

차량 선회 안정성을 위한 휠 슬립 제어시스템 개발

홍 대 건¹⁾ · 허 건 수²⁾ · 황 인 용³⁾ · 선 우 명 호³⁾

한양대학교 정밀기계공학과¹⁾ · 한양대학교 기계공학부²⁾ · 한양대학교 자동차공학과³⁾

Development of a Wheel Slip Control System for Vehicle Cornering Stability

Daegun Hong¹⁾ · Kunsoo Huh²⁾ · Inyong Hwang³⁾ · Myoungcho Sunwoo³⁾

¹⁾Department of Precision Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 135-791, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 135-791, Korea

³⁾Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 135-791, Korea

(Received 17 January 2006 / Accepted 20 February 2006)

Abstract : The wheel slip control systems are able to control the braking force more accurately and can be adapted to different vehicles more easily than conventional braking control systems. In order to achieve the superior braking performance through the wheel slip control, real-time information such as the tire braking force at each wheel is required. In addition, the optimal target slip values need to be determined depending on the braking objectives such as minimum braking distance, stability enhancement, etc. In this paper, a wheel slip control system is developed for maintaining the vehicle stability based on the braking monitor, wheel slip controller and optimal target slip assignment algorithm. The braking monitor estimates the tire braking force, lateral tire force and brake disk-pad friction coefficient utilizing the extended Kalman filter. The wheel slip controller is designed based on the sliding mode control method. The target slip assignment algorithm is proposed to maintain the vehicle stability based on the direct yaw moment controller and fuzzy logic. The performance of the proposed wheel slip control system is verified in simulations and demonstrates the effectiveness of the wheel slip control in various road conditions.

Key words : Vehicle stability control(차량 안정성 제어), Wheel slip control(휠 슬립 제어), Tire force estimation(타이어 힘 추정), Target slip assignment(목표 슬립을 결정), Fuzzy logic(퍼지 논리)

1. 서론

차량 제동 시스템 연구에서 brake-by-wire 를 이용한 휠 슬립 제어 시스템에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다. 휠 슬립 제어 시스템은 기존의 차량 브레이크 제어 시스템에 비하여 차량의 제동력을 좀 더 정확하게 제어할 수 있으며 서로 다른 차량에 쉽게 적용할 수 있는 장점이 있다. 휠 슬립 제어 시스템을 기반으로 다양한 차량의 운행 조건과 노면 상태에

따라 차량의 제동력을 정확하게 제어함으로써 차량 급제동 시 최소 제동 거리를 위해 제동력을 최대화할 수 있으며, 차량 선회 시 차량의 안정성을 유지하기 위한 네 바퀴의 최적의 제동력 분배가 가능하다.

기존의 연구에서 차량 안정성 제어에 대한 많은 연구가 수행되어 왔다. 다양한 선형 제어 및 비선형 제어 기법을 적용하여 direct yaw moment 제어에 의한 차량 안정성 제어 방법이 보고되었으며,¹⁻⁵⁾ 차량에서 direct yaw moment를 생성하기 위한 방법으로

*Corresponding author, E-mail: khuh2@hanyang.ac.kr

제동력 분배^{1,3)} 또는 휠 슬립 제어^{4,5)} 방법이 적용되었다. 그러나 이러한 방법들은 타이어와 노면 사이의 타이어 힘 정보를 필요로 하며 타이어 힘을 알 수 있다고 가정하거나 또는 타이어 모델을 사용하였다. 휠 슬립 제어를 기반으로 한 차량 안정성 제어 방법도 보고 되었으며,^{4,8)} 이러한 휠 슬립 제어 기반의 차량 안정성 제어에서 네 바퀴의 목표 슬립율은 direct yaw moment 제어기로부터 계산된 요 모멘트,⁴⁾ iteration 방법⁵⁾ 및 비선형 최적화 방법⁶⁾으로부터 결정되었다. 그런데 이러한 기존의 방법들은 네 바퀴 각각의 휠 슬립 변화량에 대한 차량의 요 모멘트 변화량이나 타이어 힘 변화량의 정보를 필요로 하며 이는 실제 차량에서 매우 알기 힘든 값들이다. 반면에 타이어 힘 정보를 필요로 하지 않는 퍼지 논리 기반의 목표 슬립을 결정 방법도 소개되었다.⁷⁾

본 논문에서는 차량 선회시 차량의 주행 상태에 대하여 네 바퀴의 서로 다른 최적 슬립율을 결정하고 휠 슬립 제어를 이용한 제동력 분배를 통하여 차량의 안정성을 유지시킬수 있는 차량 안정성 제어 시스템 (Vehicle Stability Control System)을 개발하였다. 이러한 휠 슬립 제어를 이용한 차량의 안정성 제어 시스템의 블록 다이어그램은 Fig. 1과 같다.

