

Brake-by-Wire 시스템을 위한 강인한 휠 슬립 제어

홍 대건¹⁾ · 허건수^{*2)} · 강형진³⁾ · 윤팔주³⁾ · 황인용³⁾

한양대학교 정밀기계공학과¹⁾ · 한양대학교 기계공학부²⁾ · (주) 만도 중앙연구소³⁾

Robust Wheel Slip Control for Brake-by-Wire System

Daegun Hong¹⁾ · Kunsoo Huh^{*2)} · Hyung-Jin Kang³⁾ · Paljoo Yoon³⁾ · Inyong Hwang³⁾

¹⁾Department of Precision Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

³⁾Central R&D Center, Mando Cooperation, 413-5 Gomae-ri, Giheung-eub, Gyeonggi 449-901, Korea

(Received 11 November 2004 / Accepted 11 March 2005)

Abstract : Wheel-slip control systems are able to control the braking force more accurately and can be adapted to different vehicles more easily than conventional ABS systems. But, in order to achieve the superior braking performance through the wheel-slip control, real-time information such as the tire braking force is required. For example, in the case of EHB (Electro-Hydraulic Brake) systems, the tire braking force cannot be measured directly, but can be approximated based on the characteristics of the brake disk-pad friction. The friction characteristics can change significantly depending on aging of the brake, moisture on the contact area, heat etc. In this paper, a wheel slip controller based on the estimated braking force is developed for brake-by-wire systems. The proposed wheel slip control system is composed of two subsystems: braking force monitor and robust slip controller. In the brake force monitor subsystem, the tire braking forces as well as the brake disk-pad friction coefficient are estimated considering the friction variation between the brake pad and disk. The robust wheel slip control subsystem is designed based on sliding mode control methods and follows the target wheel-slip using the estimated tire braking forces. The proposed sliding mode controller is robust to the uncertainties in estimating the braking force and brake disk-pad friction. The performance of the proposed wheel-slip control system is evaluated in various simulations.

Key words : EHB(전기-유압 브레이크), Wheel slip control(휠 슬립 제어), Extended kalman filter(확장된 칼만 필터), Sliding mode control(슬라이딩 모드 제어)

1. 서 론

최근의 차량 제동장치 연구에서 brake-by-wire 액추에이터를 이용한 휠 슬립 제어의 연구가 활발하다. 이러한 휠 슬립 제어기는 기존의 ABS에 비하여 더 정확한 제동력 제어를 수행할 수 있으며, 다양한 차량에 쉽게 적용할 수 있는 장점이 있다. 그리고 차

량의 선회 안정성을 향상시키는 목적으로 많이 연구되고 있는 ESP(Electronic Stability Program)와 같은 상위개념의 차량 제어기에서 쉽게 적용되어질 수 있다. 휠 슬립 제어에서 사용되는 brake-by-wire 액추에이터는, 유압구동 방식인 EHB(Electro-Hydraulic Brake)와 전기구동 방식인 EMB(Electro-Mechanical Brake)로 분류되어 진다. 휠 슬립 제어기에서 정확한 슬립 제어를 구현하기 위해서는 네 바퀴 각각에 대하여 타이어와 노면사이에 발생하는

* To whom correspondence should be addressed.

khuh2@hanyang.ac.kr

정확한 제동력 정보가 필요하다. 타이어 제동력은 휠의 제동토크를 측정할 수 있으면 휠 동역학으로부터 계산할 수 있는데, EMB의 경우에는 전류 측정을 통하여 제동 토크를 알 수 있으나, EHB 및 기존의 유압식 브레이크에서는 측정 가능한 유압의 압력을 이용하여 토크를 계산하기는 어렵다. 그 이유는 브레이크 디스크와 패드 사이의 마찰이 마모, 습기 및 발열 등에 의해서 변하기 때문이다. 이러한 브레이크 패드의 마찰계수는 약 50% 이상 변화될 수 있으며 이에 따라 브레이크 게인을 추정하여 네 바퀴 제동력의 합력을 추정한 연구가 발표되었다.¹⁾

