

## 差動 制動을 이용한 操向 制御 시뮬레이션

제롬 살랑선네\*, 윤여흥\*\*, 장봉춘\*\*\*, 이성철\*\*\*\*

### Simulation of Vehicle Steering Control through Differential Braking

Jérôme Chalansonnet\*, Yeo-Heung Yun\*\*, Bong-Choon Jang\*\*\* and Seong-Cheol Lee\*\*\*\*

#### ABSTRACT

This paper examines the usefulness of a Brake Steer System (BSS), which uses differential brake forces for steering intervention in the context of Intelligent Transportation Systems (ITS). In order to help the car to turn, a yaw moment can be achieved by altering the left/right and front/rear brake distribution. This resulting yaw moment on the vehicle affects lateral position thereby providing a limited steering function. The steering function achieved through BSS can then be used to control lateral position in an unintended road departure system. A 8-DOF nonlinear vehicle model including STI tire model will be validated using the equations of motion of the vehicle. Then a controller will be developed. This controller, which will be a *PID* controller tuned by Ziegler-Nichols, will be designed to explore BSS feasibility by modifying the brake distribution through the control of the yaw rate of the vehicle.

**Key Words :** ITS (지능형 차량 시스템), Vehicle dynamics (차량 동력학), Steer Intervention (조향 조정), Differential braking (차동 제동), Non-linear vehicle model (비선형 차량 모델)

#### 기호설명

$A_x, A_y$  Longitudinal and lateral acceleration  
 $a_p$  Tire contact patch length  
 $a, b$  Lengths from mass center to front and rear axles, respectively  
 $B_1, B_3, B_4$  Calspan peak lateral friction coefficients  
 $C_1, C_2, C_3, C_4$  Shaping coefficients for force saturation function  
 $CS, FZ$  Calspan coefficients for longitudinal force stiffness  
 $C_\alpha$  Tire cornering stiffness coefficient

$C_f, C_r, C_{fd}$  Front, real, and desired tire cornering stiffness  
 $e$  Height of the pivot for an equivalent torque arm  
 $e(t)$  Error signal for control  
 $F_c$  Normalized composite force  
 $F_x, F_y, F_z$  Forces in the x-, y-, z-direction  
 $F_{XFL}, F_{XFR}, F_{XRL}, F_{XRR}$  Every wheel's forces in the x-direction (F/R; front/rear, R/L; right/left)  
 $F_{YFL}, F_{YFR}, F_{YRL}, F_{YRR}$  Each wheel's forces in the y-

☞ 2002년 1월 10일 접수  
 \* Univ. of Technology of Belfort-Montbéliard, France, Internship Student  
 \*\* 전북대학교 대학원 기계공학과  
 \*\*\* General Motors Co. - Technical Center, USA  
 \*\*\*\* 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

	direction	
$F_{zt}$	Tire design load at operation pressure	
$g$	Gravitational acceleration	
$G_1, G_2$	Aligning moment shaping parameters	
$h$	Center of gravity height	
$I_{xx}$	Moment of inertia about the x-axis	
$I_{xxs}$	Sprung mass roll inertia about vehicle roll axis	
$I_z$	Vehicle yaw moment of inertia	
$I_{zw}$	Wheel rotational inertia	
$K_a$	Coefficient of decay of lateral friction	
$K_c, K_s$	Longitudinal and lateral stiffness coefficient	
$K_{f\phi}, K_{r\phi}$	Front and rear roll stiffness	
$K_l$	Calspan coefficient for aligning torque	
$K_p$	Proportional gain for PID control	
$K_{SCF}, K_{SCR}$	Front and rear steering compliance	
$K_{sw}$	Steering ratio	
$K_\phi$	Roll stiffness	
$K_\mu$	Coefficient of the decay in the friction	
$M_{ZFL}, M_{ZFR}, M_{ZRL}, M_{ZRR}$	Every wheel's moment in the z-direction	
$m$	Mass of the body	
$m_s$	Sprung mass	
$r, r_d$	Yaw rate and desired yaw rate about z axis	
$r_w$	Wheel radius	
$SN_0$	Pavement skid number	
$SNR$	Skid number ratio	
$s$	Longitudinal slip	
$T$	Vehicle track	
$T_i, T_d$	Integral and derivative gain for PID control	
$T_p$	Tire contact patch width	
$T_w$	Tire inflation pressure	
$U_{inertial}, V_{inertial}$	Longitudinal and lateral velocity at inertial coordinate	
$u$	Vehicle longitudinal velocity	
$u_p, u_i, u_d$	Proportional, derivative, integral part of controller	
$V_{RF}, V_{LF}, V_{RR}, V_{LR}$	Each wheel's center velocity	
$v$	Vehicle lateral velocity	
$v_d$	Desired vehicle lateral velocity	
$\omega_i$	Angular velocity	
$\omega_{RF}, \omega_{LF}, \omega_{RR}, \omega_{LR}$	Angular velocity of each tire	
$\alpha_x$	Acceleration about the x-axis	
$\alpha_{RF}, \alpha_{LF}, \alpha_{RR}, \alpha_{LR}$	Each wheel's slip angle	
$\beta_\phi$	Roll damping	

