

〈논 문〉 SAE NO. 953741

선회중 제동을 고려한 차량의 동특성 연구

Analysis of Dynamic Characteristics of a Vehicle Undergoing Turning and Braking

강 주 석*, 윤 중 락**, 민 현 기***, 이 장 무****
J.S.Kang, J. R. Yun, H. K. Min, J. M. Lee

ABSTRACT

This paper presents a mathematical vehicle model to analyze the dynamic characteristics of a vehicle undergoing braking in a turn. Two kinds of field tests, braking in a steady state turn and braking in a J-turn are performed. Computer simulation results are compared with test results and the braking effect on a vehicle cornering behavior is examined. Also, sensitivity analysis is applied to determine the effect of design parameter changes on the response of vehicle dynamic system.

주요기술용어 : Mathematical vehicle model(수학적 차량모델), braking in a turn(선회중 제동), computer simulation(컴퓨터 시뮬레이션), sensitivity analysis(감도해석)

1. 서 론

최근 자동차의 고속화, 고성능화의 추세에 따라 우수한 조향성능과 더불어 주행성능의 핵심인 차량의 주행안정성이 강조되고 있다. 조향성과 관련한 대부분의 연구는 선회시 횡가속을 받을때의 차량의 동적 응답을 해석하는 것이다. 이것은 선회성능을 만족하는 현가장치 개발과 관련해 중요한 연구분야이다. 그러나 이러한 연구의 대부

분은 제동을 고려하지 않은 모델에 대한 해석으로 선회시의 안정성과 관련해서는 적용에 한계가 있다. 실제적인 선회안정성 해석은 선회시 제동이 가해졌을때의 차량의 동특성을 살펴보아야 하기 때문이다. 또한 실제 선회주행에서는 조향과 제동이 동시에 이루어지므로 선회시 제동에 관한 연구는 차량의 주행 안정성해석에서 필수적이다. 선회시 제동을 고려한 연구는 스피어아웃, 롤오버 등 차량 안정성을 해석하는 연구^{(1),(2)}가 대부분이었지만 최근 사륜 조향장치(Four Wheel Steering System)와 제동시 미끄러짐을 방지하는 ABS장치(Anti-lock Braking System)등 첨단기술을 차량에 보다 정확하게 적용하기 위한

* 서울대학교 대학원

** 대우자동차(주)

*** 정회원, 서울대학교 기계설계학과

기본연구^{(3), (4)}로서 많은 연구가 진행되고 있다. 이외에도 선회시 감속과 가속이 진행될때의 언더스티어/오버스티어 특성에 관한 연구⁽⁵⁾등이 있다.

본 연구에서는 선회와 제동을 동시에 고려한 집중질량계로 이루어진 17자유도계 차량모델을 제시하였다. 또한 차량의 선회시 제동이 가해질때의 동특성을 시험을 통해 알아보기 위해 계단과 조향입력과 제동을 동시에 가하는 시험과 정상원선회시 제동을 가하는 두가지 차량 시험을 수행하였다. 시험 결과는 수학적 모델의 시뮬레이션 결과와 비교하여 모델의 타당성을 검토하였다. 이와 함께 설계파라미터의 변화가 차량의 동적거동에 미치는 영향을 알아보기 위해 위의 수학적 모델에 대해 감도방정식을 유도하여 영향이 큰 주요파라미터에 대해서 감도해석을 수행하였다.

2. 차량의 모델링과 운동방정식

선회중 제동을 고려한 차량의 주행역학 해석을 위해 Fig.1과 같은 17자유도 수학적 차량모델을 고려한다. 그림에서 u, v, w, p, q, r 은 스프링 질량(Sprung mass)의 병진과 회전의 강제운동 자유도이며, δ_1, δ_2 는 전방 독립현가계의 언스프링 질량(Unsprung mass)의 수직운동 자유도이며, δ_3, ϕ_R 은 후방 차축의 수직운동과 롤운동 자유도를 나타낸다. 이들은 차체와 차륜의 강제운동을 나타내는 자유도이다. ψ_1, ψ_2 는 조향을 하는 전

륜의 자유도이며 δ_{sw} 는 조향 휠의 자유도를 나타낸다. $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$ 는 차륜의 회전운동 자유도를 나타낸다. 운동방정식은 크게 차체와 차륜의 강제운동, 조향계의 모델, 차륜의 회전운동 모델로 나누어서 제시하였다.

2.1 차체와 차륜의 강제운동

차체와 차륜의 강제운동의 운동방정식을 구하기 위해 Fig. 2처럼 모델링한다. 이 모델의 초기 조건은 정적 평형상태로 가정하여 차량의 선회와 제동에 의해 지면에서 발생하는 타이어의 반력과 스프링질량과 언스프링질량의 중력이동, 현가계에서 작용하는 스프링과 속압쇼바의 반력등과 관성력의 평형으로부터 운동방정식을 유도한다. 강제운동에 대한 10자유도계 운동방정식은 다음과 같다.

$$\sum M\ddot{u} + \gamma_2\dot{q} = \sum M(vr - wq - g\theta) + \sum F_{xu} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \sum M\ddot{v} - \gamma_2\dot{p} + \gamma_1\dot{r} \\ = \sum M(wp - ur + g\phi) + \sum F_{yu} \end{aligned} \quad (2)$$

$$M_s\ddot{w} = M_s(uq - vp + g) - S_1 - S_2 - S_3 - S_4 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} -\gamma_3\dot{v} + (I_x + I'_x)\dot{p} - (I_{xz} - I'_{xz})\dot{r} \\ = \gamma_3(ur - wp - g\phi) + \sum N_{\phi u} \end{aligned} \quad (4)$$

$$-\gamma_2\dot{u} + (I_y + I'_y)\dot{q} = \gamma_2(vr - wq - g) + \sum N_{\theta u} \quad (5)$$

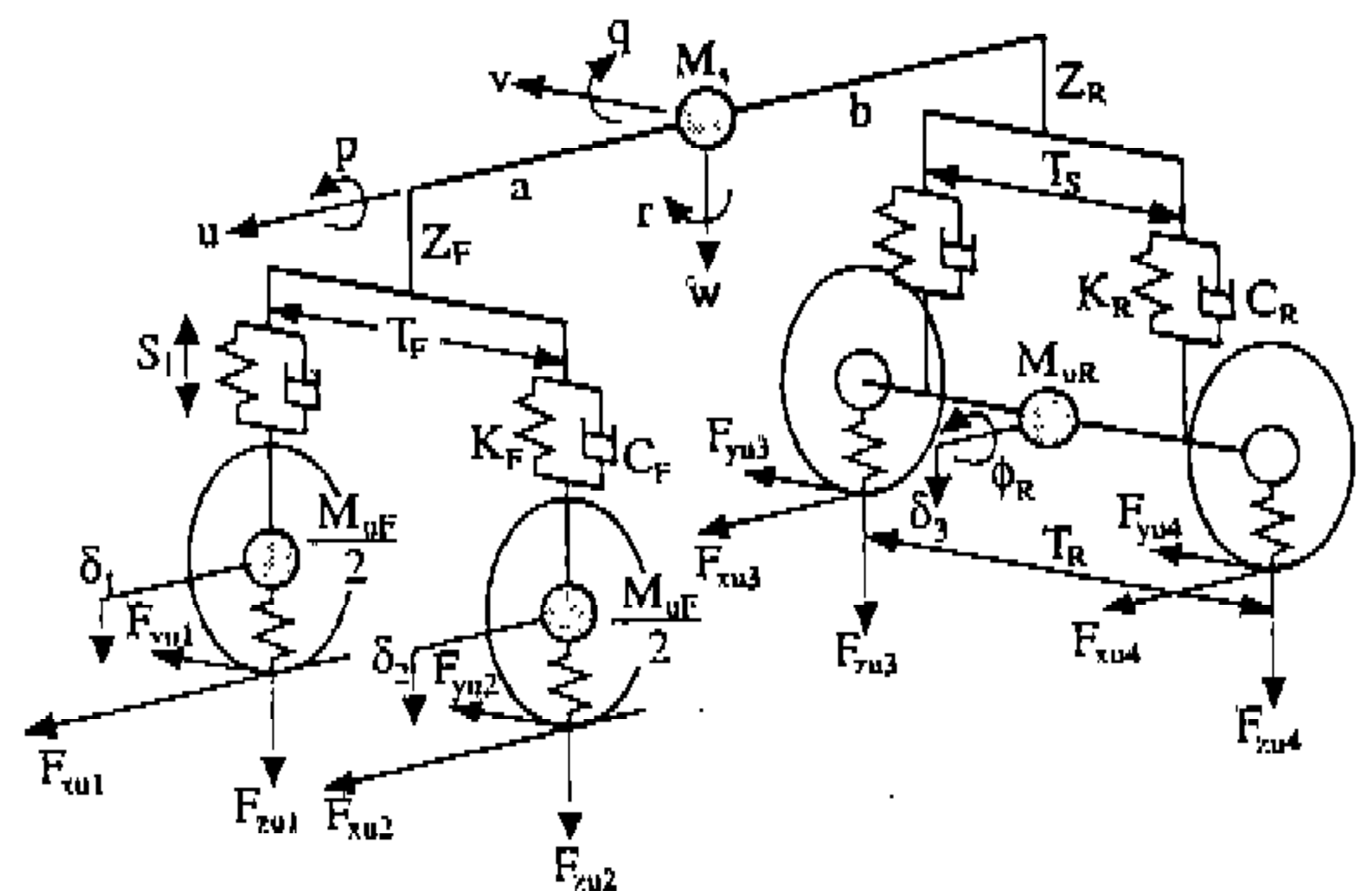
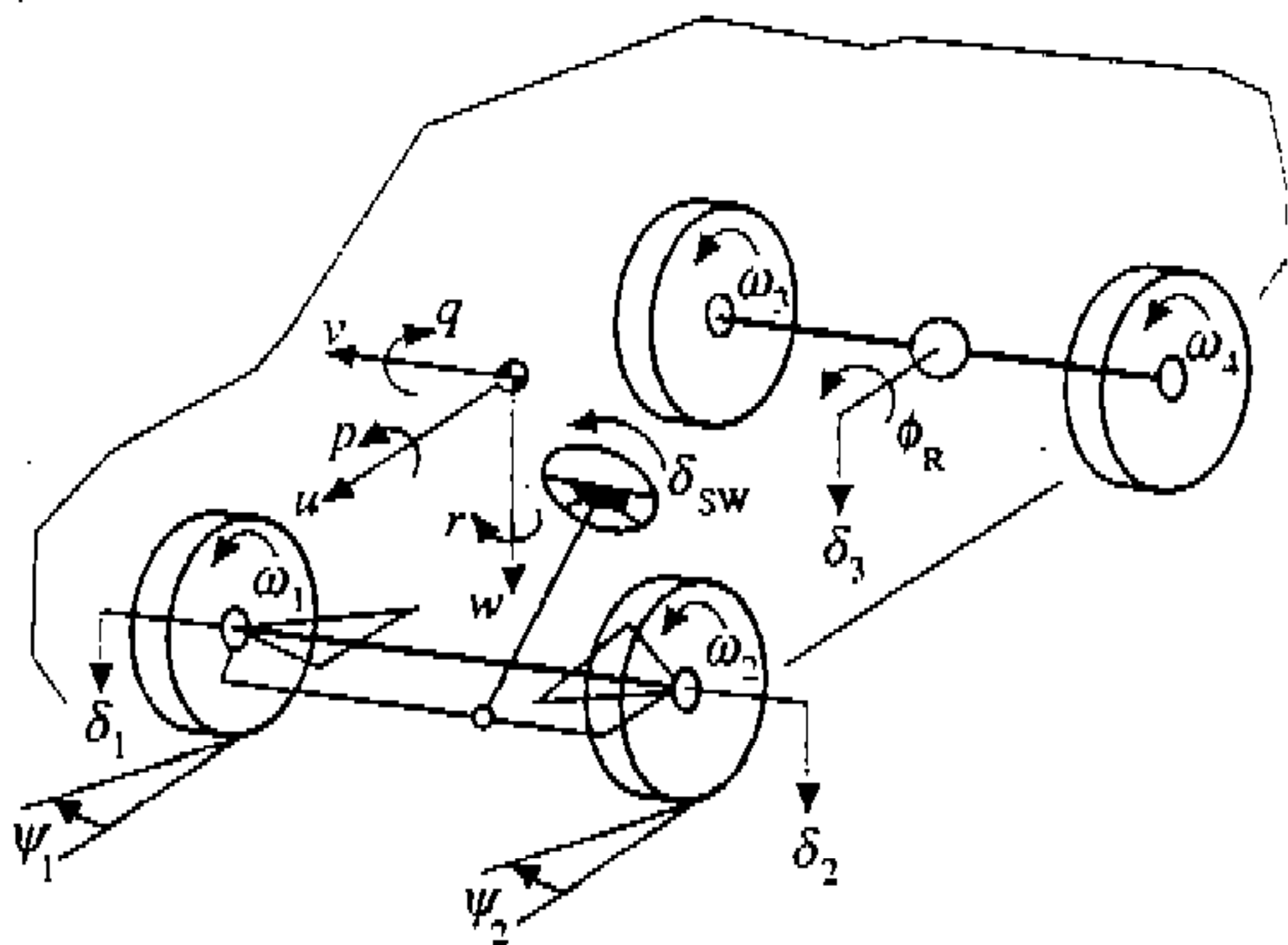