먼저 차량의 속도와 운전자의 조향 입력에 대한 기준 요속도 및 기준 차량 횡슬립 각을 결정하고 이러한 차량운동을 얻을 수 있도록 direct yaw-moment

controller (DYC)를 사용하여 차량의 안정성을 위한 제어 입력으로 direct yaw-moment 값을 결정한다. 그리고 계산된 direct yaw-moment가 차량에서 생성될 수 있도록 목표 슬립 결정 알고리즘 (target slip assignment algorithm)으로부터 네 바퀴의 적절한 최적 슬립을 결정하고 휠 슬립 제어기(wheel slip controller)를 사용하여 네 바퀴의 슬립율을 제어한다. 각 제어기 및 알고리즘에서 필요한 차량의 제동력 및 횡력 등은 제동 모니터(braking monitor)에서 추정된다.

2. 제동 모니터 및 휠 슬립 제어기

휠 슬립 제어 시스템 기반의 차량 안정성 제어를 위해서는 타이어와 노면 사이의 타이어 힘을 추정하는 제동 모니터와 목표 슬립율로 타이어 슬립을 제어하는 휠 슬립 제어기가 필요하다.

본 논문에서는 식 (1)의 3자유도 차량 모델식과 식 (2)의 휠 운동 방정식을 바탕으로 타이어 직진력, 횡력 및 브레이크 디스크-패드 마찰계수의 모니터링 변수를 상태 변수로 확장한 상태방정식을 구성하고 이를 기반으로 확장된 칼만필터(extended Kalman filter)를 적용하여 타이어 제동력, 횡력 및 브레이크 디스크-패드의 마찰계수를 동시에 추정하는 제동 모니터를 설계하였다.⁸⁾

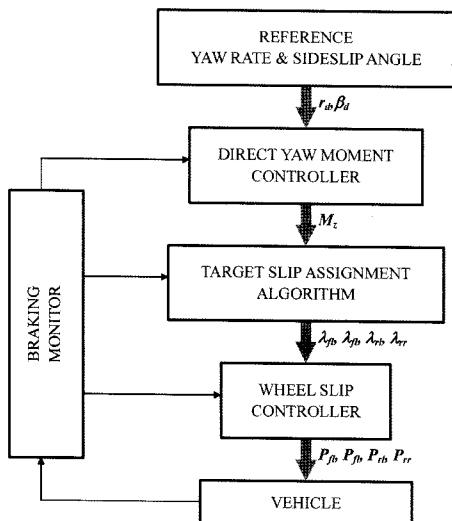


Fig. 1 Block diagram of the vehicle stability control method

$$\begin{aligned}
 m(\dot{v}_x - r v_y) &= \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \cos \delta_f) + \sum_{i=3}^4 F_{xi} - 2F_{yf} \sin \delta_f \\
 m(\dot{v}_y + r v_x) &= \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_f) + 2F_{yf} \cos \delta_f + 2F_{yr} \\
 I_z \dot{r} &= l_f \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_f) + l_f \cdot 2F_{yf} \cos \delta_f - l_r \cdot 2F_{yr} \\
 &\quad + t_f \sum_{i=1}^2 (-1)^i (F_{xi} \cos \delta_f) + t_r \sum_{i=3}^4 (-1)^i F_{xi}
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 J_{wi} \dot{\omega}_i &= T_{wi} - r_w F_{xi} \\
 &= -2 \cdot P_{bi} A_{pi} R_{bi} \mu_b - r_w F_{xi}, \quad (i=1 \sim 4)
 \end{aligned} \tag{2}$$

여기서, m 은 차량의 질량이며, I_z 는 차량의 수직 방향의 관성 모멘트이고, l_f, l_r, t_f, t_r 은 차량의 무게중심에서 각 바퀴까지의 직진방향 및 횡방향의 거리이다. v_x, v_y, r 은 차량의 직진, 횡 및 요우잉 방향의 속도이며, F_{xi} 는 타이어 직진력을 나타내고, F_{yf} 와 F_{yr} 은

전륜 및 후륜의 타이어 횡력 평균값이다. 그리고 δ_i 는 전륜의 조향각이며, 첨자 i 는 네 개의 타이어를 나타낸다. 그리고 T_w 는 휠 토크, P_b 는 제동압력, A_p 는 피스톤 면적, R_b 는 디스크 로터 중심에서 패드까지의 유효 반지름 그리고 μ_b 는 브레이크 패드와 디스크 사이의 마찰계수이다. ω 는 휠의 회전속도, J_w 는 휠의 관성모멘트, r_w 는 휠의 반지름을 나타낸다.