휠 슬립 제어에 대한 기존의 연구를 살펴보면, EMB에 대해서 측정된 제동 토크로부터 타이어의 제동력을 계산하여 휠 슬립 제어를 수행한 연구가 발표되었고,²⁾ 제동력을 측정 또는 추정할 수 있다는 가정하에 슬라이딩 모드 제어기를 적용한 연구도 발표되었다.³⁾ 그리고 제동력을 경계값(bound)만을 알 수 있는 불확실성(uncertainty)으로 가정하고, 슬라이딩 모드 제어기를 적용하여 불확실성에 강인한 휠 슬립 제어에 대한 연구가 있었으며,⁴⁾ 퍼지 로직을 사용한 연구도 발표되었다.⁵⁾ 그러나 이러한 방법들은 모두 제어 입력이 제동 토크값으로 결정되었으며 따라서 유압구동 방식의 EHB에 대해서는 제동력을 알기 어렵고 제어 입력이 압력값으로 주어야 하므로 적용하기에 문제점이 있다. 그리고 제어 입력이 제동 압력값으로 계산되어야 하는 유압구동 방식의 브레이크에 적용하기 위하여 타이어 모델을 사용하고, 적응 제어(adaptive control)를 적용하여 브레이크 게인을 추정한 휠 슬립 제어 연구가 발표되었는데,⁶⁾ 이 방법은 타이어 모델을 사용하여야 한다는 단점을 가진다.

본 논문에서는 EHB의 경우에 대하여 브레이크 패드와 디스크 사이의 마찰계수의 변화를 고려하여, 브레이크 패드의 마찰계수 및 타이어의 제동력을 동시에 추정하고,⁶⁾ 이를 바탕으로 네 바퀴의 목표 슬립(target slip) 값을 추종할 수 있는 강인한 휠 슬립 제어기를 개발하였다. 차량 모델을 기반으로 비선형 상태 방정식의 상태변수를 추정하는 확장된 칼만필터(extended Kalman filter)를 설계하여 브레

이크 패드의 마찰계수 및 네 바퀴의 타이어 제동력을 각각 추정하였으며, 휠 슬립 제어기는 타이어 제동력의 추정 오차 및 다양한 외란에 강인한 성능을 가질 수 있도록 슬라이딩 모드 제어(sliding mode control) 기법을 적용하였다. 설계된 휠 슬립 제어기의 제어 입력은 EHB의 목표 압력값(target pressure)으로 이는 압력 서보 기능을 가지는 EHB 액튜에이터를 통하여 네 바퀴 휠에 작용하게 된다. 개발된 타이어 제동력 추정 알고리즘 및 강인한 휠 슬립 제어기는 다양한 조건에서의 시뮬레이션을 통하여 검증하였다.

2. 휠 슬립 제어 시스템

본 논문에서 제안하는 휠 슬립 제어 시스템의 블록 다이어그램은 Fig. 1과 같다. 그림에서 보듯이 휠 슬립 제어시스템은 2개의 주요 서브 시스템으로 구성되어 있으며, 이는 휠 슬립 제어에 필요한 변수들을 추정하는 추정기(estimator)와 네 바퀴 각 휠의 슬립을 목표 슬립으로 제어하는 제어기(controller)이다. 추정기는 차량으로부터 네 바퀴의 휠 속도와 제동 압력, 차량의 직진 및 횡가속도, 요속도 그리고 조향각을 측정하여 네 바퀴 타이어 제동력과 브레이크 디스크-패드 마찰계수를 추정하며, 제어기는 추정된 제동 상태 정보를 바탕으로 슬립 오차에 대하여 압력 서보(pressure servo) 기능을 가지는 EHB 액튜에이터의 목표 압력값 형태로 적절한 제어 입력을 계산한다. EHB 액튜에이터는 휠 슬립 제어기로부터 입력받은 목표 압력값을 생성하여 차량의 브레이크에 가하며, 이를 통하여 차량의 네 바퀴의 슬립은 목표 슬립을 추종하게 된다.