Fig. 1 17 DOF Mathematical model of vehicle

Fig. 2 Rigid body motion of sprung and unsprung mass

$$-\gamma_1 \dot{v} - (I_{xz} + I_{xz}') \dot{p} + (I_z + I_R + I_z') \dot{r} = \gamma_1 (wp - ur + g\phi) + \sum N_{\psi u} \quad (6)$$

$$\frac{M_{uF}}{2} \ddot{w} + \frac{M_{uF} T_F}{4} \dot{p} - \frac{M_{uF}}{2} \dot{q} + \frac{M_{uF}}{2} \ddot{\delta}_1 = \frac{M_{uF}}{2} (uq - vp + g) + F_{zu1} + S_1 \quad (7)$$

$$\frac{M_{uF}}{2} \ddot{w} - \frac{M_{uF} T_F}{4} \dot{p} - \frac{M_{uF}}{2} \dot{q} + \frac{M_{uF}}{2} \ddot{\delta}_2 = \frac{M_{uF}}{2} (uq - vp + g) + F_{zu2} + S_2 \quad (8)$$

$$M_{uR} \ddot{w} + M_{uR} b \dot{q} + M_{uR} \ddot{\delta}_3 = M_{uR} (uq - vp + g) + F_{zu3} + F_{zu4} + S_3 + S_4 \quad (9)$$

$$I_R \dot{p} + I_R \dot{\phi}_R = \sum N_{\phi R} \quad (10)$$

여기서,

$$\sum M = M_S + M_1 + M_2 + M_3$$

$$I_x' = I_y' = M_{uF} Z_F^2 + M_{uR} Z_R^2$$

$$I_z' = M_{uF} (a^2 + \frac{T_F^2}{4}) + M_{uR} Z_R^2$$

$$I_{xz}' = M_{uF} a Z_F - M_{uR} b Z_R$$

$$\gamma_1 = M_{uF} a - M_{uR} b$$

$\gamma_2 = \gamma_3 = M_{uF} Z_F + M_{uR} Z_R$ 이다. 또한 S_1, S_2, S_3, S_4 는 현가계에 작용하는 힘을 나타내며 회전 운동 방정식인 (4), (5), (6), (1)의 외력함에 표시된 $\sum N_{\phi u}, \sum N_{\phi v}, \sum N_{\phi w}, \sum N_{\phi R}$ 은 차량의 외력에 의한 모멘트를 나타낸다.

2.2 조향계의 모델링과 운동방정식

조향계에 대한 모델링은 Fig.3과 같다. 스티어링 휠과 스티어링 칼럼, 전륜등을 조향축에 대한 상당 관성모멘트와 상당 강성으로 모델링하여 회

전운동 방정식을 유도하였다.

$$I_{sw} \ddot{\delta}_{sw} = M_D + K_{sc} (\delta_{sc} - \delta_{sw}) \quad (11)$$

$$I_{FW} (\ddot{\delta}_{FW1} + \dot{r}) = K_{SL1} (\frac{\delta_{sc}}{N_G} - \delta_{FW1}) + M_{T1} \quad (12)$$

$$I_{FW} (\ddot{\delta}_{FW2} + \dot{r}) = K_{SL2} (\frac{\delta_{sc}}{N_G} - \delta_{FW2}) + M_{T2} \quad (13)$$

$$\delta_{sc} = \frac{K_{SL1} \delta_{FW1} + K_{SL2} \delta_{FW2} + K_{sc} \delta_{sw} N_G}{\frac{K_{SL1}}{N_G} + \frac{K_{SL2}}{N_G} + K_{sc} N_G} \quad (14)$$

2.3 차량의 회전운동과 운동방정식

제동이 가해지는 경우 차량에는 Fig.4와 같이 제동 토크에 의해 차량의 회전속도가 달라져 지면에서 종방향 미끄러짐이 발생한다. 차량의 회전 운동방정식은 다음과 같다. 여기서 TQ_{Bi} 는 차량에 작용하는 제동 토크를 의미한다.