휠 슬립은 차량의 속도와 휠속도의 상대적인 차이로 정의되며($\lambda=(v_x-r_w\omega)/v_x$) 이를 시간에 따라 미분하고 식 (2)의 휠 운동 방정식을 대입하면 식 (3)과 같이 슬립 동역학식을 도출할 수 있다. 이러한 슬립 동역학을 기반으로 목표 슬립율과 현재의 슬립율과의 오차를 슬라이딩 평면으로 하는 슬라이딩 모드 제어(sliding mode control) 기반의 휠 슬립 제어를 설계하였다.⁸⁾ 휠 슬립 제어기로부터 계산된 타이어의 슬립이 목표 슬립을 추종하기 위한 제어 입력은 식 (4)와 같이 브레이크 압력의 형태로 표현되며 제동 모니터로부터 추정된 제동력 및 브레이크의 디스크-패드 마찰계수 정보를 사용한다.

$$\dot{\lambda} = -\frac{\dot{v}_x}{v_x}(\lambda-1) - \frac{r_w}{J_w v_x} (r_w F_b - 2A_p R_b \mu_b P_b) \quad (3)$$

$$P_{b,c} = \frac{1}{2A_p R_b \hat{\mu}_b} \left(r_w \hat{F}_b + \frac{J_w \dot{v}_x}{r_w} (\lambda-1) \right) - k \text{sat} \left(\frac{S}{\Phi} \right) \quad (4)$$

여기서 λ 는 휠 슬립율, F_b 는 타이어 제동력을 나타내고, $P_{b,c}$ 는 제어 입력이며 S 는 슬라이딩 평면으로 현재 슬립율과 목표 슬립율의 오차이다. Φ 는 설계자에 의한 설계 파라미터로 작은 양의 상수이며, k 는 제어 게인으로 제동력 및 브레이크 디스크-패드 마찰계수 추정 오차에 강인하게 설계되었다.⁸⁾

3. 기준 요속도 및 횡슬립각

차량 선회시 차량 운동의 기준이 되는 기준 요속도 및 횡슬립각을 결정하였다. 일반적으로 기준 요속도 값은 차량의 2자유도 선형 모델을 사용하여 차량의 속도와 운전자의 조향각에 따라 결정한다. 그러나 이러한 방법으로 결정 되어진 기준 요속도는 타이어 횡력의 비선형 특성을 고려할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 타이어 횡력의 비선형성을 고려하기 위하여 비선형 타이어 모델이 포함된 차량의

전체 모델(full car model)을 사용하여 다양한 차량의 속도와 운전자의 조향각에 대하여 정상 노면 조건에서 정상 상태 조향(steady-state cornering) 시뮬레이션을 수행하여 기준 요속도 값을 결정하였으며 Fig. 2와 같이 룩업 테이블(look-up table) 구성하였다. 구성된 룩업 테이블로부터 차량 속도와 운전자 조향각에 따라 기준 요속도가 결정되어 진다.

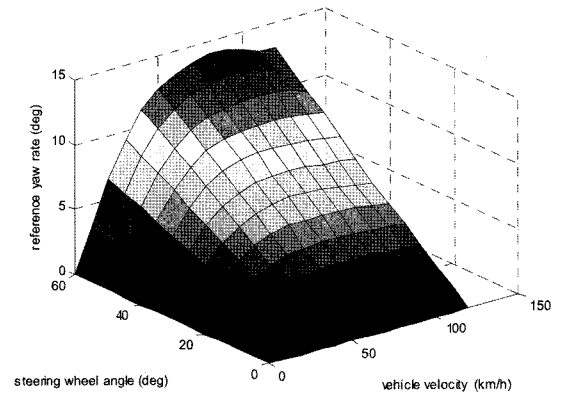


Fig. 2 Reference yaw rate

차량 선회시 차량의 횡슬립각(sideslip angle)은 차량의 안정성에 매우 중요한 요소이다. 차량 선회시 큰 횡슬립각의 발생은 급격한 차량의 불안정성을 야기하게 되므로 본 논문에서는 차량 선회시 발생하는 횡슬립각을 최소화하기 위하여 기준 횡슬립각을 0으로 설정하였다.

