

< 논문 >

휠 슬립 제어기 및 최적 슬립 결정 알고리즘을 이용한 차량의 최대 제동력 제어

홍대건* · 허건수† · 황인용** · 선우명호**
(2005년 8월 18일 접수, 2006년 1월 18일 심사완료)

Maximum Braking Force Control Using Wheel Slip Controller and Optimal Target Slip Assignment Algorithm in Vehicles

Daegun Hong, Kunsoo Huh, Inyong Hwang and Myoungho Sunwoo

Key Words : Wheel Slip Control(휠 슬립 제어), Braking Force Estimation(제동력 추정), Adaptive Sliding Control(적응 슬라이딩 제어), Lyapunov Stability Theory(Lyapunov 안정성 이론)

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 ABS 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 robust wheel slip controller is developed based on the adaptive sliding mode control method and an optimal target slip assignment algorithm. An adaptive law is formulated to estimate the longitudinal braking force in real-time. The wheel slip controller is designed using the Lyapunov stability theory and considering the error bounds in estimating the braking force and the brake disk-pad friction coefficient. The target slip assignment algorithm is developed for the maximum braking force and searches the optimal target slip value based on the estimated braking force. 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.

1. 서론

차량 제동시스템 연구에서 brake-by-wire 시스템을 이용한 휠 슬립 제어의 연구가 수행되고 있다. 휠 슬립 제어는 기존의 상용 ABS(Anti-lock Brake System)에 비하여 더 정확한 제동력 제어를 수행할 수 있으며, 다양한 차량에 쉽게 적용할 수 있

다. 이러한 휠 슬립 제어 시스템은 적절한 제동력을 위한 목표 슬립을 결정하는 알고리즘과 결정된 목표 슬립을 추종하기 위한 강인한 슬립제어기가 필요하다. 슬립 제어기에서 정확한 슬립 제어를 구현하기 위해서는 네 바퀴 각각에 대하여 타이어와 노면사이에 발생하는 정확한 제동력 정보가 필요한데 유압구동 방식인 EHB(Electro-Hydraulic Brake)를 사용하는 brake-by-wire 시스템의 경우 측정 가능한 유압의 압력 정보를 이용하여 제동력을 계산하기는 어렵다. 이는 브레이크 디스크와 패드 사이의 마찰이 마모, 습기 및 발열 등에 의해서 변하기 때문이다.

기존의 연구를 살펴보면 브레이크 패드의 마찰 계수는 약 50% 이상 변화될 수 있으며 이에 따라

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : khuh2@hanyang.ac.kr
TEL : (02)2220-0437 FAX : (02)2295-4584

* 한양대학교 정밀기계공학과

** 한양대학교 자동차공학과

브레이크 계인을 추정하여 차량의 전체 제동력을 추정하는 연구⁽¹⁾가 발표되었으며 네 바퀴의 타이어 제동력과 브레이크 패드의 마찰계수를 동시에 추정하는 연구⁽²⁾도 발표되었다. 휠 슬립 제어에 대해서는 EMB(Electro-Mechanical Brake)에 대해서 측정된 제동 토크로부터 타이어의 제동력을 계산하여 휠 슬립 제어를 수행한 연구가 발표되었고,⁽³⁾ 제동력을 측정 또는 추정할 수 있다는 가정 하에 슬라이딩 모드 제어를 적용한 연구도 발표되었다.⁽⁴⁾ 그리고 제동력을 경계값(bound)만을 알 수 있는 불확실성(uncertainty)으로 가정하고, 슬라이딩 모드 제어를 적용하여 불확실성에 강인한 휠 슬립 제어에 대한 연구⁽⁵⁾가 있었으며 퍼지제어를 사용한 연구도 수행되었다.⁽⁶⁾ 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 제어를 적용하여 브레이크 계인을 추정하는 휠 슬립 제어 연구가 발표되었는데,⁽⁷⁾ 이 방법은 타이어 모델을 사용하여야 한다는 단점을 가진다. 그리고 최대의 제동력을 얻기 위한 적절한 목표 슬립 결정에 대한 연구가 발표되었는데 타이어/노면의 특성 곡선(μ -slip curve)를 타이어 모델을 사용하여 파라미터를 추정하는 방법으로 적절한 목표 슬립을 결정한 연구⁽⁸⁾가 발표되었으며 μ -slip curve의 기울기를 추정하여 그 기울기가 0이 되도록 제어하는 방법⁽⁹⁾이 보고되었다.

