

<논문> SAE NO. 2000-03-0100

## 차량 안정성 향상을 위한 제어기 설계

### Design of Control Logics for Improving Vehicle Dynamic Stability

허 승진\*, 박 기홍\*, 이 경수\*\*, 나 혁민\*, 백 인호\*  
Seung-Jin Heo, Kihong Park, Kyongsu Yi, Hyuck-Min Na, Inho Paik

#### ABSTRACT

The VDC(Vehicle Dynamics Control) is a control system whose target is to improve stability of a vehicle under lateral motion. A lateral vehicle motion, especially on a slippery road, can lead to a hazardous situation, and the situation can even worsen by the driver's inappropriate response. In this paper, two VDC systems, a fuzzy-based controller and an LQR-based controller have been developed. The controllers take as input the yaw rate and the sideslip angle of either body or rear wheel, and they yield the direct yaw moment signal by which the vehicle can gain stability during cornering. Simulations have been conducted to evaluate the performance of the control systems. The results indicated that the controllers can successfully improve vehicle stability under potentially dangerous driving conditions.

주요기술용어: Vehicle Dynamics Control(VDC), Direct Yaw Moment Control(DYC), Fuzzy Control, Linear Quadratic Regulator(LQR)

#### Nomenclature

$\gamma$  : yaw rate  
 $\beta$  : body sideslip angle  
 $v$  : vehicle speed  
 $v_c$  : vehicle characteristic speed  
 $\delta_f$  : steer angle of front wheel  
 $Y$  : wheel side force  
 $m$  : body mass  
 $I$  : body moment of inertia about z axis  
 $\mu$  : road frictional coefficient  
 $\alpha$  : wheel sideslip angle

#### Subscripts

$f, r$  : front, rear  
 $d$  : desired

#### 1. 서론

1970년대 말부터 실용화되기 시작한 차량의 제 동시 바퀴잠김 방지시스템(ABS)은 1980년대에 들어서 차량의 구동시 바퀴미끄럼 방지시스템(TCS)으로 발전되어 차량의 제동 및 구동 성능의 향상에 획기적인 기여를 하였다. 그러나 이들 시스템은 급격한 구동 및 제동시에 나타나는 차량의 횡방향 미끄럼 및 회전 운동에 대한 안정성은 제

\* 회원, 국민대학교 자동차공학대학원

\*\* 회원, 한양대학교 기계공학부

공할 수 없었다. 이에 대한 대책으로 1990년대에 들어서는 진보된 ABS/TCS시스템으로서 이른바 차량 안정성 제어(VDC: Vehicle Dynamics Control) 시스템이 도입되었다.

VDC의 기본 제어개념은 각 바퀴의 제동력을 독립적으로 제어하므로써 차량에 보상 요모멘트를 발생시켜 차량의 자세를 제어하는 원리이다. VDC는 기존의 ABS/TCS시스템을 바탕으로 하기 때문에 저비용으로 구현이 가능하다는 장점을 가진다.

VDC의 연구분야는 크게 3분야로 구분될 수 있다. 1. 차량의 주행상태에 대한 안정성 판별 및 제어 알고리즘 분야, 2. 직접적인 계측이 어려운 차량상태와 환경을 예측하는 추정기 설계 분야, 3. 제동력 배분에 의한 보상 요모멘트를 발생시키는 액츄에이터 분야가 그것이다. 본 논문은 이들 가운데 첫째 분야의 연구이며, 본 연구와 더불어 추정기 설계에 관한 연구가 또한 수행되었다.<sup>1)</sup> 본 연구에서는 실측이 어려운 물리량에 대해서 신뢰 있는 추정이 가능하다는 전제 하에 제어를 설계하였다.

