

## 능동형 현가장치의 퍼지제어에 관한 연구

박성태 · 김훈석\*  
자동차공학과

### <요 약>

급선회나 차선 변경을 시도할 때 차량의 스프링 상 중량은 스프링 하 중량에 대해 상대적 인 롤링운동이 발생하게 되는데 이 운동은 차체의 안정성에 나쁜 영향을 미칠 뿐만 아니라, 운전자의 조종안전성과 탑승자의 승차감을 떨어 뜨리는 결과를 초래하게 된다.

본 논문에서는 차량의 롤운동과 관련된 조종안전성과 승차감을 개선하기 위하여 퍼지제 어기를 설계하고, 시뮬레이션으로 그 평가를 시도하였다. 차량의 모델은 3자유도의 운동 즉, 횡 슬립, 요잉 운동, 롤링 운동으로 구성되며 오버스티어와 언더스티어의 정상상태 핸 들링 특성을 갖는 차량을 대상으로 시뮬레이션을 하였다.

컴퓨터 시뮬레이션 결과 퍼지 알고리즘을 이용한 제어기는 수동형 시스템과 Fred의 시 스템[7]에 비해 선회시 롤 각이 현저하게 감소하고, 선회 속도와 횡 가속도의 응답이 빨라 지고 정상상태 이득이 커져 조종안전성에 유리하며 차선 변경시나 선회시 가속을 하는 동 안에도 작은 롤의 변화를 가지고 정상상태에 도달하고 있음을 보여준다.

## Controller Design for Active Suspension Using Fuzzy Logic

<sup>1)</sup>Park, Sungtae · Kim, Hunsuk\*  
Dept. of Automotive Eng

### <Abstract>

A vehicle generates the rolling motion of sprung mass relative to unsprung mass during cornering or lane changing. The rolling motion tends to decrease handling performance and ride comfort.

1\* 기계공학과 대학원

In this paper, a digital controller using fuzzy algorithm is designed to improve handling performance and ride comfort by controlling roll angle during cornering or lane changing. A vehicle model consists of three degree of freedom i.e., sideslip, yawing and rolling motion, and is simulated for vehicles with characters of steady-state handling of oversteer and understeer.

As the result of computer simulation, the controller using fuzzy algorithm prevails over handling performance because of the decreasing of rolling angle, rapid response to yaw velocity and lateral acceleration, and good steady-state gain, when cornering, compared with passive system and Fred's system[7]. And it also shows that the response gets to steady-state with small roll change for lane changing and acceleration of cornering time.

#### 기호 설명

$a$	Distance from center mass to front axle
$b$	Distance from center mass to rear axle
$C_\phi$	Roll damping coefficient
$C$	Lateral force coefficient
$\hat{C}$	Camber thrust coefficient
$e$	Roll steer coefficient
$g$	The ratio of tires scrub to roll angle
$I_x$	Mass moment of inertia of the vehicle about the X axis
$I_z$	Mass moment of inertia of the vehicle about the Z axis
$k_s$	Stiffness of suspension spring
$k_u$	Equivalent spring stiffness of tire
$k_\phi$	Roll coefficient
$L$	Wheel base
$M$	Vehicle mass
$p$	Roll velocity
$r$	Yaw velocity
$q$	Wheel camber with roll
$B$	Wheel track
$V_X$	Forward velocity of center mass
$V_Y$	Lateral velocity of center mass
$\hat{T}$	Aligning moment coefficient
$y'$	Tire scrub
$U$	Actuator force
$\phi$	Roll angle
$\beta$	Sideslip
$\alpha$	Slip angle
$\delta$	Steering angle

## 제1장 서론

자동차의 현가장치는 차체의 하중을 지지함과 동시에 노면의 불균일로 원인이 되는 차량의 진동을 완화 흡수하여 운전자의 조종안전성(Handling)을 확보하고, 탑승자의 승차감(Ride comfort)을 높인다는 면에서 차량의 운동성능과 아주 밀접하게 관련되어 있다[1]. 조종안전성은 차량 주행시 노면과 타이어 사이의 접촉력 유지와 선회시 롤(Roll)운동의 정도를 나타내는 반면, 승차감은 차량의 탑승자의 불쾌감의 정도를 나타내는 것으로 일반적으로 차체의 수직 가속도의 크기에 의하여 평가되고 있다.[2,3]. 현가장치의 성능은 이 두 가지 요소를 동시에 만족시키는 것이 이상적이지만 이 두 가지 요소는 서로 상반된 성질을 가지므로 기존의 스프링과 댐퍼를 이용한 수동식 현가장치로 양자를 동시에 만족하는 것은 불가능한 것으로 평가되고 있다. 그래서 이러한 상반된 문제를 해결하기 위해 비선형 스프링 및 댐퍼, 수동식 가변댐퍼, 가스 스프링 및 댐퍼와 같은 현가장치 등이 연구되고 있다[4,5].

최근에는 전자기술을 접목한 능동형 현가장치에 대한 연구가 활발하게 진행되어 최적 제어 이론에 의한 설계기법[6], 모델 참조 적응제어(MRAS)를 이용한 설계기법[7], Preview 센서에 의한 앞먹임(feed forward) 제어기법[8], 신경회로망을 이용한 제어기법[9]등이 개발되고 있다.

본 논문에서는 3자유도의 운동 즉, 횡슬립(sideslip), 요잉(yawing) 운동, 롤링(rolling)운동을 하는 차량을 수학적으로 모델링하고 오버스티어(oversteer)와 언더스티어(understeer)의 정상상태 특성을 갖는 차량에 대해 선회시나 차선 변경시 발생하는 롤각을 제어할 목적으로 퍼지 알고리즘을 이용하여 제어기를 설계하고, 수동형 시스템과 Fred가 제시한 시스템[7]과의 시영역 응답을 비교한다.

## 제2장 차량의 선형 모델

### 2.1 차량 모델

핸들링 제어기를 설계하기 위해 사용된 차량모델은 Fig 2.1과 같으며 아래와 같은 가정하에 운동 방정식을 유도한다[7].

1. 사용된 좌표계는 Fig 2.1에서와 같이 차량의 중심점을 원점으로 한 O-XYZ를 기준 좌표계로 한다.

2. 차량은 강체로 가정하고 자유도는 Y축(횡 슬립), X축(롤링 운동), Z축(요잉 운동)의 3자유도로 한다.

3. 전륜과 후륜에서 현가장치계의 기구학적 롤 센터에 대한 롤운동 축은 차량의 중심점과 일치한다.

### 2.2 외력과 롤에 의한 영향

일정한 조향각( $\delta$ )으로 선회하는 동안 차량에 작용하는 외력과 롤에 의한 영향은 다음과 같다[1,7].

#### 1) 외력

곡선을 따라 주행중인 차량은 아주 느린 속도의 운동을 제외하고는 차량에 작용하는 원심력으로 인하여 타이어의 중심면과 차륜 진행방향의 불일치를 야기하는 타이어의 횡슬립 현상이 발생한다. 이 때 차륜의 진행방향과 타이어 중심면의 진행방향이 달라지게 되므로 타이어는 실제의 진행방향과  $\alpha$ (슬립각)각의 차이를 두고 진행하게 되어 타이어의 접촉면이 가로방향으로 비틀어지고 그 영향으로 탄성 복원력(횡력:F)이 발생고, 또한 이 힘에 의하여 복원 모멘트(N)이 유발된다. 탄성 복원력(F)과 복원 모멘트(N)은 타이어의 설계와 구조에 따라 달라 질 수 있는데 실험값에 의한 코너링 계수와 복원 모멘트 계수에 의해 다음과 같이 표현이 된다.

$$F_y = C a \quad (2.1)$$

$$N_z = \hat{T} a \quad (2.2)$$

## 2) 롤에 의한 영향

롤링 운동으로 인해 타이어에 발생하는 영향은 다음과 같다.

## ① 타이어 스크립(scrub)의 유발

롤운동에 의해 유발되는 타이어 스크립의 롤각에 대한 비와 이로 인한 횡방향 속도는 각각 다음과 같다.

$$\frac{dy'}{d\phi} \Big|_{1,2} = g_{1,2} \quad (2.3)$$

$$\frac{dy'}{d\phi} p = gp \quad (2.4)$$

이 때 X축에 대하여 다음과 같은 모멘트가 발생한다.

$$M_X = g F_Y \quad (2.5)$$

## ② 롤링 운동에 의한 조향(steer) 효과

롤링 운동에 의한 조향(steer) 효과는 다음과 같은 롤 조향계수에 의해 표현된다.

$$\frac{\partial \delta}{\partial \phi} \Big|_{1,2} = e_{1,2} \quad (2.6)$$

이상의 두가지 영향은 타이어에 발생하는 슬립각에 영향을 미친다.

③ 롤링 운동에 의해 캠버(camber)에 미치는 영향은 롤링 운동에 의한 캠버 변화의 비와 캠버 구동력 계수로 각각 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \phi} \Big|_{1,2} = a_{1,2} \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial F_Y}{\partial \gamma} \Big|_{1,2} = \hat{C}_{1,2} \quad (2.8)$$

이 영향으로 타이어와 노면 접촉부에서는 다음과 같은 횡 방향으로의 힘이 발생한다.

$$F_Y = \hat{C} q \phi \quad (2.9)$$

위에 나타난 식들에서 계수값은 실험에 의해 결정이 된다.

## 2.3 계산 모델

본 논문에서 사용한 계산 모델은 Fig 2.2 - Fig 2.4와 같다. 이하에서 아래 첨자 1,2는 각각 차량의 전후를 나타내며 L과 R은 X-Z평면을 기준으로 왼쪽과 오른쪽

을 가르킨다.  $V_X$ ,  $V_Y$ 는 각각 차량의 X, Y방향의 속도 성분을,  $r$ 은 요잉 각속도를 나타낸다. 이 때 P는 롤운동에 의해 생기는 횡 방향으로의 부가속도 성분이다.

