과시 과도진동은 표준 범프를 시속 20km/h의 속도로 통과할 때 차체의 상하진동을 해석하였다.

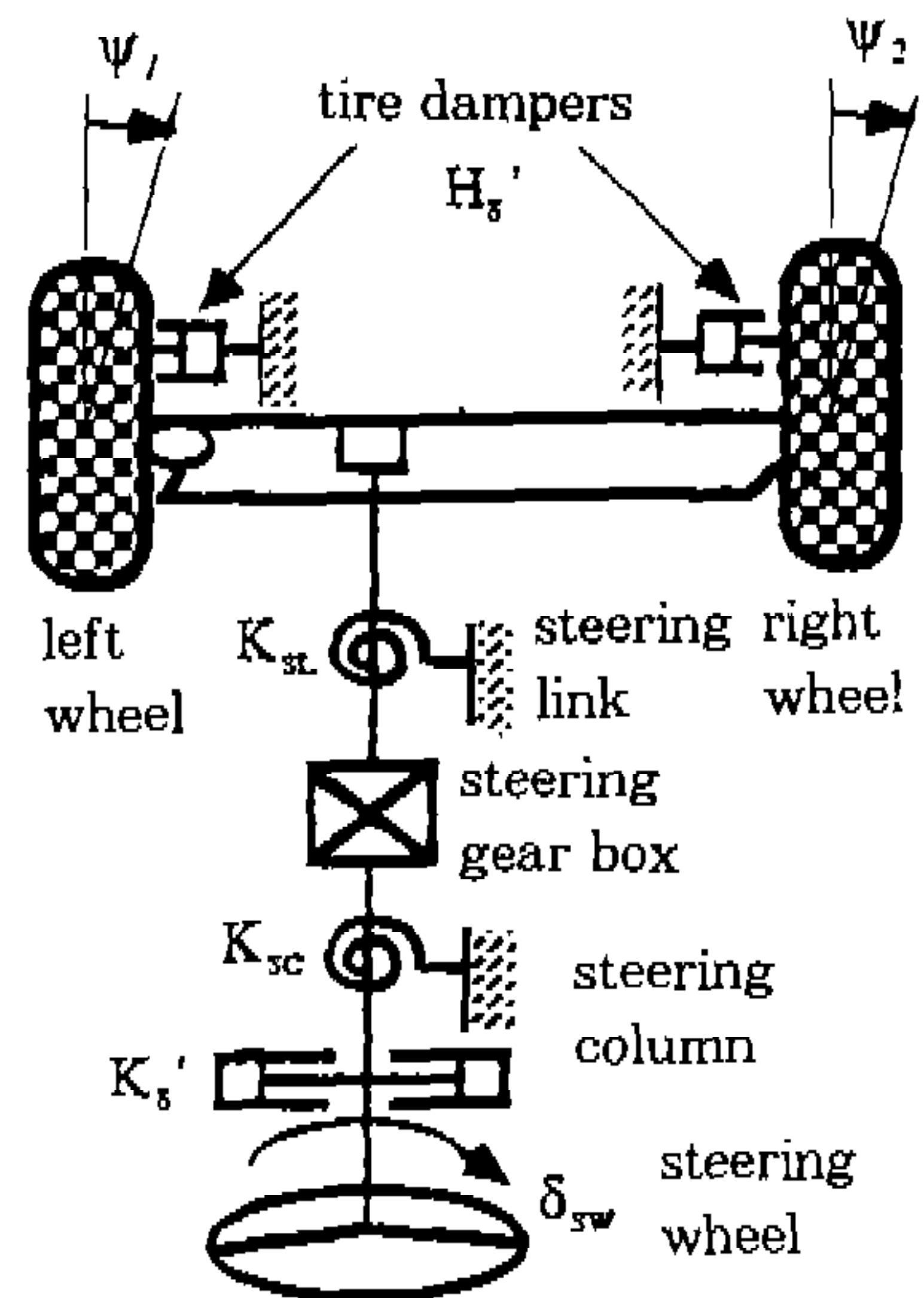
2. 이론해석

2.1 차량 모델링

차량모델은 Fig.1에서 보는 바와 같이 차체를 포함한 현가상질량과, 차륜과 그 부속품으로 이루어진 현가하질량, 그리고 조향장치로 구성된



(a) Carbody and Suspension systems



(b) the Steering System

Fig.1 Mathematical Vehicle Model

다. 차량은 좌우 대칭이고 차체는 강체라고 가정하였으며, 차륜은 등가의 스프링으로 모델링하였다. 또한 차륜과 노면은 주행중에 항상 점접촉(point contact)상태를 유지하며, 차체와 차륜의 Coriolis힘은 무시할 수 있다고 가정하였다.

제안된 차량모델의 현가장치는 전4륜 독립현가식, 전륜독립-후륜차축현가식 및 전후륜 차축현가식의 3종류를 고려할 수 있도록 되어 있으나[11], 여기서는 지면관계상 전후륜 차축현가식 모델에 대해서만 기술하기로 한다. 시각적 인지를 돕기 위해 차량모델을 현가계와 조향계로 나누어 도시하면, 현가상질량 및 현가하질량의 수학적 모델은 Fig.1(a)와 같고, 조향장치의 수학적 모델은 Fig.1(b)와 같다. 차량모델의 운동자유도 Table 1에서 보는 바와 같이 12개로 정하였다. 모델차량의 주요제원은 Table 2와 같다.

2.2 운동방정식

자동차의 차량동력학적 특성은 차량의 중량, 관성모우멘트, 현가장치와 조향장치 및 차륜의 특성 등에 의하여 결정된다. 특히 차륜의 현가장치 및 조향장치 등은 대부분 비선형적인 특성을 갖고 있으므로, 운동방정식의 유도과정에서 해석의 종류에 따라 이러한 특성을 적절하게 고려해 주어야만 정확한 해석이 가능하다. 차량모델의 운동방정식은 뉴턴-오일러 방정식(Newton-

Euler equation)을 이용하여 유도하면 다음식과 같다.

$$[M]\{\ddot{X}\} = \{F\} \quad (1)$$

위 식(1)에서 계수행렬 [M]은 차량모델의 질량관성에 관계된 13차의 계수 행렬이고, $\{\ddot{X}\}$ 는 운동자유도벡터의 2차미분이며, $\{F\}$ 는 작용외력과 감쇠력 및 현가장치 힘 등으로 이루어진 합력 벡터로서 각각 다음과 같다.

Table 2 Vehicle Parameters

Parameter, Symbol	Value	units
Distance(CG-front weel), a	1.066	m
Distance(CG-rear weel), b	1.066	m
Front/Rear wheel tread, T_F, T_R	1.295	m
Distance btwn springs, T_{SF}, T_{SR}	0.69/0.86	m
Distance(CG-front roll ctr.), Z_F, Z_R	0.327	m
Undelected wheel radius, R_w	0.35	m
Sprung mass, M_s	1450	kg
Unsprung mass, M_{UF}, M_{UR}	150, 145	kg
Body moment of inertia, I_x, I_y	355, 1350	kg-m ²
Axle roll moment of inertia, I_z, I_{xz}	22, 21	kg-m ²
Steer. wheel moment of inertia, I_{sw}	0.136	kg-m ²
Front wheel moment of inertia, I_{fw}	0.867	kg-m ²
Gearbox & Steerlink ratio, N_G, N_L	20, 1.78	-
Suspension spring rates, K_F, K_R	41, 33	kN/m
Roll stiffness, R_F, R_R	4400	kN/m
Suspension damping, C_F, C_R	3.2, 3.9	kN-s/m

Table 1 Degress-of-freedom in the Vehicle Model

Component	No.of DOF	Descriptions
Carbody	5	lateral & vertical displace., roll, pitch, yaw
Front Wheels	2	steering per each wheel
Front Axle	2	vertical deflection & roll
Rear Axle	2	vertical deflection & roll
Steering Wheel	1	steering

$$\begin{aligned}
 M(1,1) &= M_S + M_{UF} + M_{UR} \\
 M(1,3) &= M(3,1) = -\gamma_2 \\
 M(1,5) &= M(5,1) = \gamma_1 \\
 M(2,2) &= M_S \\
 M(3,3) &= I_X + I_X' \\
 M(3,5) &= M(5,3) = -(I_{XZ} + I_{XZ}') \\
 M(4,4) &= I_Y + I_Y' \\
 M(5,5) &= I_Z + I_Z' + I_F + I_R \\
 M(6,2) &= M(6,6) = M(7,2) = M(7,7) = M_{UF} \\
 M(6,4) &= -aM_{UF} \\
 M(7,3) &= M(7,7) = I_F \\
 M(8,2) &= M(8,8) = M_{UR} \\
 M(8,4) &= bM_{UR} \\
 M(9,3) &= M(9,9) = I_R \\
 M(10,10) &= I_{SW} \\
 M(11,5) &= M(11,11) = M(12,5) = \\
 M(12,12) &= I_{FW} \tag{2}
 \end{aligned}$$

이외의 질량행렬의 성분은 0의 값을 갖는다.

$$\{\ddot{X}\} = \left\{ \ddot{v} \quad \ddot{w} \quad \ddot{p} \quad \ddot{q} \quad \ddot{r} \quad \ddot{\delta}_F \quad \ddot{\phi}_F \quad \ddot{\delta}_R \quad \ddot{\phi}_R \quad \ddot{\delta}_{SW} \quad \ddot{\delta}_{FW1} \quad \ddot{\delta}_{FW2} \right\}^T \tag{3}$$

$$\{F\} = \begin{bmatrix}
 (wp-ur+g\phi) \sum M + \sum F_{YU} \\
 M_S(uq-vp+g) - \sum S \\
 \gamma_A(ur-wp+g\phi) + \sum N_{\phi_U} \\
 \gamma_A(vr-wq+g\theta) + \sum N_{\theta_U} \\
 \gamma_I(wp-ur+g\phi) + \sum N_{\psi_U} \\
 M_{UF}(uq-vp+g) + F_{ZU1} + F_{ZU2} + S_1 + S_2 \\
 \sum \phi_F \\
 M_{UR}(uq-vp+g) + F_{ZU3} + F_{ZU4} + S_3 + S_4 \\
 \sum \phi_R \\
 M_D - K_{\delta} \delta_{SW} + K_{SC}(\delta_{SC} - \delta_{SW}) \\
 M_{T1} + \frac{1}{2} N_L K_{SL}(\delta_P - \delta_{SL1}) - H_{\delta} \delta_{FW1} \\
 M_{T2} + \frac{1}{2} N_L K_{SL}(\delta_P - \delta_{SL2}) - H_{\delta} \delta_{FW2}
 \end{bmatrix} \tag{4}$$

여기서,

$$\sum M = M_S + M_{UF} + M_{UR},$$

$$I_X' = I_Y' = M_{UF}z_F^2 + M_{UR}z_R^2$$

$$\sum S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4, \quad I_Z' = M_{UF}a^2 + M_{UR}b^2$$

$$\gamma_1 = aM_{UF} - bM_{UR}, \quad I_{XZ}' = aM_{UF}z_F - bM_{UR}z_R$$

$$\gamma_2 = M_{UF}z_F + M_{UR}z_R, \quad \delta_{SC} = N_G \delta_P$$

$$\delta_P = \frac{1}{2}(\delta_{SL1} + \delta_{SL2}) - T_P/K_{SL}$$

$$\text{and } \delta_{SLi} = N_L \delta_{FWi}, \quad i=1,2$$

S_i = suspension force at each spring connection, $i=1,2,3,4$

2.3 차량에 작용하는 힘

1) 조향토크

위의 식(1)의 운동방정식에서 조향장치 모델에 관한 방정식을 보면 조향핸들의 조향토크가 입력되어야 차륜의 조향이 일어나게 된다. 조향토크는 원하는 조향각도와 현재의 조향핸들 각도 상태가 다음과 같은 조향토크 평형조건을 만족하도록 조향핸들 각도를 조절하는데 필요한 토크이다.

$$M_D = C_1(\delta_{swc} - \delta_{sw}) - C_2 \dot{\delta}_{sw} + C_3 \int_0^1 (\delta_{swc} - \delta_{sw}) dt \tag{5}$$

여기서, δ_{swc} 는 운전자가 원하는 조향핸들각도로서 본 연구에서 주행시험에서 측정된 조향핸들 각도를 사용한다. C_1, C_2, C_3 는 조향장치의 배력특성에 관계된 가중치로서 각각 22.0N-m/(rad/s), 0.7N-m/(rad/s), 17.0N-m/(rad/s)이다.