차량의 안정성 판별을 위한 제어기의 입력변수로는 요속도(yaw rate)와 함께 차체의 미끄럼각(body sideslip angle)을 사용하였다. 이는 요속도만으로 차량의 안정성을 판별할 경우, 궤적추종 성능은 우수할 수 있으나 저마찰 노면에서 차량의 자세는 나빠질 수 있다는 연구결과에 기초한 것이다.<sup>2)</sup>

최근들어 차량 안정성 제어에 관한 연구는 다양한 방법으로 진행되어 왔다. 이들을 살펴보면 PID의 고전적인 제어기를 적용하는 경우가 많으며 Van Zanten의 제동토크 산출기법의 경우가 대표적인 예이다.<sup>2)</sup> 또 다른 연구에서는 차량 제어에 필요한 보상 요모멘트를 dugoff 타이어 모델 등을 사용하여 해석적으로 구하며 타이어 모델을 구현하는데 필요한 변수값은 추정기에 의존하는 방법도 사용되었다.<sup>3)</sup> Yoshioka 등은 슬라이딩 모드 제어 기법을 적용하였다.<sup>4)</sup>

본 연구에서는 제어기의 설계를 위하여 퍼지이

론과 linear quadratic regulator(LQR)의 최적제어 이론을 사용하였다. 저마찰 노면에서 이들 제어기를 사용하여 차량의 선회운동에 관한 시뮬레이션을 수행한 결과 차량의 안정성이 상당히 향상되는 것을 관찰할 수 있었다.

## 2. 차량모델과 타이어모델

Fig. 1은 본 논문에서 사용된 차량모델을 나타낸다.

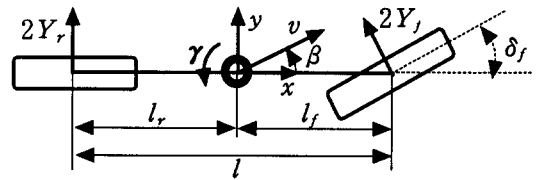


Fig. 1 Vehicle dynamic model

이 차량모델의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m v (\beta + \gamma) = 2Y_f + 2Y_r \tag{1}$$

$$I \dot{\gamma} = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r + N \tag{2}$$

윗 식에서  $N$ 은 제동력 배분에 의한 보상 요모멘트를 나타낸다.

다음은 본 연구에서 사용된 비선형 타이어 모델을 나타낸다.

$$Y = -C \frac{\mu}{K} \tan^{-1} \left( -\frac{K}{\mu} \alpha \right) \tag{3}$$

여기서  $C$ 는 차륜의 선형 코너링 탄성계수,  $K$ 는 비선형 타이어 모델에 대한 실험적 보정계수를 나타낸다.<sup>5)</sup> 전륜과 후륜의 미끄럼각  $\alpha_f$ 와  $\alpha_r$ 은 다음과 같이 표현된다.

$$\alpha_f = -\delta_f + \beta + \frac{l_f}{v} \gamma \tag{4}$$

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r}{v} \gamma \tag{5}$$

Fig. 2는 식(3)으로부터 얻은 타이어의 비선형 특성곡선으로 노면 마찰계수 0.3에 해당한다.

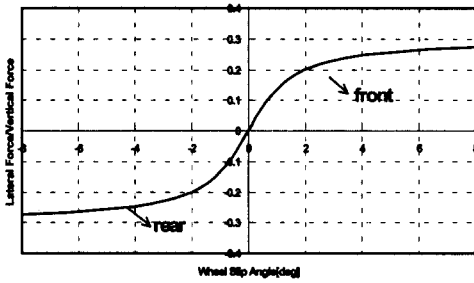


Fig. 2 Tire characteristic curve ( $\mu = 0.3$ )

### 3. 퍼지 제어기

본 장에서는 퍼지이론을 사용하여 본 연구에서 설계한 차량 안정성 제어 시스템에 대해 살펴본다. 퍼지 제어기술의 장점으로는 전문가 지식을 활용한 제어가 가능하고, 비선형성이 큰 시스템에 대해 선형 제어기에 비해 효과적인 제어가 가능하고, 정량적인 제어함수의 정의가 어려운 경우 인간의 언어적 추론에 의하여 효과적인 제어변수 값을 계산할 수 있다는 점 등을 들 수 있다.