4. Direct Yaw Moment 제어기 설계

차량의 기준 요속도 및 기준 횡슬립각으로 차량을 제어하기 위하여 DYC (Direct Yaw-moment Controller)를 설계하였다. Fig. 3과 같이 차량에 direct

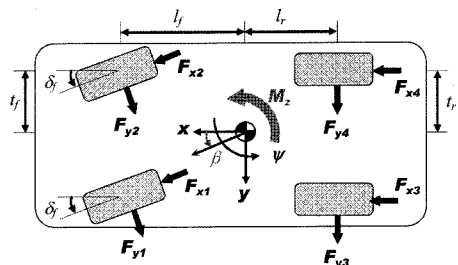


Fig. 3 Direct yaw moment

yaw moment가 입력되는 경우 차량의 횡슬립각과 요속도를 상태 변수로 하는 2자유도 차량 모델은 식 (5)와 같다. 식 (5)의 운동 방정식을 바탕으로 슬라이딩 모드 제어 기법을 사용하여 차량 안정성 유지를 위한 제어 입력인 direct yaw moment 값을 결정하였다.

$$\begin{aligned} m\dot{v}_x(\dot{\beta}+r) &= \sum_{i=1}^2(F_{xi} \sin \delta_f) + 2F_{yf} \cos \delta_f + 2F_{yr} \\ I_z \dot{r} &= l_f \sum_{i=1}^2(F_{xi} \sin \delta_f) + l_f \cdot 2F_{yf} \cos \delta_f - l_r \cdot 2F_{yr} \\ &\quad + t_f \sum_{i=1}^2(-1)^i(F_{xi} \cos \delta_f) + t_r \sum_{i=3}^4(-1)^i F_{xi} + M_z \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, β 는 차량의 횡슬립각이며 M_z 는 direct yaw moment 를 나타낸다.

슬라이딩 모드 제어기 설계에서 슬라이딩 평면 (sliding surface)은 식 (6)과 같이 기준 요속도와 실제 요속도 사이의 오차와 기준 횡슬립각과 실제 횡슬립각의 오차의 가중치 합으로 선정하였다.

$$s = r - r_d - \alpha \cdot \beta \quad (6)$$

여기서 s 는 슬라이딩 평면이며 r_d 는 기준 요속도이다. α 는 가중치를 나타내는 양의 상수 값이며 설계 변수이다. 슬라이딩 제어의 제어 목적을 선정된 슬라이딩 평면이 식 (7)와 같은 조건으로 수렴하도록 선정하였다.

$$\dot{s} = -Ks \quad (7)$$

여기서 K 는 양의 상수이다. 식 (7)과 식 (8)로부터 식 (8)을 얻을 수 있으며 식 (8)에 식 (5)의 운동 방정식을 대입하면 다음 식 (9)를 얻을 수 있다.

$$\dot{s} = \dot{r} - \dot{r}_d - \alpha \cdot \dot{\beta} = -Ks \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{I_z} \left[l_f \sum_{i=1}^2(F_{xi} \sin \delta_f) + l_f \cdot 2F_{yf} \cos \delta_f - l_r \cdot 2F_{yr} \right. \\ \left. + t_f \sum_{i=1}^2(-1)^i(F_{xi} \cos \delta_f) + t_r \sum_{i=3}^4(-1)^i F_{xi} + M_z \right] - \dot{r}_d \\ - \alpha \cdot \left[\frac{1}{mv_x} \left\{ \sum_{i=1}^2(F_{xi} \sin \delta_f) + 2F_{yf} \cos \delta_f + 2F_{yr} \right\} - r \right] \\ = -K(r - r_d - \alpha \cdot \beta) \end{aligned} \quad (9)$$