2) 차륜 접지력

차륜과 노면의 접촉력 모델은 Fig.2 (a)에서 보는 바와 같이 마찰력원(friction circle) 모델을 사용하였다. 차륜에 작용하는 반경방향력(radial force)은 Fig.2 (b)에서와 같이 차륜의 반경방향 스프링 힘으로 모델링하였다.

3) 차량에 작용하는 합력과 모우멘트

차륜접지력, F_{Ri}, F_{Ci}, F_{Si} 와 현가장치 작용력,

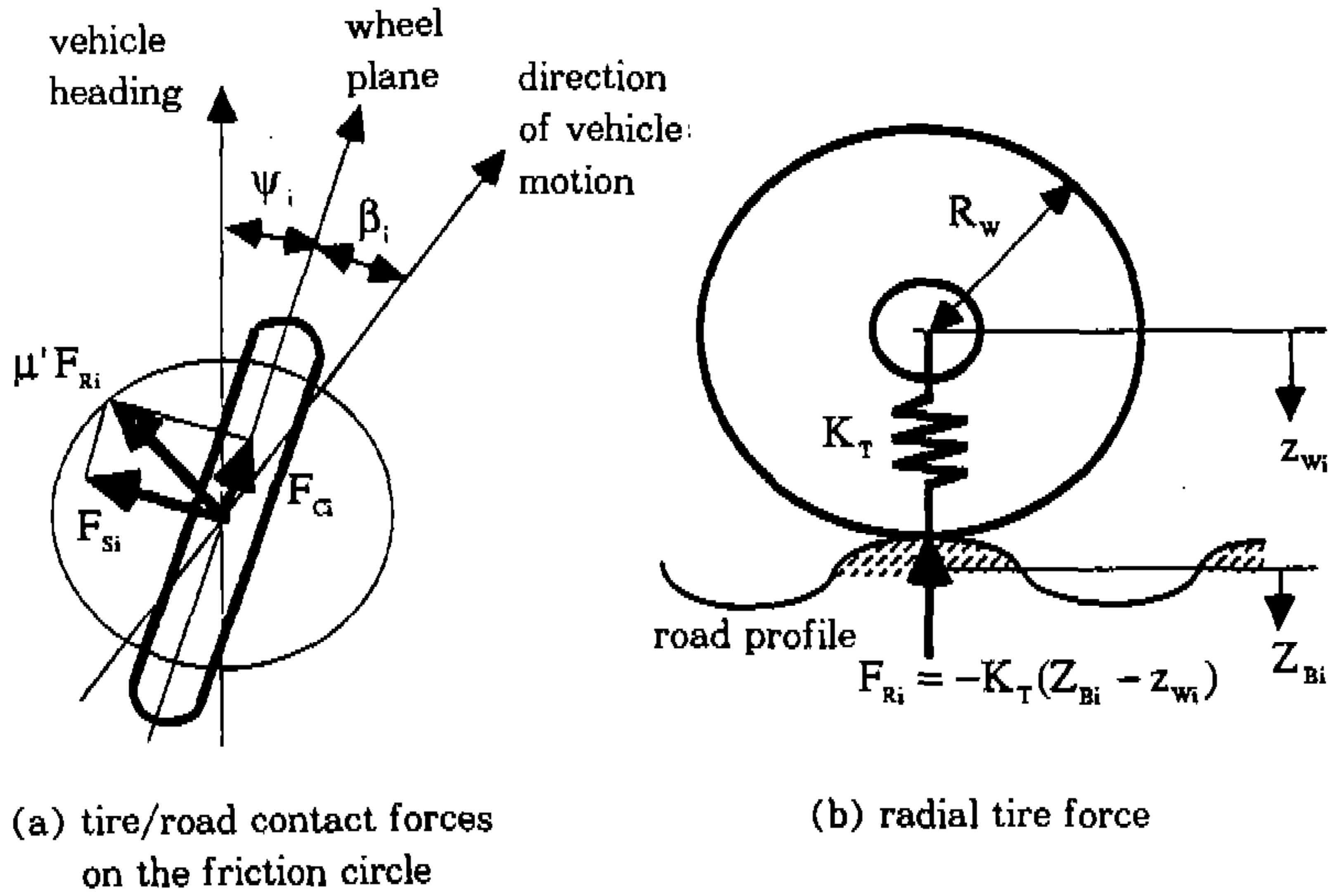


Fig.2 Tire forces

S_i 및 기하학적 조건에 따라 차량에는 각각 X, Y, Z 축방향의 합력, $F_{X_{U1}}, F_{Y_{U1}}, F_{Z_{U1}}$ 와 모우멘트, $\sum N_{\phi_U}, \sum N_{\theta_U}, \sum N_{\psi_U}$ 가 작용하며, 전후방 차축에는 롤링 모우멘트 $\sum N_{\phi_F}, \sum N_{\phi_R}$ 가 작용한다.

2.4 수치해석

차량모델의 운동방정식을 풀면 차량의 주행거동을 이론적으로 해석할 수 있다. 차량모델의 운동방정식은 12자유도의 비선형 2차연립미분방정식이다.

이 운동방정식의 해를 구하기 위하여 4차 런지-쿠타적분법(4th order Runger-Kutta integration method)을 사용하였다. 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램의 구조도는 Fig.3과 같다. 주행거동 해석을 위한 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램은 과도상태 핸들링 해석, 정상상태 핸들링 해석, 그리고 노면가진에 의한 주행진동 해석 등의 기능을 갖고 있다. 컴퓨터 프로그램을 이용한 수치해석 결과는 실차 주행시험 결과와 비교하여 나타내기로 한다.

3. 차량 주행시험

이론해석 결과의 검증을 위해 실차 주행시험을 실시하였다. 실시한 주행시험의 종류는 60km/h

와 80km/h 정속주행중의 차선변경시험, 40-60 km/h 속도범위에서 0.4g 일정 횡가속도 선회주행시험, 20km/h 직진 주행 중의 표준범프 통과 시험 등이다. 측정장비의 장착상태와 데이터 측정 및 신호처리 과정은 Fig.4와 같다. 주행시험에서 측정한 차량의 응답신호는 조향핸들의 조향각도, 차체의 횡가속도, 요우잉 각속도, 롤 각도, 및 피칭 각도이다. 측정된 데이터로부터 차량의 조종안정성에 관한 응답특성을 계산하게 된다. 대개 조종안정성은 전륜의 조향각도에 대한 차체의 요우잉 각속도 응답계인, 횡가속도 응답계인, 롤각도 응답계인 등과 과도상태 핸들링 응답시간 및 요우잉 각속도 응답의 고유진동수와 감쇠비 등을 이용하여 정량적으로 나타낸다. 차량의 횡가속도 응답계인, $G(a_y)$, 요우잉 각속도 응답계인, $G(\psi)$, 및 롤 각도 응답계인, $G(\phi)$ 은 전륜의 조향각도에 대한 차체의 횡가속도, 요우잉 각속도, 롤 각도 응답의 비율로서 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned}
 G(a_y) &= \frac{a_y}{\delta_{FW}} \\
 G(\psi) &= \frac{\psi}{\delta_{FW}} \\
 G(\phi) &= \frac{\phi}{\delta_{FW}}
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

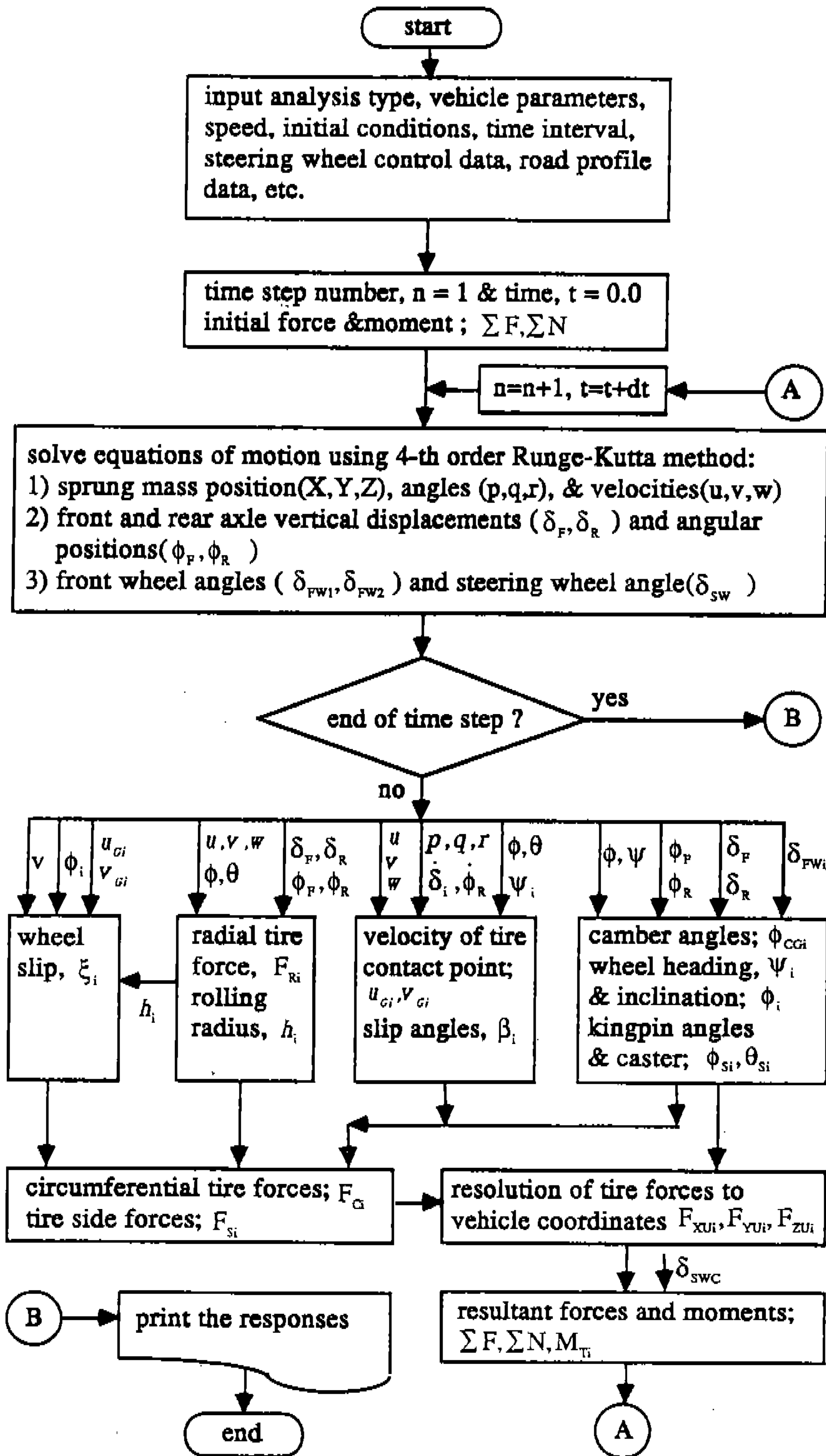


Fig.3 Hierarchy Diagram of the Computer Simulation Program

과도상태 응답특성인 응답시간은 ISO-8725의 정의에 따라 조향각도 입력신호와 차체의 거동 응답 신호와의 정규화된 상호상관함수(normalized crosscorrelation function)로부터 상관도가 최대일 때의 시간지연(time lag)으로 측정된다. 차량 주행시험 종류별로 내용을 간략히 요약하면 다음과 같다.

3.1 과도상태 핸들링시험

과도상태 핸들링시험은 차량의 조종안정성을 측정하는 것이 주된 목적이다. 과도상태 핸들링 시험은 여러가지 종류가 있으나 ISO에서 규정되어 있는 것은 차선변경 시험(ISO-8725)과 추월 시험(ISO-3888)이 대표적이다[8-9]. 본 연구에서는 ISO-8725의 규정에 준하여 차선변경 시험을 실시하였다. 시험에 사용된 주행차선은 규정에 따라 Fig.5와 같이 설치하였다. 시험방법은 정속으로 직진 주행하면서 Fig.5의 차선변경 구간에 도달하면 약 3초동안에 좌측 또는 우측으로 차선 변경을 완료한다. 이때 차선변경 전의 정상 주행상태에서부터 차선변경이 완료된 후 다시 정상 주행로 경계 표시용 파일론(pylon)을

넘어뜨리는 경우는 해당 시험을 무효로 처리한다. ISO 규정에는 유효로 인정되는 시험을 3회 이상 실시하고, 측정된 응답신호의 평균치를 최종적인 시험결과로 취하도록 규정하고 있는데 본 연구에서는 5회의 시험을 실시하여 평균치를 취하였다.