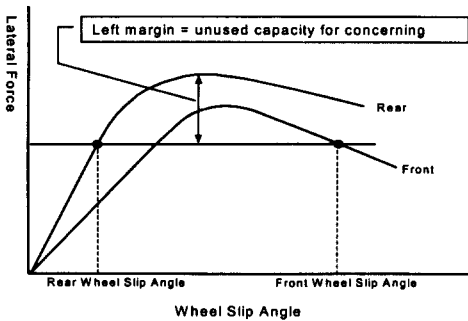


Fig. 3 Lateral force of front and rear wheels

퍼지이론을 활용한 본 연구의 VDC시스템의 제어개념은 다음과 같다. 차량이 선회운동 도중 노면의 마찰한계를 넘어 설 경우 일반적으로 전륜의 횡력은 후륜에 비하여 먼저 포화영역에 도달하게 된다. 따라서 후륜은 전륜에 비해 상대적으로 횡력에 대한 여유를 갖게 되는데 이를 그림으로 나

타내면 Fig. 3과 같다.

Fig. 3과 같은 차륜의 횡방향 동특성을 고려하여 본 논문의 퍼지 제어기에서는 차체의 미끄럼각 대신 후륜의 미끄럼각을 제어기의 입력으로 받아들이도록 선정하였다. Fig. 4는 퍼지이론을 이용한 차량 안정성 제어기의 블록선도를 나타낸다.

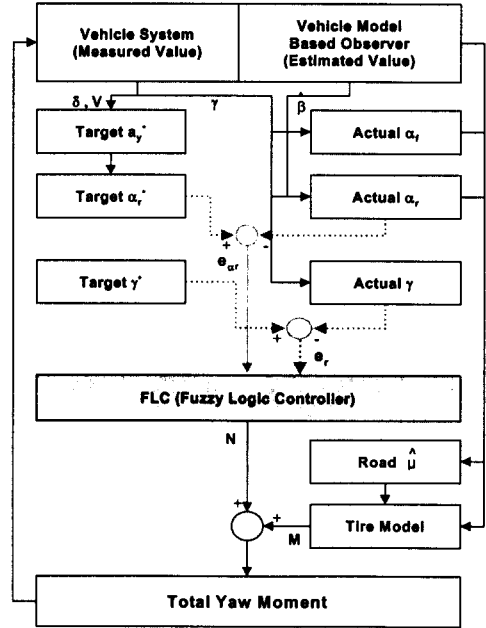


Fig. 4 Block diagram of fuzzy VDC

퍼지 제어기는 현재의 조향각에 대해 요속도의 목표값과 후륜 미끄럼각의 목표값을 설정하고, 이들 값과 실제값 사이의 오차로써 차량의 안정성을 판별한다. 먼저 요속도의 목표값은 다음과 같이 계산된다.

$$\gamma^* = \frac{k_r}{1 + \tau_r s} \delta_f \quad (6)$$

위 식에서  $s$ 는 라플라스 변환자이고,  $k_r$ 은 선형 타이어 모델로써 계산된 조향각에 대한 요속도의 정상상태 이득이며,  $\tau_r$ 는 시상수이다.

후륜 미끄럼각의 목표값은 다음과 같다.

$$\alpha_r^* = \frac{a_y^* m l_f}{IC_r} \quad (7)$$

위 식에서  $a_y^*$ 는 횡가속도의 목표값으로 다음과 같다.

$$a_y^* = \frac{v^2}{l} \frac{\delta_f}{\left(1 + \frac{v^2}{v_c^2}\right)} \quad (8)$$

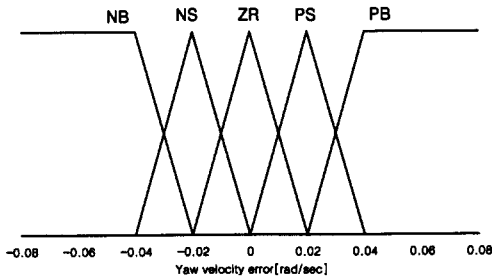
식(7)과 (8)은 선형 타이어 모델을 사용한 1/2 차량의 정상상태 선회응답으로부터 얻어진 식이다. 또한 식(7)의 후륜 미끄럼각에 다음과 같은 제한조건을 부가하였다.