$\gamma$	Camber stiffness coefficient
$\delta$	Steer angle of wheel
$\delta_{sw}$	Input steer angle
$\epsilon_F, \epsilon_R$	Front and rear roll axle steer
$\mu$	Longitudinal friction
$\mu_0$	Tire/road coefficient
$\sigma$	Composite slip
$\phi$	Roll angle of the body
$\psi$	Yaw angle

## 1. 서론

현재의 자동차 체계가 직면하고 있는 교통 체증, 주행사고, 대기오염 등과 같은 여러 문제들을 해결하기 위한 방안으로 선진국에서는 오래 전부터 첨단 도로교통 체계(IVHS: Intelligent Vehicle Highway Systems)에 관한 연구를 수행하여 왔다. 그 중 차세대 차량제어 시스템(AVCS: Advanced Vehicle Control Systems)은 운전자의 작업을 덜어줄 뿐만 아니라 부주의, 혹은 예기치 못한 상황으로 말미암아 발생하는 사고를 미연에 방지함으로써 안전성을 확보해 주고 있다<sup>(1-5)</sup>. 이러한 시스템은 크게 조향제어와 주행제어 두 부분으로 나누어지며, 조향제어 시스템은 운전자가 가하는 조향 바퀴의 움직임과 실제 거동되는 차량조향 특성의 관계를 이용하고 있다. 이는 차량의 조향거동을 미리 예측하고 실제 발생하는 조향 움직임으로부터 차량의 조향성을 판단할 수 있어야 하며, 문제 발생시 이를 감지하고 판단할 수 있어야 한다<sup>(6-9)</sup>.

본 논문은 ITS(Intelligent Transportation System)에서 제안된 BSS(Brake Steer System)에 관한 연구로,<sup>(10-11)</sup> 지금까지는 차량에 작용하는 요(yaw) 모우멘트만으로는 자체적으로 제어하기에 한계가 있기 때문에 본 연구에서는 차량의 조향제어를 위하여 차량조향 시 좌우 제동력을 차동적으로 적용하는 방법을 제안하였다. 이는 실제 차량의 거동 상태를 기준 차량모델과 비교, 차량의 조향상태를 판단하여 기준모델을 추종하게 하는 것이다. 기준 모델은 2 자유도의 이륜차량(bicycle) 모델로, 중립 조향의 선형모델이다.

본 논문에서는 이러한 기준모델 추종을 위한 제어전략을 제안하고, 이를 통하여 차량의 횡방향 위치를 좀더 효과적으로 제어하고자 하였다.<sup>(12-14)</sup> 이러한 차량 조향제어를 위하여 STI (the Systems

Technology Inc.) 타이어 모델을 포함한 8 자유도의 비선형 차량을 Matlab/Simulink 툴을 통하여 구현하였으며, PID 제어로 차동제동 시스템의 조향제어 및 그 안정성을 확인하였다.

## 2. 8-DOF 차량 모델

### 2.1 비선형 차량 모델

BSS 시뮬레이션을 위한 8 자유도 비선형 차량 모델<sup>(12)</sup>은 Fig. 1 과 같다. 이 모델의 주요 자유도는 요율(yaw rate), 중/횡방향 속도, 롤 각(roll angle)이며, BSI (Brake Steer Intervention)의 경우 횡속도는 차량 조향제어시 횡가속도에 크게 영향을 미치므로 중요하다. 나머지 4 개의 자유도는 차량 각 바퀴의 회전이며, 공기역학적인 항은 차량 모델링에서 무시되었다.

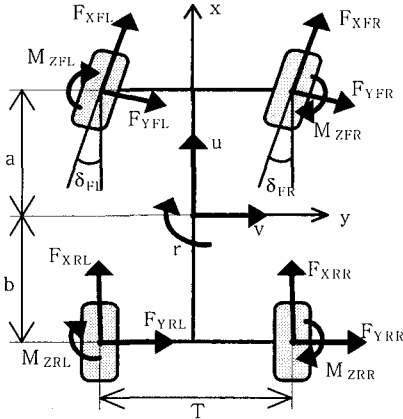


Fig. 1 The 8-DOF vehicle model

### 2.2 차량 운동방정식

차량 모델의 운동방정식<sup>(13)</sup>은 뉴턴의 제 2 법칙으로부터 유도되며, 이를 이용한 차량 운동방정식은 아래와 같이 표현된다.

#### (a) Longitudinal motion:

$$\sum F_x: m(\dot{u} - rv) = (F_{XFL} + F_{XFR})\cos\delta - (F_{YFL} + F_{YFR})\sin\delta + F_{XRL} + F_{XRR} \quad (1)$$

#### (b) Lateral motion:

$$\sum F_y: m(\dot{v} + ru) = (F_{XFL} + F_{XFR})\sin\delta + (F_{YFL} + F_{YFR})\cos\delta + F_{YRL} + F_{YRR} \quad (2)$$

#### (c) Yaw motion:

$$\begin{aligned} \sum M_z: I_z \dot{r} = & [(F_{XFL} - F_{XFR})\cos\delta - (F_{YFL} - F_{YFR})\sin\delta] \frac{T}{2} \\ & + a[(F_{XFL} + F_{XFR})\sin\delta + (F_{YFL} + F_{YFR})\cos\delta] \\ & + (F_{XRL} - F_{XRR}) \frac{T}{2} - b(F_{YRL} + F_{YRR}) \\ & + M_{ZFL} + M_{ZRL} + M_{ZFR} + M_{ZRR} \end{aligned} \quad (3)$$