일반적으로 선회운동에서는 차량의 치수에 비해 선회 반지름이 현저하게 크므로 전후에서 좌우 각륜은 각각 동일한 운동을 한다고 하면 다음과 같은 가정이 성립된다[1].

$$a_{1L} = a_{1R} = a_1 \quad (2.10)$$

$$a_{2L} = a_{2R} = a_2 \quad (2.11)$$

이와 같은 가정에 의해 전륜 및 후륜에서의 슬립각은 다음과 같이 결정이 된다.

$$a_1 = \delta + e_1 \phi - \frac{V_Y + ar + g_1 p}{V_Y} \quad (2.12)$$

$$a_2 = e_2 \phi - \frac{V_Y - br + g_2 p}{V_X} \quad (2.13)$$

다음으로 Fig 2.3에 주어진 시스템에 Lagrange 방정식을 적용하여 운동방정식을 유도하면 다음과 같이 표현된다.

$$m(V_Y + rV_X) = (F_{Y1L} + F_{Y1R}) \cos \delta + (F_{X1L} + F_{X1R}) \sin \delta + F_{Y2L} + F_{Y2R} \quad (2.14)$$

$$I_z \dot{r} = a [ (F_{Y1L} + F_{Y1R}) \cos \delta + (F_{X1L} + F_{X1R}) \sin \delta - b(F_{Y2L} + F_{Y2R}) + \frac{B}{2} [ (F_{X1L} - F_{X1R}) \cos \delta - (F_{Y1L} - F_{Y1R}) \sin \delta ] + \frac{B}{2} (F_{X2L} - F_{X2R}) \quad (2.15)$$

$$I_z \dot{p} = -C_\phi p - k_\phi \phi - \frac{B}{2} (U_{1L} - U_{1R} + U_{2L} - U_{2R}) \quad (2.16)$$

이 경우에도 슬립각 결정 방법에서와 동일한 가정을 적용하면

$$F_{Y1L} = F_{Y1R}, \quad F_{Y2L} = F_{Y2R}, \quad F_{X1L} = F_{X1R}, \quad F_{X2L} = F_{X2R} \quad \text{가 된다.}$$

이 가정에 의해 식(2.14)과 식(2.15) 그리고 식(2.16)은 다음과 같이 표시 할 수 있다.

$$m(\dot{V}_y + rV_x) = F_{y1} + F_{y2} \quad (2.17)$$

$$I_x \dot{r} = aF_{y1} - bF_{y2} \quad (2.18)$$

$$I_x \dot{\phi} = -C_\phi \dot{\phi} - k_\phi \phi - \frac{B}{2} (U_{1L} - U_{1R} + U_{2L} - U_{2R}) \quad (2.19)$$

여기서,

$$F_{y1} = F_{y1L} + F_{y1R},$$

$$F_{y2} = F_{y2L} + F_{y2R} \text{이며}$$

조향각과 구름저항의 곱으로 표현되는 미소항은 생략하였다.

## 2.4 운동 방정식

이상에서의 계산 모델에 의해 유도된 운동 방정식은 앞에서 고려한 실험값에 의한 계수들을 이용하면 횡 방향으로의 힘과 모멘트는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$F_{y1} = C_1 a_1 + \hat{C}_1 q_1 \phi \quad (2.20)$$

$$F_{y2} = C_2 a_2 + \hat{C}_2 q_2 \phi \quad (2.21)$$

$$N_{z1} = \hat{T}_1 a_1 = \hat{T}_1 (\delta + e_1 \phi - \frac{V_y + ar + g_1 \dot{\phi}}{V_x}) \quad (2.22)$$

그리고

$$N_{z2} = \hat{T}_2 a_2 = \hat{T}_2 (e_2 \phi - \frac{V_y - br + g_1 \dot{\phi}}{V_x}) \quad (2.23)$$

결국, 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$M(\dot{V}_y + V_x r) = F_{y1} + F_{y2} \quad (2.24)$$

$$I_x \dot{r} = aF_{y1} - bF_{y2} + N_{z1} + N_{z2} \quad (2.25)$$

$$I_x \dot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + k_\phi \phi = g_1 F_{y1} + g_2 F_{y2} - \frac{B}{2} (U_{1L} - U_{1R} - U_{2L} + U_{2R}) \quad (2.26)$$

행렬의 형태로 운동방정식을 바꾸어 쓰면

$$\begin{bmatrix} MD + Y_v & MV_x + Y_r & Y_\phi D + Y_\phi \\ N_v & I_x D + N_r & N_\phi D + N_\phi \\ L_v & L_r & I_x D^2 + L_\phi D + L_\phi \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} V_y \\ r \\ \phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ L_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_\delta \\ N_\delta \\ L_\delta \end{bmatrix} \delta \quad (2.27)$$

이 된다. 여기서,

$$Y_v = \frac{C_1 + C_2}{V_x} \quad (2.28)$$

$$Y_r = \frac{aC_1 - bC_2}{V_x} \quad (2.29)$$

$$Y_\phi = \frac{g_1 C_1 + g_2 C_2}{V_x} \quad (2.30)$$

$$Y_\delta = -(C_1 e_1 + C_2 e_2 + q_1 \hat{C}_1 + q_2 \hat{C}_2) \quad (2.31)$$

$$Y_\delta = C_1 \quad (2.32)$$

$$N_v = \frac{aC_1 - bC_2 + \hat{T}_1 + \hat{T}_2}{V_x} \quad (2.33)$$

$$N_r = \frac{a^2 C_1 + b^2 C_2 + a \hat{T}_1 - b \hat{T}_2}{V_x} \quad (2.34)$$

$$N_\phi = \frac{aC_1 g_1 - bC_2 g_2 + g_1 \hat{T}_1 + g_2 \hat{T}_2}{V_x} \quad (2.35)$$

$$N_\delta = -(ae_1 C_1 - be_2 C_2 + e_1 \hat{T}_1 + e_2 \hat{T}_2 + aq_1 \hat{C}_1 - bq_2 \hat{C}_2) \quad (2.36)$$

$$N_\delta = aC_1 + \hat{T}_1 \quad (2.37)$$

$$L_V = \frac{g_1 C_1 + g_2 C_2}{V_X} \quad (2.38)$$

$$L_r = \frac{ag_1 C_1 - bg_2 C_2}{V_X} \quad (2.39)$$

$$L_p = c_\phi + \frac{g_1^2 C_1 + g_2 C_2}{V_X} \quad (2.40)$$

$$L_\delta = k_\phi - (g_1 C_1 e_1 - g_2 C_2 e_2 + g_1 q_1 \hat{C}_1 + g_2 q_2 \hat{C}_2) \quad (2.41)$$

$$L_\delta = g_1 C_1 \quad (2.42)$$

$$L_f = -\frac{B}{2} (U_{1L} - U_{1R} - U_{2L} + U_{2R}) \quad (2.43)$$

(2.27)식으로 부터 이 시스템에 대한 상태 방정식을 구할 수 있다.

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = (L_v x_3 + L_r x_4 + L_p x_2 + L_\delta \delta + L_f) / I_x$$

$$\dot{x}_3 = (Y_v x_3 + (Y_r - MV_X) x_4 + Y_p x_2 + Y_\phi x_1 + Y_\delta \delta) / M \quad (2.44)$$

$$\dot{x}_4 = (N_v x_3 + N_r x_4 + N_p x_2 + N_\phi x_3 + N_\delta \delta) / I_y$$

여기서  $x_1 = \phi$ ,  $x_2 = \dot{\phi}(=p)$ ,  $x_3 = V_Y$ ,  $x_4 = r$ 이다.

컴퓨터 시뮬레이션에 사용된 파라미터는 Table 2.1에 주어졌다. 본 논문의 결과를 비교 분석하기 위하여 Fred의[7] 논문에서 주어진 데이터와 동일한 수치를 사용하였다.

Table 2.1 Parameter values used in the handling model[7]

M	1000 kg	I <sub>x</sub>	300 kg.m <sup>2</sup>
I <sub>z</sub>	1610 kg.m <sup>2</sup>	L	2.5 m
a	1.2 m	B	1.51 m
g <sub>1</sub>	-0.4 m/rad	g <sub>2</sub>	-0.1 m/rad
e <sub>1</sub>	0 rad/rad	e <sub>2</sub>	0 rad/rad
q <sub>1</sub>	0.8 rad/rad	q <sub>2</sub>	0 rad/rad
k <sub>φ1</sub>	6000 Nm/rad	k <sub>φ1</sub>	10250 Nm/rad
c <sub>φ1</sub>	800Nmsec/rad	c <sub>φ2</sub>	900Nmsce/rad
C <sub>1</sub>	32000 N/rad	C <sub>2</sub>	28000 N/rad
$\hat{T}_1$	-640 Nm/rad	$\hat{T}_2$	-560 Nm/rad
$\hat{C}_1$	4000 N/rad	$\hat{C}_2$	4000 N/rad