식 (9)를 direct yaw moment, M_z 에 대하여 정리하면 식 (7)의 제어 목적을 위한 제어 입력값을 계산할

수 있다. 그런데 이러한 제어 입력값인 direct yaw moment를 계산하기 위해서는 타이어의 제동력 및 횡력의 정보가 필요하며 본 논문에서는 2장에서 설명한 제동 모니터로부터 추정된 제동력과 횡력을 사용하였다. 따라서 차량 안정성을 위한 direct yaw moment 는 식 (10)과 같이 결정된다.

$$\begin{aligned} M_z = I_z \dot{r}_d + I_z \alpha \cdot \left[\frac{1}{mv_x} \left\{ \sum_{i=1}^2(\hat{F}_{xi} \sin \delta_f) + 2\hat{F}_{yf} \cos \delta_f + 2\hat{F}_{yr} \right\} - r \right] \\ - I_z K(r - r_d - \alpha \cdot \beta) \\ - l_f \sum_{i=1}^2(\hat{F}_{xi} \sin \delta_f) - l_f \cdot 2\hat{F}_{yf} \cos \delta_f + l_r \cdot 2\hat{F}_{yr} \\ - t_f \sum_{i=1}^2(-1)^i(\hat{F}_{xi} \cos \delta_f) - t_r \sum_{i=3}^4(-1)^i \hat{F}_{xi} \end{aligned} \quad (10)$$

5. 목표 슬립율 결정

차량 안정성을 위한 direct yaw moment 제어 입력값은 차량의 네 바퀴의 서로 다른 제동을 통해서 구현할 수 있다. 이를 위해서 먼저 차량 선회시 네 바퀴의 제동력 증가에 따른 횡력의 변화와 그로 인한 차량의 선회 특성을 분석하였다. 노면과 타이어 사이의 마찰 특성에 의해 각 바퀴의 제동력이 증가하게 되면 타이어의 횡력은 감소하게 된다. 이러한 각 바퀴의 제동력 증가와 횡력의 감소의 영향은 차량의 선회 특성에 서로 다른 영향을 준다. 그 특성은 표 1에 나타내었다. 표 1에서 보듯이 차량 선회시 내측 전륜과 외측 후륜의 제동력 증가와 횡력 감소는 차량의 선회에 서로 상반된 영향을 주며 외측 전륜과 내측 후륜의 동일한 영향을 준다. 즉 차량 안정성을 위한 direct yaw moment 제어 입력값은 외측 전륜과 내측 후륜의 제동을 통해서 구현하는 것이 바람직함을 알 수 있다.

본 논문에서는 식 (11)과 같이 차량이 understeer 인 경우 내측 후륜의 제동력을 증가시키고 외측 전륜의 제동력은 감소시키며, 차량이 oversteer 인 경

Table 1 Vehicle cornering characteristics

Tire Force	Increase F_b	Decrease F_y
Inside Front	Pro-Cornering	Contra-Cornering
Outside Front	Contra-Cornering	Contra-Cornering
Inside Rear	Pro-Cornering	Pro-Cornering
Outside Rear	Contra-Cornering	Pro-Cornering

우 외측 전륜의 제동력을 증가시키고 내측 후륜의 제동력을 감소시켜서 차량을 안정화 시키는 방법으로 설계하였다.

If $\delta_f > 0$

Understeer : $M_z > 0 \Rightarrow F_{b,RL} \uparrow$ and $F_{b,FR} \downarrow$

Oversteer : $M_z < 0 \Rightarrow F_{b,FR} \uparrow$ and $F_{b,RL} \downarrow$

If $\delta_f < 0$

Understeer : $M_z < 0 \Rightarrow F_{b,RR} \uparrow$ and $F_{b,FL} \downarrow$

Oversteer : $M_z > 0 \Rightarrow F_{b,FL} \uparrow$ and $F_{b,RR} \downarrow$

(11)

후륜 내측 타이어와 전륜 외측 타이어의 제동력의 증가와 감소는 각 바퀴의 적절한 슬립율의 변화를 통해서 얻을 수가 있다. 그런데 계산된 요모멘트를 생성시키기 위한 적절한 슬립의 변화량을 구하기 위해서는 각 바퀴의 슬립의 변화에 대한 요모멘트의 변화량을 알아야 한다. 그러나 실제 다양한 노면 조건과 타이어 특성에 따라 그 값을 알기는 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 퍼지 논리를 바탕으로 요모멘트 생성을 위한 최적의 슬립 변화량을 구하였으며 이를 통하여 차량 안정성 제어를 위한 목표 슬립을 결정하였다.