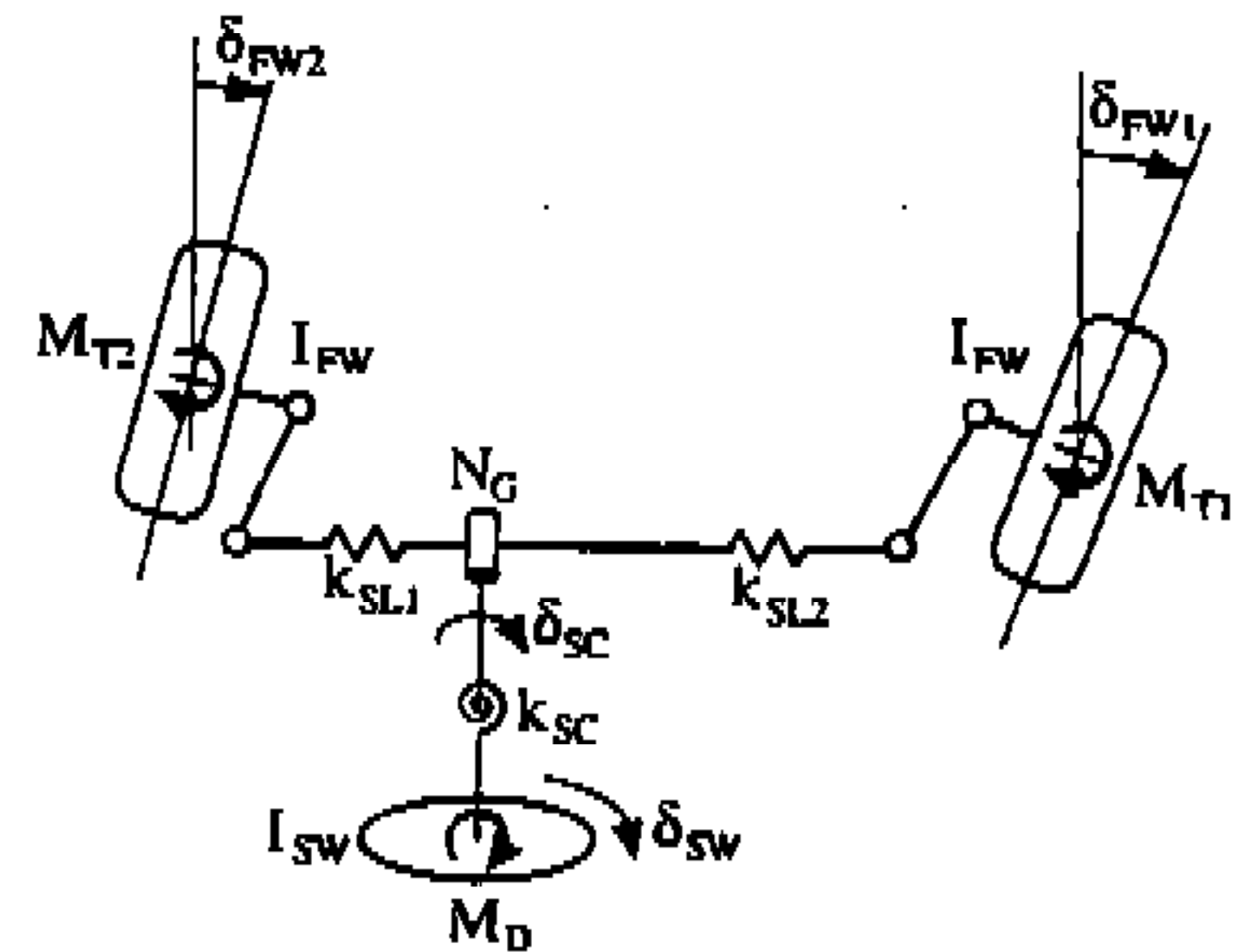


Fig. 3 Schematic diagram of the steering system

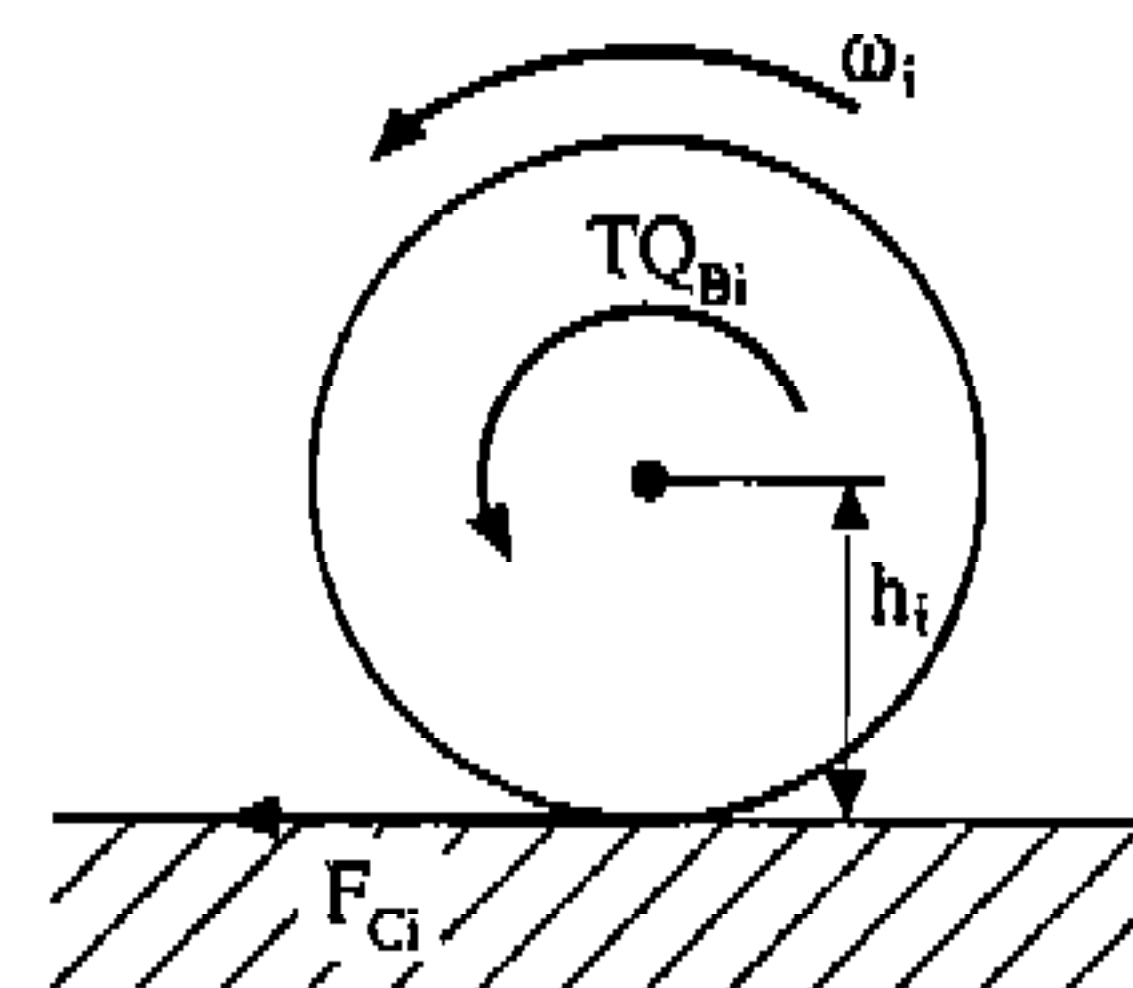


Fig. 4 Wheel rotational motion

$$I_{w_i} = \frac{d\omega_i}{dt} = -F_{ci}h_i + TQ_{B_i} \quad i=1, \dots, 4 \quad (15)$$

2.4 타이어 모델

선회중 제동을 고려한 차량의 모델에서 특히 타이어의 정확한 모델링이 중요하다. 타이어의 종방향 미끄러짐에 의해 발생하는 반력을 계산하기 위해 지면에서 차량의 병진속도와 회전속도의 차이의 비를 식 (16)과 같이 계산한다. u_{G_i} , v_{G_i} 는 Fig.5에서처럼 지면에서의 차량의 병진속도를 의미한다.

$$\text{slip}_i = 1 - \frac{\omega_i h_i}{u_{G_i} \cos \psi_i + v_{G_i} \sin \psi_i} \quad (16)$$

타이어 종방향 반력은 식 (17)과 같이 타이어와 지면의 마찰계수와 수직반력의 곱으로 표시된다. 이때 마찰계수는 종방향 미끄러짐의 함수로 표시된다.

$$F_{ci} = -\mu'(\text{slip}_i)F_{R_i} \quad (17)$$

타이어 횡방향 반력을 발생시키는 슬립각(Slip Angle)은 Fig.5로부터 다음식과 같이 계산된다.

$$\beta_i = \tan^{-1}\left(\frac{v_{G_i}}{u_{G_i}}\right) - \psi_i \quad (18)$$

종방향 반력과 횡방향 반력은 마찰한계원상에 있으며 횡방향반력은 종방향반력이 증가하면 줄어드는 특성에 따라 식 (19)로 표현된다.

$$F_{S_i} = \sqrt{u_i^2 F_{R_i}^2 - F_{C_i}^2} g(\bar{\beta}_i) \quad (19)$$

여기서

$$\bar{\beta}_i = \frac{C_{s0}\beta_i + C_{c0}\gamma_i}{\sqrt{u_i^2 F_{R_i}^2 - F_{C_i}^2}} \quad (20)$$

$$g(\bar{\beta}_i) = \bar{\beta}_i - \frac{1}{3}\bar{\beta}_i |\bar{\beta}_i| + \frac{1}{27}(\bar{\beta}_i)^3 \quad |\bar{\beta}_i| < 3$$

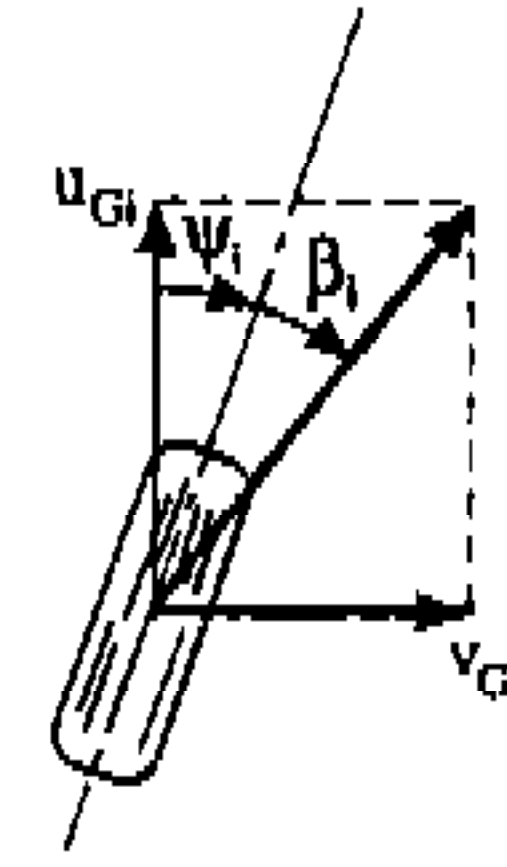


Fig. 5 Velocity of the tire projected on the ground

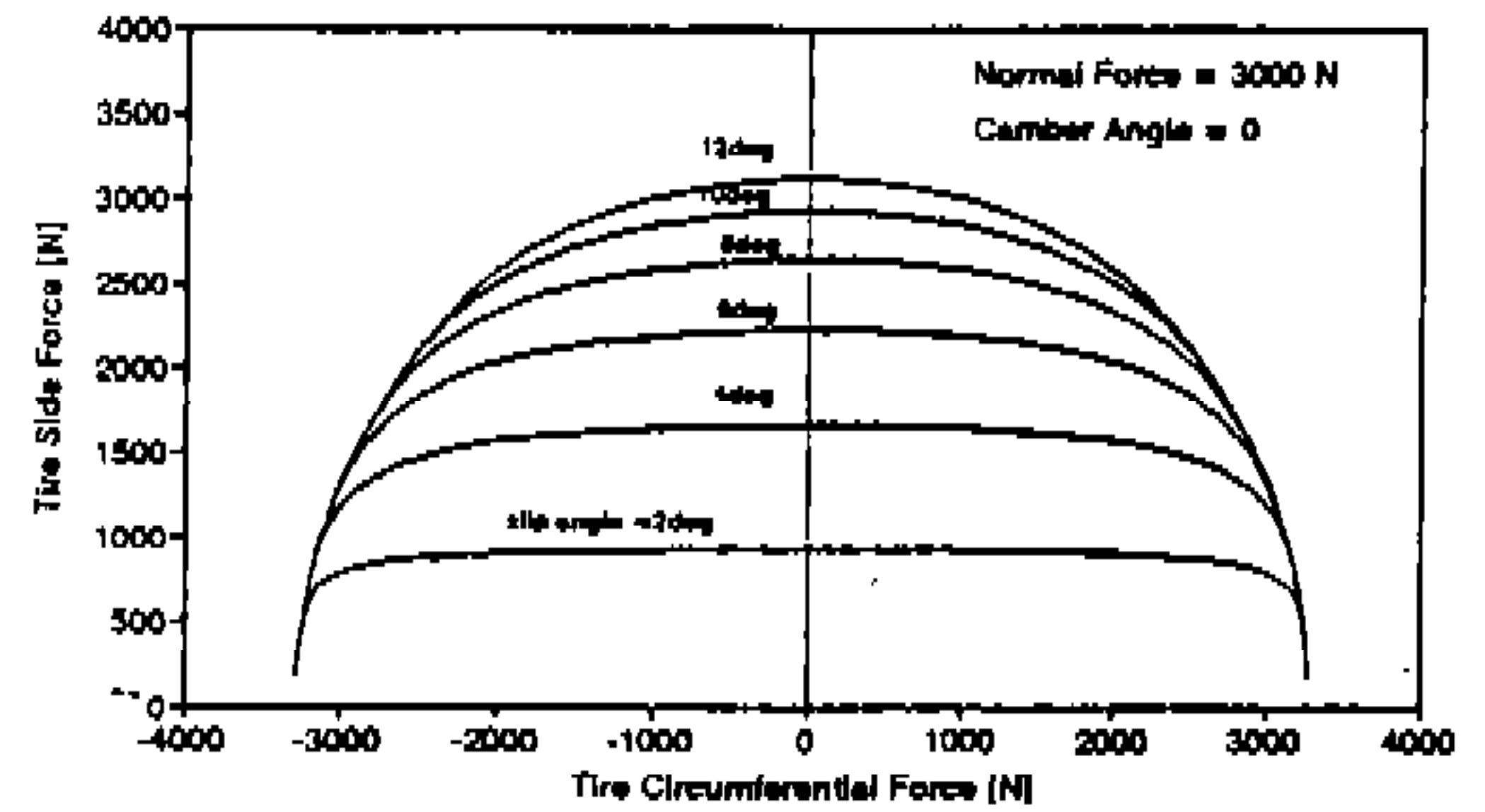


Fig. 6 Relationship between the tire cornering force and circumferential force

$$\bar{\beta}_i = \frac{\beta_i}{|\beta_i|} \quad |\beta_i| \geq 3 \quad (21)$$

와 같이 횡방향반력은 포화함수 형태로 표시된다. γ_i 는 캠버각을 나타내며 C_{s0} , C_{c0} 는 코너링강성(Cornering Stiffness)과 캠버강성(Camber Stiffness)이며 μF_{R_i} 는 타이어가 발생시킬 수 있는 최대한의 반력을 의미한다. Fig.6은 시뮬레이션에 사용된 타이어의 특성을 보여준다. 이렇게 계산된 타이어 반력은 차량 좌표계로 좌표변환하여 앞의 17자유도계 운동방정식의 외력항을 형성한다.