측정결과는 4.1절의 과도상태핸들링에 종합적으로 정리하기로 한다.

3.2 정상상태 핸들링시험

정상상태 핸들링시험은 일정 횡가속도 조건하에서 차량의 주행속도를 변화에 따른 응답개인의 변화를 측정하므로써 차량의 고유 조향특성을 판단하는데 사용된다. 정상상태 핸들링시험은 ISO-4138에 규정되어 있으며[10], 일정속도 원형주로 선회실험, 일정원주 정속 선화실험, 일정 횡가속도 원형주로 선회실험의 3가지로 구분된다. 본 연구에서는 Fig.6에 보인 바와 같은 서로 다른 회전반경의 원형주로에서 일정한 횡가속도 0.4g의 조건으로 선회주행시험을 수행하였다. Fig.6의 주행로에서 횡가속도 0.4g를 유지하기 위한 주행속도는 각각의 회전반경에 대해 40km/h, 50

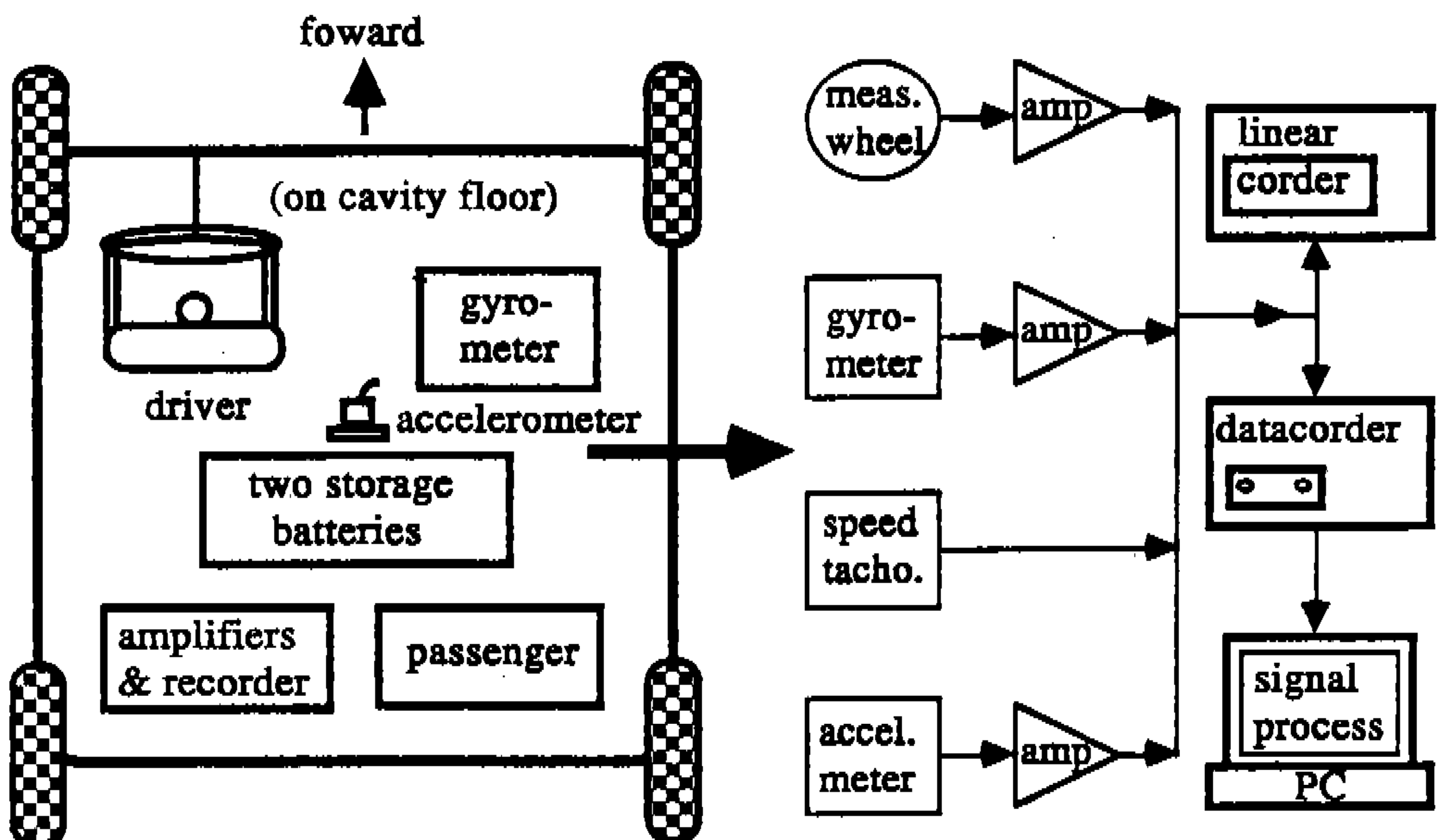


Fig.4 Configuration of the Test and Data Processing Equipment Setup

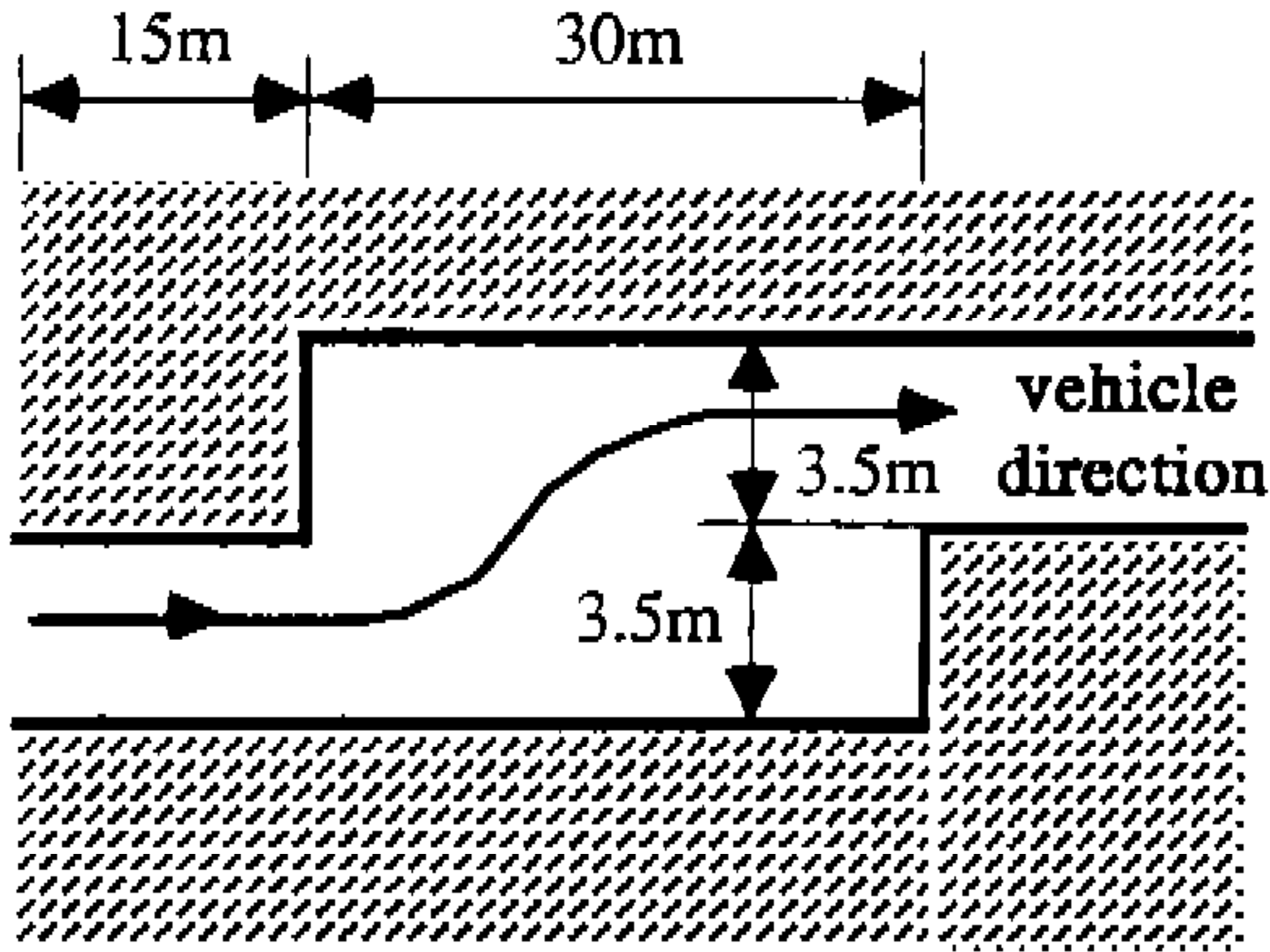


Fig.5 Lane Change Test Track

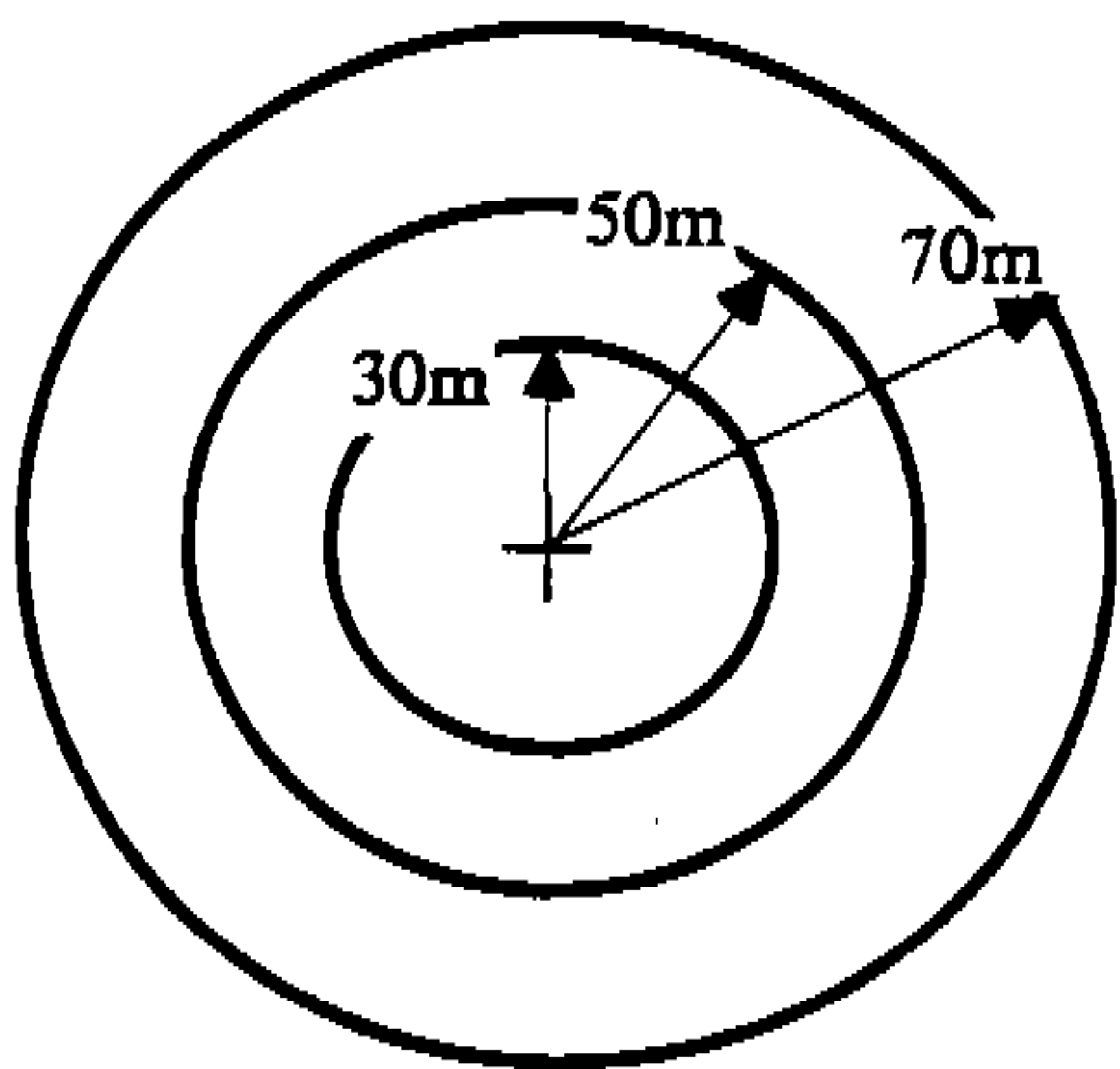


Fig.6 Steady State Handling Test Track

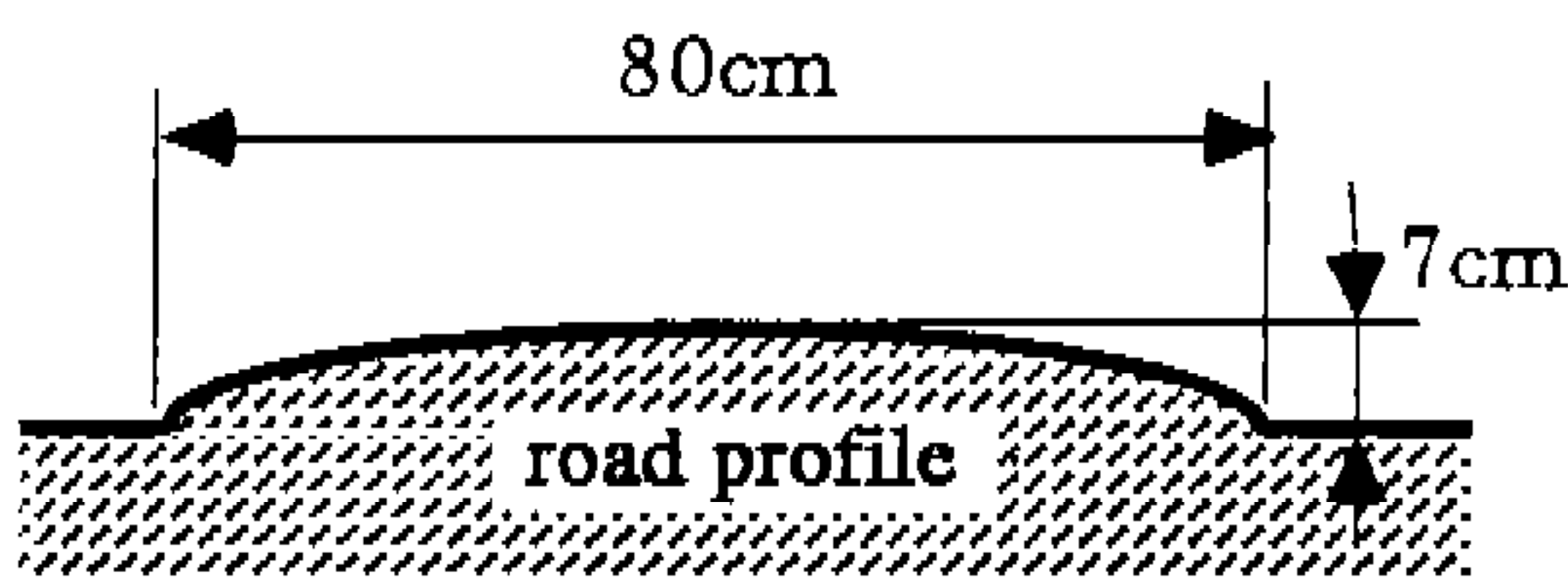


Fig.7 Standard Road Bump Profile

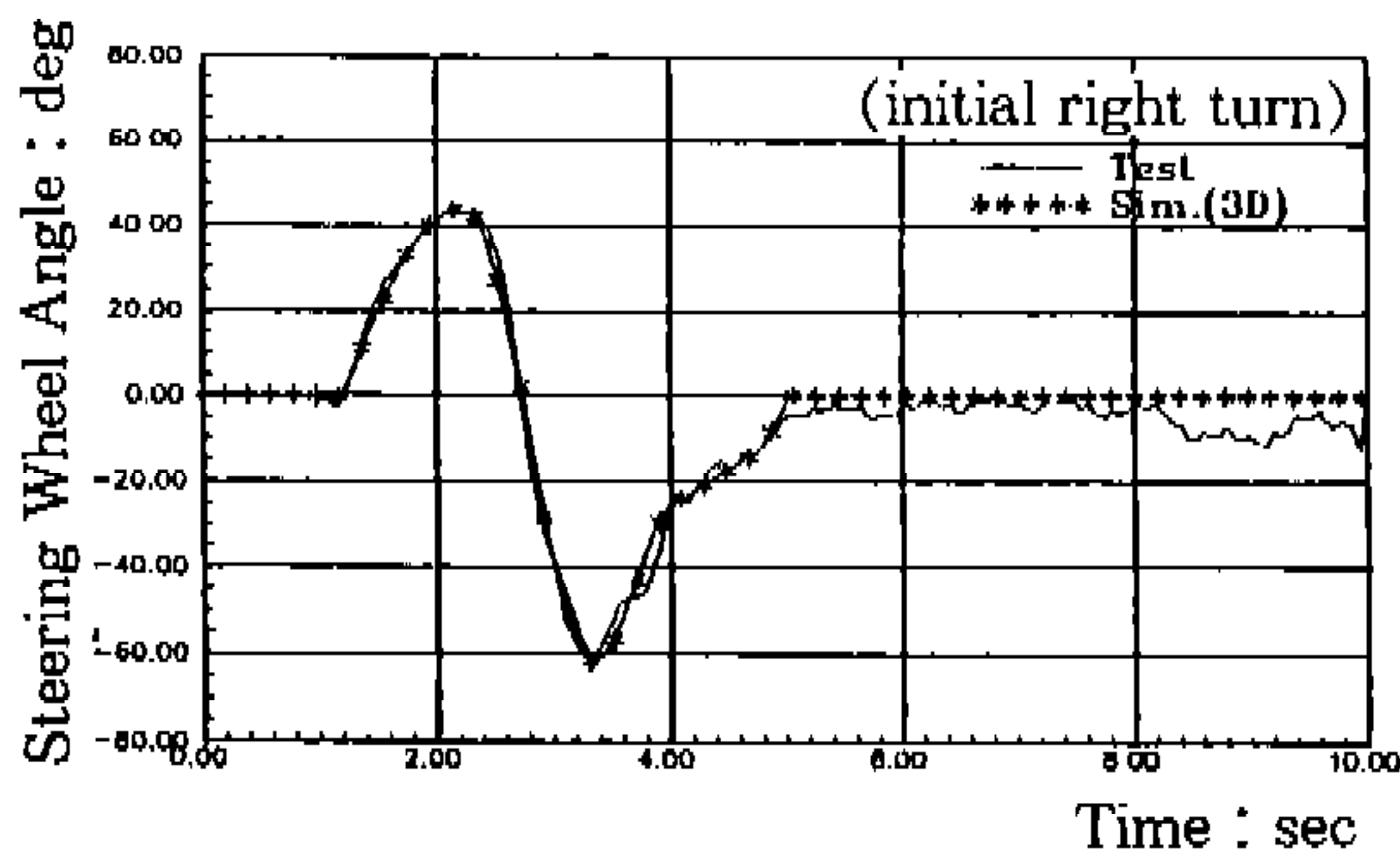


Fig.8 Comparison of Steering Wheel Angles in Lane Change at 60km/h