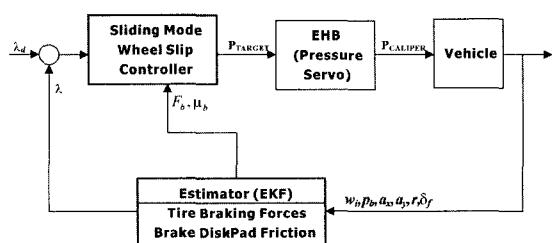


Fig. 1 Block diagram of the wheel slip control system

3. 타이어 제동력 추정

3.1 차량 모델링

차량의 운동은 Fig. 2와 같이 직진방향, 횡방향 그리고 요우잉 방향의 3 자유도로 모델링 하였으며 모델식은 식 (1)과 같다. 차량의 좌/우 조향각은 동일하다고 가정하였다.

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

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 , γ 은 차량의 직진방향, 횡방향 및 요우잉 방향의 속도이며, F_{xi} 는 네 바퀴에 작용하는 타이어 제동력을 나타내고, F_{yf} 와 F_{yr} 은 전륜 및 후륜의 타이어 횡력의 평균값이다. 그리고 δ_f 는 전륜의 조향각이며, 첨자 i 는 네 개의 타이어를 나타낸다.

차량이 제동될 때 제동 토크로 인하여 다음 Fig. 3과 같이 타이어와 지면사이에 제동력이 발생하게 된다. 이때 Fig. 3과 같은 유압 디스크 브레이크의 경우에는 타이어에 작용하는 제동 토크는 식 (2)와 같이 계산될 수 있으며 이를 훨 운동방정식에 대입하면 제동시의 훨 동역학은 식 (3)과 같다.

$$T_{wi} = -2 \cdot P_{bi} A_{pi} R_{bi} \mu_b, \quad (i=1 \sim 4) \quad (2)$$

$$J_{wi} \dot{w}_i = T_{wi} - r_w F_{xi} = -2 \cdot P_{bi} A_{pi} R_{bi} \mu_b - r_w F_{xi} \quad (3)$$

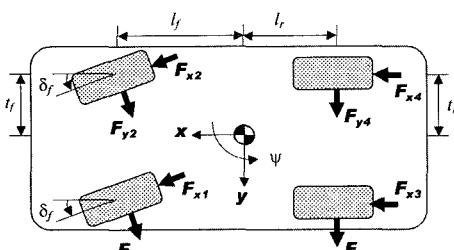


Fig. 2 Force diagram

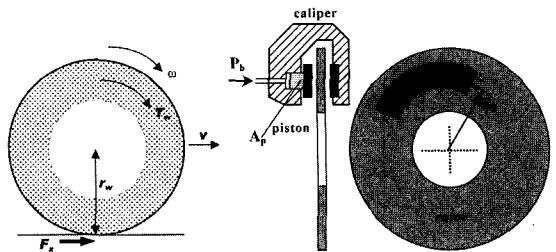


Fig. 3 Wheel dynamics and disk brake

여기서, T_w 는 훨 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 훨의 회전속도, J_w 는 훨의 관성모멘트, r_w 는 훨의 반지름을 나타낸다.

3.2 확장된 칼만필터 설계

앞 절에서 모델링 한 차량 모델에서 타이어의 횡력, 제동력 그리고 브레이크 패드의 마찰계수는 측정할 수 없는 변수들로 이를 추정하기 위하여 확장된 칼만필터(extended Kalman filter)를 설계하였다. 칼만필터 설계를 위한 모델식은 다음 식 (4)와 같이 추정 변수들을 상태변수로 확장하고 그 미분치는 0으로 가정하여 구성하였다.

$$\begin{aligned} \dot{v}_x &= \gamma v_y + \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^2 (F_{xi} \cos \delta_f) + \sum_{i=3}^4 F_{xi} - 2F_{yf} \sin \delta_f \right) \\ \dot{v}_y &= -\gamma v_x + \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_f) + 2F_{yf} \cos \delta_f + 2F_{yr} \right) \\ \dot{\gamma} &= \frac{1}{I_z} \left(l_f \sum_{i=1}^2 (F_{xi} \sin \delta_f) + l_f \cdot 2F_{yf} \cos \delta_f - l_r \cdot 2F_{yr} \right. \\ &\quad \left. + t_f \sum_{i=1}^2 (-1)^i (F_{xi} \cos \delta_f) + t_r \sum_{i=3}^4 (-1)^i F_{xi} \right) \\ \dot{w}_i &= (-2 \cdot P_{bi} A_{pi} R_{bi} \mu_b - r_w F_{xi}) / J_{wi}, \quad (i=1 \sim 4) \\ \dot{\mu}_b &= 0 \\ \dot{F}_{xi} &= 0, \quad (i=1 \sim 4) \\ \dot{F}_{yf} &= 0 \\ \dot{F}_{yr} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

