

퍼지제어기를 이용한 차동브레이크 시스템의 능동 조향제어

윤여홍#, 장봉춘*, 이성철**

Active Handling Control of the Differential Brake System Using Fuzzy Controller

Yeo-Heung Yun[#], Bong-Choon Jang^{*} and Seong-Cheol Lee^{**}

ABSTRACT

Vehicle dynamics control (VDC) has been a breakthrough and become a new terminology for the safety of a driver and improvement of vehicle handling. This paper examines the usefulness of a brake steer system (BSS), which uses differential brake forces for steering intervention in the context of VDC. In order to help the car to turn, a yaw moment can be achieved by altering the left/right and front/rear brake distribution. The steering function achieved through BSS can then be used to control lateral position in an unintended road departure system. An 8-DOF non-linear vehicle model including STI tire model will be validated using the equations of motion of the vehicle, and the non-linear vehicle dynamics. Since fuzzy logic can consider the nonlinear effect of vehicle modeling, fuzzy controller is designed to explore BSS feasibility, by modifying the brake distribution through the control of the yaw rate of the vehicle. The control strategies developed will be tested by simulation of a variety of situation; the possibility of VDC using BSS is verified in this paper.

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

기호설명

A_x, A_y	Longitudinal and lateral acceleration	CS, FZ	Calspan coefficients for longitudinal force stiffness
a_p	Tire contact patch length	C_α	Tire cornering stiffness coefficient
a, b	Lengths from mass center to front and rear axles, respectively	C_f, C_r, C_{fd}	Front, rear, and desired tire cornering stiffness
B_1, B_3, B_4	Calspan peak lateral friction coefficients	e	Height of the pivot for an equivalent torque arm
C_1, C_2, C_3, C_4	Shaping coefficients for force saturation function	$e(t)$	Error signal for control

** 2002 년 10 월 4 일 접수
 # 교신저자, 전북대 기계공학과 대학원
 Email forceandtorque@daum.net Tel. (063) 270-2320
 * 안동대학교 기계공학부 (2003.2 월까지 GM 근무)
 ** 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

F_c	Normalized composite force	v_d	Desired vehicle lateral velocity
F_x, F_y, F_z	Forces in the x-, y-, z-direction	ω_i	Angular velocity
$F_{XFL}, F_{XFR}, F_{XRL}, F_{XRR}$	Every wheel's forces in the x-direction (F/R; front/right, R/L; rear/left)	$\omega_{RF}, \omega_{LF}, \omega_{RR}, \omega_{LR}$	Angular velocity of each tire
$F_{YFL}, F_{YFR}, F_{YRL}, F_{YRR}$	Each wheel's forces in the y-direction	α_x	Acceleration about the x-axis
F_{zt}	Tire design load at operation pressure	$\alpha_{RF}, \alpha_{LF}, \alpha_{RR}, \alpha_{LR}$	Each wheel's slip angle
g	Gravitational acceleration	β_ϕ	Roll damping
G_1, G_2	Aligning moment shaping parameters	γ	Camber stiffness coefficient
h	Center of gravity height	δ	Steer angle of wheel
I_{xx}	Moment of inertia about the x-axis	δ_{SW}	Input steer angle
I_{xxs}	Sprung mass roll inertia about vehicle roll axis	ϵ_F, ϵ_R	Front and rear roll axle steer
I_z	Vehicle yaw moment of inertia	μ	Longitudinal friction
I_{zw}	Wheel rotational inertia	μ_0	Tire/road coefficient
K_a	Coefficient of decay of lateral friction	σ	Composite slip
K_c, K_s	Longitudinal and lateral stiffness coefficient	ϕ	Roll angle of the body
$K_{f\phi}, K_{r\phi}$	Front and rear roll stiffness	ψ	Yaw angle
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_ϕ	Roll stiffness		
K_μ	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, integral, derivative part of PID controller		
$V_{RF}, V_{LF}, V_{RR}, V_{LR}$	Each wheel's center velocity		
v	Vehicle lateral velocity		

1. 서론

1970년대부터 실용화되기 시작한 ABS는 1980년에 들어 TCS(traction control system)로 발전되어 차량의 제동 및 구동성능의 향상에 획기적으로 기여하였다. 그러나 이러한 시스템은 급격한 제동 및 구동 시에 나타나는 횡방향 미끄럼과 회전운동에 대한 안정성을 제공하기에는 부족하다. 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 최근에는 한단계 진보된 VDC(vehicle dynamic control system)이 도입되었다¹⁻⁶.