$$|\alpha_r^*| < \frac{K_{peak} \mu m l_f}{IC_r} \quad (9)$$

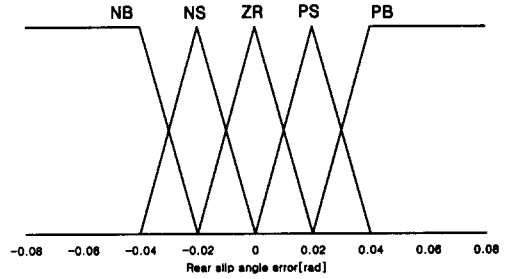
식(9)는 타이어 횡력이 차륜에 가해지는 수직하중에 노면 마찰계수를 곱한 값보다 클 수 없다는 사실을 나타낸다. 식(9)에서  $K_{peak}$ 는 보정계수를 나타낸다.<sup>6)</sup>

요속도의 실제값은 센서로써 직접 측정할 수 있으며, 후륜 미끄럼각의 실제값은 측정된 요속도와 관측기로부터 계산된 차체 미끄럼각  $\beta$ 을 이용하여 식(5)로부터 구할 수 있다.

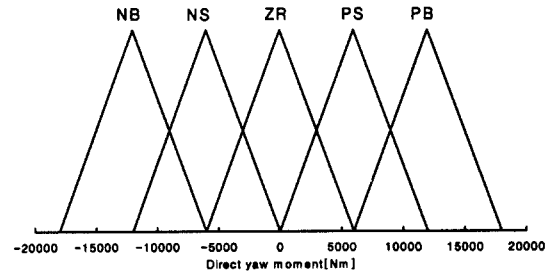
상기한 바와 같이 계산된 요속도와 후륜 미끄럼각에 대한 제어오차는 Fig. 5(a)와 (b)의 퍼지 소속함수로 표현되며, 이들은 차량의 선회시 안정성 제어를 위해 Fig. 5(c)의 보상 요모멘트 퍼지 소속함수와 후에 소개될 퍼지 규칙기반(rule base)을 통하여 연계된다.



(a) Yaw rate error



(b) Rear wheel slip angle error



(c) Compensation yaw moment

Fig. 5 Fuzzy membership functions

차량의 보상 요모멘트 계산을 위한 퍼지 제어기의 규칙기반은 Table 1과 같이 설계되었다.

Table 1 Fuzzy rule base

Direct Yaw Moment	Rear Slip Angle Error					
	NB	NS	ZR	PS	PB	
Yaw Rate Error	NB	NB	NB	ZR	PB	PB
	NS	NB	NB	ZR	PB	PB
	ZR	NB	NS	ZR	PS	PB
	PS	NB	NB	ZR	PB	PB
	PB	NB	NB	ZR	PB	PB

차량의 선회시 가장 위험한 상황으로는 스피너 상을 들 수 있다. 차량의 스피너는 운전자에게 불안감을 줌은 물론, 운전자의 비정상적인 조향반응으로 더 큰 위험이 초래될 수 있다. 따라서 본 퍼지

제어기의 규칙은 스펜을 최우선적으로 억제하도록 설계되었다. 즉 Table 1을 보면 후륜 미끄럼각이 큰 경우(PB 또는 NB) 퍼지 제어기는 요속도에 관계없이 최대의 보상 요모멘트를 발생한다.

#### 4. 최적 제어기

이 장에서는 linear quadratic regulator(LQR)의 최적제어 이론을 이용하여 개발된 차량 안정성 제어기에 대해 살펴본다. 먼저 제어기 설계를 위한 차량의 운동방정식은 다음과 같은 상태방정식으로 나타내어질 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, N, \delta_f) \quad (10)$$

윗 식에서  $\mathbf{x} = [\beta \ \gamma]^T$  이고  $\mathbf{f}$ 는 식(1)과 (2)에 의해 정의되며 타이어 모델은 식(3)과 같이 정의된다. 식(3)의 arctan 인자의 값이 작다고 가정하면 타이어의 횡력은 타이어 미끄럼각만의 선형 함수가 되며 이에 따라 식(10)은 다음과 같은 선형방정식으로 근사화될 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}N + \mathbf{E}\delta_f \quad (11)$$

식(10), (11)에서 제어변수는 보정 요모멘트  $N$  이고 전륜 조향각  $\delta_f$ 는 외란으로 간주될 수 있다.