For the understeer case; C1 =28000N/rad C2 =32000N/rad

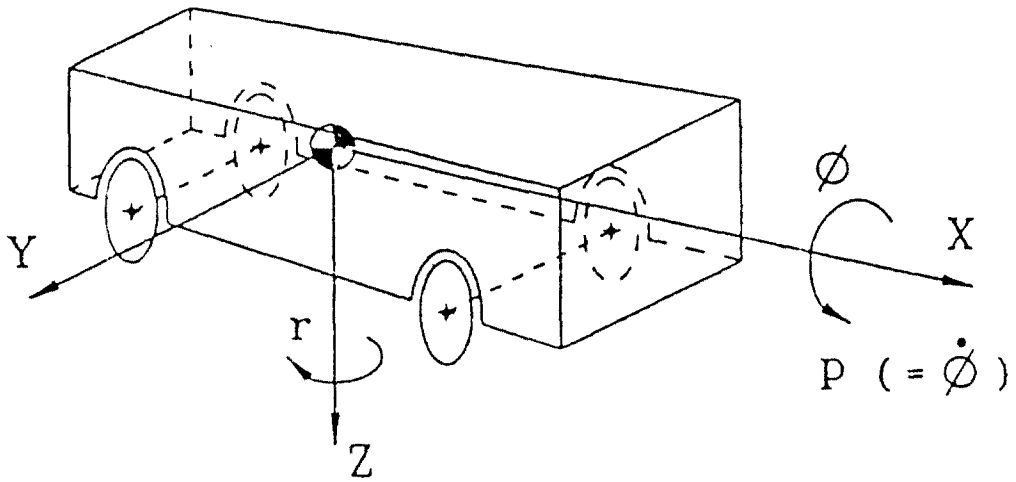


Fig 2.1 Three degrees of freedom Model

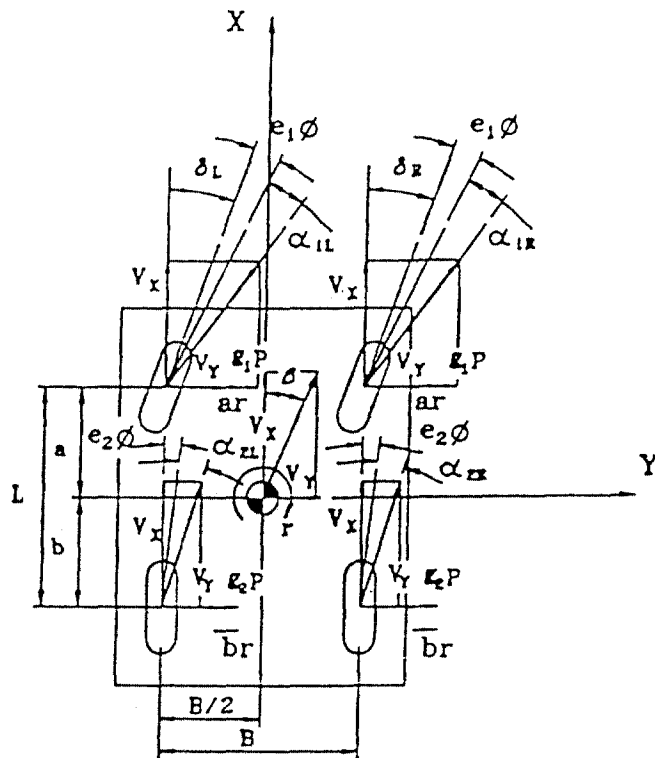


Fig 2.2 The model for calculation(Slip Angle)

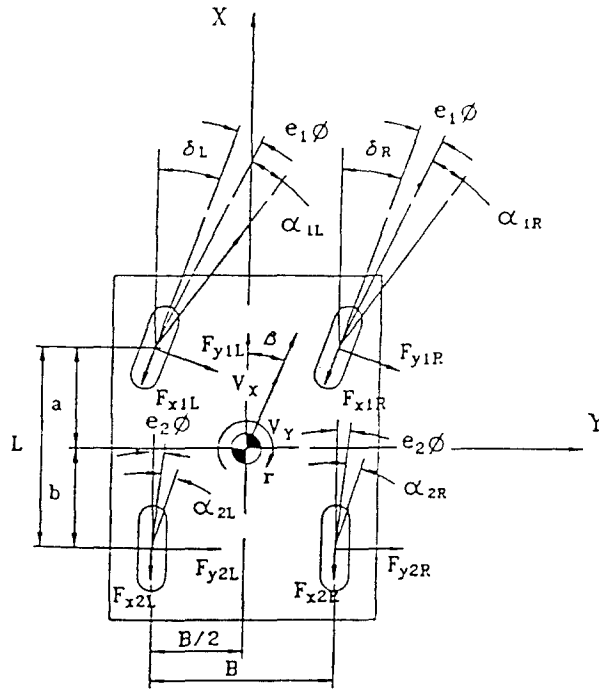


Fig 2.3 The force on tires(side force, drag)

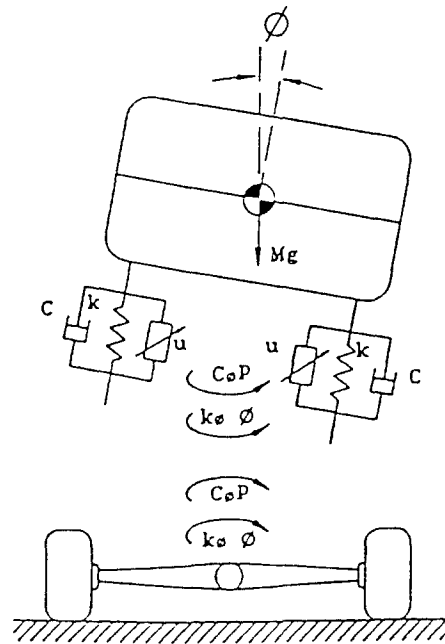


Fig 2.4 The model for calculation(Rolling moment)



### 제3장 퍼지 제어기 설계

일반적인 퍼지 논리 제어기는 Fig 3.1에서 처럼 기본적인 3개의 성분 즉, 퍼지화부(fuzzification), 규칙 베이스(rule base)와 비퍼지화부(defuzzification)로 구성되어 있다[13].

값  $U$ 의 변화분  $\Delta U$ 을 구하는 형태를 취한다.

여기서 변화분은,  $\Delta E = E_n - E_{n-1}$ ,  $\Delta U = U_n - U_{n-1}$ 로 정의한다.

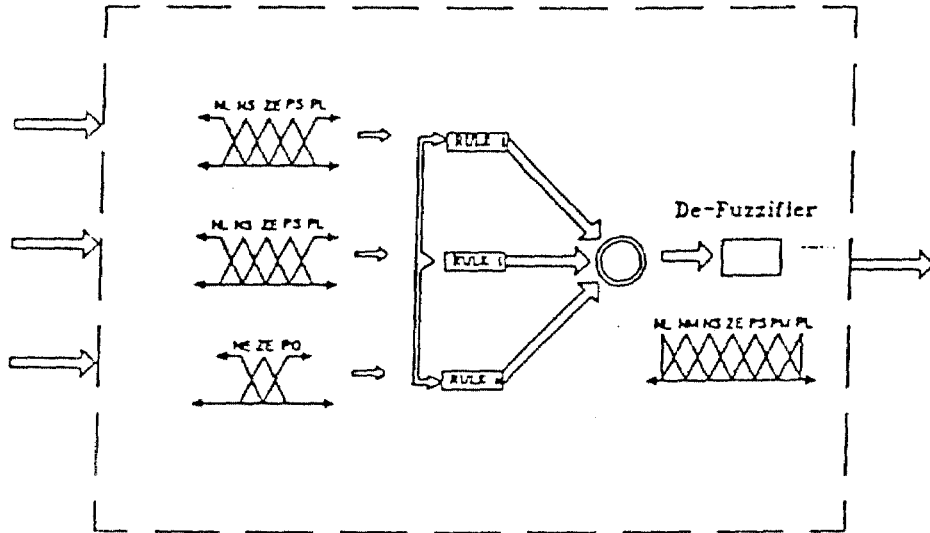


Fig 3.1 Block diagram of a Fuzzy logic controller

#### 3.1 퍼지 제어기의 구조 및 퍼지 변수

퍼지 이론을 적용하여 설계한다는 것은 제어 규칙의 형식을 정해 구체적으로 제어 규칙을 기술하는 것으로 제어기의 입출력 변수의 선정과 조건 결정, 즉 입력공간의 퍼지 분할의 결정과 퍼지 변수의 파라미터 결정이다[14]. 현재까지 퍼지 제어기를 설계하는 데에 있어서 일반적인 체계가 정립되어 있지는 않으나 본 논문에서는 일반적으로 많이 사용되고 있는 속도형 구조를 이용한다. 이 구조에서는 제어 대상의 출력값의 피드백에 의한 오차  $E$ 와 샘플링 시간 동안의  $E$ 의 변화분  $\Delta E$ 의 관계로부터 제어 대상인 제어 입력

이와 같이  $E$ 와  $\Delta E$ 로 부터  $\Delta U$ 를 구하는 구조를 속도형 제어기라 부른다.  $U$ 를 결론부의 변수로 사용할 수 있으나, 그럴 경우 조건부의 변수  $E$ 의 적분치를 사용할 필요가 있고, 계산이 복잡해진다. 속도형의 경우 제어 규칙의 수가 줄어드는 장점이 있다[15].

본 논문에서 퍼지변수는 차량 선회시나 차선 변경시에 운전성을 좌우하는 롤의 제환에 의한 오차( $E$ )와 현재의 오차에서 전 단계의 오차를 뺀 오차변화분( $\Delta E$ ), 그리고 이로부터 추론될 제어기 출력의 변화분( $\Delta U$ )으로 한다.

#### 3.2 제어기의 설계

능동형 현가 시스템의 제어기는 선회

내측의 제어력을 낮게 해주고 선회 외측의 제어력을 높여줌으로써 차체와 지면과의 상대 변위를 0이 되도록 함으로써 수동형 현가시스템에 비해 조종안전성과 승차감을 동시에 개선할 수 있는 것으로[17] 본 논문의 경우 이러한 목적을 달성하기 위하여 선회시 롤 각이 0이 되도록 디지털 제어를 설계하고자 한다.

### 3.2.1 퍼지 변수의 이산화

비퍼지화에 따르는 계산 시간을 줄이기 위해 퍼지 변수를 이산화하고, 시행착오법에 의해 퍼지 규칙을 줄이기 위하여 다음과 같이 2개의 구간으로 나누어 서로 다른 제어 규칙을 구성한다.