휠의 목표 슬립은 식 (12)와 같이 현재 차량에서 발생되고 있는 슬립값에 차량 안정성 제어를 위한 추가적인 슬립이 더해지게 되고 이러한 추가적인 슬립은 퍼지 논리를 설계하여 결정한다.

$$\lambda_d = \lambda + \Delta\lambda$$

$\Rightarrow \Delta\lambda$ from fuzzy logic (12)

퍼지 논리를 이용한 차량 안정성 제어를 위한 목표 슬립을 결정 알고리즘의 블록 다이어그램은 Fig. 4에 나타내었다. 계산된 direct yaw moment와 타이어의 슬립값을 두 개의 입력으로 가지고 추가적인 슬립의 변화량을 한 개의 출력으로 가지는 퍼지 논리로부터 차량 안정성 제어 슬립 변화량을 얻는다. 퍼지 논리는 제어 대상인 후륜 내측 타이어와 전륜 외측 타이어 각각에 대하여 설계하였다. 이렇게 결정된 후륜 내측 타이어와 전륜 외측 타이어의 목표 슬립율은 2장에서 설명한 휠 슬립 제어기에 입력되고 각 바퀴의 슬립이 제어되어 차량 안정성이 유지되게 된다.

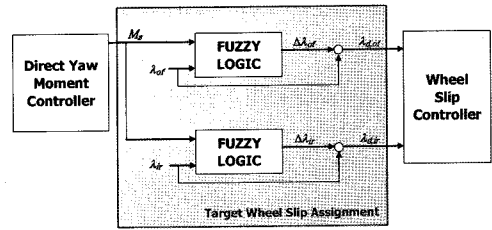


Fig. 4 Target slip assignment algorithm

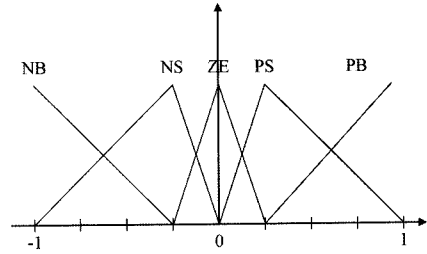


Fig. 5 Membership function for the input, M_z

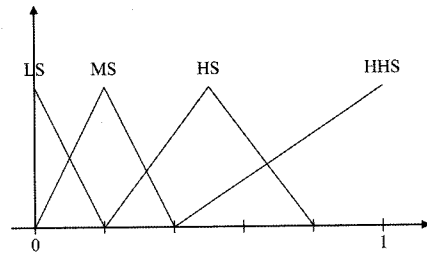


Fig. 6 Membership function for the input, λ

퍼지논리는 퍼지화 (fuzzifier), 퍼지 규칙(fuzzy rule base), 퍼지 추론(fuzzy inference engine) 및 비퍼지화 (defuzzifier)로 구성된다. 퍼지 논리에서 첫 번째 입력인 direct yaw moment는 Fig. 5와 같이 5개의 언어 변수를 가지는 삼각형의 소속함수(triangular membership function)를 사용하였고 입력값을 정규화 하는 스케일 변수를 적용하였으며, 두 번째 입력인 휠 슬립은 Fig. 6과 같이 4개의 언어 변수를 가지는 삼각형의 소속함수를 사용하였다. 그리고 출력인 슬립 변화량은 Fig. 7과 같이 5개의 언어 변수를 가지는 삼각형의 소속함수를 사용하였다.

퍼지 규칙은 두 개의 입력에 대하여 Table 2 및 Table 3에 나타낸 것과 같이 내측 후륜과 외측 전륜에 대하여 각각 구성하였다. 그리고 퍼지 추론은 Mamdani 추론법⁹⁾을 사용하였으며 비퍼지화는 무게중심법⁹⁾을 사용하였다.