그리고 측정변수는 차량의 직진가속도, 횡가속도, 요우잉 속도 그리고 각 훨의 속도의 7개로 다음 식 (5)와 같다.

$$y = [a_x \quad a_y \quad r \quad w_i]^T, \quad (i=1 \sim 4) \quad (5)$$

여기서 a_x, a_y 는 차량의 직진 및 횡 방향의 가속도를 나타낸다. 위의 비선형 상태 방정식을 바탕으로 상태변수를 추정하는 확장된 칼만필터를 설계하여 브레이크 패드의 마찰계수 및 제동력을 동시에 추정하였다. 식 (5)의 측정변수에서 노이즈가 있는 경우에는 확장된 칼만필터의 측정 노이즈 상호분산 행렬의 적절한 조정을 통하여 노이즈 저감을 할 수 있다. 그리고 식 (4)에서 차량의 파라미터가 변동되어지는 경우에는 제동력 추정의 정상상태 오차가 나타날 수 있으며 추정된 제동력을 휠 슬립 제어기에 사용하는 경우 추정 오차에 강인한 슬립제어기 설계가 필요하다.

4. 강인한 휠 슬립 제어기 설계

4.1 슬립 동역학

식 (3)의 휠 동역학 식에서 제동토크와 제동력은 음의 값을 가진다. 계산상의 편의를 위하여 이 변수들을 양수의 값으로 취하면 휠 동역학 식은 다음 식 (6)과 같이 다시 표현할 수 있다. 그리고 타이어와 지면사이에 작용하는 휠 슬립은 휠의 회전속도와 차량의 직진속도의 상대적인 비로 정의되며 식 (7)과 같다.

$$J_{wi} \dot{\phi}_i = -T_{bi} + r_w F_{bi} \quad (6)$$

$$\lambda = \frac{v_x - r_w \omega}{v_x} \quad (7)$$

여기서 T_{bi} 및 F_{bi} 는 양의 값을 표현된 제동토크와 제동력을 나타낸다. 식 (7)을 시간에 따라 미분을 취하고 식 (6)을 대입하면 슬립동역학을 식 (8)과 같이 얻을 수 있다.

$$\dot{\lambda}_i = -\frac{\dot{v}_x}{v_x} (\lambda_i - 1) - \frac{r_w}{J_{wi} v_x} (r_w F_{bi} - T_{bi}) \quad (8)$$

4.2 슬라이딩 모드 제어기 설계

본 논문에서는 휠의 슬립이 목표 슬립값을 추종하기 위한 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다. 슬

라이딩 모드 제어에 의한 제어 입력 토크는 식 (9)와 같이 표현된다.

$$T_{bi} = T_{eq,i} - \beta_i \operatorname{sgn}(s) \quad (9)$$

여기서 T_{bi} 는 각 휠의 제어 입력 토크이고, $T_{eq,i}$ 는 동가제어(equivalent control) 토크이다. 그리고 s 는 슬라이딩 평면(sliding surface)을 나타내고 β_i 는 불연속 제어 이득이다.