1) 1 구간 (미세 제어) ;  $|E| \leq 0.7$

이 구간에서는 오차의 영역을 조밀하게 하고, 제어 입력의 변화를 작은 값으로 세분화하여 미세 제어를 하도록 한다.

2) 2 구간 (개략 제어) ;  $|E| > 0.7$

이 구간에서는 롤의 크기를 빠른 시간 내에 감소시키도록 하기 위해 오차의 영역을 크게 하고 이에 따른 제어 입력의 변화도 크게 하여 제어하도록 한다. 3.2.2 제어 규칙

퍼지 알고리즘은 상황을 나타내는 내용과 그때 어떤 기능을 수행해야 하는지를 설명하는 내용으로 구성된다. 이러한 규칙을 표현하기 위해서는 일반적으로 IF THEN과 같은 용어를 사용한다[15].

일반적으로 차량의 롤 응답과 오차(E) 및 오차변화분( $\Delta E$ ), 제어기 출력의 변화분( $\Delta U$ ) 사이에 다음과 같은 규칙의 관계를 얻을 수 있다.

“롤 값이 음의 값으로 하강하면 오차는 음의 값으로 하강하게 되고, 오차의 변화는 음의 값이며 이때의 제어 입력의 변화분은 양의 값이다.”

예를 들어 제어 규칙이 “오차와 오차의 변화량이 양의 작은 값(PS)이면 제어 입력의 변화분  $\Delta U$ 는 음의 작은 값(NS)이

Table 3.1 Quantized level of E in first region

Range	NB	NM	NS	NZ	ZE	PZ	PS	PM	PB
$E < -0.5$	1	0	0	0	0	0	0	0	0
$-0.5 \leq E < -0.1$	0	1	0	0	0	0	0	0	0
$-0.1 \leq E < -0.06$	0	0	1	0	0	0	0	0	0
$-0.06 \leq E < -0.02$	0	0	0	1	0	0	0	0	0
$-0.02 \leq E \leq 0.02$	0	0	0	0	1	0	0	0	0
$0.02 < E \leq 0.06$	0	0	0	0	0	1	0	0	0
$0.06 < E \leq 0.1$	0	0	0	0	0	0	1	0	0
$0.1 < E \leq 0.5$	0	0	0	0	0	0	0	1	0
$0.5 < E$	0	0	0	0	0	0	0	0	1

다.” 이 경우는 오차가 감소하여 차량의 롤이 0근방으로 가고 있음을 의미하므로 이때는 작은 제어 입력을 필요로 하는 경우이다.

위와 같은 관계와 수동형 차량의 현가장치 모델에서 얻어지는 오차와 오차 변화량을 고려하여 시행 착오법으로 Table 3.1- Table 3.8과 같은 각 구간에 있어서의 제어 규칙과 결정표를 구한다.

3.2.3 비퍼지화

퍼지화부는 출력부 전체집합에서 정의된 퍼지 제어 조작량을 명확한 비퍼지 제어 조작량으로 변화시켜주는 과정이다. 본 논문에서 제어기의 출력값은 제어 결정표에서 구한 제어기 출력 값의 변화분에 대해 적분을 함으로써 구한다. 이 때의 출력값은 선회 내측에서는 동일한 값을 갖고, 선회외측에서는 선회내측과 부호가 반대의 값을 가진다. 즉,

$$U_{1R} = U_{2R} = -U_{1L} = -U_{2L}$$

Table 3.2 Quantized level of  $\Delta E$  in first region

Range	NB	NM	NS	NZ	ZE	PZ	PS	PM	PB
$\Delta E < -0.1$	1	0	0	0	0	0	0	0	0
$-0.1 \leq \Delta E < -0.01$	0	1	0	0	0	0	0	0	0
$-0.01 \leq \Delta E < -0.001$	0	0	1	0	0	0	0	0	0
$-0.001 \leq \Delta E < -0.0005$	0	0	0	1	0	0	0	0	0
$-0.0005 \leq \Delta E \leq 0.0005$	0	0	0	0	1	0	0	0	0
$0.0005 < \Delta E \leq 0.001$	0	0	0	0	0	1	0	0	0
$0.001 < \Delta E \leq 0.01$	0	0	0	0	0	0	1	0	0
$0.01 < \Delta E \leq 0.1$	0	0	0	0	0	0	0	1	0
$0.1 < \Delta E$	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Table 3.3 Quantized level of  $\Delta U$  in first region

$\Delta U$	NB	NM	NS	NZ	NSZ	ZE	PSZ	PZ	PS	PM	PB
-900	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-480	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-300	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-150	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
-90	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
90	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
150	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
300	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
480	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
900	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Table 3.4 Lookup table in first region

$\Delta E$ E	NB	NM	NS	NZ	ZE	PZ	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	PS	PZ	PSZ	ZE
NM	PB	PM	PM	PS	PS	PZ	PSZ	ZE	NSZ
NS	PM	PM	PS	PS	PZ	PSZ	ZE	NSZ	NSZ
NZ	PM	PS	PS	PZ	PSZ	ZE	NSZ	NSZ	NZ
ZE	PS	PZ	PSZ	PSZ	ZE	NSZ	NSZ	NZ	NS
PZ	PZ	PSZ	PSZ	ZE	NSZ	NZ	NS	NS	NM
PS	PSZ	PSZ	ZE	NSZ	NZ	NS	NS	NM	NM
PM	PSZ	ZE	NSZ	NZ	NS	NS	NM	NM	NB
PB	ZE	NSZ	NZ	NS	NS	NM	NM	NB	NB

Table 3.5 Quantized level of E in second region

Range	NB	NM	NS	NZ	PZ	PS	PM	PB
$E < -1.6$	1	0	0	0	0	0	0	0
$-1.6 \leq E < -1.2$	0	1	0	0	0	0	0	0
$-1.2 \leq E < -0.8$	0	0	1	0	0	0	0	0
$-0.8 \leq E < -0.7$	0	0	0	1	0	0	0	0
$0.7 < E \leq 0.8$	0	0	0	0	1	0	0	0
$0.8 < E \leq 1.2$	0	0	0	0	0	1	0	0
$1.2 < E \leq 1.6$	0	0	0	0	0	0	1	0
$1.6 < E$	0	0	0	0	0	0	0	1

Table 3.6 Quantized level of  $\Delta E$  in second region

Range	NB	NM	NS	NZ	ZE	PZ	PS	PM	PB
$\Delta E < -0.1$	1	0	0	0	0	0	0	0	0
$-0.1 \leq \Delta E < -0.01$	0	1	0	0	0	0	0	0	0
$-0.01 \leq \Delta E < -0.001$	0	0	1	0	0	0	0	0	0
$-0.001 \leq \Delta E < -0.0005$	0	0	0	1	0	0	0	0	0
$-0.0005 \leq \Delta E \leq 0.0005$	0	0	0	0	1	0	0	0	0
$0.0005 < \Delta E \leq 0.001$	0	0	0	0	0	1	0	0	0
$0.001 < \Delta E \leq 0.01$	0	0	0	0	0	0	1	0	0
$0.01 < \Delta E \leq 0.1$	0	0	0	0	0	0	0	1	0
$0.1 < \Delta E$	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Table 3.7 Quantized level of  $\Delta U$  in second region

$\Delta U$	NB	NM	NS	NZ	NSZ	ZE	PSZ	PZ	PS	PM	PB
-3500	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-2800	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-2100	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
-1400	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
-700	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
700	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
1400	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
2100	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
2800	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
3500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Table 3.8 Lookup table in second region

$\triangle E$ E	NB	NM	NS	NZ	ZE	PZ	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	PS	PZ	PSZ	ZE
NM	PB	PM	PM	PS	PS	PZ	PSZ	ZE	NSZ
NS	PM	PM	PS	PS	PZ	PSZ	ZE	NSZ	NSZ
NZ	PM	PS	PS	PZ	PSZ	ZE	NSZ	NSZ	NZ
PZ	PZ	PSZ	PSZ	ZE	NSZ	NZ	NS	NS	NM
PS	PSZ	PSZ	ZE	NSZ	NZ	NS	NS	NM	NM
PM	PSZ	ZE	NSZ	NZ	NS	NS	NM	NM	NB
PB	ZE	NSZ	NZ	NS	NS	NM	NM	NB	NB

## 제4장 컴퓨터 시뮬레이션 결과 및 해석

### 4.1 Fred의 제어기 [7]

본 논문의 시뮬레이션 결과의 비교평가 대상으로 선정된 Fred의 제어기는 다음과 같다.

핸들링에 있어 능동형 현가장치가 수행하는 기본적인 개념은 스프링 하 중량에 작용하는 스프링 상 중량의 횡방향으로의 하중 이동이 능동형 현가장치에 의해 전부 혹은 부분적으로 균형을 잡을 수 있다는 근거를 두고 있으며 이것은 파라메타 상에서 보면  $k_\phi$ 의 증가로 나타난다. 이것은 롤각을 감소시킬 뿐만 아니라 요잉각과 횡슬립에도 영향을 미치게 된다.

다음식을 통하여 롤강성( $k_\phi$ )의 증가가 어떻게 롤운동에 영향을 미치는지를 알 수 있다.

$$k_\phi = k_{\phi_1} + k_{\phi_2} \quad (4.1)$$

$$\text{여기서, } k_{\phi_1} = \frac{k_1 B^2}{2}, \quad k_{\phi_2} = \frac{k_2 B^2}{2} \quad (4.2)$$

위에서  $k_1, k_2$ 는 각각 전후의 휠계수(wheel rate)이며, 서스펜션 계수(stiffness)  $k_s$ 와 타이어 계수  $k_u$ 의 함수로 표현된다.