#### (d) Wheel axis moments:

$$\begin{aligned} M_{FL} &= I_{ZW} \dot{\omega}_{FL} + r_w F_{XFL} \\ M_{FR} &= I_{ZW} \dot{\omega}_{FR} + r_w F_{XFR} \\ M_{RL} &= I_{ZW} \dot{\omega}_{RL} + r_w F_{XRL} \\ M_{RR} &= I_{ZW} \dot{\omega}_{RR} + r_w F_{XRR} \end{aligned} \quad (4)$$

위의 식들과 함께 차량 모델링에서 수직 방향의 롤과 피치운동을 차량 운동방정식에 고려하였다. 또한, 위에서 구한 차량 운동방정식은 차량 고정 좌표계이므로 이를 다시 식 (5)를 이용하여 관성 좌표계로 변환하였다.

$$\begin{aligned} U_{inertial} &= u \cos(\psi) - v \sin(\psi) \\ V_{inertial} &= u \sin(\psi) + v \cos(\psi) \end{aligned} \quad (5)$$

### 2.3 차량 동역학

차량의 중, 횡 방향 가속도는 롤과 피치효과를 통하여 차량 정적 힘에 영향을 준다. 그 결과 차량의 수직력은 아래와 같은 수식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} F_{ZFL} &= mg \frac{b}{2(a+b)} - mA_x \frac{h}{2(a+b)} + \frac{K_{\phi}}{K_{\phi} + K_{\psi}} \left( \frac{mA_h + mg\phi}{T} \right) \\ F_{ZFR} &= mg \frac{b}{2(a+b)} - mA_x \frac{h}{2(a+b)} - \frac{K_{\phi}}{K_{\phi} + K_{\psi}} \left( \frac{mA_h + mg\phi}{T} \right) \\ F_{ZRL} &= mg \frac{a}{2(a+b)} + mA_x \frac{h}{2(a+b)} + \frac{K_{\phi}}{K_{\phi} + K_{\psi}} \left( \frac{mA_h + mg\phi}{T} \right) \\ F_{ZRR} &= mg \frac{a}{2(a+b)} + mA_x \frac{h}{2(a+b)} - \frac{K_{\phi}}{K_{\phi} + K_{\psi}} \left( \frac{mA_h + mg\phi}{T} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

롤 각  $\phi$ 는 식 (7)과 같은 차량의 롤 운동방정식으로부터 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} I_{xx} \dot{p} + m_s e(\dot{v} + ur) + I_z \dot{r} &= mge\phi - K_{\phi}\phi - \beta_{\phi} p \\ p &= \dot{\phi} \end{aligned} \quad (7)$$

또 각 바퀴의 슬립각(slip angle)  $\alpha$ 는 각 바퀴 조향각의 함수로 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \alpha_{FL} &= \tan^{-1}\left(\frac{v+ar}{u+dr}\right) - \left(\frac{\delta_{SW}}{K_{SW}} + \varepsilon_F\phi + K_{SCF} \cdot F_{YFL}\right) \\ \alpha_{FR} &= \tan^{-1}\left(\frac{v+ar}{u-dr}\right) - \left(\frac{\delta_{SW}}{K_{SW}} + \varepsilon_F\phi + K_{SCF} \cdot F_{YFR}\right) \quad (8) \\ \alpha_{RL} &= \tan^{-1}\left(\frac{v-br}{u+dr}\right) - (\varepsilon_R\phi + K_{SCR} \cdot F_{YRL}) \\ \alpha_{RR} &= \tan^{-1}\left(\frac{v-br}{u-dr}\right) - (\varepsilon_R\phi + K_{SCR} \cdot F_{YRR}) \end{aligned}$$

각 바퀴중심의 속도는 다음의 수식으로 표현되며,

$$\begin{aligned} V_{FL} &= \cos(\alpha_{FL})\sqrt{(u+dr)^2 + (v+ar)^2} \\ V_{FR} &= \cos(\alpha_{FR})\sqrt{(u-dr)^2 + (v+ar)^2} \\ V_{RL} &= \cos(\alpha_{RL})\sqrt{(u+dr)^2 + (v-br)^2} \\ V_{RR} &= \cos(\alpha_{RR})\sqrt{(u-dr)^2 + (v-br)^2} \end{aligned} \quad (9)$$

$i^{th}$  번째 바퀴의 종슬립(longitudinal slip)  $s$ 는 바퀴 중심속도와 바퀴 각(wheel angle)의 함수로 다음과 같이 정의된다.

$$s = \begin{cases} \frac{r_i\omega_i - V_i}{r_i\omega_i} * 100 \quad (\%) & (r_i\omega_i \geq V_i) \\ \frac{r_i\omega_i - V_i}{V_i} * 100 \quad (\%) & (r_i\omega_i < V_i) \end{cases} \quad (10)$$

위의 식에서 각속도는 바퀴축의 모멘트로부터 얻어진다.

#### 2.4 STI 타이어 운동방정식

STI 타이어 모델<sup>(14)</sup>은 물리적 모델에 기초한 반경험적인 모델이다. 이는 종, 횡방향 힘(lateral and longitudinal forces), 종슬립, 그리고 슬립각을 포함하는 얼라이닝 모우멘트(aligning moment)들로 구성된다. 또한 입력으로써 수직력을 고려한 다항식과 운동방정식 들로 구성되어 있다.