본 논문은 이러한 VDC를 기반으로 하는 AHS(active handling system)에 관한 연구로, 기존의 조향제어만으로는 차량의 횡방향 제어를 차량에 작용하는 요(yaw) 모멘트를 자체적으로 제어하는데 한계가 있기 때문에, 이를 개선하기 위하여 본 연구에서는 차량조향시 좌우제동력을 선택적으로 적용하는 방법을 사용하였다⁷⁻¹⁰. 이는 실제 차량의 거동 상태를 기준 차량모델과 비교, 차량의 조향 상태를 판단하여 기준모델을 추종하게 하는 것이다. 기준 모델은 2 자유도의 2륜차(bicycle) 중립 조향의 선형모델이다. 여기서는 이러한 기준모델의 추종 제어전략을 제안하고, 이를 통하여 차량의 횡방향 위치를 좀더 효과적으로 제어하고자 하였다. 차량 조향제어를 위하여 STI(developed by the Systems Technology Inc.) 타이어 모델을 포함한 8-DOF의 비선형 차량을 MATLAB/SIMULINK 툴을 사용하여 구현하였다. 이러한 비선형 모델을

효과적으로 제어하기 위하여 퍼지 제어를 설계 하였으며, 설계된 제어를 통하여 BSS(brake steer system)의 가능성과 그 유용성을 확인하였다.

2. 8-DOF 차량 모델

2.1 비선형 차량 모델

BSS 시뮬레이션을 위한 8-DOF 비선형 차량 모델¹¹은 Fig. 1 과 같다. 이 모델의 주요 자유도는 요율(yaw rate), 종/횡방향 속도, 롤각(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 무시하였다.

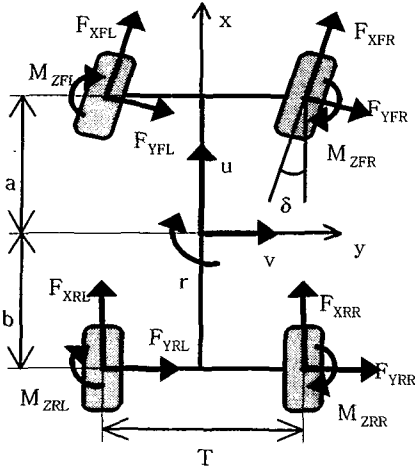


Fig. 1 The 8-DOF vehicle model

2.2 차량 운동방정식

차량 모델의 운동방정식¹¹은 뉴턴 제 2 법칙으로부터 유도되며, 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:

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

(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:

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

위 식들과 함께 수직 방향의 롤과 피치운동을 고려하였으며 또한, 고정좌표계의 차량 운동방정식을 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 동력학

차량의 종, 횡방향 가속도는 롤과 피치효과를 통하여 차량 정적 힘에 영향을 준다. 그 결과 차량의 수직력은 아래와 같은 수식으로 표현된다.

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

롤각 ϕ 는 식 다음의 (7)과 같은 차량의 롤 운동방정식으로부터 얻을 수 있다.

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

각 바퀴의 슬립각(slip angle) α 는 각 바퀴의 조향각 함수로 아래와 같이 표현된다.

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

또한, 각 바퀴의 중심속도는 다음과 같은 수식으로 표현된다.

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

i^{th} 번째 바퀴의 종슬립(longitudinal slip) s 는 바퀴 중심속도와 바퀴각(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 모델¹²은 물리적 모델에 기초한 반 경험적인 모델이다. 이는 종, 횡방향 힘(lateral and longitudinal forces), 종슬립, 그리고 슬립각을 포함하는 얼라이닝 모우먼트(aligning moment)들로 구성된다. 또한 입력으로써 수직력을 고려한 다항식과 운동방정식들로 구성되어 있다.

STI 타이어 모델의 주요 변수는 composite 슬립과 정규화 된 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, μ_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)은 다음과 같다.

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

타이어가 노면과 접촉 시 접촉길이(contact patch length) a_p 는 다음 (15)식과 같이 정의된다.

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

여기서, $a_{p0} = \frac{0.0768 \sqrt{F_z F_{z0}}}{T_w (T_p + 5)}$ 이다

또한, 힘포화함수(force saturation function)는 다음과 같이 정의된다.