상태변수 제어기로 먼저  $N = -\mathbf{C}_x \mathbf{x}$ 의 식을 생각할 수 있다. 하지만 이 제어기로는 0이 아닌  $\delta_f$ 에 대해 효율적으로 대처하지 못함을 알 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 본 연구에서는 다음과 같은 제어기를 설계하였다.

$$N = N_d - \mathbf{C}_x(\mathbf{x} - \mathbf{x}_d) \quad (12)$$

윗 식에서  $\mathbf{x}_d$ 는 주어진  $\delta_f$ 에 대한 상태변수의 정상상태 목표값이며,  $N_d$ 는 이러한 상태변수의 목표값을 얻기 위해 필요한 보정 요모멘트를 나타낸다.

변수의 목표값들은 다음과 같이 계산되었다. 먼저 요속도의 목표값  $\gamma_d$ 는 식(13)에 의해 계산되었다.

$$\gamma_d = \frac{v}{(l_f + l_r) \left(1 + \frac{v^2}{v_c^2}\right)} \cdot \delta_f \quad (13)$$

이는 일반 노면 상황에서 전륜 조향각에 대한 요속도의 정상상태 값을 나타낸다. 식(13)의  $\gamma_d$ 를 사용함으로써 제어기는 저마찰 노면에서도 일반 노면에서의 선회운동 특성을 내고자 노력하게 된다. 차체 미끄럼각의 목표값  $\beta_d$ 는 0으로 선정하였다. 보정 요모멘트의 목표값  $N_d$ 는 식(11)의 두 번째 식에  $\dot{\gamma} = 0$ 과  $\mathbf{x} = \mathbf{x}_d$ 의 식을 대입하여 계산하였다.

위와 같은 계산으로 상태변수의 목표값과 보정 요모멘트의 목표값은 모두 전륜 조향각의 함수가 되며 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\mathbf{x}_d = -\mathbf{C}_x \delta_f \quad (14)$$

$$N_d = -\mathbf{C}_N \delta_f \quad (15)$$

식(14)와 (15)를 식(12)에 대입하면 다음의 식을 얻는다.

$$N = -\mathbf{C}_x \mathbf{x} - \mathbf{C}_\delta \delta_f \quad (16)$$

$$\text{where } \mathbf{C}_\delta = \mathbf{C}_N + \mathbf{C}_x \mathbf{C}_x \quad (17)$$

식(17)은 상태변수 되먹임(feedback) 제어와 외란에 대한 앞먹임(feedforward) 제어가 결합된 제어기임을 알 수 있다. Fig. 6은 이러한 제어기가 결합된 차량 안정성 제어 시스템의 블록선도를 나타낸다.

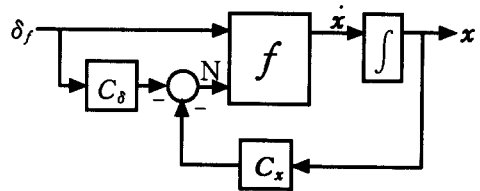


Fig. 6 Block diagram of LQR-based VDC

식(16)의 제어기를 완성하려면 되먹임을 위한 게인  $\mathbf{C}_x$ 와 앞먹임을 위한 게인  $\mathbf{C}_\delta$ 를 구해야 한

다. 본 연구에서는  $C_x$ 를 구하기 위해 LQR 이론을 사용하였다.  $C_\delta$ 의 경우  $C_x$ 가 계산되고 나면 식(17)에 의해 바로 구할 수 있다. LQR 이론을 사용하기 위해 다음과 같은 성능지수(performance index)를 정의하였다.

$$PI = \int_0^{\infty} (x^T Q x + r N^2) dt \quad (18)$$

윗 식에서  $Q$ 는 상태변수에 대한 벌칙 가중치를 나타내는 대칭행렬이며  $r$ 은 제어변수에 대한 벌칙 가중치를 나타내는 스칼라양이다. 행렬  $Q$ 가 양의 반한정성(positive semi-definite)을 가지고  $r$ 이 양수이고 식(11)의 시스템이 가제어성을 만족하면 LQR 이론에 따라 식(18)의 성능지수를 최소화하는 정상상태 최적 제어기 게인  $C_x$ 를 구할 수 있다. 식(11)의 시스템은 가제어성을 만족한다.