3. 차량 주행시험

3.1 시험장비

차량 주행시험을 위해 Fig.7과 같이 신호측정용 센서와 앰프를 차량에 장착하였다. 조향입력은 조향각 측정용 핸들로 조향각을 측정하였으며

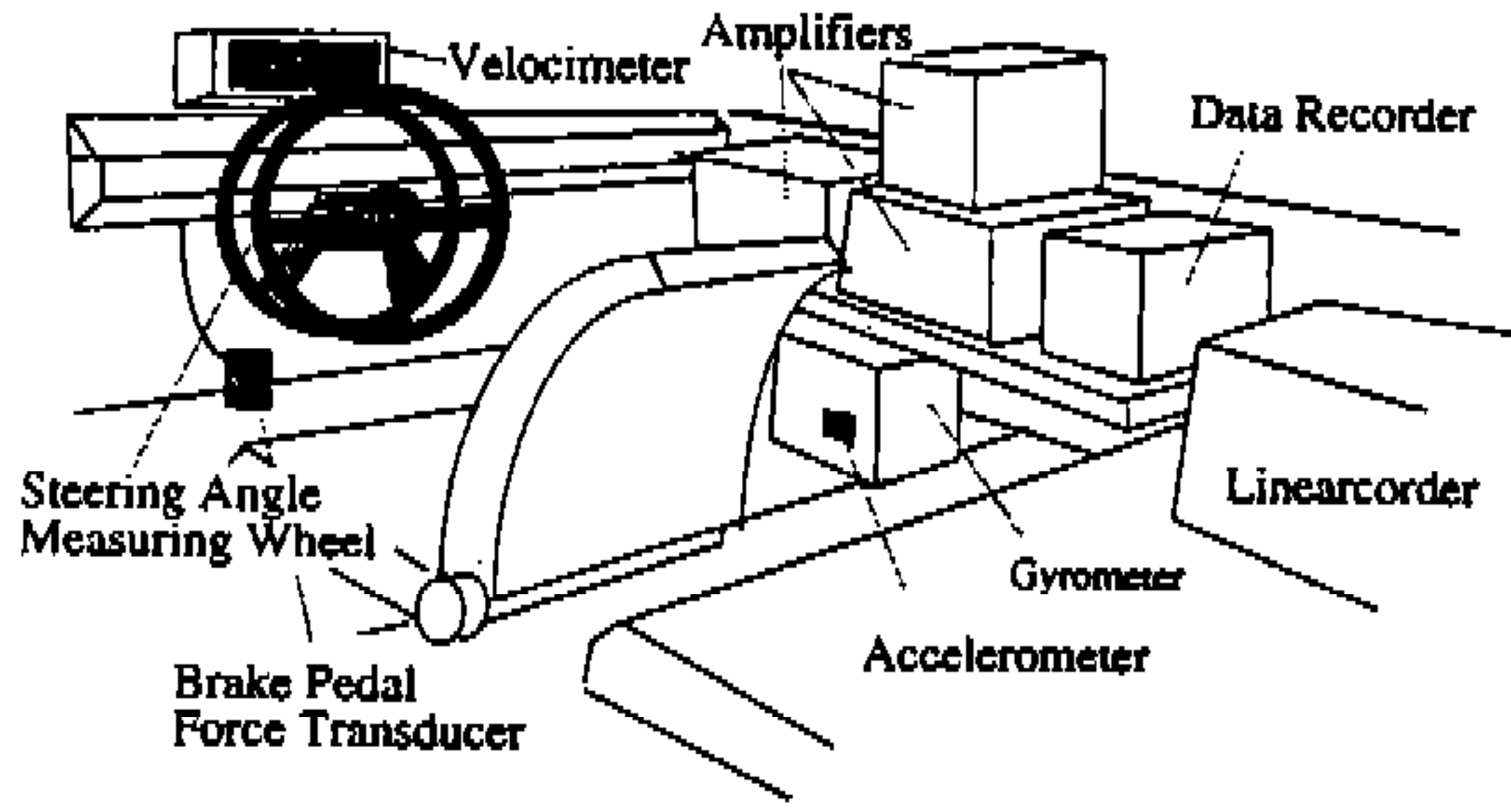


Fig. 7 Configuration of the measuring equipment

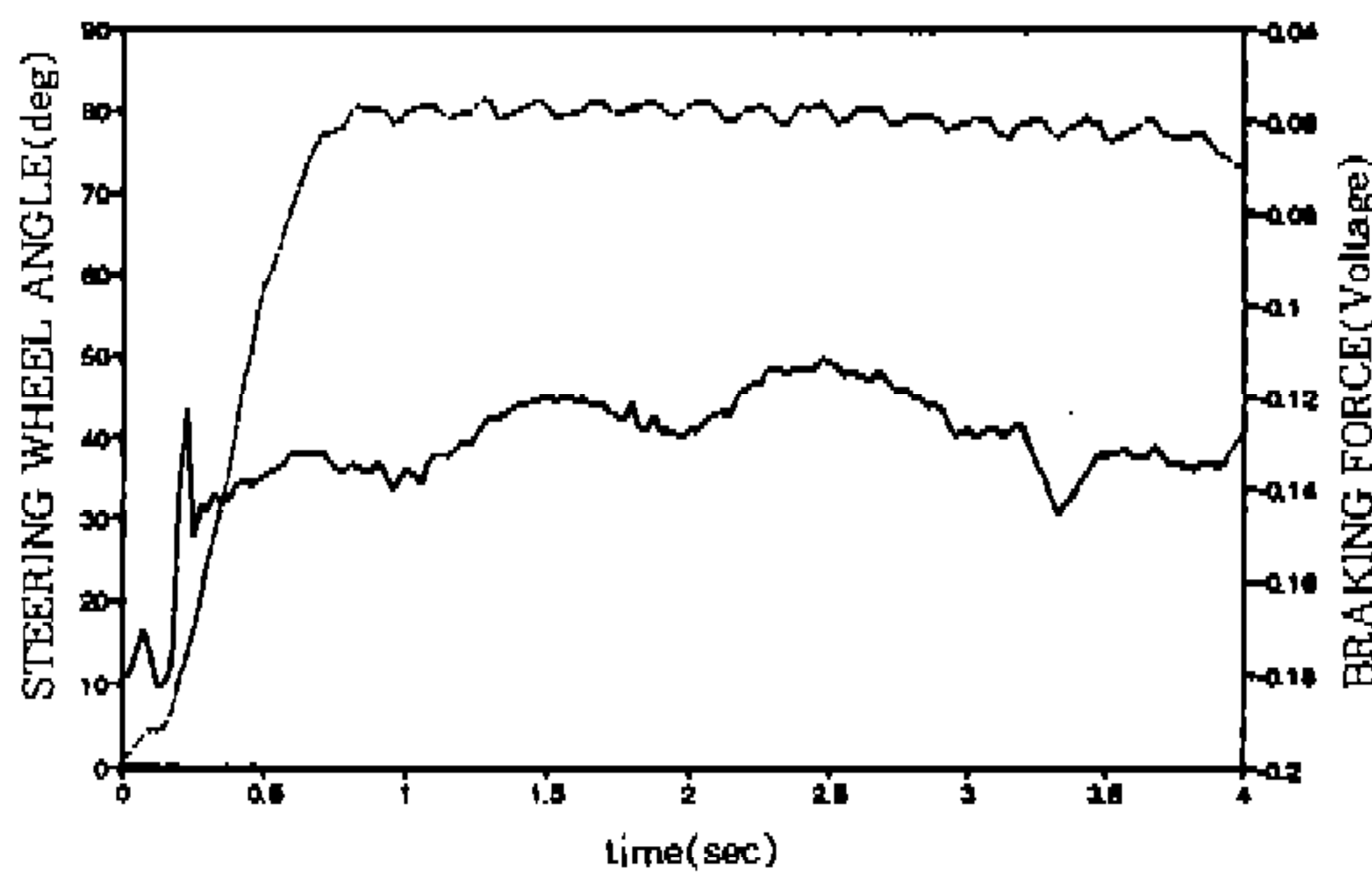


Fig. 8 Steering wheel input(.....) and braking force(—) (J-turn test)

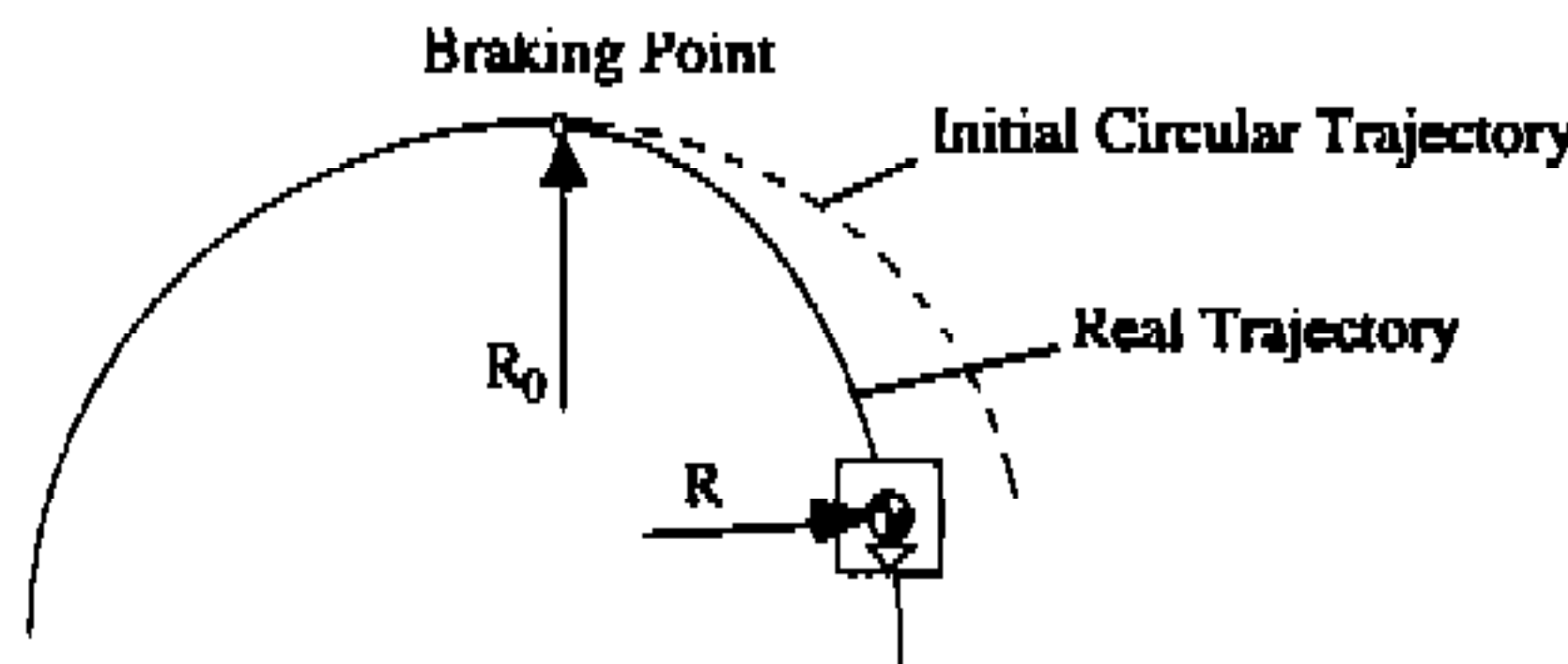


Fig. 9 Braking in a steady state turn

브레이크 페달에 장착한 제동력 측정용 답력계로 일정한 제동력이 가해졌는지 확인을 하였다.

3.2 시험방법

3.2.1 J-turn조향시 제동

J-turn 조향시험은 계단파 조향입력에 대한 차량의 동특성을 관찰하는 시험으로서 일반적인 방법은 조향입력이 가해졌을 때 감/가속 없이 초기속도로 진행하는 것이다. 하지만 선회시 감속의 효과에 의한 차량의 동적응답을 알아보기 위해 본 시험에서는 조향입력을 가함과 동시에

차량에 일정한 제동력을 가하였다. 이때 차량의 가속페달은 밟지 않은 상태이며 제동이 계단파에 가깝게 가해질 수 있도록 하였다. Fig.8은 차량에 가해진 조향입력과 제동력을 보여주고 있다.

3.2.2 정상원 선회시 제동시험

본 시험은 ISO-7975 규정⁽⁸⁾에 의한 시험으로서 정상상태 원형주행에서 감속에 의한 차량동특성의 영향을 판단하기 위한 것이다. 따라서 차량은 제동이 가해지기 전에 일정한 반경을 유지하여 선회를 계속해서 정상상태에 도달해야 한다. 즉 Fig. 9와 같이 반경 R_0 의 일정한 원을 선회주행 하다가 차량에 일정한 제동을 가한다. 여기서는 ISO 7975 규정을 만족할 수 있게 시험조건을 초기반경 30m, 전방속도 45km/h로 하였다. 이 값은 횡가속도가 약 0.5g에 해당한다.