본 논문에서는 EHB의 경우에 대하여 타이어 제동력을 추정하고 추정된 제동력을 바탕으로 최대 제동력을 얻기 위한 최적 목표 슬립(target slip)을 결정하며 결정된 목표 슬립과 추정된 제동력을 사용하여 슬립을 제어하는 휠 슬립 제어 시스템을 개발하였다. 제동력 추정과 슬립 제어기는 Lyapouov 안정성 이론을 바탕으로 한 적응 슬라이딩 제어(adaptive sliding control) 기법을 적용하여 제동력 추정 오차와 브레이크 패드의 마찰계수의 변화에 강인하도록 설계하였으며 최대 제동력을 얻기 위한 목표 슬립은 제동력의 변화가 0이 되는 슬립값을 찾아가는 방법으로 설계하였다. 설계된 휠 슬립 제어 시스템의 제어 입력은 EHB의 목표 압력값으로 이는 압력 서보 기능을 가지는 EHB 액추에이터를 통하여 네 바퀴 휠에 작용하게 된다. 개발된 휠 슬립 제어 시스템은 다양한 조건에서의 시뮬레이션을 통하여 검증하였다.

2. 휠 슬립 제어 시스템

본 논문에서 제안하는 최대 제동력 제어를 위한 휠 슬립 제어 시스템의 블록 다이어그램은 Fig. 1과 같다. 그림에서 보듯이 타이어와 지면 사이의 제동력을 추정하는 부분, 추정된 제동력을 사용하여 브레이크에 적절한 제동 압력값을 결정해 주는 휠 슬립 제어 부분 및 적절한 목표 슬립을 결정해 주는 부분으로 구성되어 있다.

적응 법칙을 통하여 제동력을 추정하고 추정된 제동력은 목표 슬립 결정 알고리즘 및 휠 슬립 제어기에서 사용된다. 목표 슬립 결정 알고리즘으로부터 최대 제동력을 얻을 수 있는 최적 슬립이 결정되고 슬립 제어기에서 슬립 오차에 대하여 EHB 액추에이터의 목표 압력값 형태로 목표 슬립을 추종할 수 있는 적절한 제어 입력을 계산한다. EHB 액추에이터는 휠 슬립 제어기로부터 입력 받은 목표 압력값을 생성하여 차량의 브레이크에 가하며 이를 통하여 최대 제동력을 위한 목표 슬립을 추종하게 된다.

3. 적응 슬라이딩 제어기 설계

3.1 슬립 동역학

차량이 제동될 때 Fig. 2와 같이 제동 토크가 발생하고 타이어와 지면사이에 마찰에 의하여 제동력이 발생하게 되며 이 때의 휠 동역학은 식 (1)로 표현할 수 있다.

$$J_w \dot{\omega} = -T_b + r_w F_b \tag{1}$$

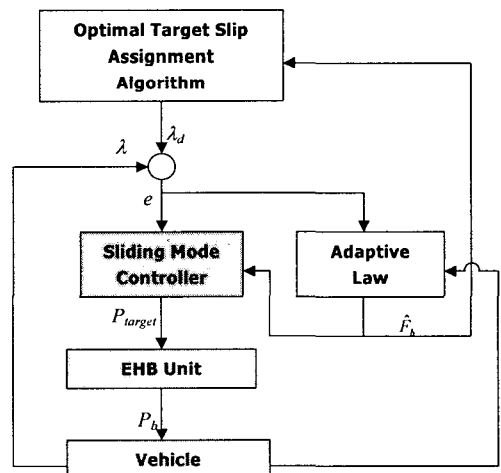


Fig. 1 Block diagram of the proposed system

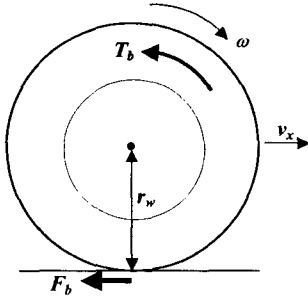


Fig. 2 Force diagram of the wheel during braking

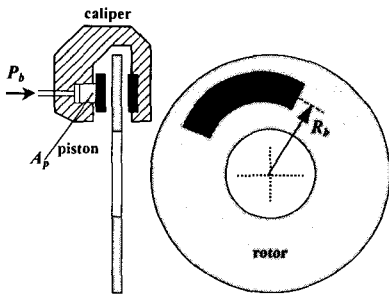


Fig. 3 Hydraulic disk brake

여기서 J_w 는 휠의 회전 관성 모멘트, ω 는 휠의 속도 그리고 r_w 는 휠의 반지름을 나타내며, T_b 및 F_b 는 각각 제동토크와 제동력을 나타낸다.