### 5. 시뮬레이션

앞서 설계된 차량 안정성 제어기의 성능을 평가하기 위해 본 연구에서는 J-선회시험, 정현파 조향 입력시험, 증폭 정현파 조향입력 시험에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 본 장에서는 이에 대한 결과를 고찰하고자 한다.

#### 5.1 J-선회 시험

Fig. 7은 J-선회 시험을 위한 조향핸들각의 변화를 나타낸다. 본 논문의 차량모델은 15:1의 조향기어비를 가진다.

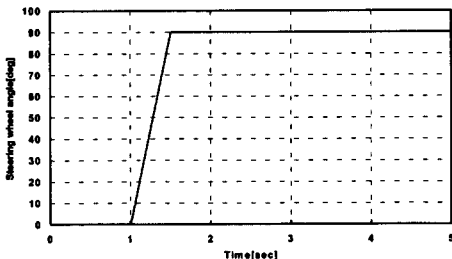
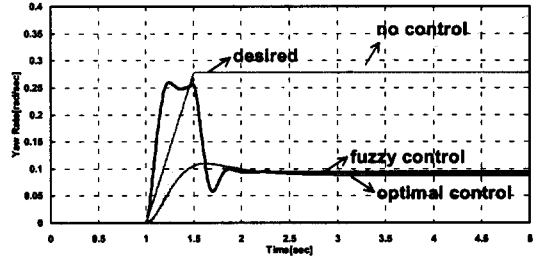
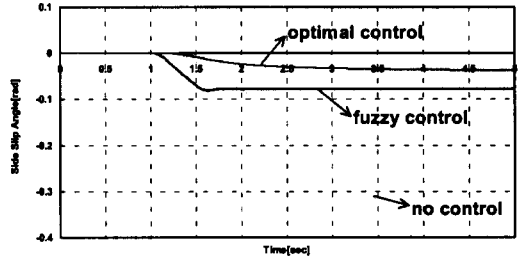


Fig. 7 Steering wheel angle change for J-turn test

Fig. 8과 Fig. 9는 J-선회 시험시 상태변수의 변화를 보여준다. 주행조건으로는 마찰계수 0.3의 저마찰 노면과 100km/h의 차속을 가정하였다.



(a) Yaw rate



(b) Body sideslip angle

Fig. 8 J-turn simulation results ( $\mu = 0.3$ )

Fig. 8(a)를 보면 제어기를 장착하지 않은 차량의 경우 요속도가 발산하는 것을 관찰할 수 있는데 이는 차량에 스핀현상이 나타나고 있는 것을 보여주는 것이다. 이에 반하여 퍼지 제어기나 최적 제어기가 사용된 경우 요속도는 과도상태를 지난 후 일정한 값에 수렴하여 차량의 안정성이 크게 향상되는 것을 볼 수 있다. 요속도의 정상상태 값이 목표치와 차이가 나는 이유는 목표치가 선형 타이어 모델로부터 계산되었으며 저마찰 노면에 대한 횡력의 감소가 고려되지 않았기 때문이다. 결과적으로 과도한 목표값이 설정된 것이긴 하지만 이 목표값은 조향입력에 대해 선형적인 횡방향 차량거동에 익숙한 운전자의 기대치를 반영한다고 볼 수 있다.

Fig. 8(b)의 차체 미끄럼각에 대한 결과에서도 차량 안정성 제어기가 장착된 경우 차체 미끄럼각

은 일정한 값 이내로 유지되는 것을 볼 수 있다. 이는 미끄러운 노면에서의 급격한 조향상황에서도 차체의 자세제어가 효율적으로 되고 있는 것을 보여주는 것이다.