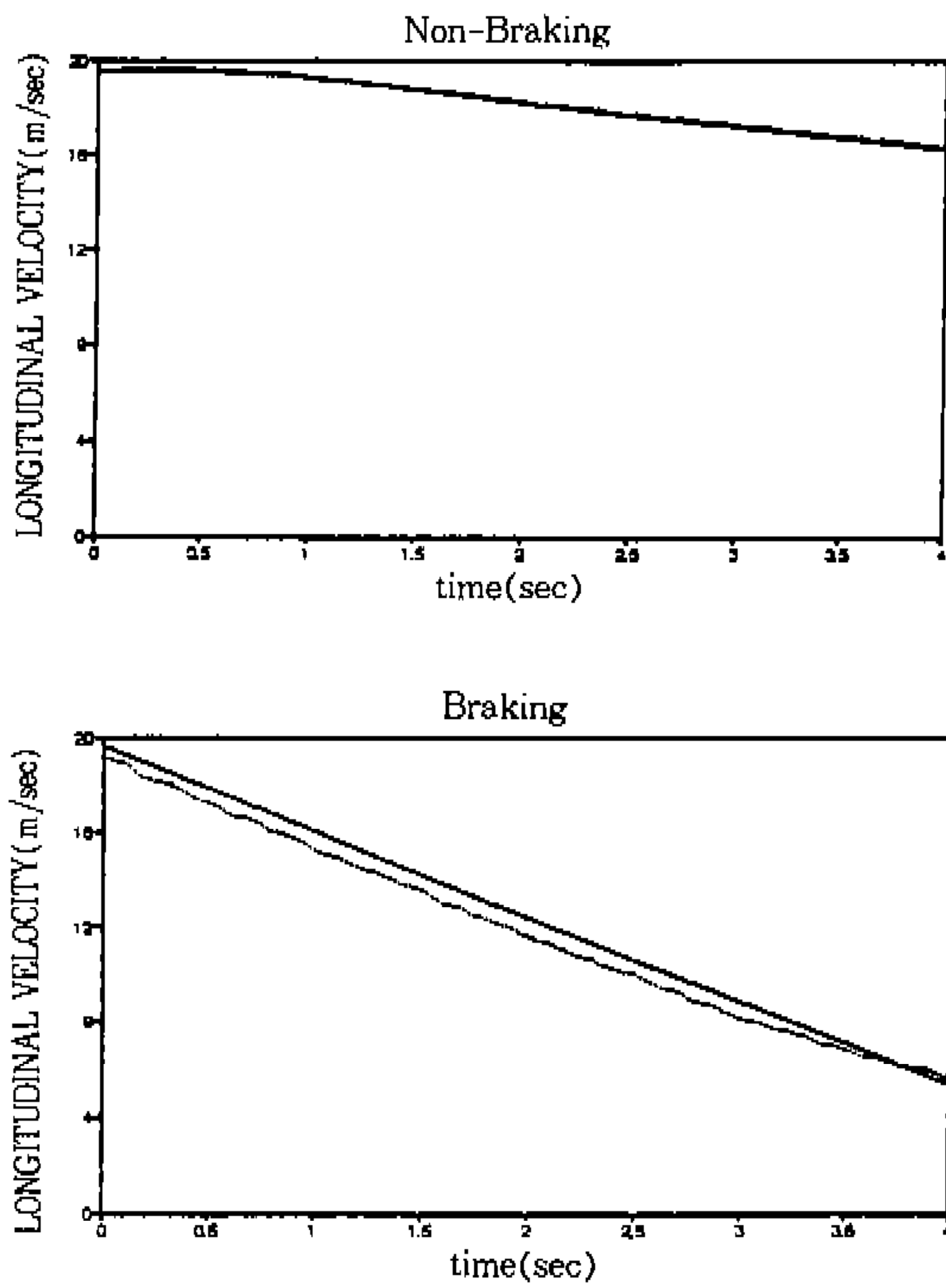
4. 차량시험결과 및 비교

4.1 J-turn조향시 제동시험의 비교

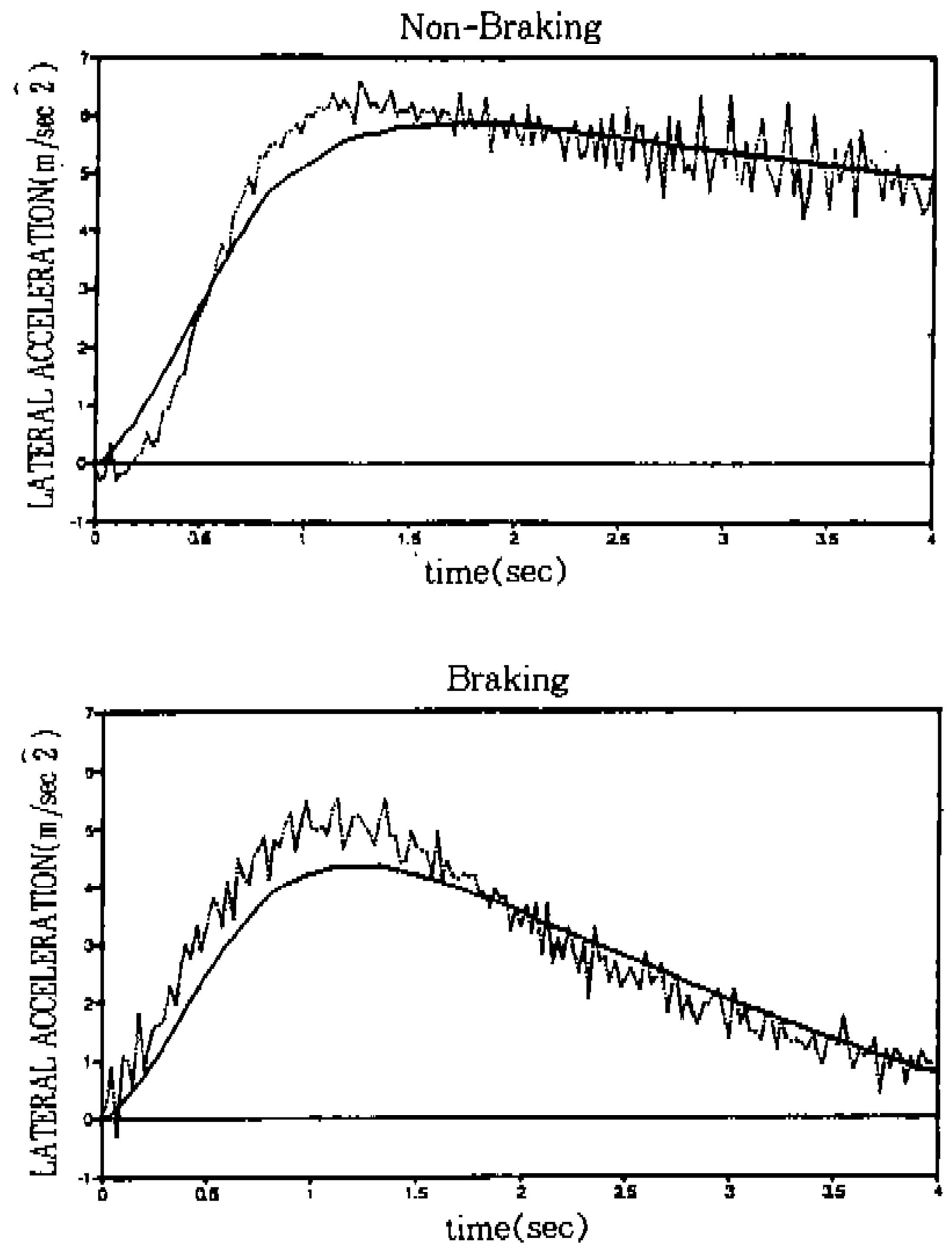
J-turn조향시 제동과 비제동시 차량의 동특성을 비교하기 위해 초기속도 70km/h로 진행하는 차량에 제동을 가하지 않은 상태와 제동에 의해 약 3.84 m/sec^2 로 감가속하는 조건에 대해 나타내었다. 이때 감속 조건을 차량 시험과 같게 하기 위해 Fig.10(a)와 같이 전방속도가 동일하게 되도록 시뮬레이션의 제동력을 가하였다. 시뮬레이션에 주어지는 조향입력은 Fig. 8에서의 시험에서 구한 값을 이용하였다. Fig. 10(b)와 Fig. 10(c)는 각각 3가지 제동 조건에 대한 차량의 횡가속도와 차량요우각속도의 비교 결과를 보여준다. 제동이 없는 조건에서는 시험결과와 시뮬레이션 결과가 잘 일치 함을 보여 준다. 제동이 가해진 경우는 시뮬레이션 결과의 크기가 차량시험보다 작게 나왔지만 비슷한 경향을 보여주고 있다. 차량에 제동이 가해질 때 횡가속도와 요우각속도가 시간이 경과함에 따라 작아짐을 알 수 있다.

4.2 정상원선회시 제동시험의 비교

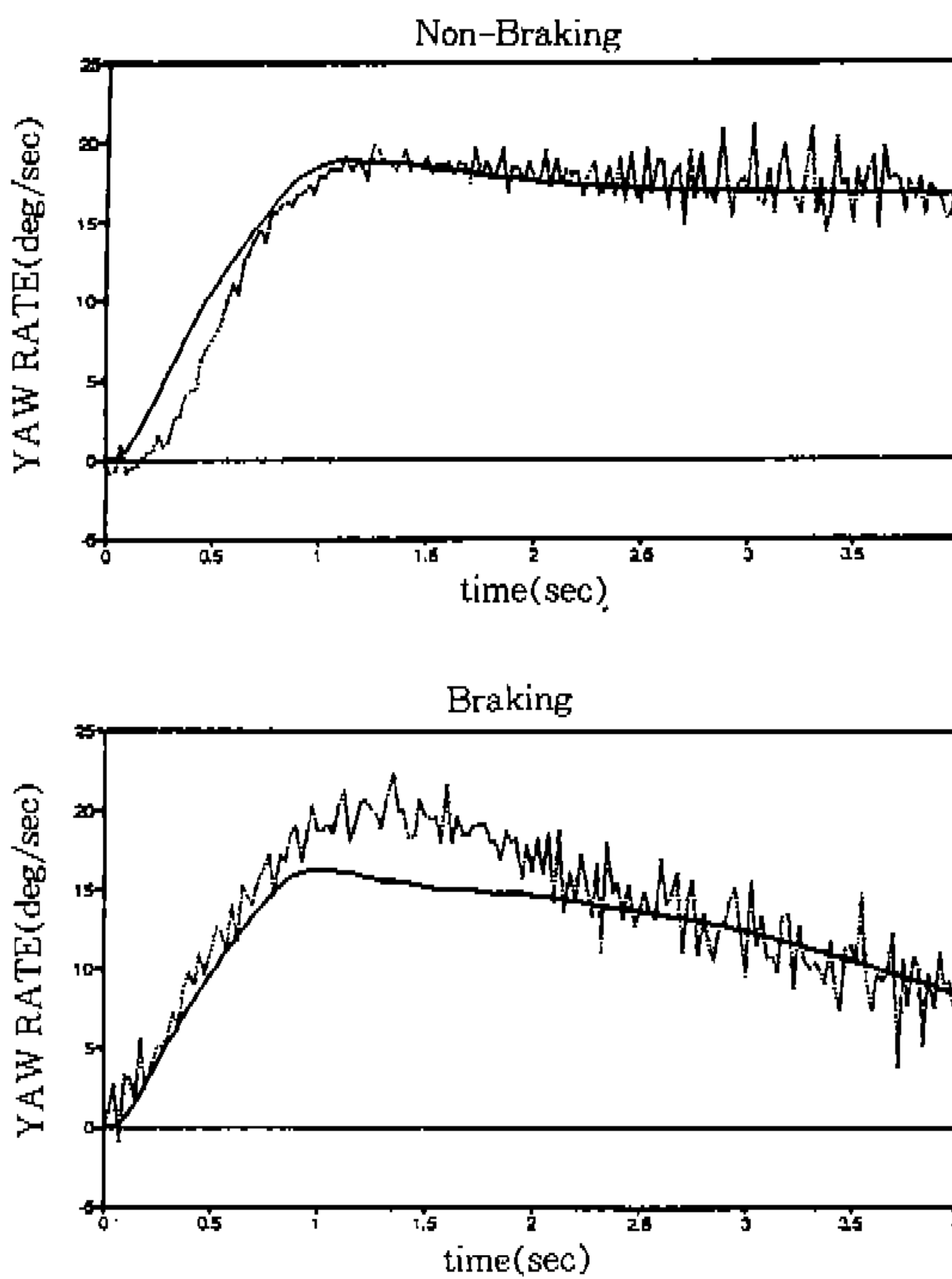
이 시험의 결과는 ISO 7975 규정을 따라 제시하였다. Fig. 11은 식 (22), (23)와 같이 제