본 논문에서는 유압을 사용하는 EHB 액추에이터를 사용하므로 휠 슬립 제어입력은 EHB의 목표 압력 형태로 계산되어야 한다. 따라서 Fig. 3과 같은 유압 디스크 브레이크의 경우에는 타이어에 작용하는 제동 토크는 브레이크에 가해지는 압력 값과 브레이크 파라미터에 의해 식 (2)와 같이 표현할 수 있으며, 식 (2)를 식 (1)에 대입하면 유압 브레이크의 제동시 휠의 운동방정식은 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

$$T_b = 2 \cdot P_b \cdot A_p \cdot R_b \cdot \mu_b \quad (2)$$

$$J_w \dot{\omega} = -2 \cdot P_b \cdot A_p \cdot R_b \cdot \mu_b + r_w F_b \quad (3)$$

여기서 A_p 는 유압 피스톤 면적, R_b 는 디스크 로터 중심에서 패드까지의 유효 반지름 그리고 μ_b 는 브레이크 패드와 디스크 사이의 마찰계수이다.

타이어와 지면사이에 작용하는 휠 슬립은 휠의 회전속도와 차량의 직진속도의 상대적인 비로 정의되며 식 (4)와 같다.

$$\lambda = \frac{v_x - r_w \omega}{v_x} \quad (4)$$

여기서 v_x 는 차량의 직진방향 속도이다. 식 (4)를 시간에 대해 미분을 취하고 식 (3)을 대입하면 슬립동역학을 식 (5)와 같이 얻을 수 있다.

$$\dot{\lambda} = -\frac{\dot{v}_x}{v_x}(\lambda - 1) - \frac{r_w}{J_w v_x} (r_w F_b - 2 \cdot A_p R_b \mu_b P_b) \quad (5)$$

3.2 적응 슬라이딩 제어

본 논문에서는 차량의 제동력을 추정하고 추정된 제동력 오차와 브레이크 디스크-패드와의 마찰계수 변화에 강인한 방법으로 휠 슬립이 목표 슬립 값을 추종할 수 있도록 Lyapunov 안정성 이론 기반의 적응 슬라이딩 (adaptive sliding control) 제어 기법을 적용하여 휠 슬립 제어를 설계하였다. 먼저 적응 슬라이딩 제어의 sliding surface는 식 (6)과 같이 목표 휠 슬립과 현재 휠 슬립의 오차로 설정하였다.

$$s = \lambda - \lambda_d \quad (6)$$

그리고 식 (7)과 같이 sliding surface와 제동력 추정오차에 대하여 Lyapunov function을 정의하였다.

$$V(s, \tilde{F}_b) = \frac{1}{2} s^2 + \frac{1}{2\gamma} \tilde{F}_b^2, \quad \tilde{F}_b = F_b - \hat{F} \quad (7)$$

여기서 \hat{F}_b 는 추정된 제동력이고 γ 는 적응 개인 (adaptation gain)을 나타내며 양수값이다.

식 (7)을 시간에 따른 미분을 취한 후 식 (5)의 슬립 동역학 식을 대입하고, 목표 슬립과 타이어 제동력이 slowly time varying으로 가정하여 각 시간 미분치를 0으로 가정하면 식 (8)와 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{V}(s, \tilde{F}_b) &= s\dot{s} + \frac{1}{\gamma} \tilde{F}_b \dot{\tilde{F}}_b = s \cdot (\dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d) + \frac{1}{\gamma} \tilde{F}_b (F_b - \dot{\hat{F}}_b) \\ &= s \cdot \left(-\frac{\dot{v}_x}{v_x}(\lambda - 1) - \frac{r_w}{J_w v_x} (r_w F_b - 2 \cdot A_p R_b \mu_b P_b) \right) + \frac{1}{\gamma} \tilde{F}_b (-\dot{\hat{F}}_b) \end{aligned} \quad (8)$$

식 (8)을 전개하면 Lyapunov function의 시간 미분치는 다음 식 (9)와 같이 최종 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{V}(s, \tilde{F}_b) &= s \cdot \left(-\frac{\dot{v}_x}{v_x}(\lambda - 1) - \frac{r_w^2}{J_w v_x} \hat{F}_b + \frac{r_w}{J_w v_x} 2 \cdot A_p R_b \mu_b P_b \right) \\ &\quad - \frac{r_w^2}{J_w v_x} s \tilde{F}_b + \frac{1}{\gamma} \tilde{F}_b (-\dot{\hat{F}}_b) \end{aligned} \quad (9)$$

Lyapunov 안정성을 만족하기 위해 식 (9)가 negative semi-definite 가 되도록 하는 제어법칙과 적응법칙을 다음 식 (10) 및 (11)과 같이 얻을 수 있다.

Control Law

$$P_b = \frac{1}{2A_p R_b \mu_b} \left[\frac{J_w \dot{v}_x}{r_w} (\lambda - 1) + r_w \hat{F}_b - \frac{J_w v_x}{r_w} k \operatorname{sgn}(s) \right] \quad (10)$$

Adaptation Law

$$\dot{\hat{F}}_b = -\gamma \frac{r_w^2}{J_w v_x} s = -\gamma \frac{r_w^2}{J_w v_x} (\lambda - \lambda_d) \quad (11)$$

여기서 k 는 슬라이딩 제어기의 계인을 나타내며 양수값이다.