Fig. 8(a)를 보면 퍼지 제어기의 경우 조향핸들 각이 변화하는 동안 상당히 큰 오버슈트를 보이는 것이 관찰된다. 또한 퍼지 제어기나 최적 제어기가 사용된 경우 요속도의 정상상태 값은 요속도의 목표값의 약 1/3정도에 이르는 것을 볼 수 있다. 이는 일반노면의 경우에 비해 회전반경이 증가하는 것으로 강한 언더스티어 조향특성을 의미하는 것이다. 하지만 주어진 악조건의 주행상황을 고려한다면 Fig. 8의 결과는 차량 안정성의 상당한 향상을 보여주는 것이다.

### 5.2 정현파 조향입력 시험

두 번째 시험은 정현파 조향입력 시험으로 조향핸들각을 진폭 90도, 주기 0.5 Hz로 변화시켰을 때 차량의 반응을 수치적으로 계산하였다. 이 때 차속은 100 km/h, 노면 마찰계수는 0.3으로 가정하였다. Fig. 9는 횡가속도와 차체 미끄럼각에 대한 시뮬레이션 결과를 보여준다.

Fig. 9로부터 퍼지 제어기나 최적 제어기가 장착된 차량의 경우 차체 미끄럼각을 일정한 수준 이내에 유지하며 규칙적인 횡가속도의 크기를 나타내고 있는 것을 볼 수 있다. 반면 제어기가 장착되지 않은 차량의 경우 선회 반경의 변화가 크게 일어나며, 횡가속도의 크기가 비대칭적으로 나타나고, 차체 미끄럼각 또한 발산하는 차체의 스핀 주행상황을 보여주고 있다.

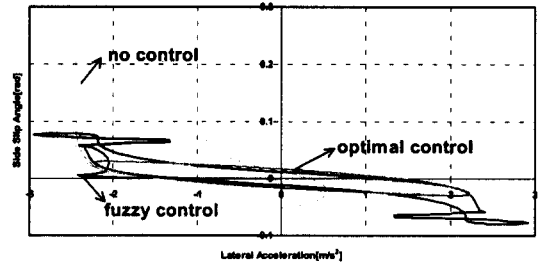


Fig. 9 Simulation result w.r.t. continuous sinusoidal input test

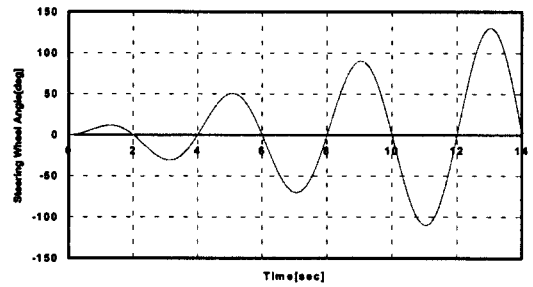


Fig. 10 Slalom test with increased steering wheel angle

Fig. 11은 증폭 정현파 조향입력 시험시 요속도와 차체 미끄럼각의 변화를 보여준다. Fig. 11(a)의 요속도 변화를 보면 제어기가 장착되지 않은 차량의 경우 세 번째 정현파 입력에서 주행 안정성을 상실하고 스핀이 발생하는 것을 알 수 있다. 반면 퍼지 제어기나 최적 제어기가 장착된 차량의 경우 요속도가 발산하지 않는 것을 볼 수 있다.

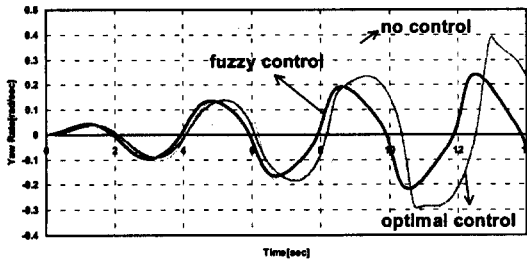
Fig. 11(b)의 차량 미끄럼각의 경우도 유사한 결과를 보이고 있는데 제어되지 않은 차량의 경우 급격한 차체 미끄럼각의 증가로 차체의 자세가 불안정하게 되는 것을 알 수 있다.