전방 휠계수의 경우 다음과 같이 표현된다.

$$k_1 = \frac{k_{s1} \cdot k_{u1}}{k_{s1} + k_{u1}} \quad (4.3)$$

이 때  $k_1$ 의 가능한 가장 큰 값은  $k_{s1} \rightarrow \infty$  일 때  $k_{u1}$ 가 된다. 이것은 스프링 상 중량의 하중 이동이 능동형 현가장치에 의해 완전하게 균형이 잡힌 경우, 즉 롤운동이 발생하지 않는 이상적인 경우이다. 그러나  $k_1 = k_{u1}$ 으로 설계하는 것으로 발생하는 문제는 감쇠기의 작용이 불가능하게 되는 데 있다. 그러므로, 저자는  $k_1$ 을  $k_{u1}$ 의 근방에서 최적치를 취하는 것으로 하였다.

Fred는 능동형 현가장치의 서스펜션 상수(effective suspension stiffness)를 다음과 같은 관계로 정의하고 있다.

$$\frac{(k_{sl})_A}{k_{sl}} = \frac{1}{1 - \Delta\%} \quad (4.4)$$

여기서  $\Delta\%$ 는 능동형 현가 장치에 의 해 균형이 잡힌 횡 방향 하중 이동의 정 도(percentage)를 의미하며 Fred는 90%의 하중 이동을 제거하도록 설계하였다. 하첨 자 A는 최적제어 능동형 시스템을 의미한 다.

#### 4.2 언더스티어, 뉴트랄스티어, 오버스티어

차량의 정상상태 특성은 대상 차량이 언더스티어, 뉴트랄스티어 혹은 오버스티 어인가에 따라 다르게 기술되는 데 이들 은 다음에 기술한 반경R인 곡선을 따라 선회할 때의 조향각( $\delta$ )에 포함된 계수값  $k_{us}$ 에 의해 결정된다.

반경 R인 곡선을 선회할 때의 조향각은 식 (2.12)와 (2.13)으로 부터 다음과 같이 표현된다.

$$\delta = \frac{(a+b)r}{V_x} + a_1 - a_2 \quad (4.5)$$

여기서  $Y_1 = \frac{bM}{L} \frac{V_x^2}{R}$ ,  $Y_2 = \frac{aM}{L} \frac{X_x^2}{R}$   
(코너링 힘)

$$a_1 = \frac{Y_1}{2C_1},$$

$$a_2 = \frac{Y_2}{2C_2}, \quad (\text{슬립각})$$

$$r = \frac{V_x}{R} \text{ 이다.}$$

이 관계식들을 대입하면 조향각에 대한 결과식은

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{(a+b)}{R} + \frac{Mg}{2(a+b)} \left( \frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right) \frac{V_x^2}{gR} \\ &= \frac{(a+b)}{R} + K_{us} \frac{V_x^2}{gR} \end{aligned} \quad (4.6)$$

로 표현되고, 여기서,

$$K_{us} = \frac{Mg}{2(a+b)} \left( \frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right) \quad (4.7)$$

로 정의하고 이것을 언더스티어 계수라 한다.

(4.6)식은 차량의 정상 상태 거동에 대 한 지배 방정식이며, 정적(static) 조건하 에서 무게 Mg는 전축과 후축에 대한 식 으로 다시 쓸 수 있으므로 선회시 조향각 은 휠 베이스(wheel base), 중량 분포, 전 방 속도, 타이어 코너링 계수에 관계가 있 음을 알 수 있다.

$K_{us} = 0$ 일 경우를 뉴트랄스티어(neutral steer) 차량이라 부르고 이 경우 R이 주어 지면, 조향각은 전방 속도에 무관하다.

$K_{us} > 0$ 일 경우는 언더스티어 차량이 라 하고, 이 경우 주어진 곡선을 선회하기 위한 조향각은  $V_x^2$ 에 비례하여 증가한다.

$K_{us} < 0$ 일 경우는 오버스티어 차량이 라 하고, 이 때 주어진 곡선을 선회하기 위한 조향각은  $V_x^2$ 에 비례하여 감소한다 [10,11].

#### 4.3 차량의 응답

핸들링 모델에서는 각각 차량의 위치 ( $x, y$ ), 롤각( $\phi$ ), 요잉 속도( $r$ ), 횡 슬립 ( $\beta$ ), 횡 방향 가속도 ( $a_L$ )의 응답 특성을 평가하게 되는데 차량의 위치와 횡 슬립, 횡 방향 가속도는 다음과 같이 표현한다.

고정된 좌표계를  $t = 0$ 에서 차량의 길 이 방향과 횡 방향에 일치시키면 차량의 방향각은

$$\psi(t) = \int_0^t r(\tau) d\tau \quad (4.8)$$

이며, 차량의 위치성분들은 고정된 좌표축 에서 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$x(t) = \int_0^t [V_x(\tau) \cos(\psi(\tau)) - V_y(\tau) \sin(\psi(\tau))] d\tau \quad (4.9)$$

$$y(t) = \int_0^t [V_x(\tau) \sin(\psi(\tau)) + V_y(\tau) \cos(\psi(\tau))] d\tau \quad (4.10)$$

횡슬립은 차량의 길이방향 속도에 대한 횡 방향 속도의 비로써 정의 한다. 즉,

$$\beta = \frac{V_y}{V_x} \quad (4.11)$$

횡 방향 가속도는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$a_L = \dot{V}_y + V_x r \quad (4.12)$$

#### 4.4 시뮬레이션 결과

제어 대상은 식(2.44)의 상태 방정식으로 표현되는 언더스티어 차량과 오버스티어 차량으로 하고, 샘플링 타임은 0.005 sec이다. 각각 조건이 다른 다음과 같은 3가지 경우에 대해 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한다.

첫째 경우 : 5초 동안  $\delta = 1^\circ$ 의 스텝 입력,  $V_x = 100$  km/hr

둘째 경우 : 3초까지  $\delta = 1^\circ$ , 3초 이후는  $\delta = 0$ ,  $V_x = 100$  km/hr

셋째 경우 : 1초까지는  $\delta = 1^\circ$ ,  $V_x = 100$  km/hr,

3초까지는  $\delta = 1^\circ$ ,  $V_x = 100$  km/hr +  $2t$  m/s<sup>2</sup>

3초 이후는  $\delta = 0^\circ$ ,  $V_x = 114.4$  km/hr(가속후의 값)

위와 같은 조건들에 대해 제어를 하지 않는 시스템(수동형), Fred[7]가 제안한 수동형 시스템의 5배의 롤 계수를 갖는 시스템, 그리고 퍼지 제어기에 의한 능동형 시스템의 시간 응답을 구하였다. 시뮬레이션 결과는 Fig 4.1 - Fig 4.18에 주어졌다.

Fig 4.1 - Fig 4.6은 선회하는 동안, 즉 첫번째 경우의 응답을 보여준다. Fig 4.2에서 보인 바와 같이 퍼지 제어를 이용한 능동형 시스템은 Fred의 시스템과 수동형 시스템에 비해 롤 각이 현저하게 감소하며 각의 정상상태 값이 0이 되었다. 그러나 제어력의 증가로 인해 댐핑(damping)효과가 감소하여 수동형 시스템에 비해 롤 응답이 부드럽지 못함을 보여주고 있다. Fig 4.3 - Fig 4.5에서 선회 속도와

횡 슬립 그리고 횡 가속도는 응답이 빠라지고 정상상태 이득이 증가함을 보여주고 있다.

Fig 4.7 - Fig 4.12는 외란을 가하고 시간이 경과한후 외란을 제거한 두번째 경우, 즉 차선 변경시와 같은 응답을 보여준다. 퍼지 제어기에 의한 능동형 시스템은 외란이 가해지는 동안 롤 각의 값이 0의 상태로 되었다가 외란을 제거 한 후 반대방향으로 롤운동이 발생하고 있음을 보여주고 있다.

Fig 4.13 - Fig 4.18은 선회하는 동안 가속을 한 후 직진 할 경우, 즉 세번째 경우의 응답을 보여 주고 있다. 선회시 가속을 하는 동안 다른 시스템의 롤 응답이 급격한 증가를 보이는 반면, 퍼지 제어기에 의한 능동형 시스템은 위의 차선 변경시와 유사한 응답을 보여주고 있다. Fig 4.6과 Fig 4.12 그리고 Fig 4.18은 제어시 발생하는 전축의 선회 내측 제어력을 보여주고 있다.

언더스티어와 오버스티어 응답의 차이는 앞에서 살펴본 단순화된 모델(언더스티어 계수)의 요 이득(yaw gain)으로 설명 할 수 있고 요 이득은 다음과 같이 정의한다.

$$G_{yaw} = \frac{r}{\delta} = \frac{\frac{V_x}{R}}{\frac{l}{R} + K_{us} \frac{V_x^2}{gR}} = \frac{V_x}{l + K_{us} \frac{V_x^2}{g}} \quad (4.13)$$

여기서 오버스티어인 경우  $K_{us}$ 가 음이고 언더스티어인 경우  $K_{us}$ 가 양이므로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

$$G_{yaw}(\text{oversteer}) > G_{yaw}(\text{understeer}) \quad (4.14)$$

## 제5장 결 론

오버스티어와 언더스티어의 정상 상태 특성을 갖는 차량 모델에 Fred의 연구에



사용된 차량 파라미터를 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째, 일반적으로 능동형 현가장치는 언더스티어 차량 보다 오버스티어 차량에서 제어 효과가 더 크게 나타난다.

둘째, 다른 시스템에 비해 퍼지 제어기에 의한 능동형 시스템은 선회시 롤각의 현저한 감소와 더불어 횡 가속도와 선회 속도의 응답이 빨라지고 정상 상태 이득이 커져 차량의 조종안전성 측면에서 유리함을 확인 할 수 있다.

셋째, 차선 변경시 다른 시스템에 비해 퍼지 제어기에 의한 능동형 시스템인 경우 비교적 적은 롤의 변화를 가지지만 역롤 현상이 발생하고있다.