km/h 및 60km/h이다. 70km/h이상의 속도에서 시험하기 위해서는 반경 95m이상의 원형주차가 필요한데, 국내의 시험장 여건이 불비하여 그 이상의 속도조건에서의 주행시험은 하지 못하였다. 각각의 주행로마다 선회시험을 5회 이상 실시하고 측정된 응답신호의 평균치를 사용하였으며, 시험결과는 4.2절의 정상상태 핸들링에 정리하였다.

3.3 범프통과시 진동측정

주행진동 측정시험은 시속 20km/h로 직진주행하면서 Fig.7과 같은 표준범프를 통과할 때의 차체 상하가속도와 피치각도를 측정하였다.

4. 결과 및 검토

4.1 과도상태 핸들링 결과 검토

3차원 차량모델을 사용한 이론해석 결과와 주행시험 결과 및 2차원 차량모델을 이용한 해석 결과를 Fig.8-Fig.15에 비교하여 나타내었다. 2차원 차량모델은 참고문헌[9]의 모델을 이용하였다. 실차 시험결과와 3차원 모델의 결과는 대체로 잘 일치하고 있으며, 2차원 차량모델에 비하여 보다 정확한 결과를 보여준다.

대표적인 과도상태 핸들링 응답인 응답시간에 대하여 시험결과에 대비한 3차원모델을 사용한 이론해석 결과의 오차를 살펴 보면, 시속 60km/h 조건에서 횡가속도, 요우잉 각속도, 및 롤 각도의 응답시간 오차는 각각 2.6%, 0.0%, 20%이다. 이것이 시속 80km/h 조건에서는 각각 16.8%, 10.0%, 30%로 증가되었다. 주행시험 및 해석 결과에 따르면 시속 60km/h 차선 변경시의 차체 횡가속도가 0.4-0.43g정도였고, 시속 80km/h 차선 변경시는 최대 횡가속도가 0.56g까지 기록되었다. 또한 컴퓨터 시뮬레이션 결과에서는 80km/h 차선 변경시 좌우측 차륜의 윤중 변화가 약 50%정도 발생하였다. 즉, 정지상태에서 좌우측 차륜의 윤중 변화가 약 50%정도 발생하였다. 즉, 정지상태에서 좌우측 차륜의 윤중 비율이 1:1로 동일하던 것이 차선변경중에 1.5:0.5 정도로 변화되었다. 이와 같은 심각한 윤중 변