STI 타이어 모델의 주요 변수는 composite 슬립과 정규화된 포화함수이다. composite 슬립은 다음과 같이 식 (11)로 정의되며,

$$\sigma = \frac{\pi a_p^2}{8\mu_0 F_z} \sqrt{K_s \tan^2 \alpha + K_c \left(\frac{s}{1-s}\right)^2} \quad (11)$$

중, 횡 강성상수  $K_s, K_c$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$K_s = \frac{2}{a_{p0}^2} C_a \quad ; \quad K_c = \frac{2}{a_{p0}^2} F_z \left(\frac{CS}{FZ}\right) \quad (12)$$

또한 tire/road coefficient,  $\mu_0$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\mu_0 = (B_1 F_z + B_3 + B_4 F_z^2) SNR \quad (13)$$

식 (13)에서 SNR(Skid-Number-Ratio) 값은 다음과 같이 주어진다.

$$SNR = \frac{SN_0}{85} \quad (14)$$

타이어가 노면과 접촉 시 접촉길이(contact patch length)  $a_p$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$a_p = a_{p0} \left(1 - K_a \frac{F_x}{F_z}\right) \quad (15)$$

여기서,  $a_{p0} = \frac{0.0768\sqrt{F_z F_x}}{T_w(T_p + 5)}$ 이다.

또한, 힘포화(force saturation)함수는 다음과 같이 정의 된다.

$$f(\sigma) = \frac{F_c}{\mu F_z} = \frac{C_1\sigma^3 + C_2\sigma^2 + 4\frac{\sigma}{\pi}}{C_1\sigma^3 + C_3\sigma^2 + C_4\sigma + 1} \quad (16)$$

위의 방정식들을 적용하여 타이어의 종, 횡력 및 얼라이먼트 모우멘트를 얻을 수 있다. 그러나 변수  $a_p$ 는  $F_x$ 의 함수이기 때문에  $a_p$  대신에 초기 값  $a_{p0}$ 를 사용하여 반복수행을 한번 한다. 반복수행 후,  $F_x, F_y, M_z$ 를 다음과 같은 함수로부터 얻을 수 있다.

$$F_x = \mu F_z \frac{-f(\sigma)K'_c s}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K'_c s^2}} \quad (17)$$

$$F_y = \mu F_z \frac{f(\sigma)K_s \tan \alpha}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K'_c s^2}} + F_{yT} \quad (18)$$

$$M_z = \frac{K_1 F_z a_p^2 \tan \alpha}{(1 + G_1 \sigma^2)^2} \left[ \frac{K_s}{2} - G_2 K_c \left(\frac{s}{1-s}\right) (2 + \sigma^2) \right] \quad (19)$$

위의 식에서  $K'_c$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$K'_c = K_c + (K_s - K_c)\sqrt{\sin^2 \alpha + s^2 \cos^2 \alpha}$$

$$F_{yy} = C_r \gamma (1 - f(\sigma)) \quad (20)$$

또한 종방향 마찰계수(longitudinal friction coefficient)  $\mu$ 는 아래와 같이 정의 된다.

$$\mu = \mu_0 (1 - K_p \sqrt{\sin^2 \alpha + s^2 \cos^2 \alpha}) \quad (21)$$

### 2.5 기준 차량 모델링

기준차량 모델의 목적은 실제차량 거동의 이상적인 모델을 구하는 것으로, Fig. 2 와 같은 2 자유도 모델이다. 컴퓨터로 모델링한 중립 조향을 하는 모델을 기준으로 하여 실제차량이 추종하게 하는 것을 목표로 하고 있다.

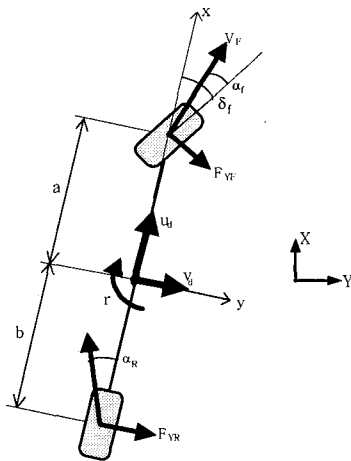


Fig. 2 The bicycle model

이러한 가상의 기준차량 모델은 Karnopp<sup>(14)</sup>의 선형화된 차량 모델로부터 다음과 같은 상태방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_d \\ \dot{r}_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_d \\ r_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_f/m \\ aC_f/I \end{bmatrix} \delta_f \quad (22)$$

여기서,

$$A_{11} = \left[ -\frac{(C_f + C_r)}{mu} \right] \quad A_{12} = \left[ -\frac{(aC_f - bC_r)}{mu} - u \right]$$

$$A_{21} = \left[ -\frac{(aC_f - bC_r)}{Iu} \right] \quad A_{22} = \left[ -\frac{(a^2C_f - b^2C_r)}{Iu} \right]$$

윗 식으로부터 얻어진 기준 요율과 실제 차량의 요율과의 차이를 가지고, 차량 제동력을 각 바퀴에 차동적으로 작용하게 한다.