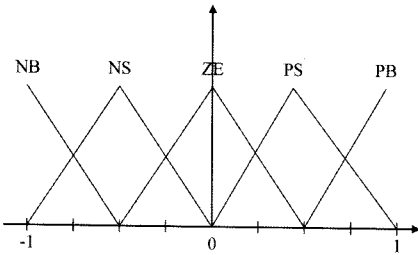


Fig. 7 Membership function for the output, $\Delta\lambda$

Table 2 Fuzzy rule-base for the inside rear wheel

λ \ Mz	NB	NS	ZE	PS	PB
LS	NB	NS	ZE	PS	PB
MS	NS	NS	ZE	PS	PS
HS	NB	NS	NS	NS	NS
HHS	NB	NB	NS	NS	NS

Table 3 Fuzzy rule-base for the outside front wheel

λ \ Mz	NB	NS	ZE	PS	PB
LS	PB	PS	ZE	NS	NB
MS	PS	PS	ZE	NS	NS
HS	NS	NS	NS	NS	NB
HHS	NS	NS	NS	NB	NB

6. 시뮬레이션

본 논문에서 제안한 휠 슬립 제어 시스템 기반의 차량 안정성 제어의 성능을 검증하기 위하여 시뮬레이션이 수행되었다. 시뮬레이션에서 실제 차량 운동을 표현하기 위하여 차량 운동 해석을 위한 상용 소프트웨어인 CarSim¹⁰⁾을 사용하였으며 내장되어 있는 운전자 모델을 사용하여 차량이 미끄러운 노면에서 double lane change를 수행하였다. 결과는 Fig. 8 ~ Fig. 11에 나타내었다. Fig. 8 및 Fig. 9는 차량 안정성 제어 시 네 바퀴의 추정된 제동력 및 전륜과 후륜에서 추정된 횡력을 나타낸다. Fig. 10은 direct yaw moment를 생성시키기 위한 네 바퀴의 목표 슬립률 및 슬립 제어 결과이며, Fig. 11은 운전자 모델로부터의 차량의 조향휠 각도, 차량의 요속도 및 횡슬립각이다. 시뮬레이션 결과를 살펴보면 미끄러운 노면에서 제어를 하지 않았을 때에는 차량이 불안정해지며 급격히 스핀됨을 볼 수 있으나 본 논문에