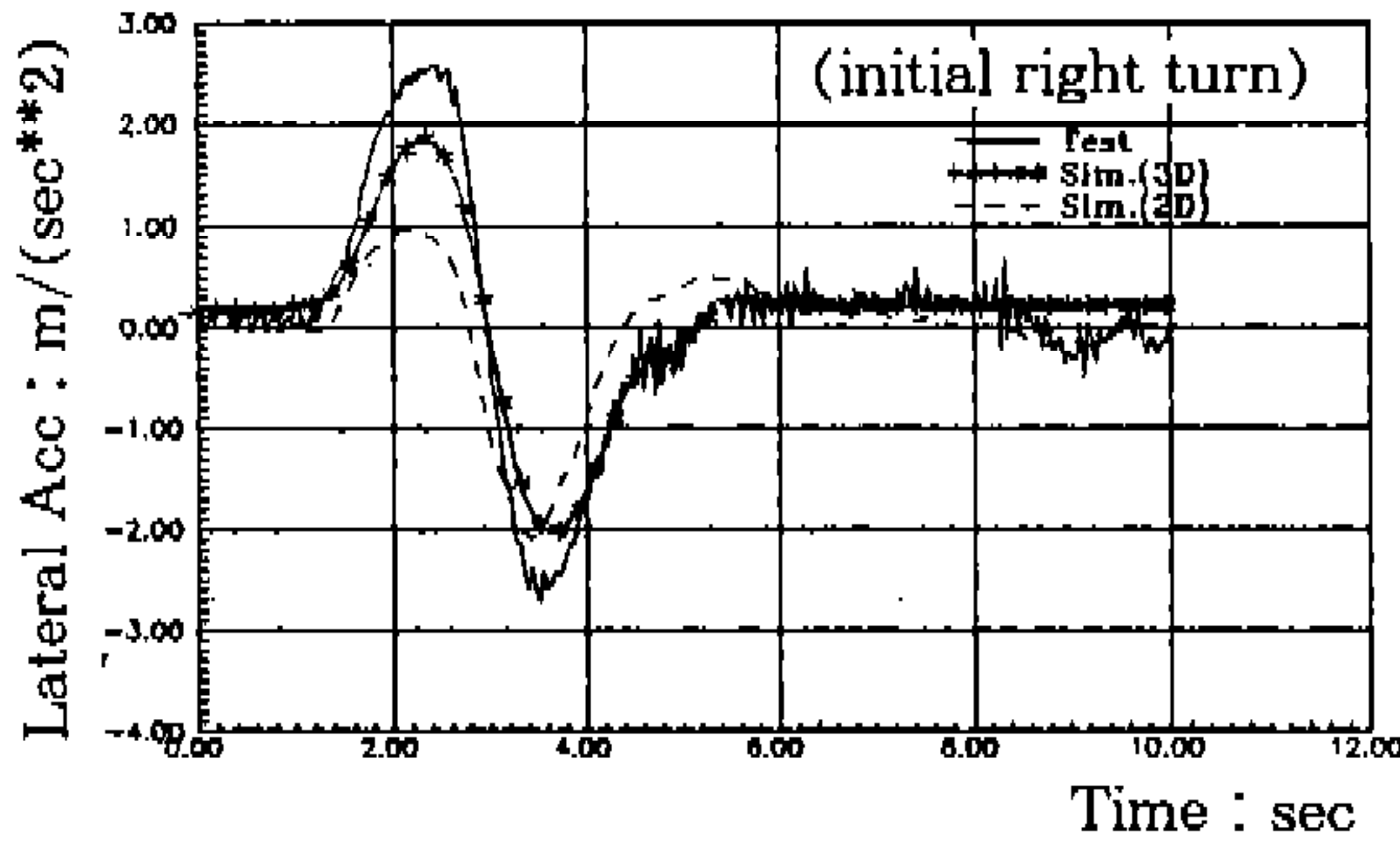


Fig.9 Comparison of Lateral Accelerations in Lane Change at 60km/h

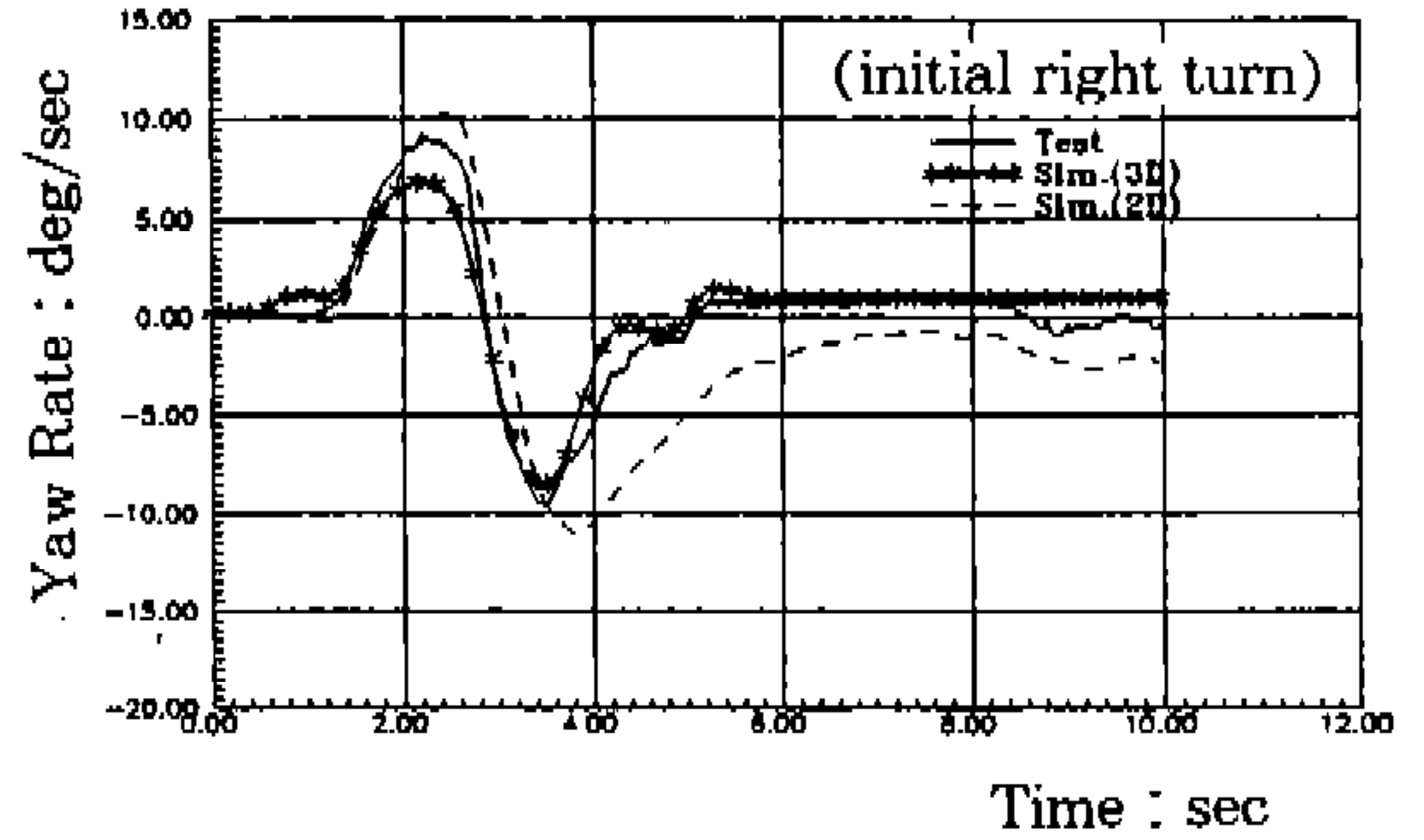


Fig.10 Comparison of Yaw Rates in Lane Change at 60km/h

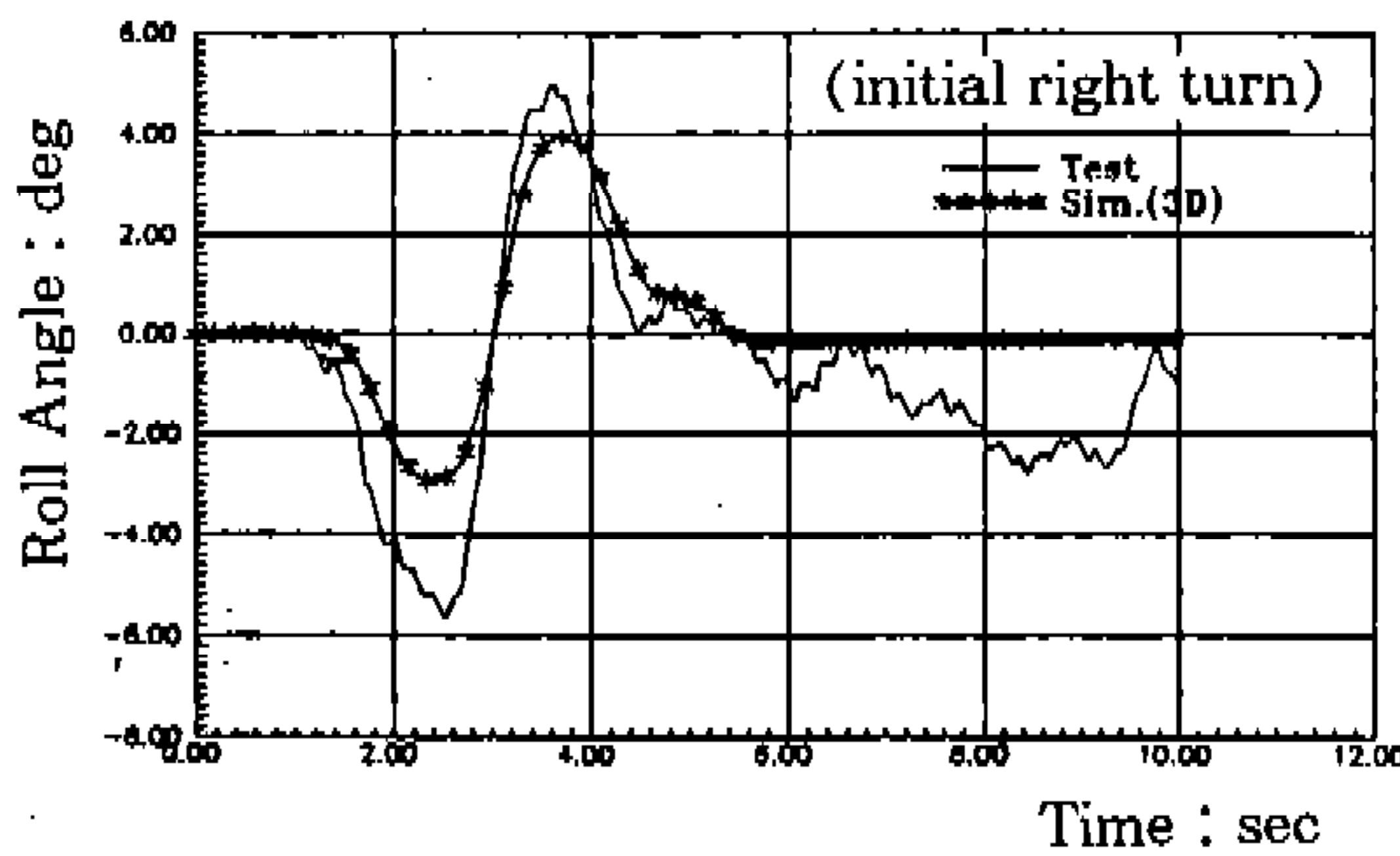


Fig.11 Comparison of Roll Angles in Lane Change at 60km/h

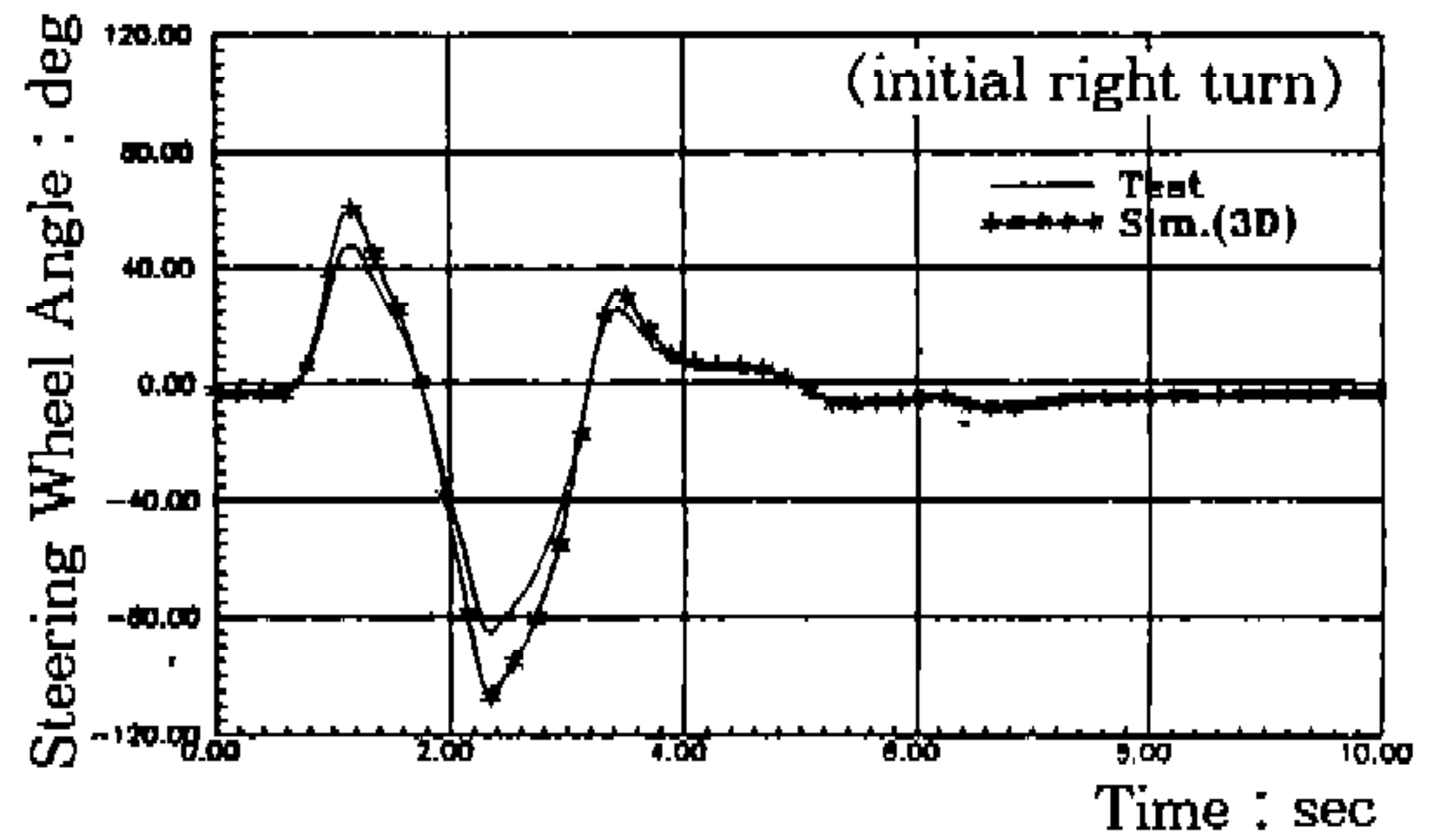


Fig.12 Comparison of Steering Wheel Angles in Lane Change at 80km/h

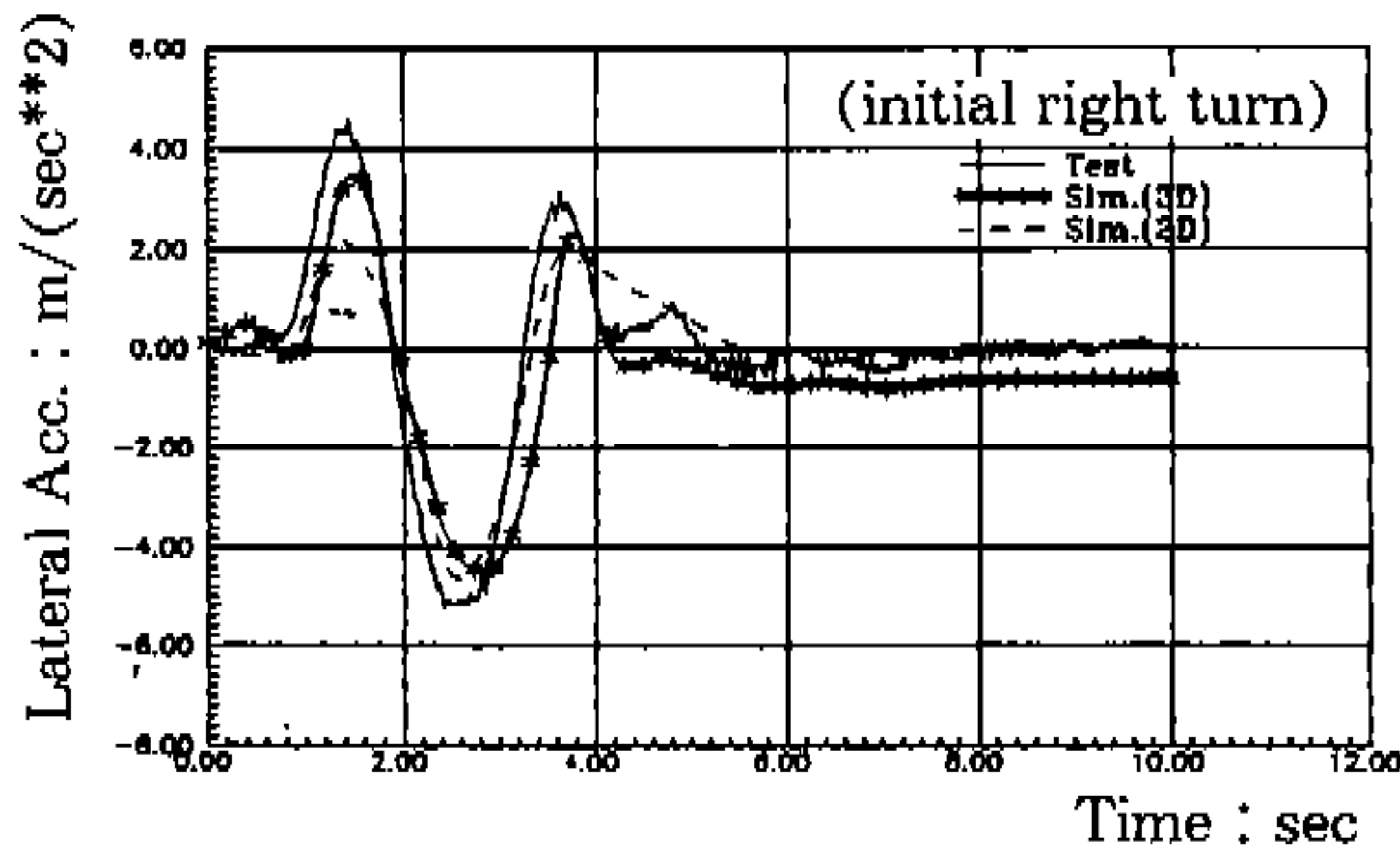