### 3. 차량 시뮬레이션

#### 3.1 제어 전략

앞 절에서의 유도한 차량 모델을 효과적으로 제어하기 위하여 Fig. 3-Fig. 5 에서와 같은 제어전략을 세웠다. 차량 선회시의 궤적이 기준 값 보다 작은 반경을 가질 때 언더스티어 현상이 발생한다. 이는 앞 바퀴들의 미끄럼에서 기인하며 이를 제어하기 위하여 Fig. 3 과 같이 선회하는 차량의 뒷 바퀴에 제동할 수 있도록 하였다. 반대로 차량 선회시의 궤적이 기준 값 보다 큰 선회반경을 가질 때 오버스티어 현상이 발생한다. 특히 오버스티어 현상은 차량을 불안정하게 하여 Spinning 현상 등을 유발할 수 있다. 이러한 오버스티어 현상은 뒷 바퀴의 미끄럼에서 기인하며 Fig. 4 와 같이 앞바퀴 제동을 통하여 방지할 수 있다. Fig. 5 는 각 바퀴에 차동적으로 제동을 가하는 제어 알고리즘이다.

시뮬레이션에 적용한 차량은 1994 년도에 생산된 Ford Taurus GL 로부터 변수를 이용하였고, 또한 28 m/s 의 속도에서 수행하였다.

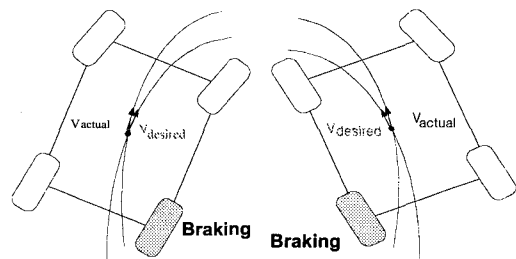


Fig. 3 Control strategy for the understeer

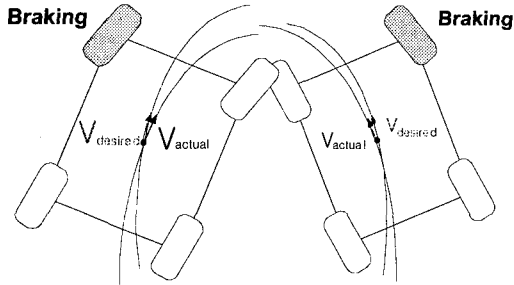


Fig. 4 Control strategy for the oversteer

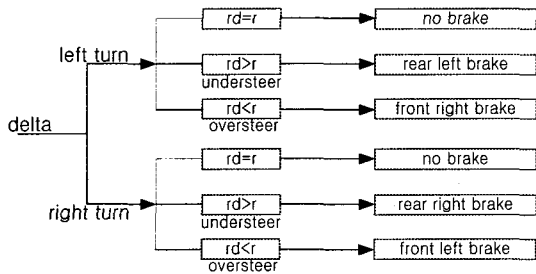


Fig. 5 Integrated control strategy for both left and right turns

### 3.2 브레이크 시스템 모델

본 논문에서 차량 모델링 시 ABS(Anti-lock Brake System)를 포함하기 위하여 다음과 같이 가정하여 모델링 하였다.

1. 바퀴슬립과 가속도의 한계로 바퀴에 작용하는 브레이크 압력은 제한되고 있으며, 이는 ABS 모델링 시 포화현상을 가지게 된다.
2. ABS 에 포함된 공압시스템으로 인하여 동적 lag 항을 가진다.
3. 공압 시스템으로부터 제동력 항까지의 동적 모델은 이득(gain)형태로 단순화 시킨다.

### 3.3 PID 제어기 설계

주어진 조향각 입력에 대하여 원하는 요율을 추적하기 위하여 PID 제어를 이용하였다. 만약 차량의 요율이 원하는 입력과 차이가 발생하면, 이는 오버스티어나 언더스티어 현상이 발생하며 이는 앞 절에서 제안된 제어 전략을 바탕으로 각 바퀴 ABS 에 차동적으로 제동력을 가하게 된다. PID 제어기는 다음과 같이 표현된다.

$$u(t) = u_p(t) + u_i(t) + u_d(t) \quad (23)$$

$$= K_p \left[ e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right]$$

여기서  $u_p, u_i, u_d$  는 각각 비례, 적분, 미분 항이며, 변수  $K_p, T_i, T_d$  은 기본적으로 Ziegler-Nichols 의 두번째 방법으로 튜닝하였고, 이를 다시 차량의 제동특성 및 노면 마찰계수, 타이어 수직하중을 고려하여  $K_p=16000, T_i=2500, T_d=130$  값을 각각 제어기에 적용하였다. 이는 Fig. 3-Fig. 5 의 제어전략을 적용하고 ABS 를 이용한 PID 제어를 최종 제어기로 적용한 것이다.

## 4. 결과

본 논문에서는 STI 타이어 모델을 포함한 8 자유도 비선형 차량 모델에 대하여 설계된 제어기의 유용성을 검증하기 위하여, J-Turn(스텝) 입력과 Slalom 입력에 대하여 시뮬레이션 하였다.<sup>(12)</sup>

### 4.1 스텝 조향 입력

Fig. 6-Fig. 9 는 18° 회전의 스텝 조향입력에 대한 응답으로, 먼저 Fig. 6-Fig. 7 에서 제어하지 않았을 경우 요율과 횡가속도는 제어시의 응답보다 상대적으로 적다. 즉 비제어시 차량의 작은 요율은 차량이 언더스티어 상태에 있다는 것을 나타내고 있다.