(a) Forward velocity



(c) Lateral acceleration



(b) Yaw rate

Fig. 10 Time histories for braking and non-braking in a turn
(... : Test — : Math. model)

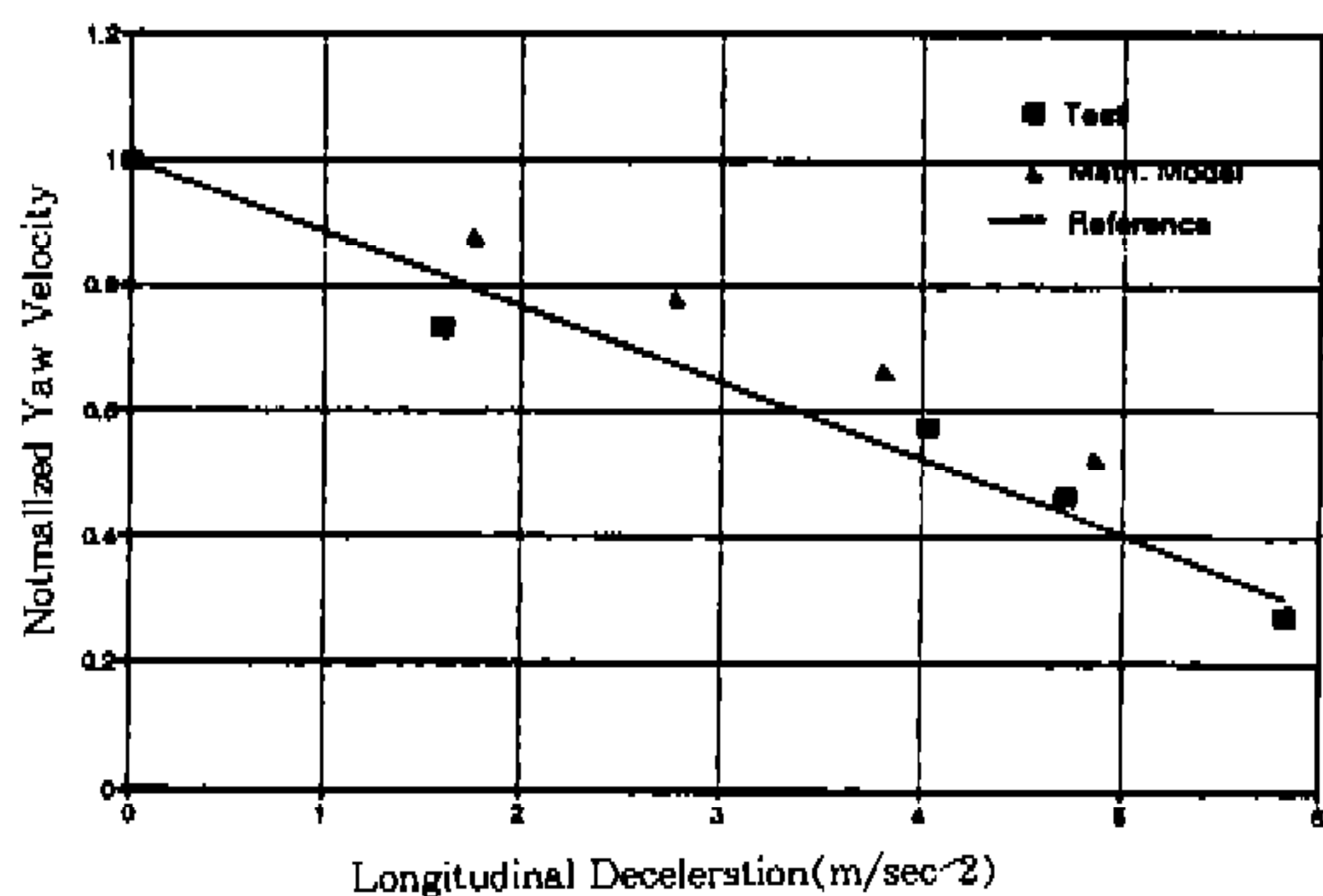
동이 가해진 후 1.5초일 때 전방 감가속도에 대해 요우각속도와 횡가속도를 초기 조건에서의 요우각속도와 횡가속도 값으로 무차원화시켜 나타낸 것이다.

$$r_{tn}/r_0 = f_1(a_{x,tn}) \tag{22}$$

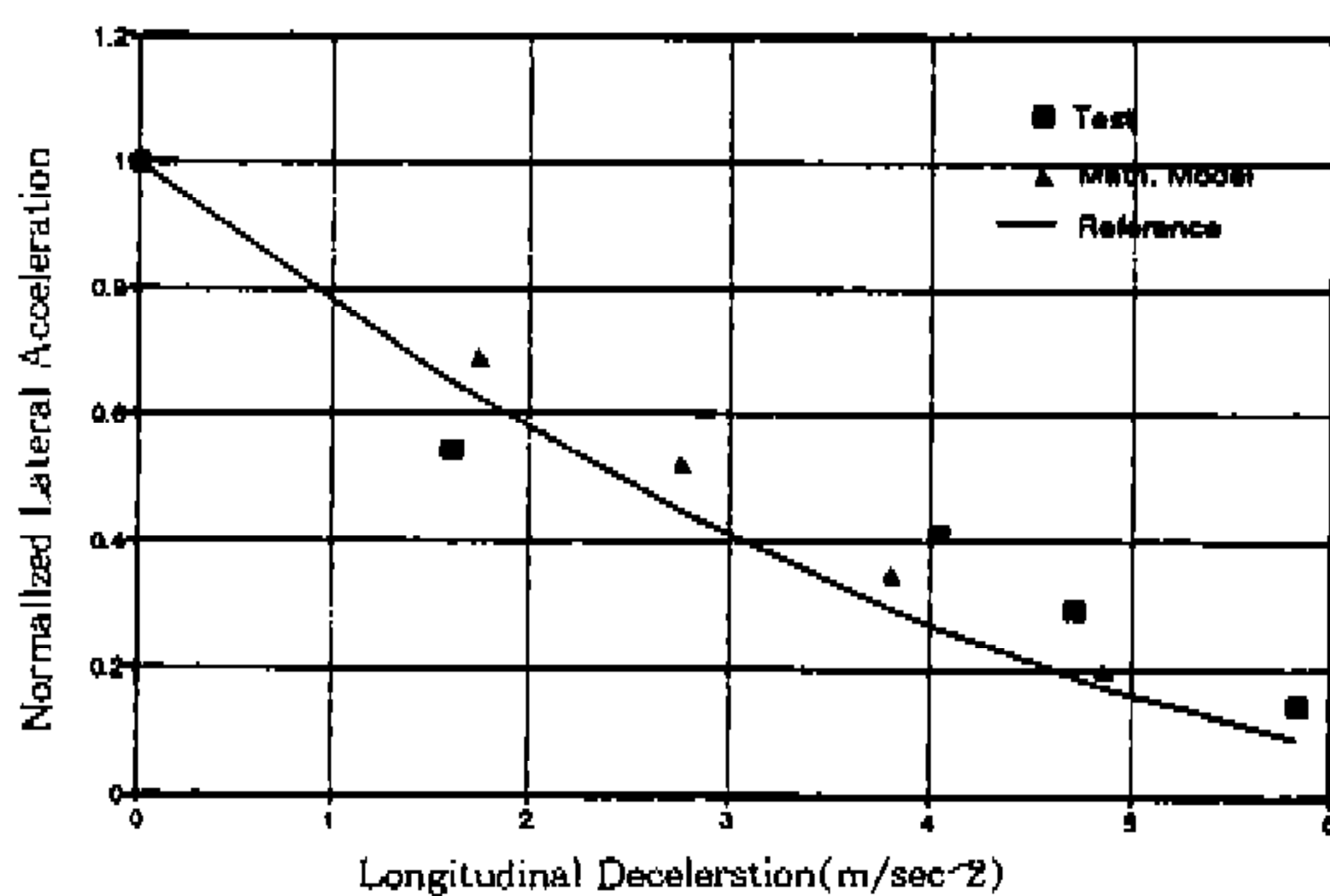
$$a_{y,tn}/a_{y,0} = f_2(a_{x,tn}) \tag{23}$$

즉 제동이 가해지기 전 초기값에 대한 $t_n=1.5$ 초일 때의 요우각속도(r_{tn})와 횡가속도($a_{y,tn}$)의 비이다. 그림에서 Reference로 표시된 값은 식 (24), (25)처럼 제동에 의해 감소되는 요우각속도와 횡가속도값을 무차원화시킨 것이다.