Fig.13 Comparison of Lateral Accelerations in Lane Change at 80km/h

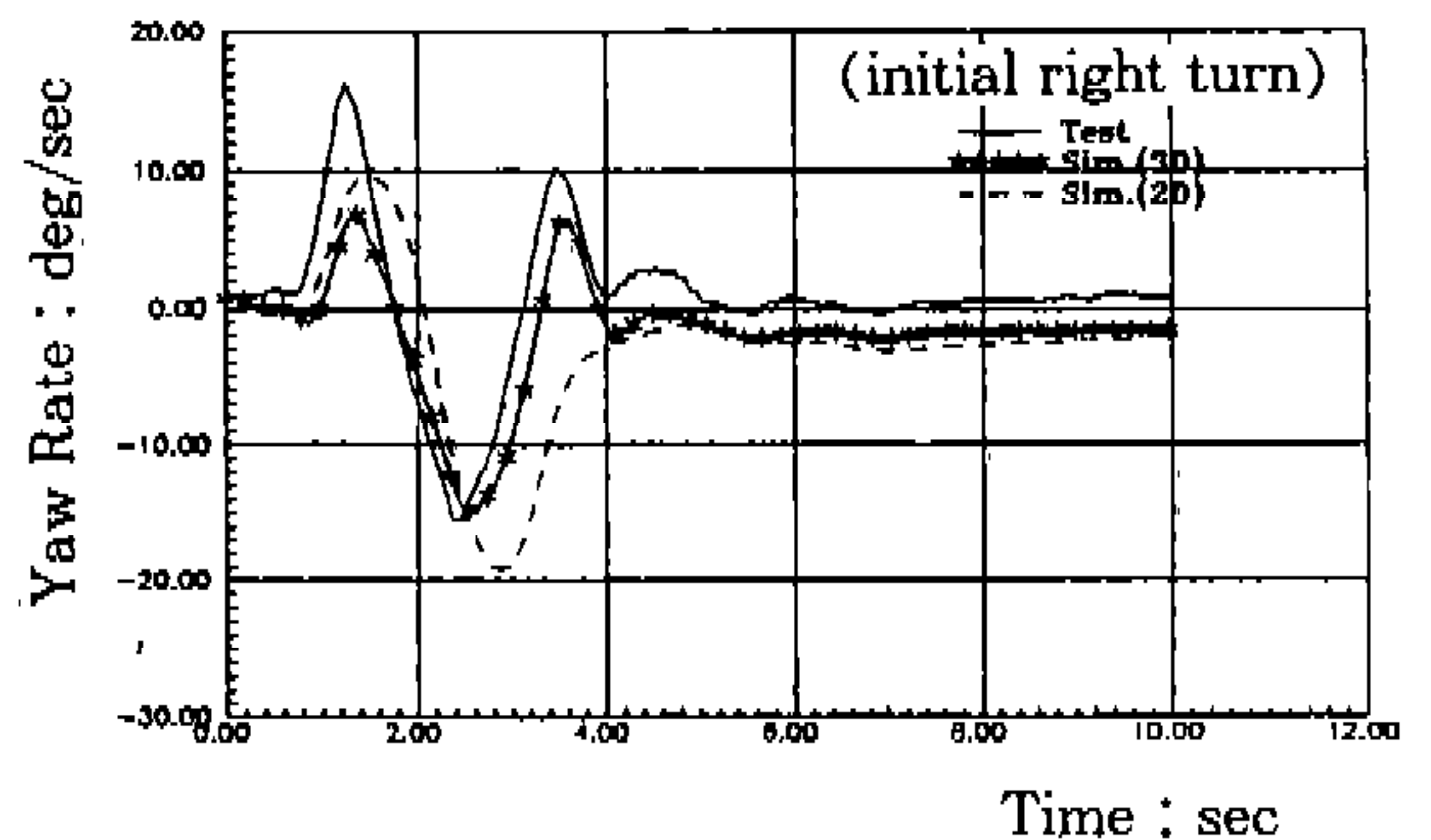


Fig.14 Comparison of Yaw Rates in Lane Change at 80km/h

화는, 본 연구에서 사용한 3차원 차량모델이 비선형 접지력과 현가장치 힘을 고려하도록 모델링 되어 있지만, 극단적인 비선형 영역에 가까우므로 오차를 증가시킬 가능성이 크다. 이러한 결과를 볼 때, 횡가속도 0.56g를 초과하는 경우 비선형적인 차륜 접지특성의 영향을 보다 잘 고려할 수 있도록 차륜 접지력 모델을 개선시킬 필요가 있다.

응답계인은 Fig.9-Fig.15에 보는 바와 같이 3차원 차량모델에 의한 이론해석치와 실험치의 경향이 대체로 잘 일치하고 있으나, 횡가속도와 롤 각도 응답의 오차가 다소 크게 나타났다. 이것은 이론해석에 사용된 차륜의 코너링 강성과 차체의 롤강성을 포함한 차량 데이터의 오차에 기인된 것으로 보인다.