Fig. 6 에서 비제어시 차량의 요율은 0.19rad/s 이고, 제어시에는 0.3rad/s 의 값을 가지고 있다. 또한 약 0.3 초 후부터 제어되기 시작하여, 제어된 요율은 원하는 값에 약간의 정상상태 오차를 가지

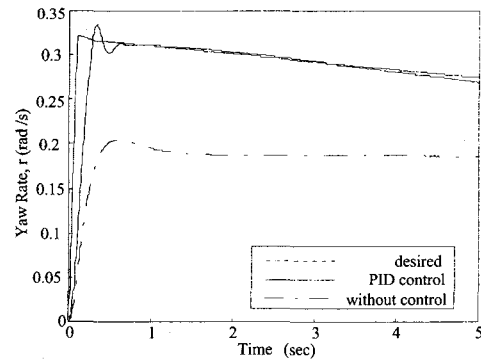


Fig. 6 Yaw rate of vehicle to a step steer input

고 수렴하고 있음을 알 수 있다. 그러나 이러한 오차는 무시할 정도로 작은데, 이는 또한 차량 운행 시 운전자가 루프상에 있어 운전자가 차량의 경로를 쉽게 보정할 수 있기 때문이다.

Fig. 7-Fig. 8에서 보는 바와 같이 약 0.3초 후부터 제어가 시작되고 있는데 이는 브레이크 토오크가 최고치에 도달하는 시간이다. 또한 ABS 포화상태와 각 바퀴의 제동상태를 Fig. 8에서 볼 수 있다. 스텝 조향입력에 대하여 차량은 언더스티어 및 오버스티어 현상이 발생하며, 제안된 제어전략을 통하여 Fig. 8과 같이 오른쪽 앞바퀴(Fig. 8(b)) 및 왼쪽 뒷바퀴(Fig. 8(c))에 제동력을 가하고 있음을 알 수 있다. 또한 Fig. 8에서 제동력은 최고치에 이른 후에 다시 브레이크는 드럼을 풀어 브레이크 토오크를 줄이게 된다. 이러한 현상은 결국 Fig. 9에서와 같이 차량 속도에 영향을 주게 된다.

Fig. 9에서 알 수 있는 바와 같이 제어하지 않았을 경우 27.78m/s 이었던 차량속도가 제어시 5초 후에 23.8m/s 로 감소하였다. 이는 차량을 제어하기 위하여 제어입력, 즉 제동력이 작용함으로 인하여,

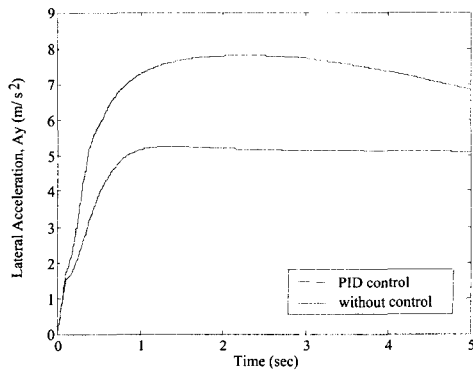


Fig. 7 The lateral acceleration of the vehicle to a step steer input

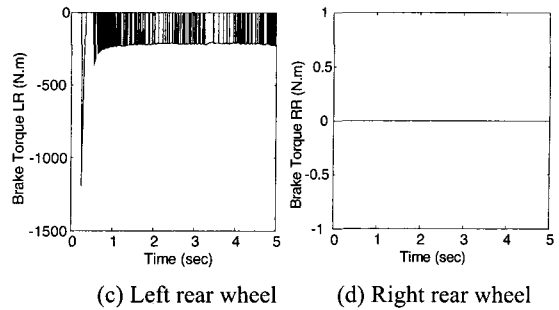
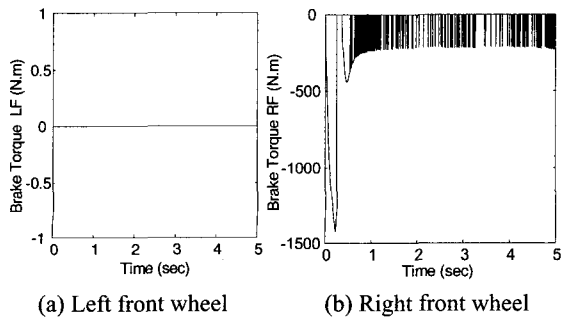


Fig. 8 The brake torque of the vehicle with PID control to a step steer input

차량의 속도가 떨어지는 것을 설명하고 있다.

Fig. 10에서는 제어시의 차량 궤적이 비제어시의 차량보다 좀 더 작은 반경을 가지고 턴(turn)하고 있음을 알 수 있다.