Fig. 11의 결과를 보면 퍼지 제어기의 반응은 최적 제어기나 제어기가 장착되지 않은 경우보다 위상이 앞서는 것을 볼 수 있는데 이러한 현상은 Fig. 8에서도 관찰할 수 있다. 이는 Table 1과 같은 퍼지 제어기의 비선형적인 규칙기반 때문인 것으로 생각된다. 예를 들어 후륜의 미끄럼각이 큰 경우 요속도에 관계없이 최대의 보상 요모멘트를 발생시키는 규칙은 이와 같은 현상을 발생시킬 수

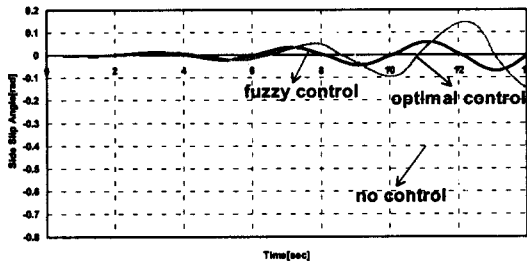
### 5.3 증폭 정현파 조향입력 시험

세 번째 시험은 증폭 정현파 조향입력 시험으로 Fig. 10과 같이 조향핸들각의 주파수를 고정하고 진폭을 점차적으로 증가시켰을 때 차량의 선회거동을 시뮬레이션하였다. 이 때 차속은 60 km/h, 노면 마찰계수는 0.3으로 가정하였다.

있다.



(a) Yaw rate



(b) Body side slip angle

Fig. 11 Simulation result of slalom test with increased steering wheel angle

## 6. 결론

본 논문에서는 차량의 선회운동시 차량 안정성을 향상시키기 위한 VDC 시스템을 설계하였다. 제어기의 설계를 위해서는 퍼지이론과 LQR의 최적제어 이론을 사용하였다. 설계된 VDC 시스템의 성능을 평가하기 위해 다양한 선회시험에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과 제어기를 장착한 경우 상당한 악조건의 선회주행시에도 차량의 스핀현상이 억제되고 안정성이 유지되는 것을 볼 수 있었다. 퍼지 제어기의 경우 비선형적인 제어 규칙으로 인해 최적 제어기에 비해 반응이 빠른 반면 오버슈트가 큰 것을 볼 수 있었다. 최적 제어기는 퍼지 제어기에 비해 연산량이 적어 손쉽게 구현이 가능하다는 장점을 지니는 반면 선형화된 모델에 기초하므로 인해 퍼지 제어기에 비해 강인성이 떨어질 수 있다는 단점을 가진다. 하지만 이

러한 점은 게인 스케줄링 등으로 인해 보완될 수 있을 것이다. 퍼지 제어기와 최적 제어기는 유사한 정상상태 특성을 보이는 것으로 관찰되었다.

## 후 기

이 논문은 1998년 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었음.

## 참 고 문 헌

- 1) 박기홍, 허승진, 백인호, 이경수, "차량 동역학 제어기를 위한 노면 마찰계수 및 차체 미끄럼각 추정기 설계," 한국 자동차공학회 논문지, 투고중.
- 2) A.V. Zanten, et al., "Control Aspects of the Bosch-VDC", Proceedings of AVEC 1996, pp. 573-607, 1996.
- 3) J. Ryu, J.S. Lee, and H. Kim, "Evaluation of a Direct Yaw Moment Control Algorithm by Brake Hardware-in-the-Loop Simulation", Proceedings of AVEC 1998, pp. 231-236, 1998.
- 4) T. Yoshioka, T. Adachi, and T. Butsuen, "Application of Sliding-mode Control to Control Vehicle Stability", Proceedings of AVEC 1998, pp. 455-460, 1998.
- 5) M. Nagai, Y. Hirano, and S. Yamanaka, "Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control", Vehicle System Dynamics, Vol. 27, pp.357-370, 1996.
- 6) F. Yosiki, "Unified Theory of Anti-Spin and Anti-plough Control with Target Rear-wheel Slip Angle", Toyota Motor Technical Report, 1998.