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

위의 방정식들을 적용하여 타이어의 종, 횡력 및 얼라이먼트 모우먼트를 얻을 수 있다. 그러나 변수 a_p 는 F_x 의 함수이기 때문에 a_p 대신에 a_{p0} 를 사용하여 한번의 반복수행이 필요하다. 반복수행 후, F_x , F_y , M_z 를 다음과 같은 함수로부터 얻을 수 있다.

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

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

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

위의 식에서 K'_c 는 F_{yy} 다음과 같이 정의되며,

$$K'_c = K_c + (K_s - K_c) \sqrt{\sin^2 \alpha + s^2 \cos^2 \alpha} \quad (20)$$

$$F_{yy} = C_y \gamma (1 - f(\sigma))$$

또한 종방향 마찰계수(longitudinal friction coefficient) μ 는 아래와 같이 정의 된다.

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

2.5 기준 차량 모델링

기준차량 모델의 목적은 실제차량 거동의 이상적인 모델을 구하는 것으로, Fig. 2 와 같은 2 차 유도 모델이다. 컴퓨터 모델링은 중립 조향을 하는 모델을 기준으로 하였고 실제차량이 추종하는 것을 목표로 하고 있다. 이러한 가상의 기준차량 모델은 Jang & Karnopp¹³의 선형화된 차량모델로부터 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,

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

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

윗 식으로부터 구한 기준요율과 실제차량의 요율과의 차이로, 제동력을 각 바퀴에 차동적으로 작용하게 한다.

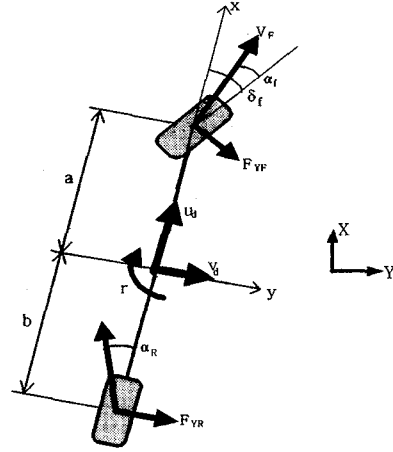
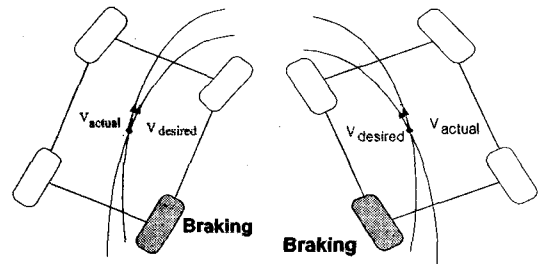


Fig. 2 The bicycle model

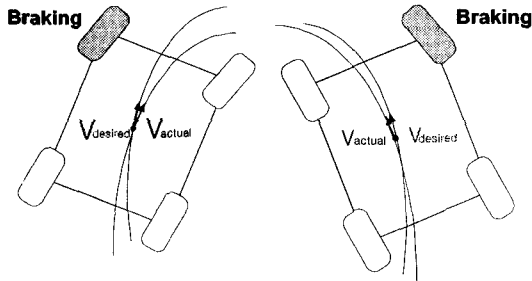
3. 차량 시뮬레이션

3.1 제어 전략

앞 절에서의 유도한 차량 모델을 효과적으로 제어하기 위하여 Fig. 3-Fig. 4 와 같은 제어전략에서 차량 선회시의 궤적이 기준 값보다 작은 반경을 가질 때 언더스티어(understeer) 현상이 발생한다. 이는 전륜의 미끄럼에 기인하며 이를 제어하기 위하여 Fig. 3(a)과 같이 선회하는 차량 후륜을 제동할 수 있도록 하였다. 반대로 기준 값보다 큰 선회반경을 가질 때는 오버스티어(oversteer) 현상이 발생한다.