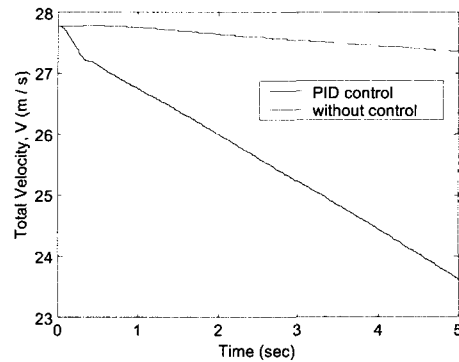


Fig. 9 The total velocity of the vehicle with PID control to a step steer input

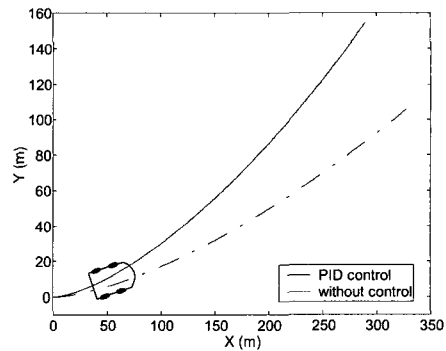


Fig. 10 Path of the vehicle with PID control to a step type steer input

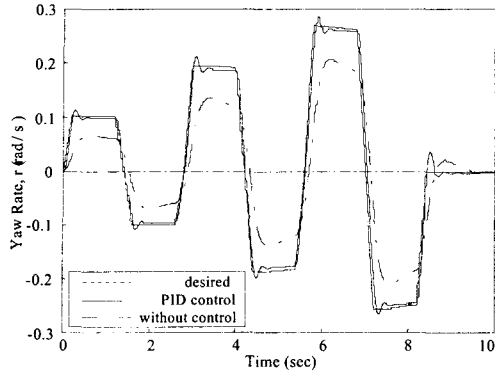


Fig. 11 Yaw rate of vehicle to a slalom type steer input

#### 4.2 Slalom 형태의 조향 입력

Fig. 11-Fig. 15 은 약  $6^\circ$  에서  $16^\circ$  사이의 Slalom 형태의 조향입력에 대한 차량의 시뮬레이션 응답을 보여 주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 요율과 횡가속도 경우의 시뮬레이션 결과는 스텝입력에 대한 결과와 상당히 비슷한 형태의 결과를 가지고 있다.

또한 Fig. 11 에서 요율 오차는 약  $0.005\text{rad/s}$  를 초과하고 있지 않는데, 이는 운전자가 차량의 핸들을 조작하여 쉽게 원하는 경로를 추적한다고 할 수 있다.

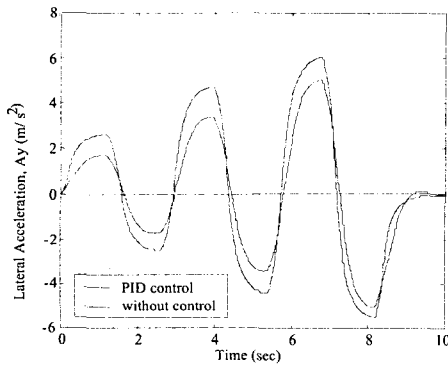


Fig. 12 The lateral acceleration of the vehicle to a slalom type steer input

Fig. 12-Fig. 14 에서와 같이 브레이크의 토크 영향으로 비제어 시에  $28\text{m/s}$  이었던 차량 속도는 제어 시  $22.3\text{m/s}$  까지 감소하는 경향을 보이고 있다. 그러나 브레이크 드림을 풀어 줄 때 관성의 영향으로 차량 속도는 약간 증가하는 경향을 보여주고 있

다. Slalom 형태의 조향입력에 대해 제안된 제어 전략을 바탕으로 Fig. 13 과 같이 선택적으로 바퀴에 제동력을 가하고 있음을 알 수 있다.

이러한 선택적 제동은, 단속적인 제어를 사용함으로써 승차감 면에서 빈번한 속도저하를 운전자가 느낄 수 있는 현상이 생길 수 있는데 이를 'Less sports feeling'이라 할 수 있다. 그러나 제어가 아주 미세한 시간동안 적은 브레이크 토크를 준다면 별다른 승차감을 저하시키는 문제는 없을 것으로 사료된다.

또한 실제 차량에서는 운전자의 선택옵션으로 하고 제어 스위치를 조작함으로써 운전자가 안정성을 원한다면 컨트롤러 스위치를 켜서 제어하고, 그렇지 않으면 오프해서 승차감을 향상시킬 수 있는 방법으로 동작을 선택하는 것을 고려할 수 있다.

차량의 궤적은 Fig. 15 에서와 같이 스텝입력에 대한 응답과 어느 정도 일치된 결과를 보이고 있다. 또한 제어되지 않을 때의 차량보다 좀 더 작은 반경을 가지고 턴하고 있으며, 이를 통하여 차선이탈 등의 문제를 피할 수 있음을 알 수 있다.

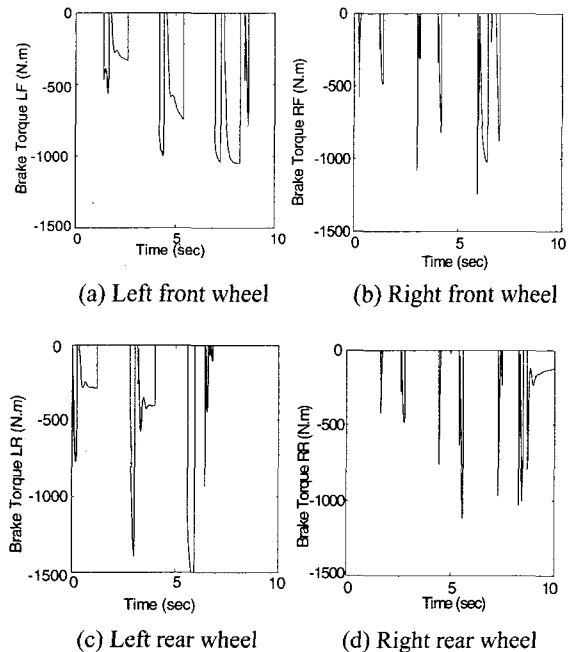


Fig. 13 The brake torque of the vehicle with PID control to a slalom type steer input