네째, 가속과 동시에 선회하는 경우 다른 시스템의 롤 응답에 비해 퍼지제어기에 의한 능동형 시스템은 롤의 변화가 적어 가속시에도 타시스템에 비해 제어효과가 크게 나타난다.

다섯째, 3가지 경우에 대한 시뮬레이션 결과 롤운동을 제어하는 퍼지 제어기에 의한 능동형 시스템은 다른 시스템에 비해 롤의 변화가 적고 제어시 발생하는 제어력이 실현가능한 것으로 판단된다.

### 참고문헌

- [1]. 장병주, "자동차 공학",동명사, ch5., 1991
- [2]. John L. Yester, et al. "Design and Automatic Tuning of Fuzzy Logic Control for an Active Suspension", Wayne State University, Detroit, MI.
- [3]. S. Roukien, et al. "Design of Semi-Active Automotive Suspension Using Fuzzy Logic", IFAC World Congress Sydney, 1993.
- [4]. Karnopp, D. "Design Principles for Vibration Control Systems Using Semi-Active Dampers", J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control 112, pp.448-453.
- [5]. D. L. Margolis, and D. Hrovat, "Semi-Active heave and pitch control of a high speedtracked air cushion vehicle", Intersociety Transportation Conference, Los Angeles, California, July 1976.
- [6]. A. G. Thompson, et al. "Active Suspension with Vibration Absorbers and Optimal Output Feedback Control, SAE, 1984.
- [7]. Chen, Hung-Hus Fred, et al., "Ride and Attitude Control of Active Suspensions", Ohio State University, ch1-5., 1990.
- [8]. W. Foag, "A practical Control Concept for Passenger Car Active Suspension with Preview." IMechE. pp.43-50, 1988.
- [9]. 김혁, 윤용산, "신경회로망을이용한 예견능동 현가장치"한국자동차공학회, pp.15-22, 1993.
- [10]. L.Segel., "Analysis and Prediction of the Dynamic Behavior of Motor Vehicle".
- [11]. D.E. Cole., "Elementary Vehicle Dynamic".
- [12]. Thomas D. Gillespie., "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, 1992.
- [13]. J. Y. Wong., "Theory of Ground Vehicles", Wiley, 1978.
- [14]. John L. Yester, et al. "Fuzzy Logic Controller for Active Suspension", Ford Motor Co., 1992.
- [15]. 전인홍,이광록, "기본적인 퍼지이론과 응용", 교학사, 1992.
- [16]. 이광형,오길록, "퍼지 이론 및 응용", 홍릉과학출판사, 1992.
- [17]. 김연환, et al. "공압식 반능동형 자동차 현가장치의 롤 제어기 설계, "한국 자동차공학회, pp.366-373, 1993.

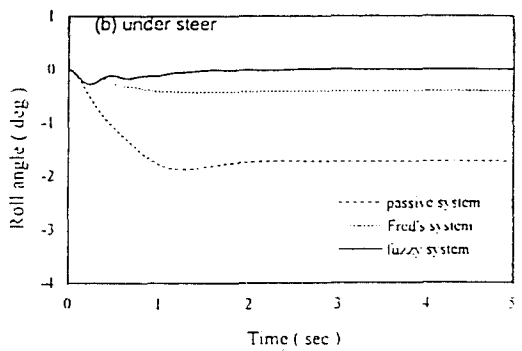
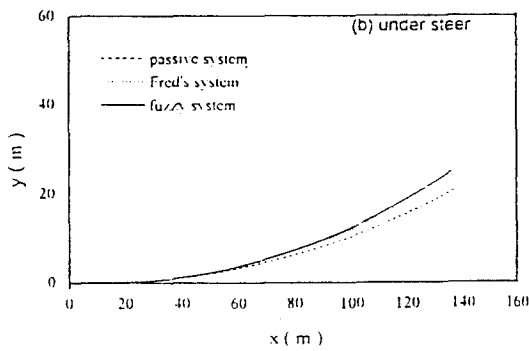
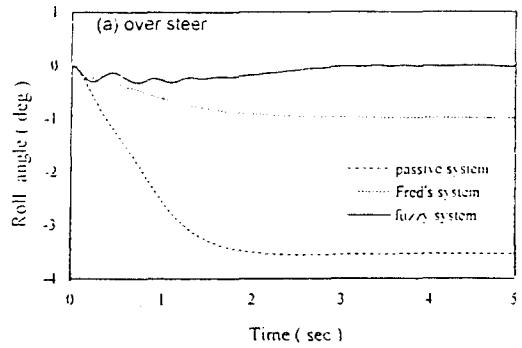
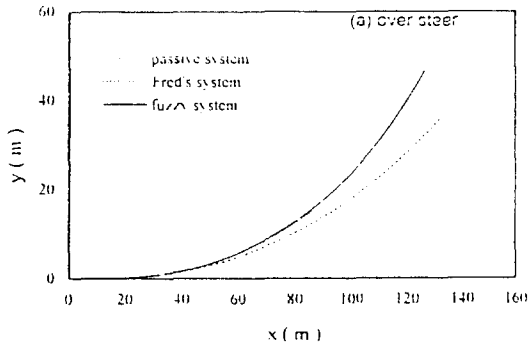


Fig 4.1 Trajectory of a vehicle for case: ( $\delta=1$ ,  $V_x=100$ (Km/h) during the first 5 seconds)

Fig 4.2 Roll angle of a vehicle for case: ( $\delta=1$ ,  $V_x=100$ (Km/h) during the first 5 seconds)

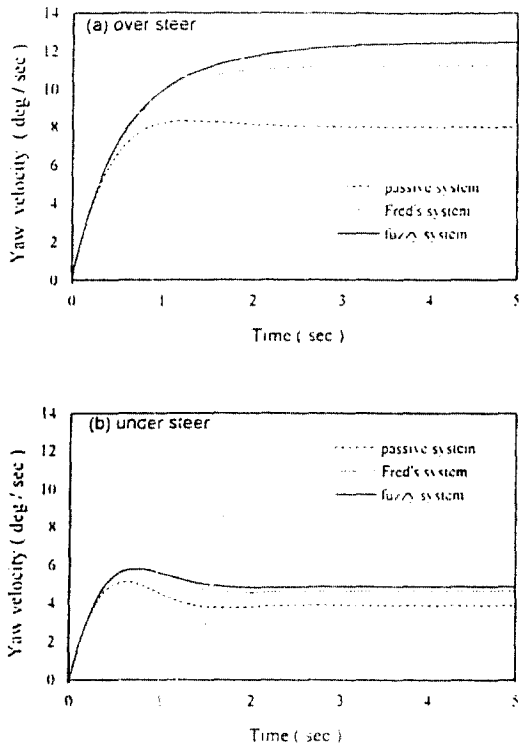


Fig 4.3 Yaw velocity of a vehicle for case: ( $\delta=1$ ,  $V_x=100$ (Km/h) during the first 5 seconds)

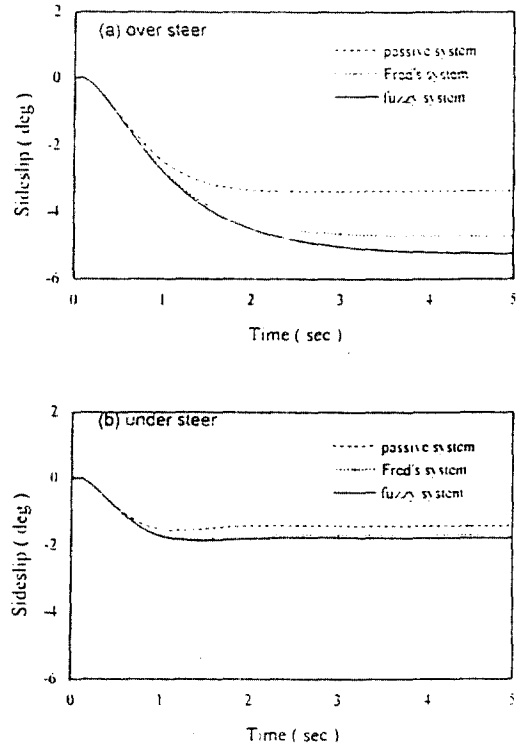


Fig 4.4 Sideslip of a vehicle for case: ( $\delta=1$ ,  $V_x=100$ (Km/h) during the first 5 seconds)

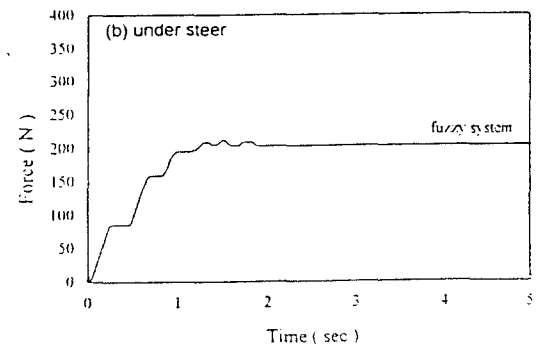
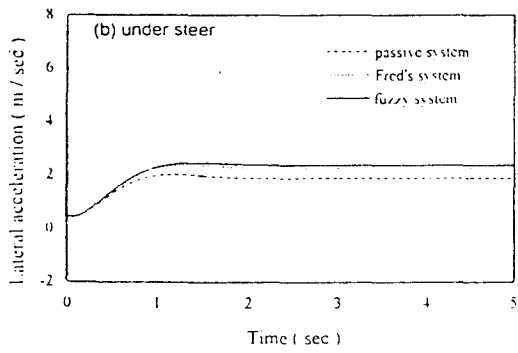
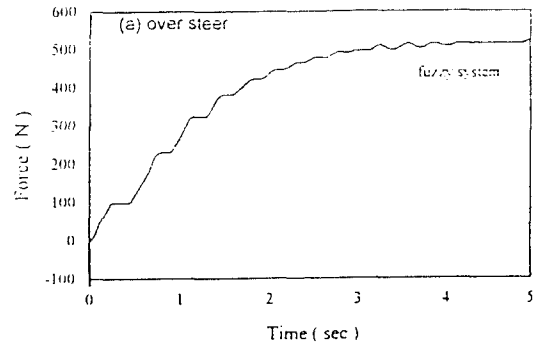
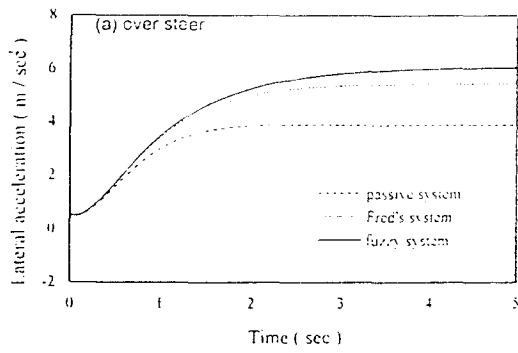