$$r_{ref} = \frac{(v_{x,0} - a_{x,tn} \times t_n)}{R_0} \tag{24}$$



(a) Yaw rate



(b) Lateral acceleration

Fig. 11 Results of Braking in a steady state turn

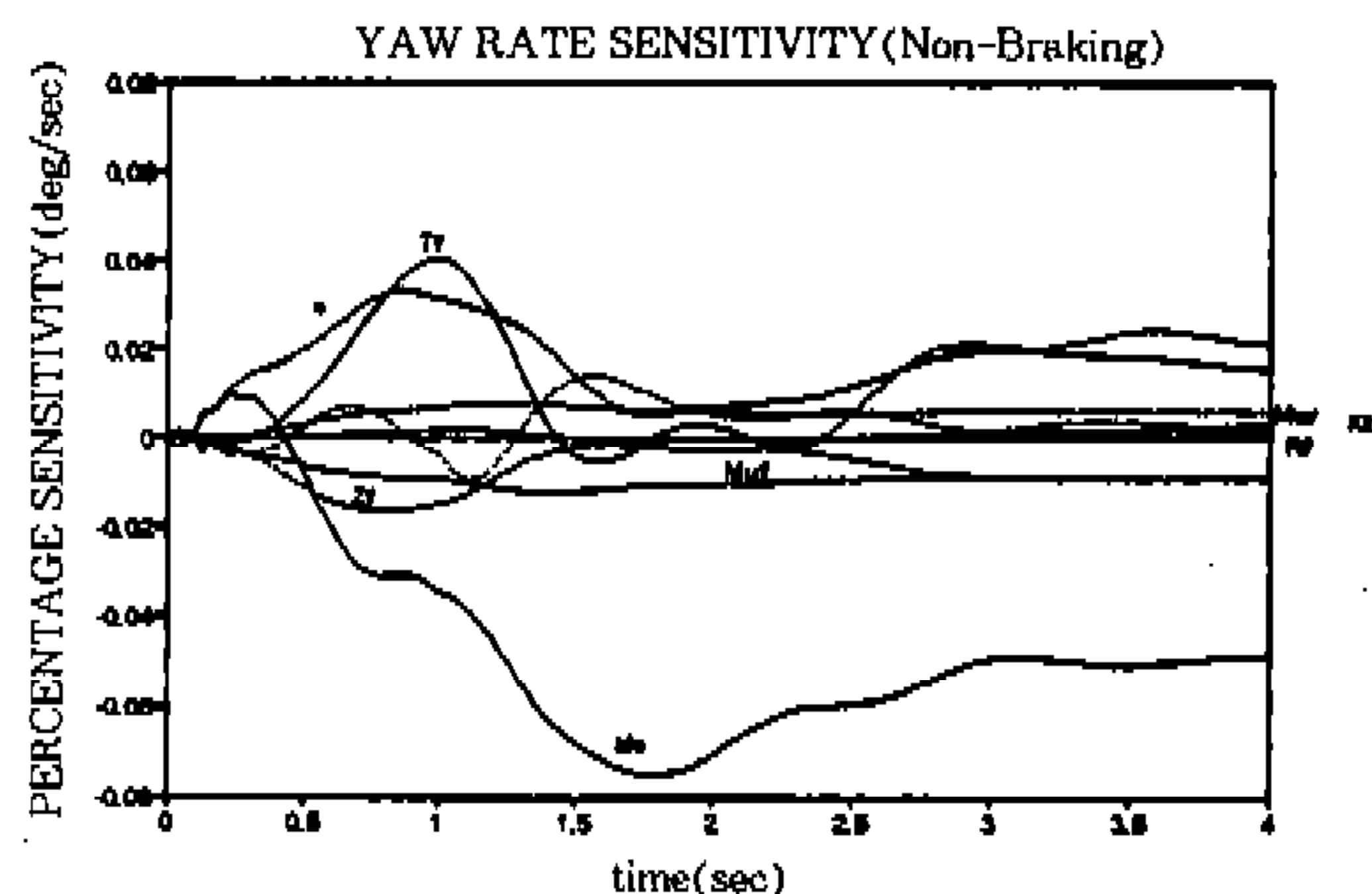
$$a_{y, ref} = \frac{(v_{x,0} - a_{x,ln} \times tn)^2}{R_0} \quad (25)$$

결과가 Reference보다 아래 있다는 것은 전방 감가속도에 대한 영향이 크다는 것을 의미하며, 위에 있다는 것은 전방 감가속도에 대한 영향이 작다는 것을 의미한다. 그림에서 전방감가속에 의한 차량 동특성의 영향이 시험과 시뮬레이션 모두 작음을 보여준다.

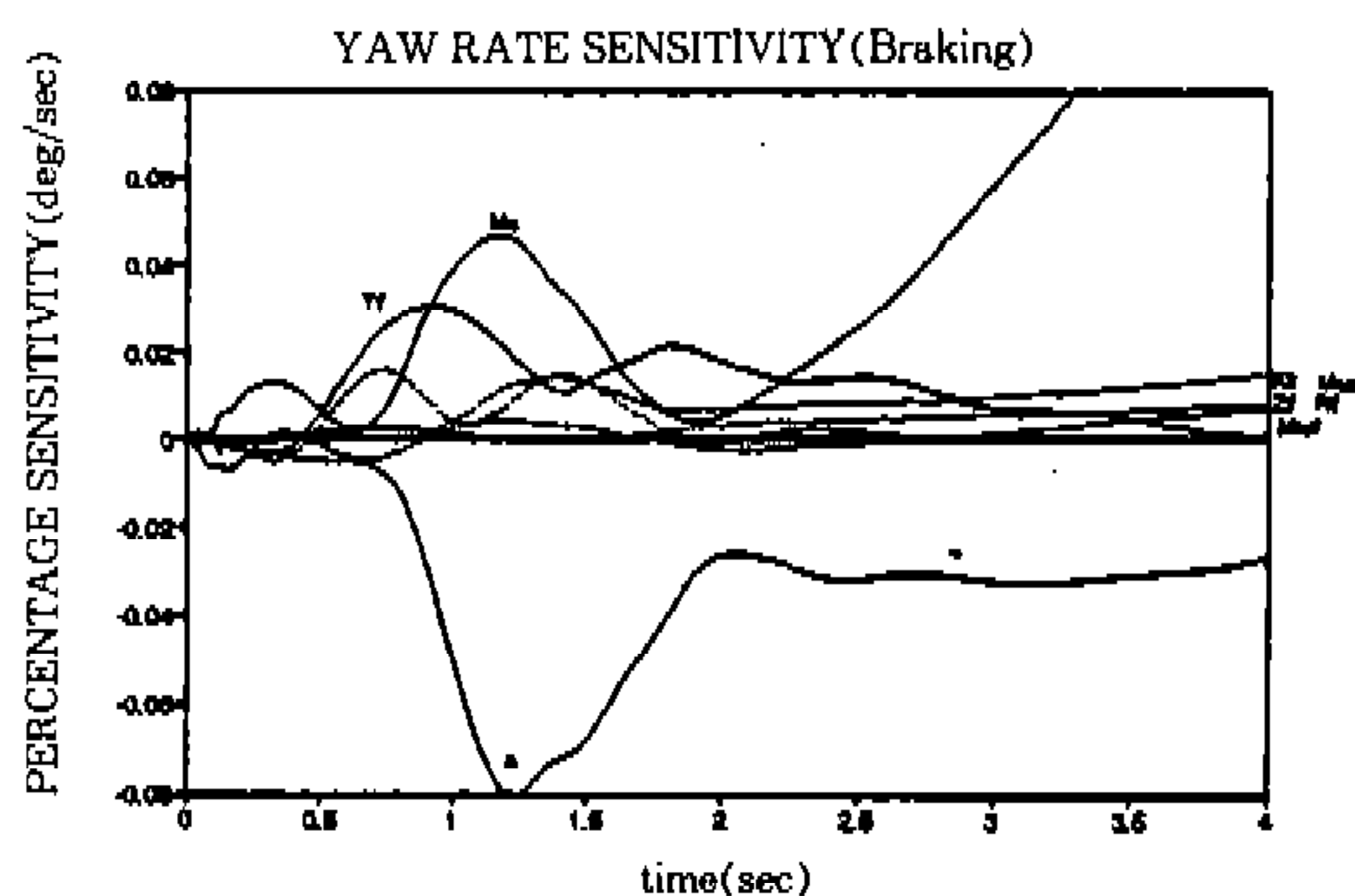
5. 감도해석

5.1 감도방정식의 유도

설계 파라미터의 변화에 대한 차량 동적 특성의 영향을 규명하기 위해서 앞에서 제시한 차량 모델에 대해 감도해석을 수행한다. 17자유도계 차량 모델의 운동방정식은 17개의 시스템 변수



(a) Non-braking



(b) Braking

Fig. 12 Sensitivities of yaw rate for various parameters

와 그 외의 종속변수를 가진 식으로 표현된다. 이 식은 아래와 같이 비선형계 상태방정식 (Nonlinear system state equation)과, 종속 변수와 시스템 변수의 관계를 표시하는 대수 방정식으로 표현이 가능하다.

$$M(p)\dot{x} = f(x, y, p, t) \quad x(t_0) = x_0 \quad (26)$$

$$y = y(x, p, t) \quad (27)$$

여기서 x 는 차량의 자유도를 나타내는 시스템 변수이며, y 는 이 시스템 변수로 표현되는 종속 변수로서 차량에 가해지는 외력 등을 표시하는 항이다. 또, $M(p)$ 는 관성 행렬로서 설계 파라미터 p 로 표현된다.

식 (26)과 식(27)을 파라미터 벡터 p 에 대해 편미분을 하면 다음식과 같이 된다.

$$M\ddot{u} = \frac{\partial f}{\partial x}u + \frac{\partial f}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial p} + \frac{\partial f}{\partial p} - \frac{\partial M}{\partial p} \dot{x}$$

$$u^0 = x_p^0 = 0 \tag{28}$$

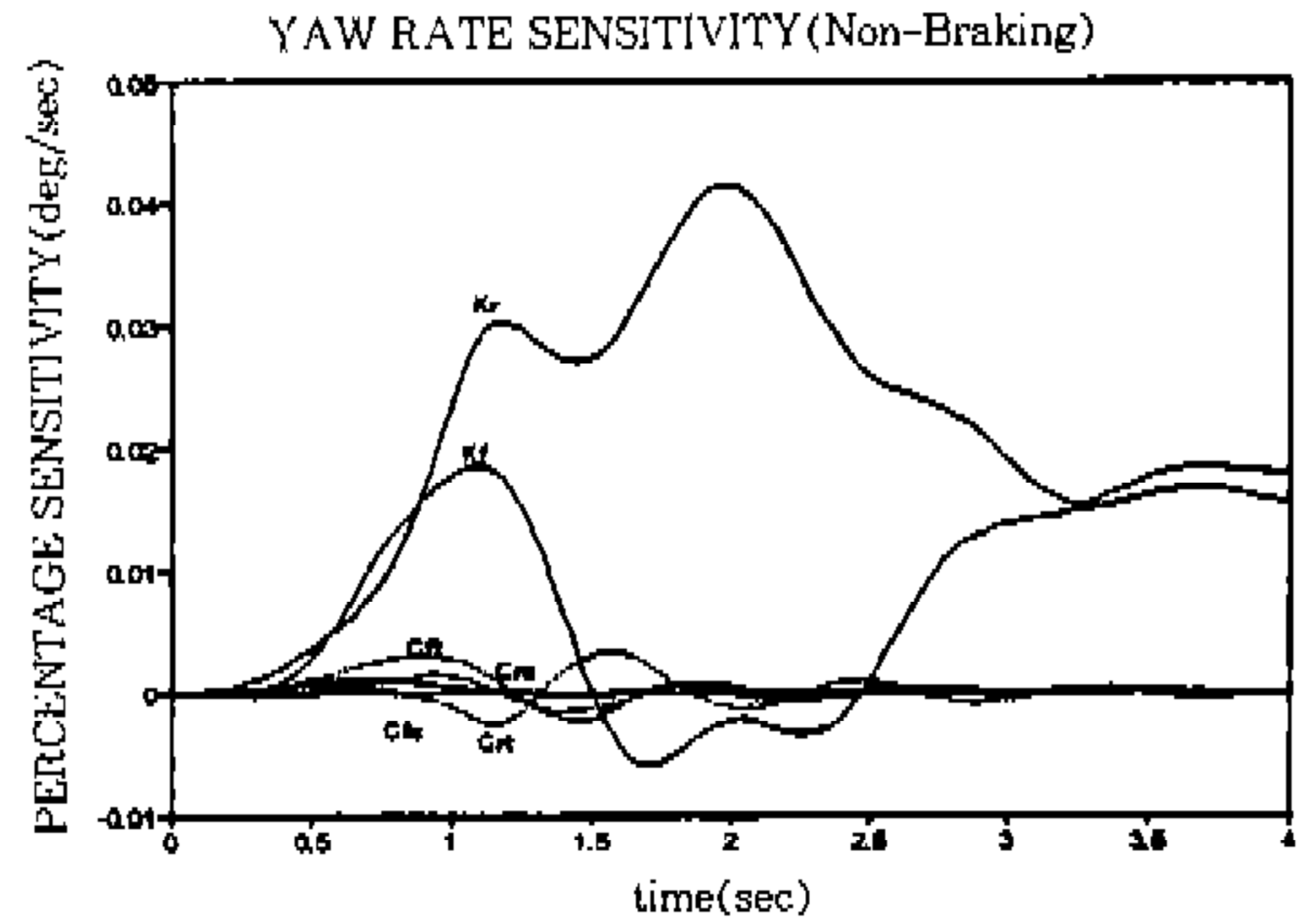
$$\frac{\partial y}{\partial p} = \frac{\partial y}{\partial x}u + \frac{\partial y}{\partial p} \tag{29}$$

여기서 $u = \frac{\partial y}{\partial p}$ 이며 감도방정식의 해인 감도 함수(Sensitivity function)를 의미한다. 감도함수는 결국 차량의 운동방정식인 식 (26), (27) 과 감도방정식인 식 (28)과 식 (29)를 동시에 고려하여 해를 구하는 형태가 된다.