휠 슬립 제어의 목적은 시스템의 슬립 상태 λ 를 목표값인 λ_d 로 제어하는 것이다. 이를 위한 슬라이딩 모드 제어의 슬라이딩 평면(sliding surface)은 식 (10)과 같이 설정하였다.

$$s = \lambda - \lambda_d \quad (10)$$

식 (10)에서의 동가제어(equivalent control) 토크는 식 (11)과 같이 슬라이딩 평면(sliding surface)의 미분값이 0이 되는 조건으로부터 구할 수 있다.

$$\dot{s} = 0 \quad (11)$$

식 (11)에 식 (8)을 대입하여 정리하면 식 (12)와 같이 동가제어(equivalent control) 토크는 타이어 제동력과 차량 속도 그리고 슬립에 따른 식으로 표현된다.

$$T_{eq,i} = r_w F_{bi} + \frac{J_{wi} \dot{v}_x}{r_w} (\lambda_i - 1) \quad (12)$$

식 (12)의 동가제어(equivalent control) 토크에서 타이어 제동력 F_{bi} 는 유압 액튜에이터를 사용하는 EHB의 경우 앞에서 언급한 바와 같이 정확하게 측정하거나 계산하는 것은 어렵다. 따라서 본 논문에서는 3장에서 설명한 확장된 칼만필터를 기반으로 타이어 제동력 값을 추정하여 사용하였다. 따라서 추정된 제동력 사용하는 경우 슬라이딩 모드 제어의 제어 입력 토크는 식 (9)와 식 (12)에 의해 다음 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{bi} = r_w \hat{F}_{bi} + \frac{J_{wi} \dot{v}_x}{r_w} (\lambda_i - 1) - \beta_i \operatorname{sgn}(s) \quad (13)$$

여기서 \hat{F}_{bi} 는 각 타이어의 추정된 제동력을 나타낸다. 식 (13)에서 불연속 제어 이득 β_i 는 제동력 추

정 오차에 강인하도록 설계되어야 한다. 이러한 β 는 식 (14)와 같은 슬라이딩 모드 제어의 슬라이딩 조건(sliding condition)에 따라 구할 수 있다.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta |s| \quad (14)$$

여기서 η 는 양의 값을 가지는 상수이다. 식 (14)의 슬라이딩 조건에 식 (8)을 대입하면 식 (15)의 조건을 유도할 수 있다.

$$s \dot{\lambda}_i \leq -\eta |s| \\ \Rightarrow s \left[-\frac{\dot{v}_x}{v_x} (\lambda_i - 1) - \frac{r_w}{J_{wi} v_x} (r_w F_{bi} - T_{bi}) \right] \leq -\eta |s| \quad (15)$$

식 (15)의 조건에서 각 훨의 입력 토크 T_{bi} 에 슬라이딩 모드 제어 입력 토크식 (13)을 대입하여 정리하면 다음 식 (16)과 같은 부등식을 얻을 수 있다.

$$-s \frac{r_w^2}{J_{wi} v_x} (F_{bi} - \hat{F}_{bi}) - s \frac{r_w}{J_{wi} v_x} \beta_i \operatorname{sgn}(s) \leq -\eta |s| \quad (16)$$

식 (16)에서 불연속 이득 β 를 식 (17)과 같이 정한다.

$$\beta_i = \frac{J_{wi} v_x}{r_w} (N + \eta) \quad (17)$$

여기서 N 은 제동력 추정 오차에 강인한 불연속 이득 β 를 결정해 주기 위해 도입된 값이다. 식 (17)을 식 (16)에 대입하여 식 (18) 및 식 (19)와 같이 전개하면 슬라이딩 조건을 만족시키는 불연속 제어 이득 β 에서의 N 의 범위가 제동력 추정 오차에 대해서 식 (20)과 같이 결정되어 진다.

$$-s \frac{r_w^2}{J_{wi} v_x} (F_{bi} - \hat{F}_{bi}) - (N + \eta) |s| \leq -\eta |s| \quad (18)$$

$$-s \frac{r_w^2}{J_{wi} v_x} (F_{bi} - \hat{F}_{bi}) \leq N |s| \quad (19)$$

$$N \geq \frac{r_w^2}{J_{wi} v_x} |F_{bi} - \hat{F}_{bi}| \quad (20)$$

따라서 N 값이 식 (20)과 같이 제동력 추정 오차에 대한 조건을 만족하도록 설정하여 식 (17)의 제어

개인 β 를 설계 하면 제동력 추정 오차에 대한 강인한 훨슬립 제어기를 얻을 수 있다. 제동력 추정 오차가 커지게 되면 N 값이 커지게 되고 따라서 슬라이딩 모드 제어기의 불연속 이득 값인 β 가 큰 값을 갖는다. 이 경우 슬라이딩 모드 제어기는 떨림(chattering)이 크게 발생하게 된다. 따라서 일반적으로 슬라이딩 모드 제어의 단점인 떨림(chattering)을 줄이기 위하여 식 (13)에서의 불연속 함수(sgn 함수)를 포화 함수(sgn 함수)로 대치하여 사용하면 최종의 슬라이딩 모드 제어 입력 토크는 식 (21)과 같다.