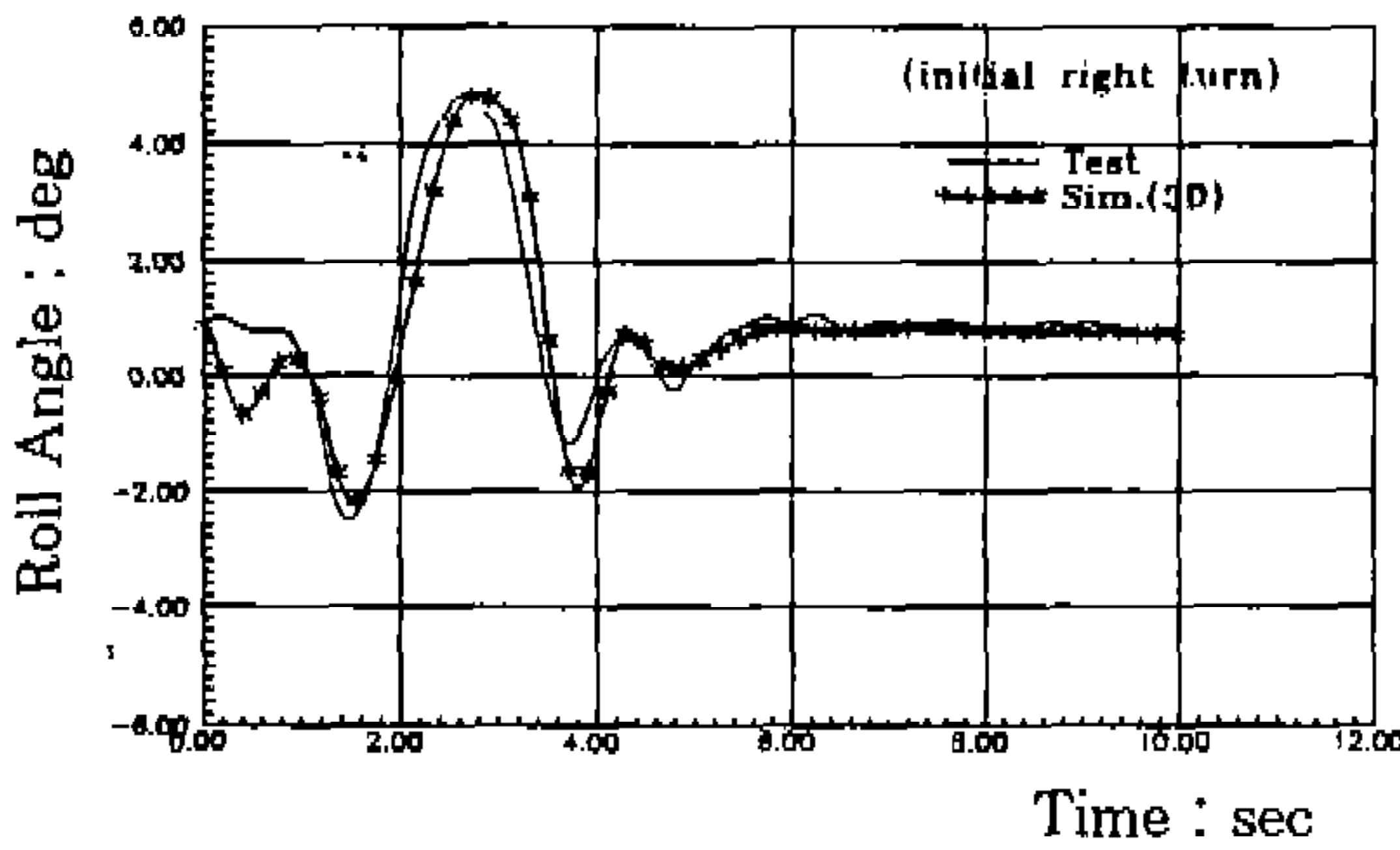


Fig.15 Comparison of Roll Angles in Lane Change at 80km/h

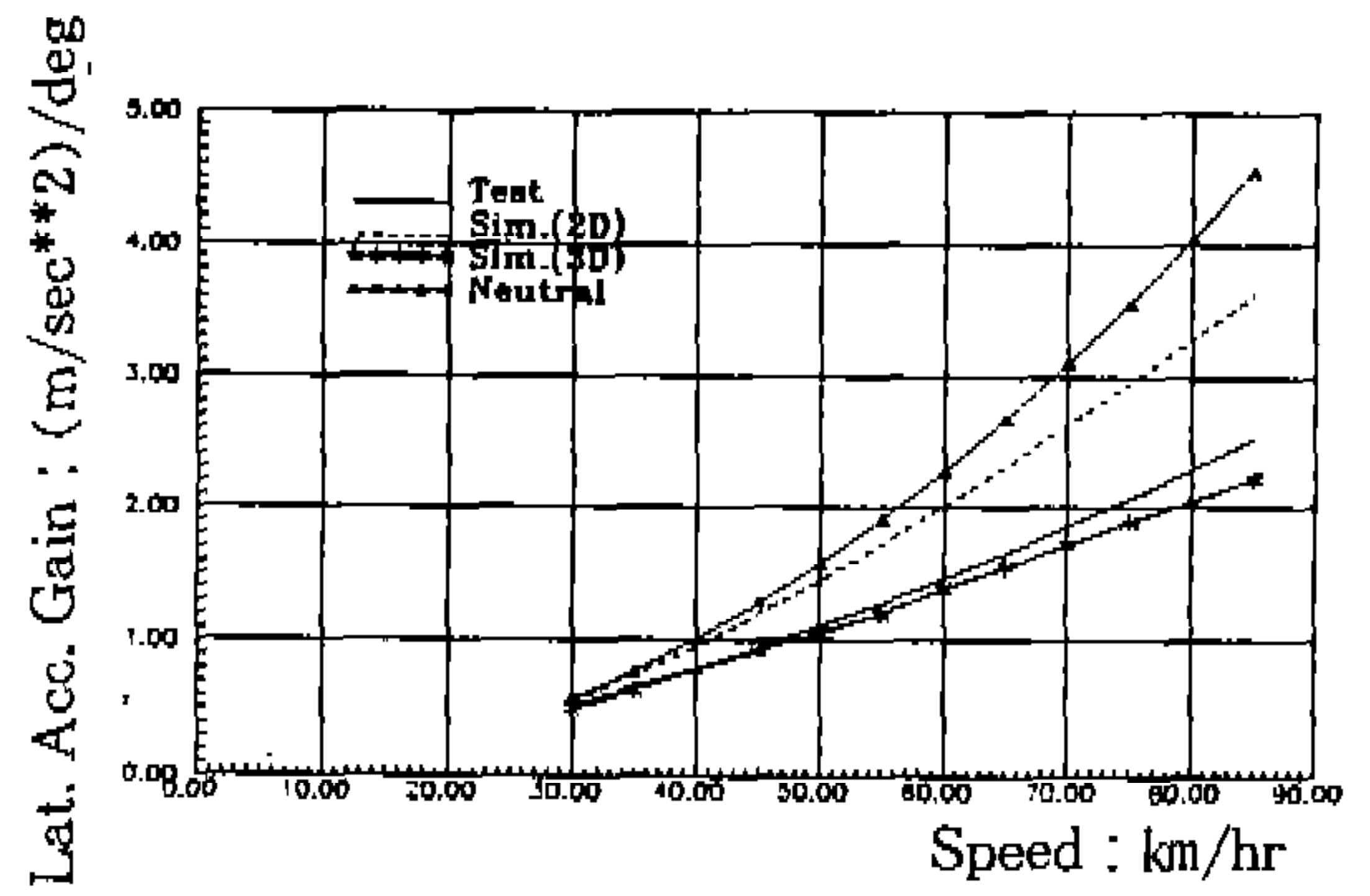


Fig.16 Lateral Acceleration Gain vs Speed in Steady-State Handling

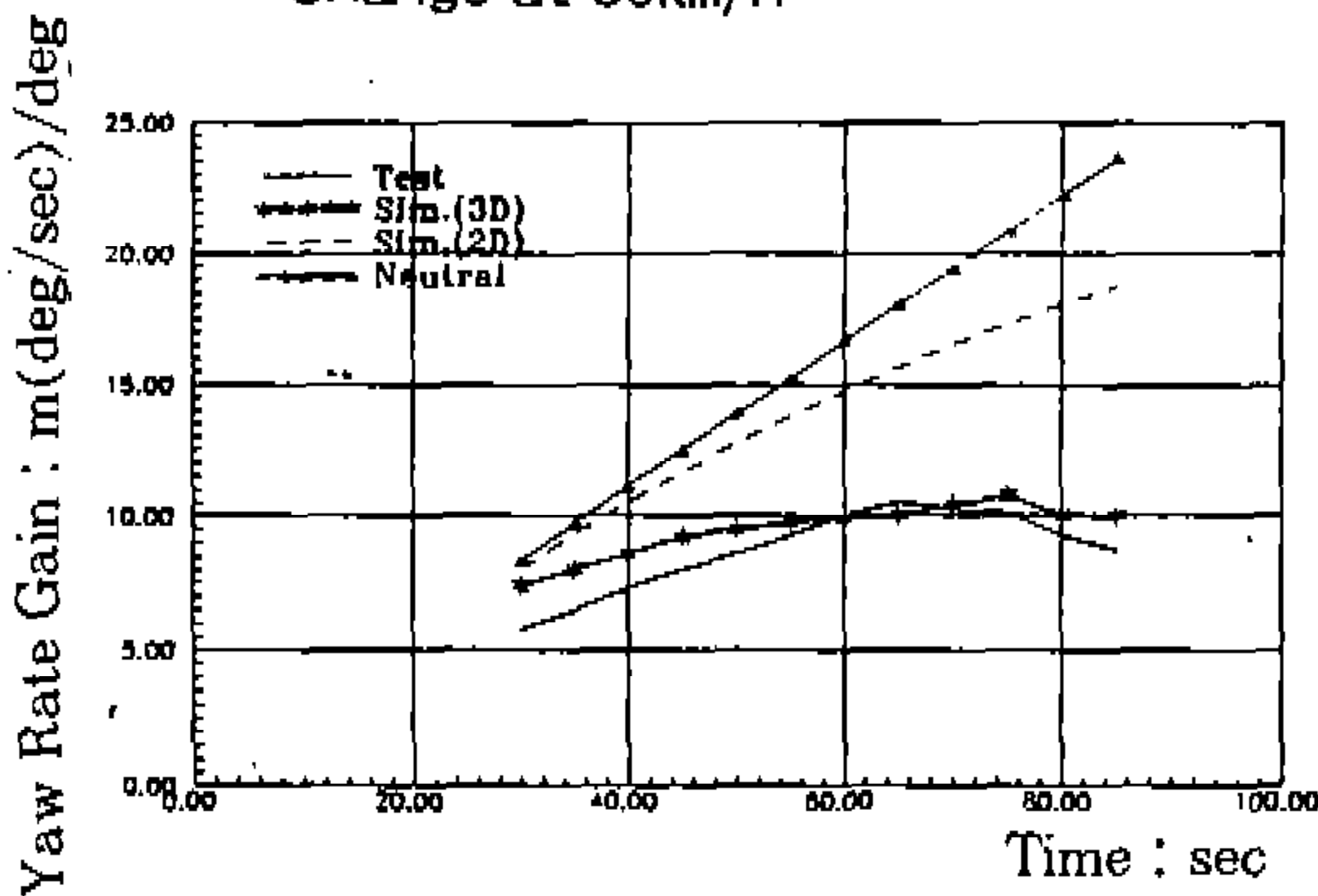


Fig.17 Yaw Rate Gain vs Speed in Steady-State Handling

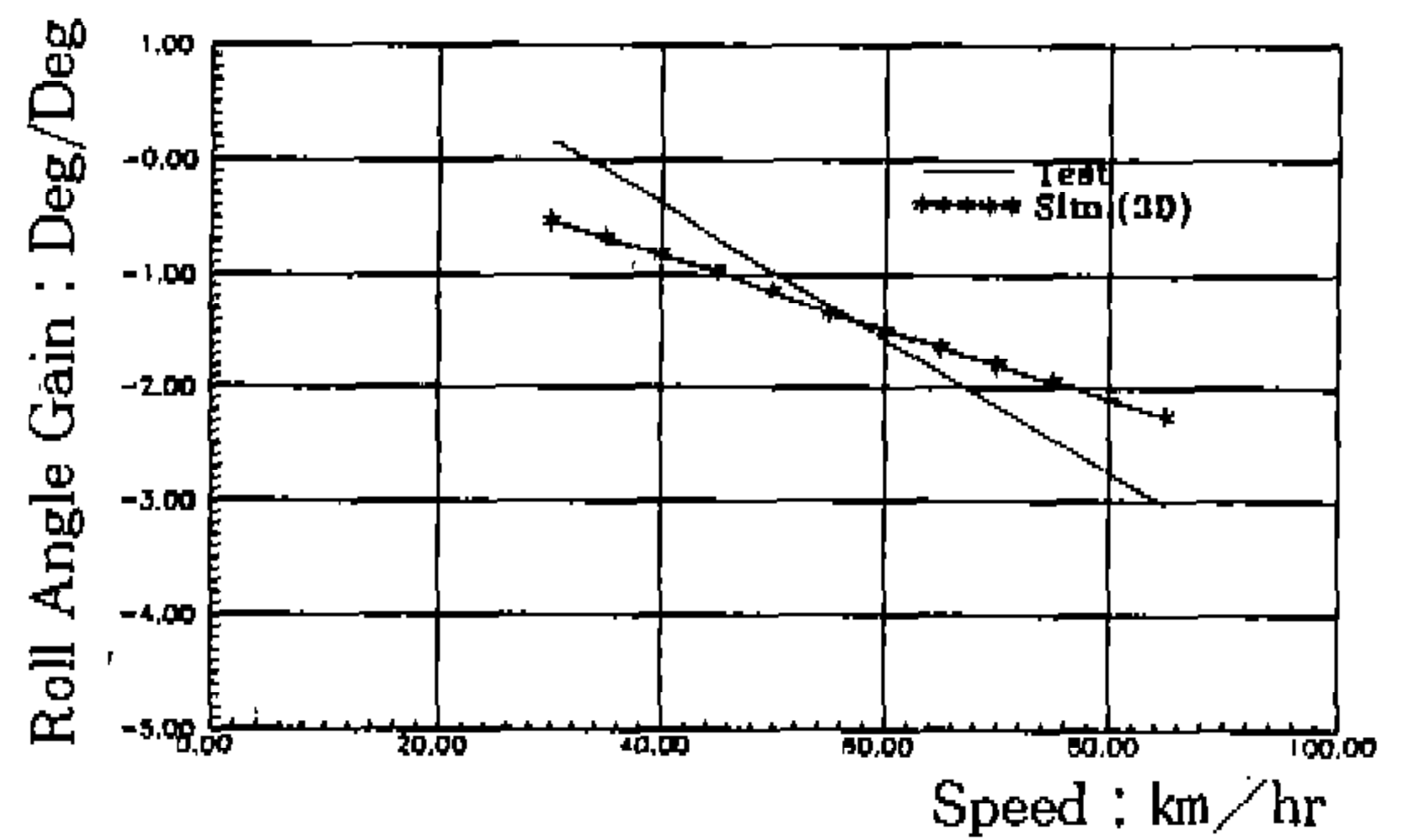


Fig.18 Roll Angle Gain vs Speed in Steady-State Handling

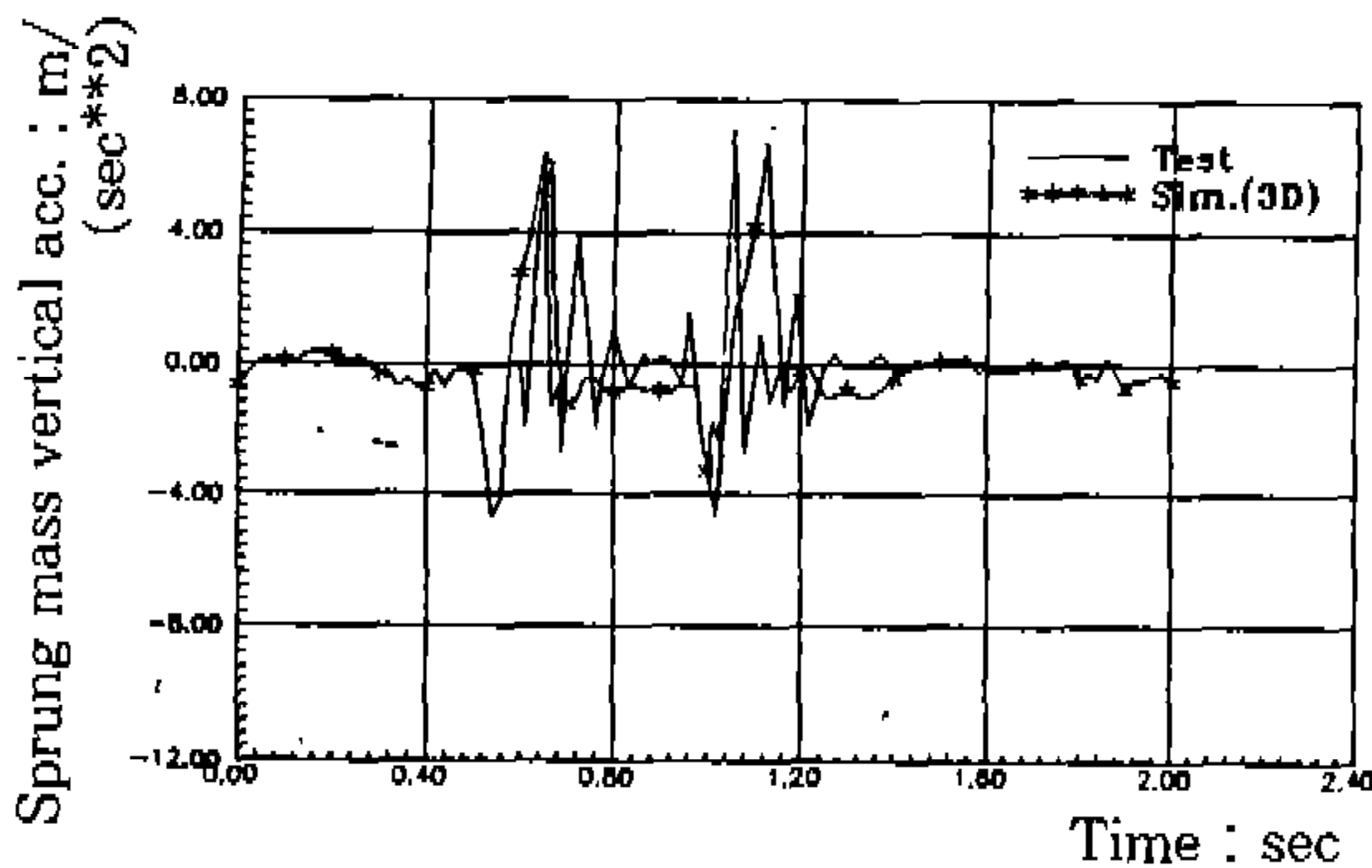


Fig.19 Comparison of Vertical Accelerations in Run-over-Bump Test at 20km/h

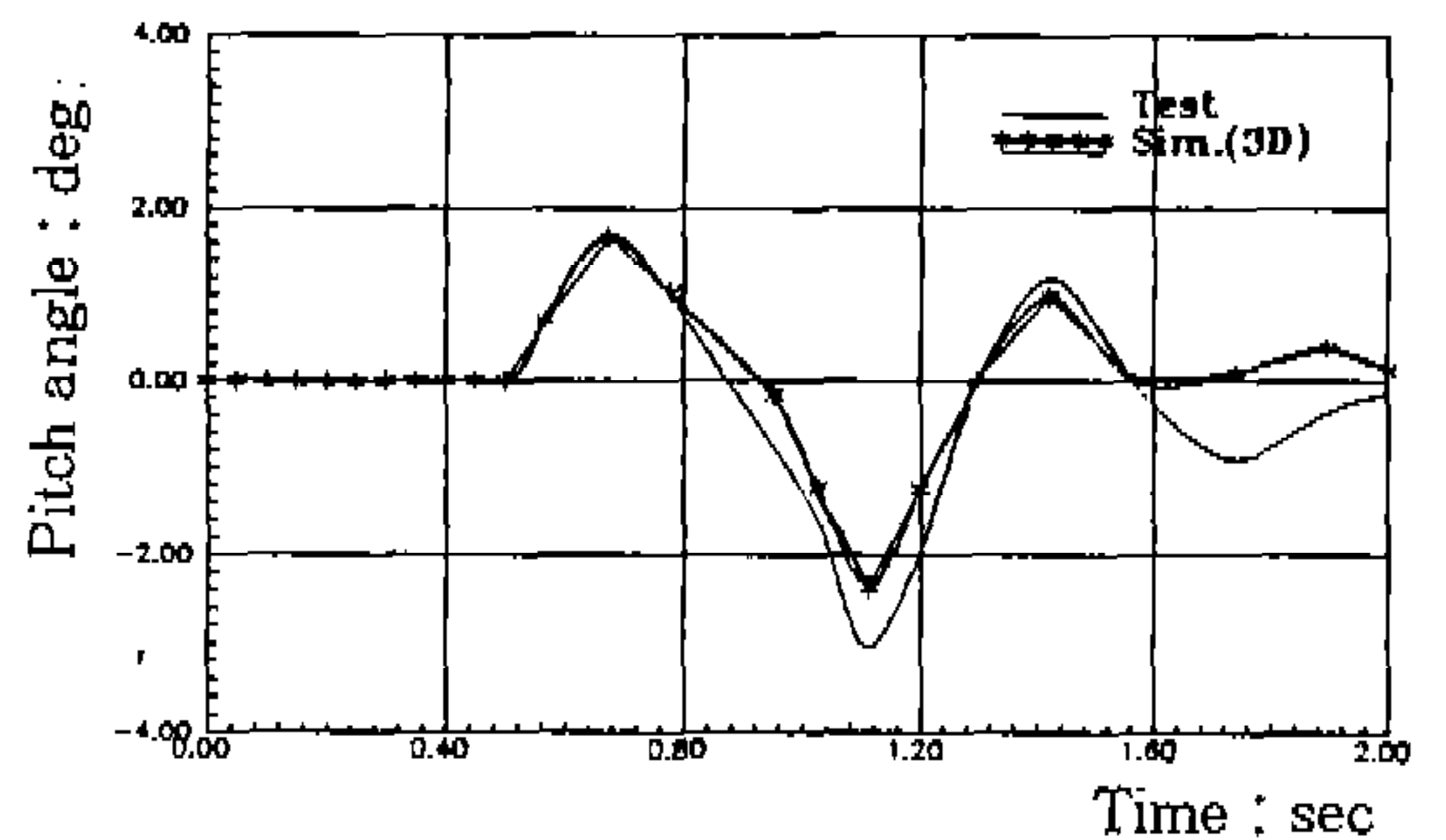


Fig.20 Comparison of Pitch Angles in Run-over-Bump Test at 20km/h

4.2 정상상태 핸들링 결과 검토

차체 횡가속도 0.4g 조건에서 정상상태 주행 거동의 이론해석 결과와 실차 주행시험 결과를 Fig.16-Fig.18에 비교하여 표시하였다.

이론해석은 33-85km/h 속도범위에서 5km/h 간격으로 시뮬레이션을 수행하였다. 실차 시험은 주행시험장의 제약으로 인하여 40km/h, 50km/h

및 60km/h 속도에서 실시하였다. 그림에서 보듯이 정상상태 주행거동 해석의 경우에도 3차원 차량모델을 사용한 결과는 시험치와 비교하여 조향특성의 경향이 잘 일치하고 있다. 횡가속도 응답계인과 요우잉 각속도 응답계인을 보면, 시험 결과와 3차원모델 이론해석 결과가 모두 과소조향(understeer) 특성을 나타내고 있다. 2차원

차량모델의 해석결과도 과소조향 영역에 있기는 하나 거의 중립조향(neutral steer)에 가까운 핸들링 특성을 보여주고 있다. 그리고 2차원 모델의 경우 요잉 각속도 응답계인의 오차는 차량속도가 증가할수록 더 커진다.

차량의 특성속도(characteristic speed)는 과소조향 특성을 가지는 차량의 경우 차량의 요우잉 각속도 응답계인이 최대치가 되는 속도, 즉 요우잉 각속도 응답계인의 변화율이 영이 되는 때의 속도이다. Fig.17에 의하면 모델차량의 특성속도는 약 60-70km/h 부근이다. 3차원 차량모델의 경우 특성속도 이상의 영역에서 응답계인의 오차에 큰 차이가 없는데 반하여 2차원 모델의 응답계인은 특성속도 이상의 고속영역에서 급격하게 증가된다. 그러므로 고속에서의 정상상태 핸들링 해석은 현가장치 특성이 고려된 3차원 차량모델을 사용하는 것이 보다 정확한 해석 결과를 얻을 수 있다.

4.3 범프통과시 주행진동 결과 검토

범프통과시의 과도진동 해석결과와 시험결과를 Fig.19-Fig.20에 비교하여 나타내었다. 그림에서 시험 및 해석 결과의 비교오차는 진폭 오차가 약 15% 정도이고, 위상오차는 0.1초이내로 대체로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 현가장치와 조향장치를 고려한 12자유도의 3차원 이중 트랙 차량모델과 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 이용하여 자동차의 주행거동을 해석하였다. 제안된 차량모델과 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 국산 승용차의 주행거동 해석에 적용하고, 그 결과를 종래의 2차원 단일 트랙 차량모델을 사용한 해석결과 및 실제 차량의 주행 시험 결과와 비교함으로써 다음의 사실을 확인하였다.