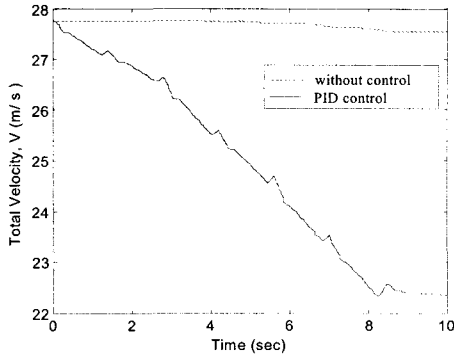


Fig. 14 The total velocity of the vehicle with PID control to a slalom type steer input

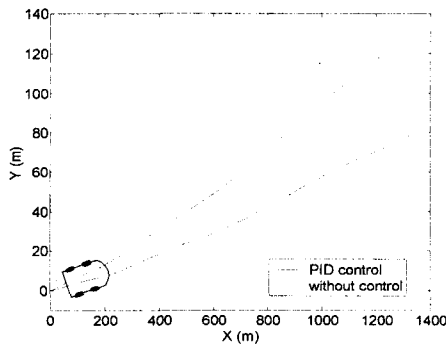


Fig. 15 Path of the vehicle with PID control to a slalom type steer input

### 5. 결론

본 논문은 비선형 타이어 모델을 포함한 8 자유도의 비선형 차량을 모델링 하였다. 차량의 차동 제동을 통한 조향제어를 위하여 선택적 브레이크 토오크 제어와 ABS의 PID 제어기를 설계하여 스텝 입력과 Slalom 입력에 대한 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 8 자유도를 가지는 차량 모델 및 STI 타이어 모델을 통한 BSS의 가능성을 시뮬레이션으로 확인하였다.
2. 제안된 선택적 제동 전략 및 PID 제어기가 스텝 입력과 Slalom 입력에 대해 만족할 만한 결과를 보여주고 있다.
3. BSS 경우, 단순적인 제동으로 차량의 속도 저하가 발생하나, 미세한 시간동안 적은 브레이크

크 토오크를 준다면 별다른 승차감 문제는 없을 것으로 사료된다.

### 참고문헌

1. T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE, Inc, 1992.
2. Zanten, A. Van T., Erhardt R., and Pfaff G., "Control of Vehicle Dynamics," *Automotive Engineering*, pp. 87-93, May 1995.
3. 강주석, 윤중락, 민현기, 이장무, "선회중제동을 고려한 차량의 동특성 연구," *한국자동차공학회지*, 제 3 권, 제 3 호, pp. 109-118, 1995.
4. 김금철, 탁태오, 윤중락, "차량 동력학 해석을 위한 조향장치 모델링," *한국정밀공학회지*, 제 16 권, 제 12 호, pp. 214-221, 1999.
5. 김은주, 하성기, 이만형, 배종일, "차량의 횡방향 모델분석 및 제어기 설계," *한국정밀공학회 2002년도 춘계학술대회 논문집*, pp. 318-321, 2002.
6. Bakker E., Nyborg L., and Pacejka H. B., "Tire Modeling for use in Vehicle Dynamics Vehicle Dynamics Studies," *SAE Paper 870412*, pp. 1-15, Feb. 1987.
7. Horiuchi S., and Yuhara N., "Two Degree of Freedom/  $H_{\infty}$  Controller Synthesis for Active Four Wheel Steering Vehicles," *Int. J. of Vehicle System Dynamics*, Vol. 25, pp. 275-292, 1996.
8. Nagai M., Hirano Y., and Yamanaka S., "Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control," *Int. J. of Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, pp. 357-370, 1997.
9. Bowman J., and Law E., "A Feasibility Study of an Automotive Slip Control Braking System," *SAE Technical Paper*, No. 930762, 1993.
10. Matsumoto S., Yamaguchi H., Inoue H., and Yasuno Y., "Improvement of Vehicle Dynamics Trough Braking Force Distribution Control," *SAE Technical Paper*, No. 920645, 1992.
11. T. Pilutti, G. Ulsoy, and D. Hrovat, "Vehicle Steering Intervention Through Differential Braking", *Trans. of ASME*, Vol. 129, pp. 314-321, Sept. 1998.
12. 윤여홍, 제롬, 장봉춘, 이성철, "퍼지 알고리즘

- 을 이용한 차동 브레이크 시스템의 조향제어,”  
한국정밀공학회 2002 년도 춘계학술대회논문집,  
pp. 233-237, 2002.
13. B. C. Jang, “Active Handling System Using Both Brake and Drive Torque Modulation,” Ph.D. dissertation, Univ. of California, Davis, 2000.
14. Jang, B. C., and Karnopp, D., “Simulation of Vehicle and Power Steering Dynamics Using Tire Model Parameters Matched to Whole Vehicle Experimental Results,” *Int. J. of Vehicle Mechanics and Mobility, Vehicle System Dynamics*, Vol. 33, No. 2, pp. 121-133, 2000.