$$T_{bi} = r_w \hat{F}_{bi} + \frac{J_{wi} \dot{v}_x}{r_w} (\lambda_i - 1) - \beta_i \operatorname{sat}\left(\frac{s}{\varepsilon}\right) \quad (21)$$

여기서 ε 는 매우 작은 양의 상수(small number)로 제어기 설계자에 의한 설계변수.design variable)가 된다. 본 논문에서의 훨슬립 제어기는 EHB 액튜에이터에서의 경우에 대한 설계이므로 제어 입력이 토크값이 아니라 제동압력 값으로 가해져야 한다. EHB의 경우 토크값을 압력값으로 변환할 때 브레이크 디스크와 패드의 마찰계수의 변화에 의하여 정확히 변환하기는 어렵다. 그러나 본 논문에서는 3장에서 설명한 바와 같이 타이어 제동력과 동시에 디스크-패드 마찰계수를 추정하였으므로 이 값을 사용하여 토크값을 압력값으로 변환할 수 있다. 따라서 최종적으로 구한 식 (21)의 제어 입력 토크는 추정된 브레이크 디스크-패드 마찰계수를 이용하여 식 (3)으로부터 다음 식 (22)과 같이 제동 압력으로 변환될 수 있다.

$$P_{bi} = \frac{T_{bi}}{2 \cdot A_{pi} R_{bi} \hat{\mu}_b} \quad (22)$$

여기서 $\hat{\mu}_b$ 는 브레이크 디스크와 패드사이의 추정된 마찰계수를 나타낸다.

5. 시뮬레이션

훨슬립 제어시스템의 성능을 검증하기 위하여 차량모델, 추정 알고리즘 그리고 훨슬립 제어기를 Fig. 4에 나타낸 것과 같이 MATLAB/Simulink로 구성하여 다양한 노면 조건에서 시뮬레이션을 수행하

였다. 시뮬레이션에서 사용된 차량 모델은 14자유도 전체 차량모델로 차량 운동 6자유도, 현가장치 4자유도, 휠 운동 4자유도로 구성되어 있으며 비선형 타이어 모델인 Magic Formula 모델이 포함되어 있다.

본 논문에서의 EHB 액추에이터는 목표 압력값에 대한 압력제어 기능을 수행하며 50 MPa/sec의 settling time을 가진다. 따라서 차량모델에서 EHB 액추에이터는 0.005 sec의 시상수(time constant) 갖는 식(23)과 같이 1차 선형시스템으로 모델링 하여 적용하였으며 그 응답은 Fig. 5와 같다.