(a) Control strategy for the understeer



(b) Control strategy for the oversteer

Fig. 3 Control strategy of active handling system

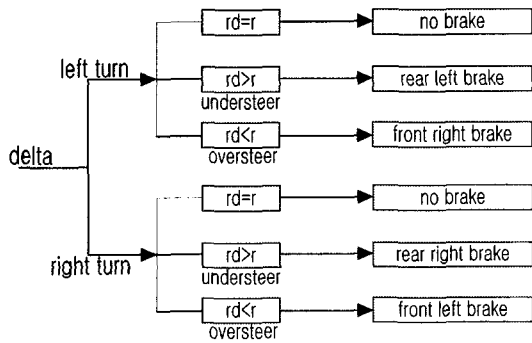


Fig. 4 Integrated control strategy for both left and right turns

이러한 오버스티어 현상은 차량을 불안정하게 하여 Spinning 현상 등을 유발할 수가 있다. 오버스티어 현상은 후륜의 미끄럼에서 기인하며 Fig. 3(b)와 같은 제동을 통하여 방지할 수 있다. 시뮬레이션 값은 1994 년도에 생산된 Ford Taurus GL 의 제원 및 변수 값을 이용하였고, 18m/s 의 속도에서 수행하였다.

3.2 브레이크 시스템 모델

본 논문의 차량 모델링에서 ABS 를 포함하기 위하여 다음과 같이 가정하였다.

1. 바퀴슬립(wheel slip)과 가속도 한계로 바퀴에 작용하는 브레이크 압력은 제한되며, 이는 ABS 모델링 시 포화현상을 가지게 된다.
2. ABS 에 포함된 공압시스템으로 말미암아 동적 Lag 항을 가진다.
3. 공압시스템으로부터 제동력 향까지의 동적모

델은 이득(gain)형태로 단순화 시킨다.

3.3 Fuzzy 제어기 설계

주어진 조향각 입력에 대하여 원하는 요율을 추적하기 위하여 퍼지 알고리즘을 이용하였다⁽¹²⁾. 만약 차량의 요율 값이 원하는 값과 차이가 발생하면, 이는 오버스티어나 언더스티어 현상이 발생하게 된다. 이런 현상을 피하기 위하여 설계된 제어기에서 생성된 제동력은 앞 절에서와 같은 제어 전략을 통하여 각 바퀴의 ABS 에 선택적으로 압력을 가하게 된다.

Fig. 5 는 퍼지제어기의 개략도로서, 퍼지화 부분, 지식베이스 부분, 퍼지추론 부분, 비퍼지화 부분으로 구성된다. 퍼지화 부분은 입력변수의 값을 적절한 언어적인 값으로 변화시키며, 여기서는 퍼지 제어기의 입력변수로 실제 차량과 기준모델의 요율 오차와 그 오차의 미분값을 이용하였다. 지식베이스 부분은 시스템 제어에 필요한 퍼지제어 규칙을 작성하는 부분으로, 차량의 제동특성 및 노면 마찰계수, 타이어 수직하중을 고려하여 퍼지 제어기의 입력력 함수를 Fig. 6 과 같이 설계하였다.

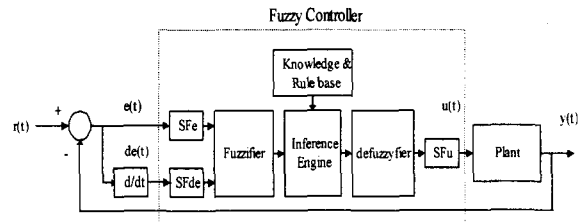
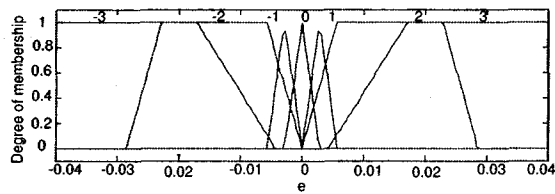


Fig. 5 Block diagram of fuzzy controller

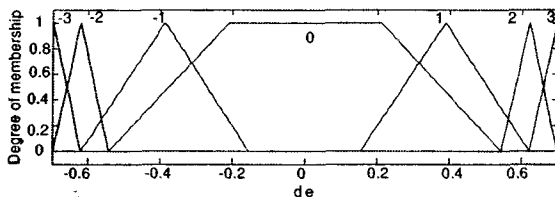
퍼지추론 부분은 지식 베이스부분에서 작성된 입력과 출력변수 사이의 관계를 근거로 하여 입력 변수에 대한 퍼지 값을 추론한다. 비퍼지화 부분은 추론 부분에서 추론한 퍼지값을 프로세스의 입력으로 사용할 수 있도록 활성화한 값으로 변환한다. 비 퍼지화된 값은 출력크기 변화부분을 거쳐 각 바퀴의 제어입력으로 사용된다.