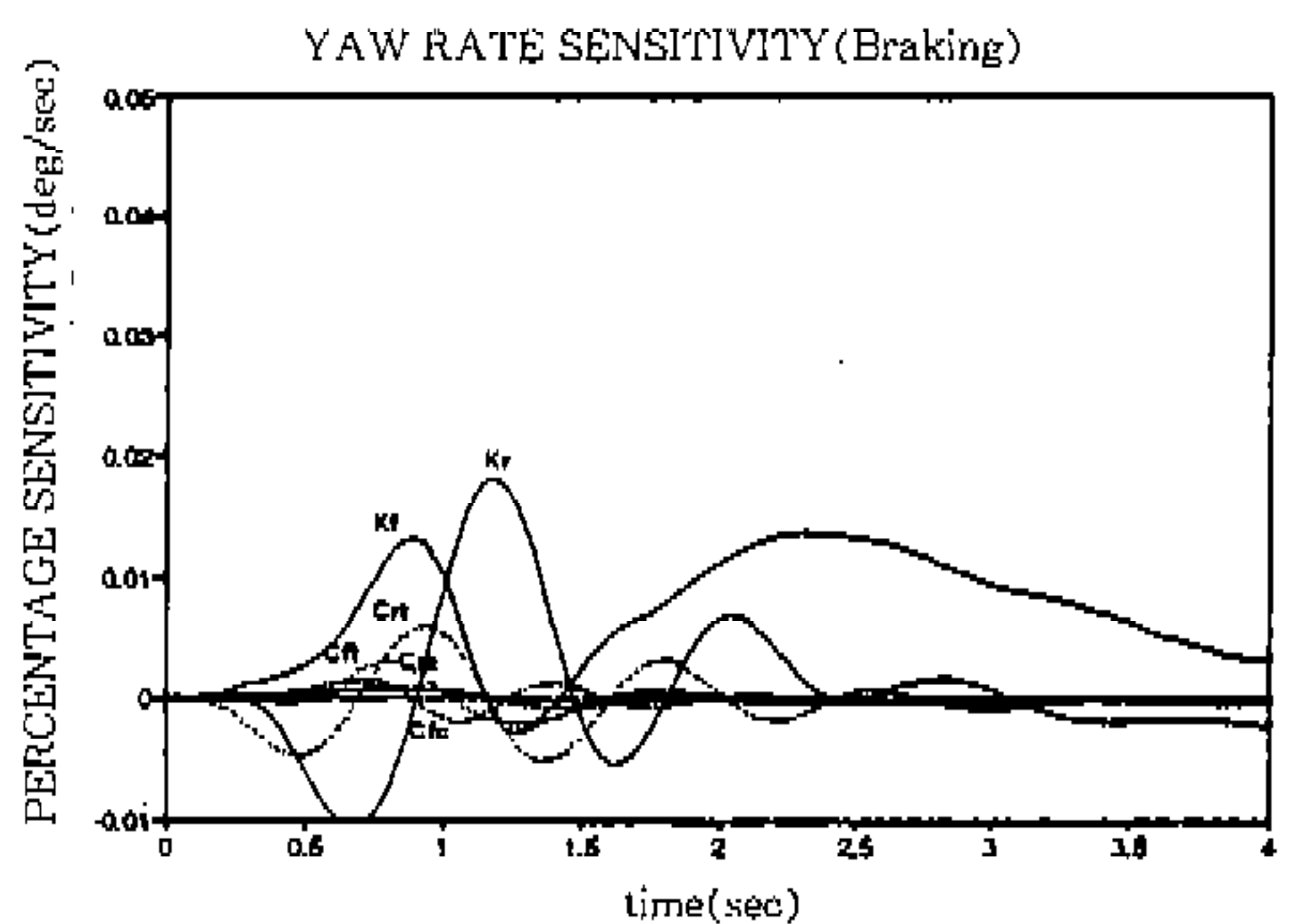
5.2 감도해석의 결과

차량의 감도해석에 적용할 파라미터로 Table 1에서와 같이 기본적인 설계 파라미터를 고려한다. 이 파라미터들에 대한 Fig. 10(b)의 제동과 비제동시의 요우각속도에 대한 감도해석 결과를 Fig.12에 나타내었다. 파라미터의 단위가 다르므로 비교를 위해 감도함수에 파라미터를 곱하여 무차원화 시켜 나타낸다.

제동을 가하지 않았을때와 제동을 가한 경우에 대한 파라미터의 영향은 크게 다르다. 특히 영향이 가장 큰 것으로 보이는 스프링질량(M_s)과 무



(a) Non-braking



(b) Braking

Fig. 13 Sensitivities of yaw rate for suspension parameters

Table 1 Vehicle parameter

| Sym | Description | Value |
|----------|---|---------------|
| K_f | Spring coeff. of front suspension | 25,000(N/m) |
| K_r | Spring coeff. of rear suspension | 23,810(N/m) |
| K_t | Tire vertical stiffness | 151,000(N/m) |
| R_f | Roll Stiffness of front antiroll-bar | 2,566(Nm/rad) |
| a | Distance from C. G to front suspension in x-dir. | 1.08(m) |
| T_f | Front tread | 1.39(m) |
| Z_f | Dist. from C. G to center of front wheels in z-dir. | 0.24(m) |
| M_s | Sprung mass | 1083.3(kg) |
| M_{uf} | Front unsprung mass | 67.9(kg) |
| M_{ur} | Rear unsprung mass | 59.1(kg) |
| C_{ft} | Damping coeff. of front suspension in tension | 2,493(Nm/sec) |
| C_{fc} | Damping coeff. of front suspension in compression | 1,011(Nm/sec) |
| C_{rt} | Damping coeff. of rear suspension in tension | 2,265(Nm/sec) |
| C_{rc} | Damping coeff. of rear suspension in compression | 772(Nm/sec) |

계중심의 종방향 위치(a)는 제동이 없는 경우와 제동이 가해진 경우에 대한 영향이 반대로 나타나고 있다. 따라서 제동을 고려하지 않았을 때의 파라미터의 동특성에 대한 영향만으로는 제동을 고려한 선회조향의 특성을 예측할 수 없다. 차량의 트레드(T_r)는 제동에 관계없이 일정한 경향을 보여 주고 있다. 후방 언스프링 질량(M_w)과 타이어 수직 강성(K_t), 전방 롤강성(R_f) 등은 선회 동특성에 미치는 영향이 다른 파라미터에 비해 미소함을 알 수 있다. Fig.13은 제동과 비제동시의 요우 각속도에 대한 현가계 파라미터의 감도 결과를 보여준다. 현가계의 감쇠계수는 강성계수에 비해 제동과 비제동시 모두 요우각속도에 대한 영향이 매우 적음을 알 수 있다. 따라서 현가계의 감쇠계수는 차량의 선회 특성에는 영향이 적은 파라미터임을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구는 승용차의 제동 및 선회시 차량의 동적 거동을 이론 및 실험적으로 해석하기 위해 차량의 현가장치, 조향장치 및 차륜의 회전운동이 동시에 포함된 수학적 모델에 대해 동역학적인 운동방정식을 유도하였다. 또한 일정 원 선회시 제동을 가하는 시험과 계단과 조향입력과 제동을 동시에 가하는 두가지 차량 시험을 수행하여 제동과 비제동시의 차량 동특성의 차이를 시험과 시뮬레이션을 이용해서 비교하였다. J-turn조향시 제동의 경우 차량에 제동이 가해질때 요우각속도와 횡가속도가 시간이 경과함에 따라 작아짐을 시뮬레이션과 시험을 통해 확인할 수 있었다. 일정원선회시 제동의 경우 전방감가속도 상에서 요우각속도와 횡가속도를 표시하여 제동에 의한 차량의 동특성의 영향을 분석하였다. 또한 차량의 운동방정식으로부터 감도방정식을 유도하여 차량의 여러 파라미터에 대해 감도해석을 수행하였다. 여러가지 파라미터중에서 스프링질량과 무게중심의 종방향 위치와 차량의 트레드가 제동과 비제동시 모두 영향이 큼을 알 수 있었다. 또한 제동과 비제동시 동특성에 대한 파라미터의 영향이 다르게 나타나서 제동을 고려하지 않았을때의

파라미터의 영향만으로는 제동을 고려한 선회동특성에 대한 영향을 예측할 수 없음을 알았다.

후 기

본 논문은 1993년도 교육부학술연구조성비(ME93-D-16)에 의해 수행된 연구의 일부로서 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. R. W. H. T. Szotak, T. J. Rosenthal, D. H. Klyde, K. J. Owens, "Characteristics Influencing Ground Vehicle Lateral/Directional Dynamic Stability", SAE Paper NO 910234, 1991
2. H. Appel, U. Essers, et al, "Analysis of the Braking Performance of Commercial Vehicle While Cornering", IMechE NO 925071, 1992
3. A. G. Nalectz, A. C. Bindermann, "Handling Properties of Four Wheel Steering Vehicles", SAE Paper NO 890080, 1989
4. J. E. Bowman, E. H. Law, "A Feasibility Study of an Automotive Slip Control Braking Systems", SAE 930762, 1993
5. Abe, Masato, "Theoretical Analysis on Vehicle Cornering Behaviors in Acceleration and in Braking.", Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proceeding of IAVSD 9th, Vehicle System Dynamics Vol 15, pp. 1-14, 1986
6. F. Jindra, "Mathematical Model of Four-Wheel Vehicle for Hybrid Computer Vehicle Handling Program", DOT HS-801-800, Ultrasystems Inc., The Dynamic Science Division, 1976
7. E. Bakker, L. Nyborg, H. B. Pacejka, "Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamic Studies, SAE Paper NO 870421, 1987

8. ISO 7975-1985(E), "Road Vehicles-Braking in a Turn-Open Loop Test Procedure", 1985-06-15
9. A. G. Nalecz, "Application of Sensitivity Methods to Analysis and Synthesis of Vehicle Dynamic Systems", Vehicle System Dynamics, Vol. 18, pp. 1-44, 1989
10. 최영휴, "승차감 및 조종성능을 고려한 승용차 현가장치의 동적설계 연구", 서울대학교, 공학박사 학위논문, 1991