1) 3차원 차량모델을 사용한 국산승용차의 주행거동 해석 결과 과도상태 및 정상상태 핸들링해석 결과와 범프통과시의 과도진동 해석 결과가 실차 주행시험 결과와 매우

잘 일치하였다.

- 2) 과도상태 핸들링해석 결과 3차원 차량모델을 사용한 경우가 2차원 차량모델을 사용한 경우에 비하여 주행시험 결과와 보다 잘 일치하였다. 그러나 횡가속도 0.56g 이상의 주행조건에서는 해석 오차가 다소 증가되었다.
- 3) 정상상태 핸들링해석의 경우 3차원 차량모델의 해석결과는 고유조향 특성의 경향이 주행시험 결과와 잘 일치한다. 그러나 2차원 차량모델의 응답계인은 주행속도가 커질수록 해석오차도 비례하여 더 크게 나타났다.
- 4) 특성속도 이상의 속도영역에서 2차원 차량모델의 응답계인 오차가 급격하게 증가되므로, 고속 주행시의 핸들링 해석을 위한 차량 모델링에는 현가장치와 조향장치의 비선형 동특성 등이 포함되어야 하며, 이러한 특성을 고려한 3차원 차량모델의 타당성을 확인하였다.
- 5) 본 연구와 관련하여, 횡가속도 0.56g 이상에서의 주행거동을 보다 정확하게 해석하기 위해서는 50%이상의 운중 변화시에도 정확한 차륜 접지력을 계산할 수 있도록 차륜 접지력 모델을 개선할 필요가 있다. 또한 차륜의 비선형 강성과 감쇠 특성값 및 차량의 롤 강성 등을 포함한 차량 모델링 파라메타의 정확한 데이터가 필수적이다.

참 고 문 헌

1. F.O. Jaksch, "The Influence of Different Vehicle Parameters on Steering Controllability and Stability", IMechE, C110/83, 1983.
2. C.C. MacAdam, "A Micro Computer-based Model for Studying Open-and Closed-loop Steering Response of Automobile/Driver System", Proceedings of Modelling and Simulation on Micro Computers Conference at San Diego, Califor-

- nia, USA, pp.56-60, 1983.
3. R.W. Allen, "Steady-State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling", SAE Paper No. 870495.
 4. K.Tanitada, et al., "Dynamic Characteristics of Passenger Car Suspension", Mitsubishi Technical Report, Vol.25, No.1, 1988.
 5. 허승진, 구재연, 1989, "비선형 One-Track 모델에 의한 차량 주행역학의 Simulation에 관한 연구", 아시아기보, 아시아자동차(주).
 6. David J. Segal, "Highway-Vehicle-Object Simulation Model-1976 Engineering Manual-Analysis", Report No. FHWA-RD-76-164, NTIS PB-267403, 1975.
 7. Frederick Jindra, "Mathematical Model of Four-Wheeled Vehicle for Hybrid Computer Vehicle Handling Program", NTIS PB-249902, 1976.
 8. ISO 8725, "Rad Vehicles-Transient Open-Loop Response Test Method with One Period of Sinusoidal Input".
 9. ISO 3888, "Road Vehicles-Test Procedure for a Severe Lane change Manoeuvre".
 10. ISO 4138, "Road Vehicles-Steady State Circular Test Procedure".
 11. 최영휴, "승차감 및 조종성능을 고려한 승용차 현가장치의 동적설계연구", 공학박사 학위논문, 서울대학교, 1991.