입출력 변수의 언어 변수로는 NB(Negative Big), NS(Negative Small), ZE(Zero), PS(Positive Small), PB(Positive Big)의 집합을 고려하였다. 퍼지 추론 방법은 여러 시스템에 적용한 결과 신뢰성이 높게

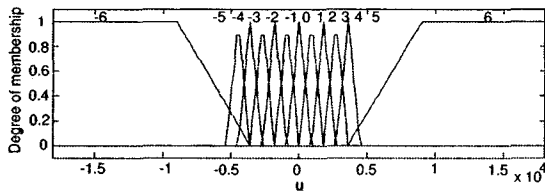
평가되고 있는 최대-최소법을, 그리고 비퍼지화 과정에서는 무게중심법을 사용하였다. 입력 변수들의 상세 퍼지집합수가 Table 1 과 같이 각각 7개로 나뉘어 있으므로 제어규칙은 총 49 개의 규칙을 가지고 있으며, 최종적으로 얻어진 퍼지 표면 형상은 Fig. 7 과 같다.



(a) Input membership function for the yaw rate error



(b) Input membership function for the derivative of the yaw rate error



(c) Output membership function for the brake torque

Fig. 6 Membership functions of the fuzzy logic system

Table 1 The rules of the fuzzy controller

e \ de	-3	-2	-1	0	1	2	3
-3	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0
-2	-5	-4	-3	-2	-1	0	1
-1	-4	-3	-2	-1	0	1	2
0	-3	-2	-1	0	1	2	3
1	-2	-1	0	1	2	3	4
2	-1	0	1	2	3	4	5
3	0	1	2	3	4	5	6

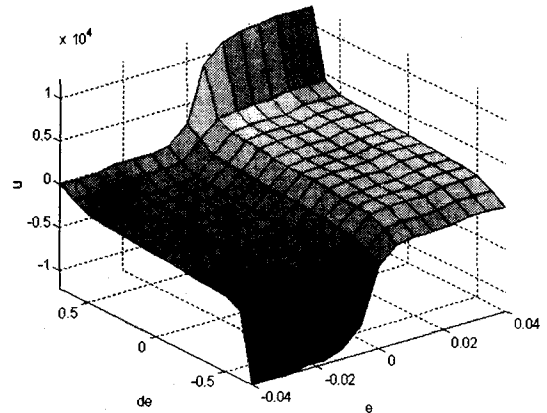


Fig. 7 The surface generated by the fuzzy controller

4. 결과 및 고찰

본 논문에서는 STI 타이어 모델을 포함한 8 자유도 비선형 차량 모델로 설계된 제어기의 유용성을 검증하기 위하여, J-Turn(스텝)입력과 Slalom 형태의 입력에 대하여 시뮬레이션 하였다¹¹.

4.1 스텝 조향 입력

Fig. 8-Fig. 12 는 18° 스텝 조향입력에 대한 응답을 보여주고 있다. Fig. 8-Fig. 10 그림에서 보는 바와 같이 제어하지 않았을 경우 요율과 횡가속도는 제어시의 응답보다 상대적으로 적게 나타난다. 즉, 비제어시 차량의 작은 요율은 차량이 언더스티어 상태에 있다는 것을 나타내고 있다.

Fig. 8 에서와 같이 제어된 요율은 원하는 값에 약간의 정상상태 오차를 가지고 수렴하고 있음을 알 수 있다. 그러나 이 오차는 무시할 정도로 작게 나타나는데 이는 차량 선회시 운전자가 루프상에 있어, 운전자가 차량의 경로를 쉽게 보정할 수 있기 때문이다.

Fig. 9-Fig. 10 은 차량의 횡가속도와 속도를 나타내고 있다. 선회 중에 차량 바퀴에 제동을 가함으로써 제어시 차량속도는 Fig. 9 에서와 같이 점차적으로 감소하며, 이와 동시에 차량의 횡가속도도 Fig. 10 에서와 같이 감소하게 한다.