Fig 4.5 Lateral acceleration of a vehicle for case:(  $\delta = 1$ ,  $V_x = 100(\text{Km/h})$  during the first 5 seconds)

Fig 4.6 Force of left front for case:(  $\delta = 1$ ,  $V_x = 100(\text{Km/h})$  during the first 5 seconds)

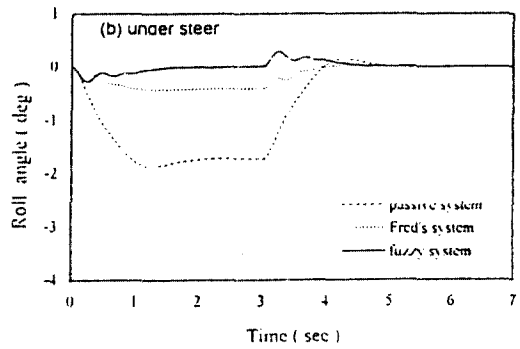
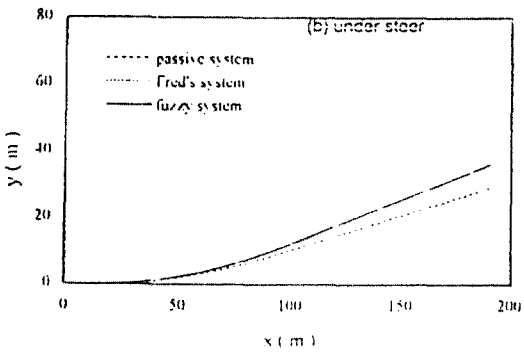
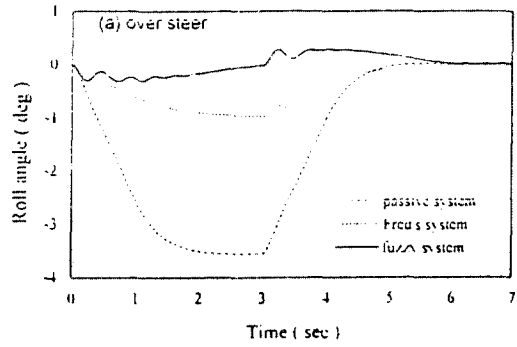
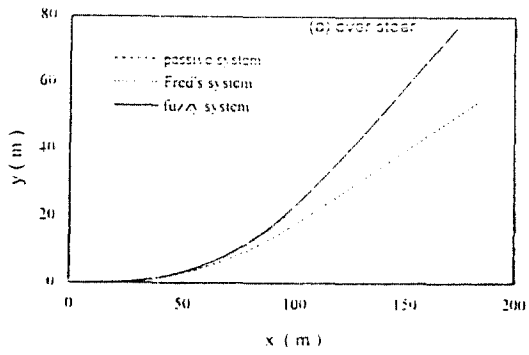


Fig 4.7 Trajectory of a vehicle for case2: ( $\delta=1$ ,  $V_x=100(\text{Km/h})$  during the first 3 seconds,  $\delta=0$ ,  $V_x=100(\text{Km/h})$  after 3 seconds)

Fig 4.8 Roll angle of a vehicle for case2: ( $\delta=1$ ,  $V_x=100(\text{Km/h})$  during the first 3 seconds,  $\delta=0$ ,  $V_x=100(\text{Km/h})$  after 3 seconds)

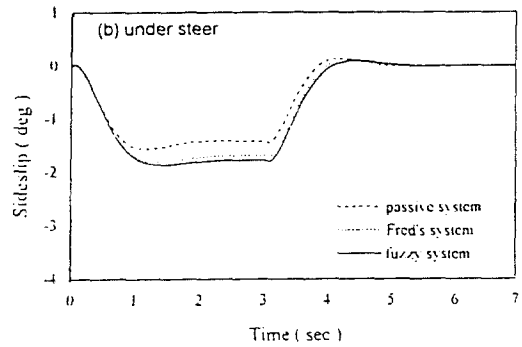
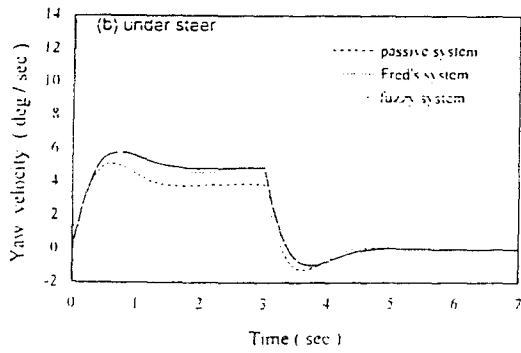
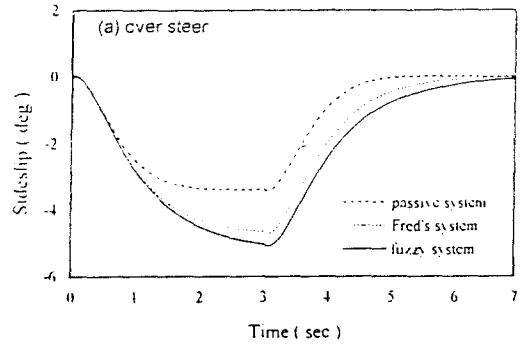
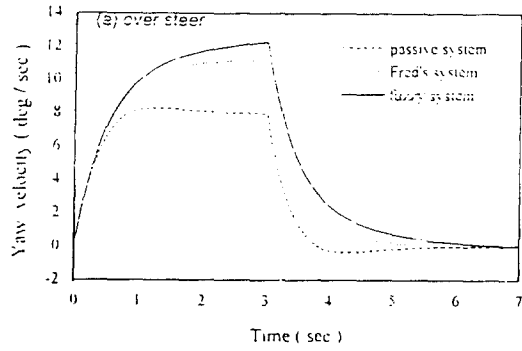


Fig 4.9 Yaw velocity a vehicle for case2: ( $\delta = 1, V_x = 100(\text{Km/h})$  during the first 3 seconds,  $\delta = 0, V_x = 100(\text{Km/h})$  after 3 seconds)

Fig 4.10 Sideslip of a vehicle for case2: ( $\delta = 1, V_x = 100(\text{Km/h})$  during the first 3 seconds,  $\delta = 0, V_x = 100(\text{Km/h})$  after 3 seconds)

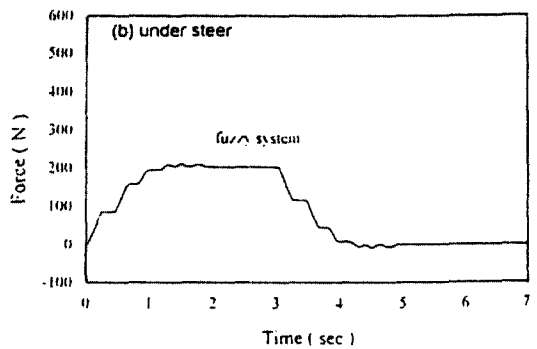
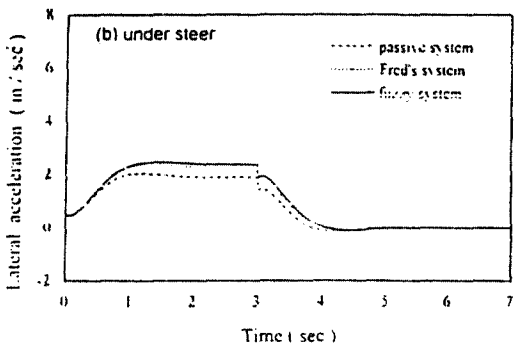
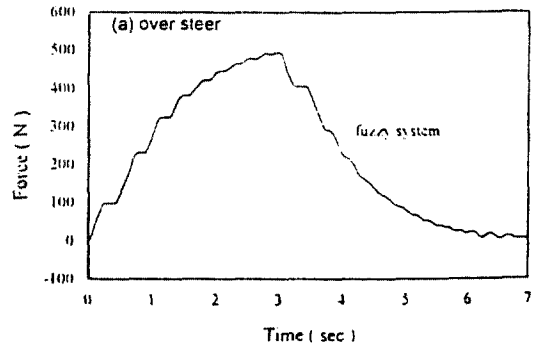
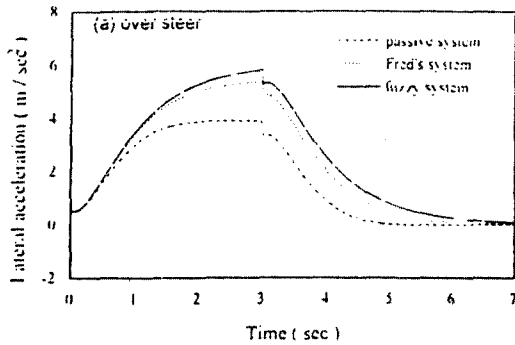


Fig 4.11 Lateral acceleration of a vehicle for case2: ( $\delta = 1, V_x = 100(\text{Km/h})$  during the first 3 seconds,  $\delta = 0, V_x = 100(\text{Km/h})$  after 3 seconds)