$$G_{EHB}(s) = \frac{1}{0.005s + 1} \quad (23)$$

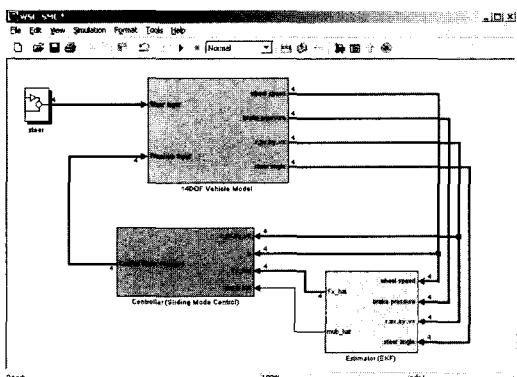


Fig. 4 Simulation tool

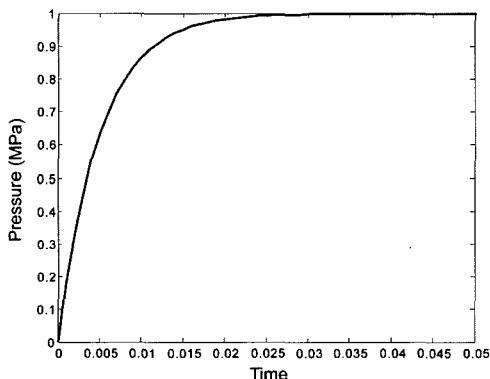


Fig. 5 Step response of EHB actuator

시뮬레이션은 차량이 시속 90km/h에서 제동이 된 경우로 목표 슬립값은 0.2로 주었다. 휠 슬립 제어 결과는 Fig. 6 ~ Fig. 9에 나타내었다. Fig. 6과 Fig. 7은 정상노면의 경우이며, Fig. 8과 Fig. 9는 정상노면

에서 제동을 시작하여 1.5초에서 미끄러운 노면으로 진입하는 경우이다. 그림은 각각 차량 속도 및 휠 속도, 휠 슬립 제어 결과, 그리고 브레이크 디스크-패드 마찰계수 및 제동력 추정의 결과이다. 결과에서 보듯이 휠 슬립 제어 성능과 각 추정 성능은 우수함을 확인할 수 있다.

Fig. 10은 차량의 네 바퀴 각각에 임의로 서로 다른 목표 슬립값, 즉 전륜 왼쪽은 0.8, 전륜 오른쪽은 0.6, 후륜 왼쪽은 0.4 및 후륜 오른쪽은 0.2의 목표 슬립값을 주었을 경우 슬립 제어의 결과이다. 이 경우에도 각 네 바퀴에 대해서 슬립 제어 성능은 우수함을 볼 수 있다. 따라서 ESP와 같은 차량의 조향 안정성을 향상시키기 위한 상위 개념의 차량 제어기에서 차량의 제동 상태에 따라 각 바퀴에 서로 다른 목표 슬립값을 정해주면 본 논문에서 개발한 휠 슬립 제어시스템을 통하여 그 기능이 구현될 수 있음을 확인할 수 있다.