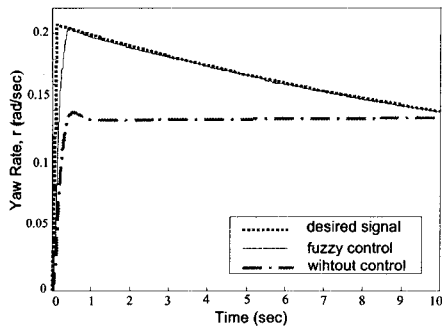


Fig. 8 Yaw rate of vehicle to a step steer input

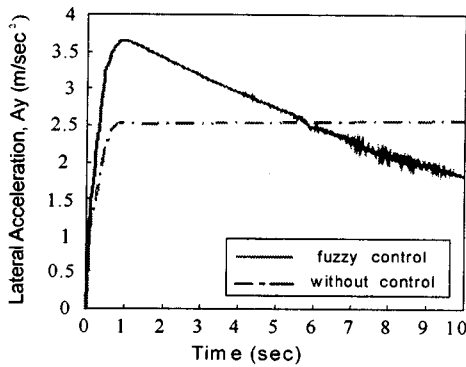


Fig. 9 The lateral acceleration of the vehicle to a step steer input

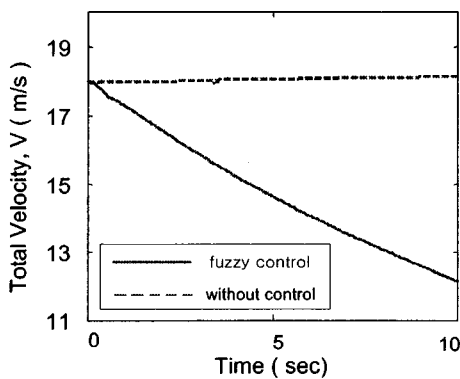


Fig. 10 The total velocity of the vehicle to a step steer input

Fig. 11 은 각 바퀴의 제동상태를 보여주고 있다. 왼쪽 선회(left-turn)의 스텝 조향입력에 대하여 차량은 언더스티어 현상이 발생하며, 이를 제어하기 위하여 Fig. 11 에서와 같이 왼쪽 뒷바퀴에 제

동을 가하고 있음을 알 수 있다. 또한 제동력은 초기 최고치에 이른 후에 다시 브레이크는 드럼을 풀어 브레이크 토오르크를 감소시키고 있음을 알 수 있다.

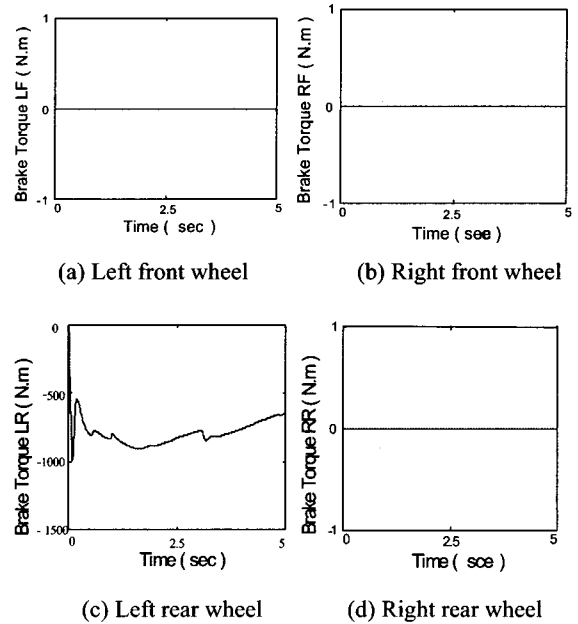


Fig. 11 The brake torque of the vehicle with PID control to a step steer input

Fig. 12 에서와 같이 제어시의 차량 궤적이 비 제어시의 차량보다 좀 더 짧은 반경을 가지고 턴하고 있다. 이는 차량의 차선 이탈 등의 문제를 미연에 방지할 수 있다.

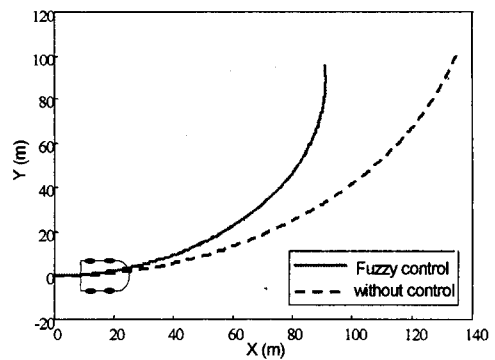


Fig. 12 Path of the vehicle with PID control to a step type steer input

4.2 Slalom 형태의 조향 입력

Fig. 13-Fig. 16 은 약 6°에서 16°사이의 Slalom 형태의 조향입력에 대한 시뮬레이션 결과를 보여 주고 있다. Fig.13 는 Slalom 타입 형태의 조향입력에 대한 차량 요율로써 기준모델의 요율에 상당히 잘 추종하고 있음을 알 수 있다.