Fig 4.12 Force of left front for case2: ( $\delta = 1, V_x = 100(\text{Km/h})$  during the first 3 seconds,  $\delta = 0, V_x = 100(\text{Km/h})$  after 3 seconds)

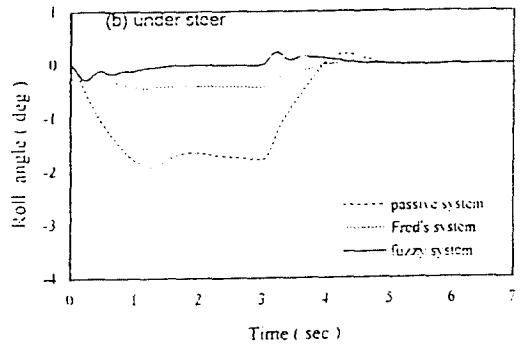
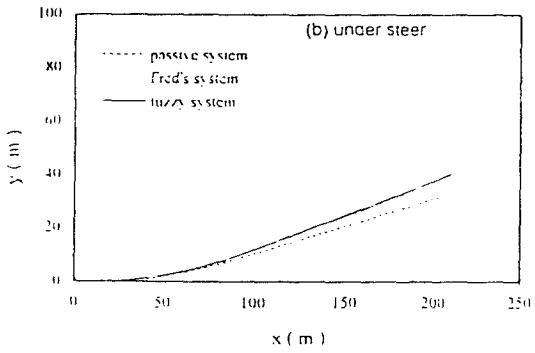
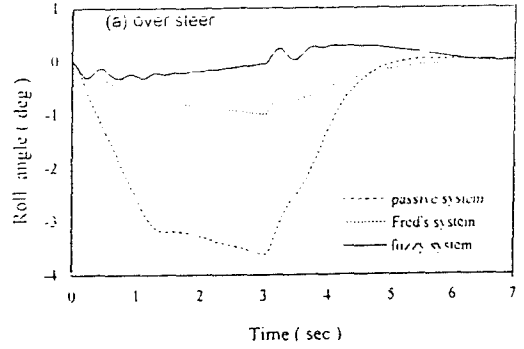
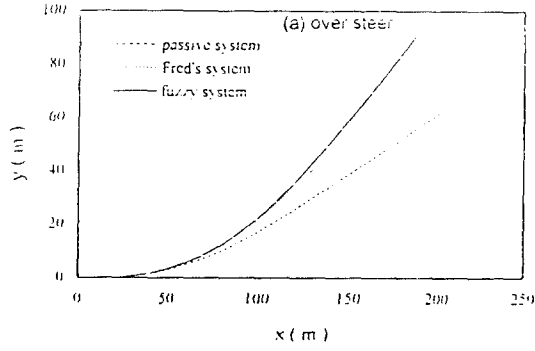


Fig 4.13 Trajectory of a vehicle for case3: ( $\delta=1$ ,  $V_x=100(\text{Km/h})$  during the first 1 seconds,  $\delta=1$ ,  $V_x=100+2t(\text{Km/h})$  during 1 to 3 seconds,  $\delta=0$ ,  $V_x=114.4(\text{Km/h})$  after acceleration)

Fig 4.14 Roll angle of a vehicle for case3: ( $\delta=1$ ,  $V_x=100(\text{Km/h})$  during the first 1 seconds,  $\delta=1$ ,  $V_x=100+2t(\text{Km/h})$  during 1 to 3 seconds,  $\delta=0$ ,  $V_x=114.4(\text{Km/h})$  after acceleration)



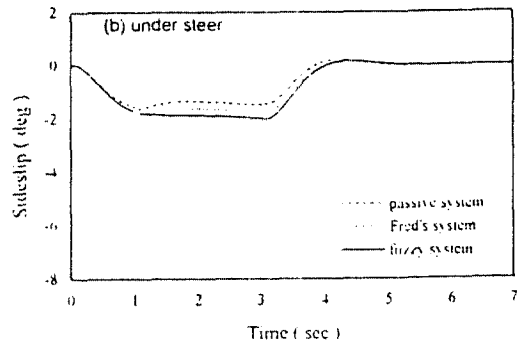
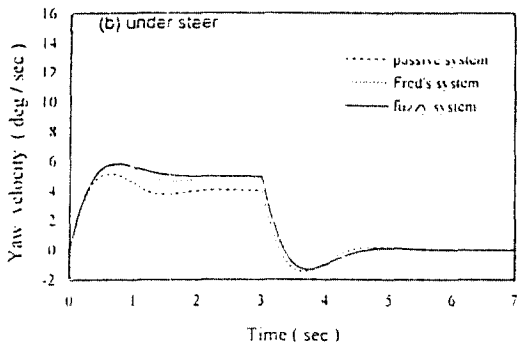
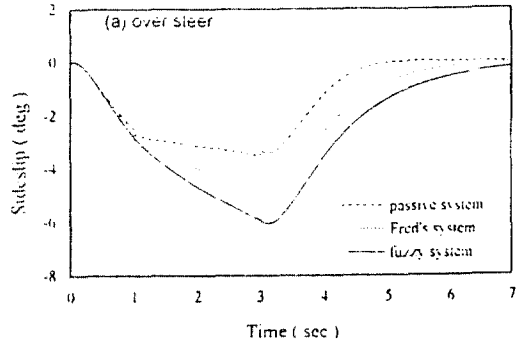
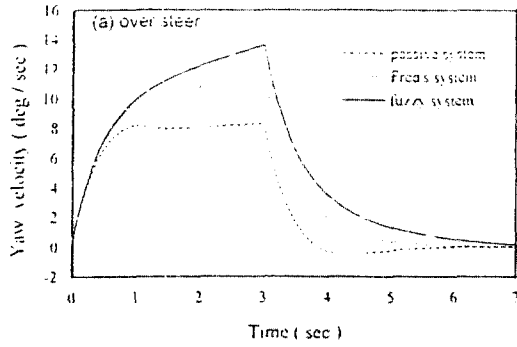


Fig 4.15 Yaw velocity of a vehicle for case3: ( $\delta=1, V_x=100(\text{Km/h})$  during the first 1 seconds,  $\delta=1, V_x=100+2t(\text{Km/h})$  during 1 to 3 seconds,  $\delta=0, V_x=114.4(\text{Km/h})$  after acceleration)

Fig 4.16 Sideslip of a vehicle for case3: ( $\delta=1, V_x=100(\text{Km/h})$  during the first 1 seconds,  $\delta=1, V_x=100+2t(\text{Km/h})$  during 1 to 3 seconds,  $\delta=0, V_x=114.4(\text{Km/h})$  after acceleration)

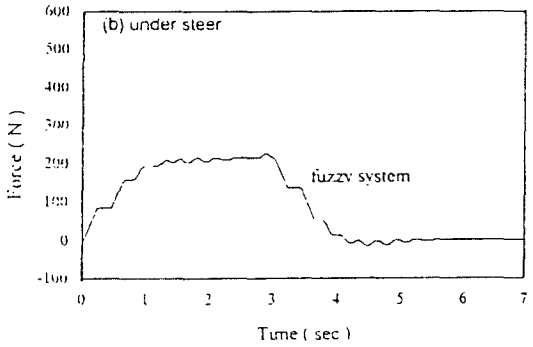
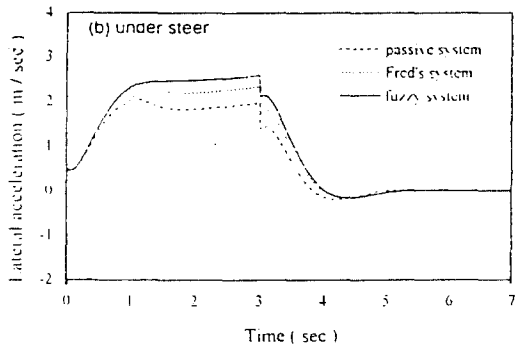
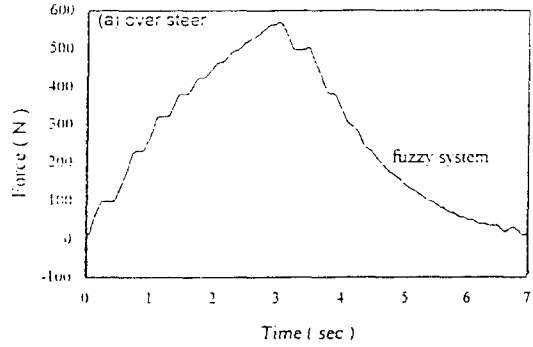
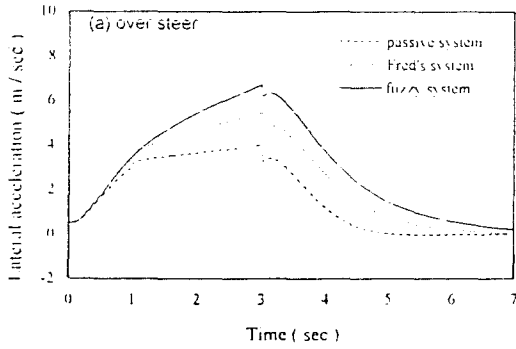


Fig 4.17 Lateral acceleration of a vehicle for case3: ( $\delta=1, V_x=100(\text{Km/h})$  during the first 1 seconds,  $\delta=1, V_x=100+2t(\text{Km/h})$  during 1 to 3 seconds,  $\delta=0, V_x=114.4(\text{Km/h})$  after acceleration)

Fig 4.18 Force of left front for case3: ( $\delta=1, V_x=100(\text{Km/h})$  during the first 1 seconds,  $\delta=1, V_x=100+2t(\text{Km/h})$  during 1 to 3 seconds,  $\delta=0, V_x=114.4(\text{Km/h})$  after acceleration)