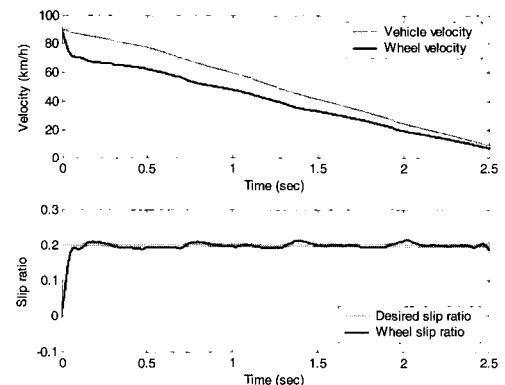


Fig. 6 Control results on normal road

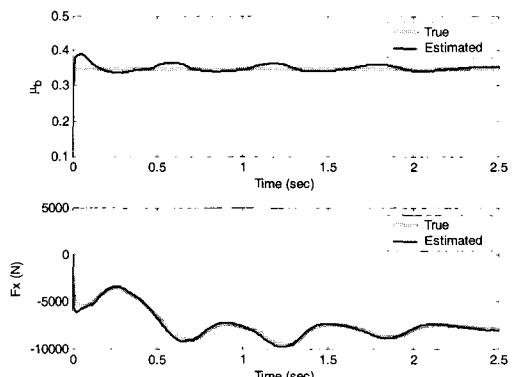


Fig. 7 Estimation results on normal road

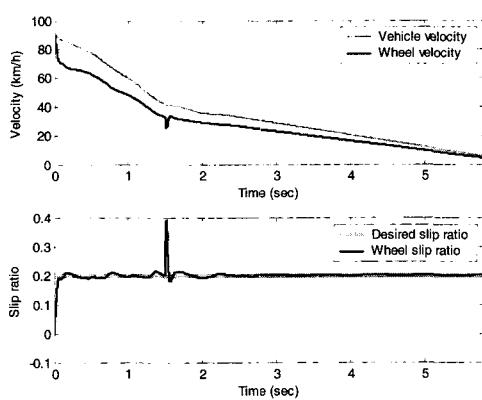


Fig. 8 Control results on μ -change road

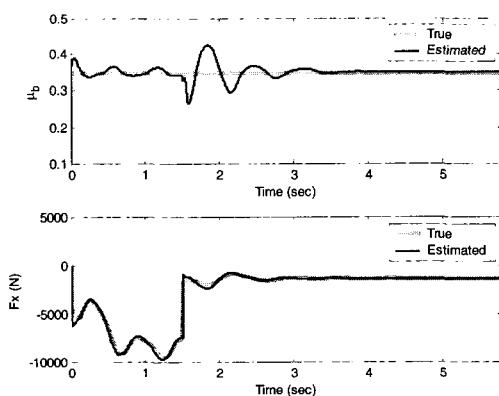


Fig. 9 Estimation results on μ -change road

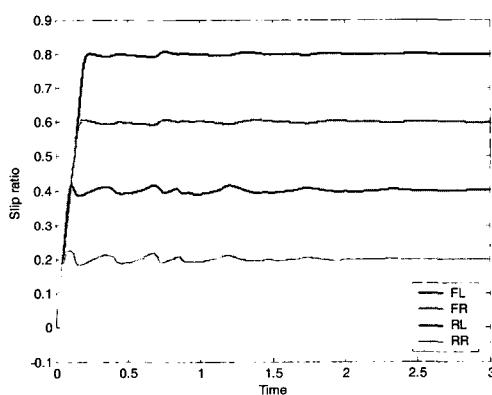


Fig. 10 Control results for different target slip

6. 결 론

본 논문에서는 EHB brake-by-wire 시스템을 위한 휠 슬립 제어 시스템을 개발하였다. 제안하는 휠 슬

립 제어시스템은 추정기와 제어기로 구성된다. 실제 차량에서 센서로 측정 가능한 변수들을 바탕으로 타이어 모델을 사용하지 않고 차량의 제동력 및 브레이크 디스크-페드 마찰계수를 확장된 칼만필터를 사용하여 동시에 추정하는 알고리즘을 개발하였다. 그리고 추정된 정보를 바탕으로 슬라이딩 모드 휠 슬립 제어기를 설계하여 추정오차 및 외란에 장인한 휠 슬립 제어 시스템을 개발하였다. 본 논문에서 개발된 시스템은 시뮬레이션을 통하여 그 성능을 검증하였으며 이를 통하여 차량의 최대의 제동력을 얻거나 또는 차량의 조향 안정성을 향상시키기 위한 ESP에 적용될 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 “미래형 자동차 기술개발 사업” 연구지원으로 수행되었음(과제번호: 1005253).

References

- 1) S. Müller, M. Uchanski and K. Hedrick, “Slip-Based Tire-Road Friction Estimation During Braking,” Proceedings of IMECE’01, 2001.
- 2) S. Semmler, R. Isermann, R. Schwarz and P. Rieth, “Wheel Slip Control for Antilock Braking Systems using Brake-by-Wire Actuators,” SAE World Congress, No. 2002-01-0303, 2002.
- 3) K. R. Buckholz, “Reference Input Wheel Slip Tracking Using Sliding Mode Control,” SAE World Congress, No.2002-01-0301, 2002.
- 4) T. Kawabe, M. Nakazawa, I. Notsu and Y. Watanabe, “A Sliding Mode Controller for Wheel Slip Ratio Control System,” Int. Symposium on Advanced Vehicle Control, pp.797-804, 1996.
- 5) J. Yi, L. Alvarez and R. Horowitz, “Adaptive Emergency Braking Control With Underestimation of Friction Coefficient,” IEEE Trans. on Control Systems Technology, Vol.10, No.3, pp.381-392, 2002.

- 6) P. Yoon, H. Kang, I. Hwang, K. Huh and D. Hong, "Braking Status Monitoring for Brake-By-wire Systems," SAE World Cong., No.2004-01-0259, 2004.
- 7) F. Yu, J.-Z. Feng, J. li "A Fuzzy Logic Con-troller Design For Vehicle ABS With A On-Line Optimized Target Wheel Slip Ratio," Int. J. Automotive Technology, Vol.3, No.4, pp.165-170, 2002.