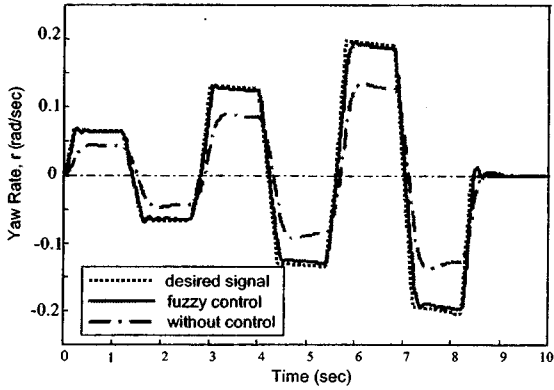


Fig. 13 Yaw rate of vehicle to a slalom type steer input

또한, Fig. 13-Fig. 14 에서 보는 바와 같이 차량 속도와 횡가속도는 브레이크의 토크 영향으로 비제어 시에 18m/sec 이던 속도는 제어시 14.3m/sec 까지 감소하고 있다. 그러나 브레이크 드럼을 풀 때 관성의 영향으로 차량속도는 약간 증가하는 경향을 보여주고 있다. 또 Fig. 8-Fig. 12 의 스텝입력에 대한 결과와 상당히 비슷한 형태의 결과를 가지고 있다.

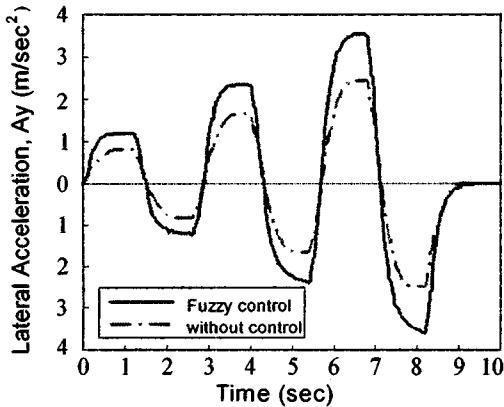


Fig. 14 The lateral acceleration of the vehicle to a slalom type steer input

Fig. 17 에서와 같이 차량 궤적은 Slalom 타입의 스텝 조향입력에 대하여 실제 궤적도 어느 정도 비슷한 궤적을 보이고 있다. 또한 비제어 시의 차량보다 좀 더 짧은 반경을 가지고 턴하고 있으며, 이를 통하여 차선이탈 등의 문제를 해결하여 횡방향 안정성을 확보함을 알 수 있다.

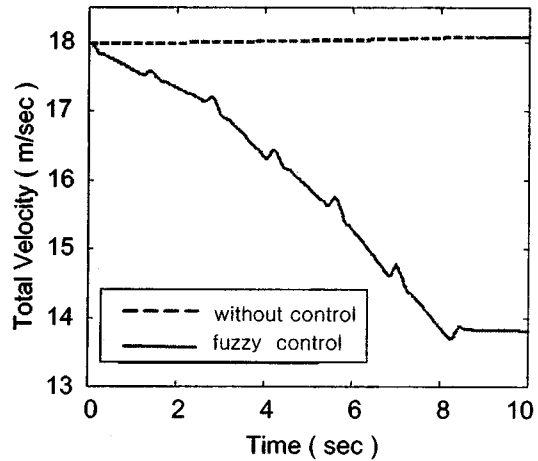


Fig. 15 The lateral acceleration and total velocity of the vehicle to a slalom type steer input