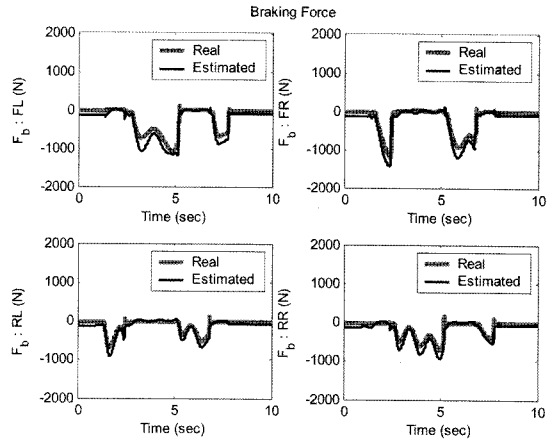


Fig. 8 Braking force estimation results

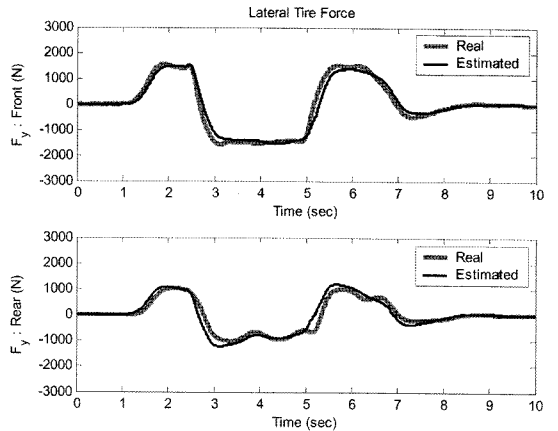


Fig. 9 Lateral tire force estimation results

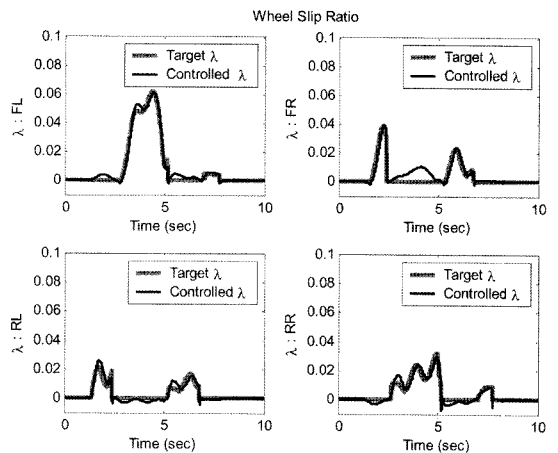


Fig. 10 Target slip and slip control results

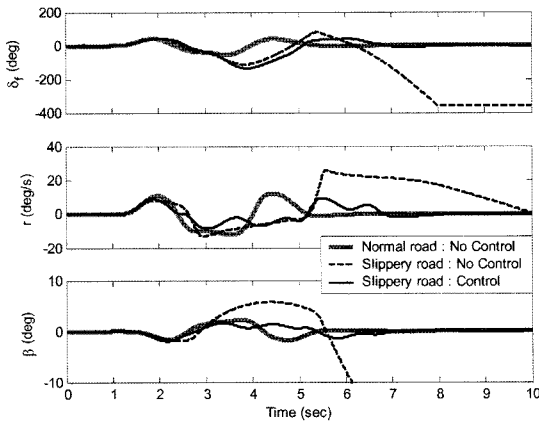


Fig. 11 Vehicle stability control results

서 제안한 차량 안정성 제어를 이용하여 네 바퀴의 슬립 제어를 통한 direct yaw moment를 생성시켜 차량이 안정하게 선회함을 확인할 수 있다.

7. 결론

차량 선회 시 차량의 안정성을 유지하기 위한 휠 슬립 제어 시스템 기반의 차량 안정성 제어 기법을 개발하였다. 타이어 직진력, 횡력 및 브레이크의 디스크-패드 마찰계수를 추정하는 브레이크 모니터 및 휠 슬립를 목표 슬립율로 제어하는 휠 슬립 제어기를 설계하였다. 그리고 차량 선회시 차량 속도와 운전자의 조향각에 따른 기준 요속도와 횡슬립각을 추종하기 위해 요구되는 차량의 요모멘트를 결정하기 위하여 슬라이딩 모드 제어 기법 기반의 direct yaw moment 제어기를 설계하였다. direct yaw moment를 계산은 별도의 타이어 모델을 사용하지 않고 제동 모니터로부터 추정된 타이어 직진력 및 횡력의 정보를 바탕으로 계산되었다. 계산된 direct yaw moment 생성을 위한 네 바퀴의 적절한 휠 슬립을 결정하는 알고리즘을 퍼지논리를 사용하여 설계하였으며, 휠 슬립 제어기를 사용하여 휠 슬립을 제어함으로써 차량 안정성을 유지하였다. 본 논문에서 제안한 차량 안정성 제어 시스템의 성능은 시뮬레이션을 통하여 검증하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 “자동차 기반기술 개발사업” 연구 지원으로 수행됨(과제번호: 10005253).

References

- 1) K. Uematsu and J. C. Gerdes, “A Comparison Of Several Sliding Surfaces For Stability Control,” AVEC, No.20024578, 2002.
- 2) Y. Furukawa and A. Abe, “On-Board-Tire-Model Reference Control for Cooperation of 4WS and Direct Yaw Moment Control for Improving Active Safety of Vehicle Handling,” AVEC, pp.507-526, 1996.
- 3) R. Chumsamutr and T. Fujioka, “Improvement Of Electric Vehicle’s Cornering Performance By Direct Yaw Moment Control,” AVEC, No. 20002852, 2000.
- 4) T. Yoshioka, T. Adachi, T. Butsun, H. Okazaki and H. Mochizuki, “Application of Sliding-mode Control to Control Vehicle Stability,” AVEC, pp.455-460, 1998.
- 5) S. Kueperkoch, J. Ahmed, A. Kojic and J. P. Hathout, “Novel Vehicle Stability Control Using Steer-By-Wire And Independent Four Wheel Torque Distribution,” Proceedings of IMECE, No.2003-42026, 2003.
- 6) Y. Hattori, K. Koibuchi and T. Yokoyama, “Force and Moment Control with Nonlinear Optimum Distribution for Vehicle Dynamics,” AVEC, No.20024577, 2002.
- 7) K. R. Buckholtz, “Use of Fuzzy Logic in Wheel Slip Assignment - Part I : Yaw Rate Control,” SAE 2002-01-1221, 2002.
- 8) D. Hong, K. Huh, H. J. Kang, P. Yoon and I. Hwang, “Robust Wheel Slip Control for Brake-By-Wire Systems,” Transactions of KSAE, Vol.13, No.3, pp.32-39, 2005.
- 9) C. T. Lin and C. S. G. Lee, Neural Fuzzy Systems, Prentice Hall, New Jersey, 1996.
- 10) CarSim, Version 5.16b, Mechanical Simulation Corporation, 2004.