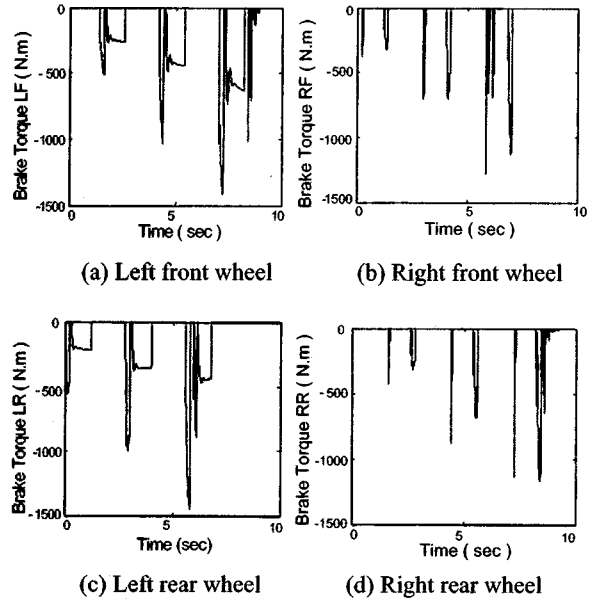


Fig. 16 The brake torque of the vehicle with PID control to a slalom type steer input

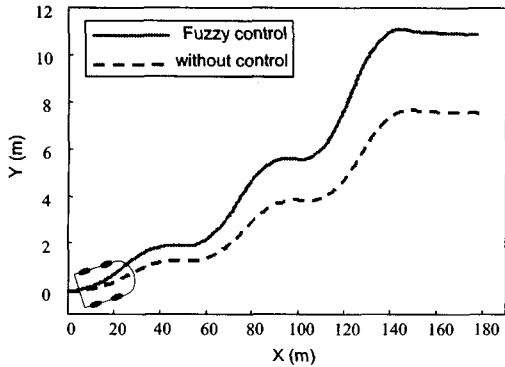


Fig. 17 Path of the vehicle with PID control to a slalom type steer input

5. 결론

본 논문은 비선형 타이어 모델을 포함한 8 자유도의 비선형 차량을 모델링하고 차동제동을 통한 조향제어를 위하여 선택적 브레이크 토오크 제어와 ABS의 퍼지제어기를 설계하여 스텝입력과 Slalom 입력에 대한 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 8-자유도를 가지는 차량모델 및 STI 타이어 모델을 통한 BSS의 가능성을 시뮬레이션으로 확인하였다.
2. 제안된 선택적 제동전략 및 퍼지 제어가 스텝입력과 Slalom 입력에 대하여 만족할 만한 결과를 보여주고 있음을 알 수 있다.
3. 이러한 결과를 바탕으로 횡 방향에서 차량의 안전성이 확보될 수 있음을 확인하였으며, 이는 결국 Handling 향상으로 운전자의 운전조작 편의를 도모할 수 있음을 알 수 있다.

참고문헌

1. Gillespie, T. D., 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. Kang, J.-S., Yun, J.-R., Min, H.-G. and Lee, J.-M., "Analysis of Dynamic Characteristics of a Vehicle

Undergoing Turning and Braking," The Korean Society of Automotive Engineering, Vol. 3, No. 3, pp. 109-118, 1995.

4. Kim, K.-C., Tak T.-O. and Yun, J.-R., "Steering Model for Vehicle Dynamic Analysis," Korean Society of Precision Engineering, Vol. 16, No. 12, pp. 214-221, 1999.
5. Kim, S.-D. and Kim, H.-M., "A Study on a Fuzzy Controller for the Electronic Braking Force Distribution System," The Korean Society of Automotive Engineering, Vol. 8, No. 6, pp. 220-229, 2000.
6. Seo, K.-H., Park, S.-S., Lee, Y.-K., Park, L.-S. and Yun, H.-S., "Optimization of Front Bump Steer for Improving Vehicle Handling Performances," Korean Society of Precision Engineering, Vol. 17, No. 2, pp. 80-88, 2000.
7. Horiuchi, S. and Yuhara, N., "Two Degree of Freedom/ H_{∞} 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. Matsumoto, S., Yamaguchi, H., Inoue, H. and Yasuno, Y., "Improvement of Vehicle Dynamics Trough Braking Force Distribution Control," SAE Technical Paper, No. 920645, 1992.
10. Pilutti, T., Ulsoy, G. and Hrovat, D., "Vehicle Steering Intervention through Differential Braking," Trans. of ASME, Vol. 129, pp. 314-321, Sept. 1998.
11. Jang, B.-C., "Active Handling System Using Both Brake and Drive Torque Modulation," PhD. dissertation, Univ. of California, Davis, 2000.
12. 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.