식 (10)의 제어 입력값과 식 (11)의 적응법칙에 의하여 식 (9)의 Lyapunov function 의 미분값은 다음 식 (12)와 같은 결과를 얻게 되고, 이를 통하여 Lyapunov 안정성이 보장됨을 확인할 수 있다.

$$\dot{V}(s, \tilde{F}_b) = -ks \operatorname{sgn}(s) = -k|s| \quad (12)$$

식 (10)의 제어 입력값에서 브레이크 디스크와 패드 사이의 마찰계수는 마모, 발열, 습기 등의 여러 가지 환경에 따라 변하기 때문에 쉽게 얻을 수 없다. 따라서 본 논문에서는 식 (13)과 같이 마찰계수의 nominal 값을 사용하였다.

$$P_b = \frac{1}{2A_p R_b \mu_{b,n}} \left(\frac{J_w \dot{v}_x}{r_w} (\lambda - 1) + r_w \hat{F}_b - \frac{J_w v_x}{r_w} k \operatorname{sgn}(s) \right) \quad (13)$$

여기서 $\mu_{b,n}$ 은 브레이크 디스크와 패드 사이 마찰계수의 nominal 값이다.

3.3 강인성 (Robustness)

제동력 추정 성능은 사용된 모델의 모델 오차에 의하여 추정 오차가 발생할 수 있고, 브레이크 디스크와 패드 사이의 마찰계수도 변하므로 식 (13)의 제어 입력에서 제어 계인 k 는 제동력 추정 오차 및 브레이크 디스크-패드 마찰계수 변화에 대하여 강인하게 설계되어야 한다. 이러한 제어 계인은 식 (14)의 슬라이딩 조건으로부터 구할 수 있다.

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

여기서 η 는 설계 파라미터로서 양의 상수값이다.

식 (5)를 식 (14)에 대입하면 다음의 조건을 얻을 수 있다.

$$s \dot{\lambda} \leq -\eta |s| \\ \Rightarrow s \left[-\frac{\dot{v}_x}{v_x} (\lambda - 1) - \frac{r_w}{J_w v_x} (r_w F_b - 2A_p R_b \mu_b P_b) \right] \leq -\eta |s| \quad (15)$$

식 (13)의 제어 입력값인 제동 압력값을 사용하여 식 (15)에 대입하면 다음의 조건을 얻을 수 있다.

$$-s \frac{\dot{v}_x}{v_x} (\lambda - 1) \left(1 - \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} \right) - s \frac{r_w^2}{J_w v_x} \left(F_b - \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} \hat{F}_b \right) \\ - s \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} k \operatorname{sgn}(s) \leq -\eta |s| \quad (16)$$

여기서 식 (14)의 슬라이딩 조건을 다음 식 (17)과 같이 변경한다.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta' |s| \quad \text{where } \eta' = \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} \eta \quad (17)$$

식 (17)에서 η' 은 양의 상수 값을 가지므로 슬라이딩 조건을 만족함을 알 수 있다. 식 (13)의 슬라이딩 제어 계인 k 을 식 (18)과 같이 가정하고 새로운 슬라이딩 조건 식 (17)에 대입하면 식 (19)에서 표현한 부등식을 얻을 수 있다.

$$k = N + \eta \quad (18)$$

$$-s \frac{\dot{v}_x}{v_x} (\lambda - 1) \left(1 - \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} \right) - s \frac{r_w^2}{J_w v_x} \left(F_b - \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} \hat{F}_b \right) \\ - \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} (N + \eta) s \operatorname{sgn}(s) \leq -\eta' |s| \quad (19)$$

식 (19)를 정리하면,

$$s \left[-\frac{\dot{v}_x}{v_x} (1 - \lambda) \left(\frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} - 1 \right) + \frac{r_w^2}{J_w v_x} \left(\frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} \hat{F}_b - F_b \right) \right] \leq \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} N |s| \quad (20)$$

여기서 N 은 식 (17)의 슬라이딩 조건을 만족하도록 설계되어야 하므로 식 (20)에서 다음의 식 (21)에 표현한 3 개의 요소들은 모두 양의 값을 가지므로 N 의 조건은 식 (22)와 같이 결정된다.

$$-\frac{\dot{v}_x}{v_x} \geq 0, (1 - \lambda) \geq 0, \frac{r_w^2}{J_w v_x} \geq 0 \quad (21)$$

$$N \geq \frac{\mu_{b,n}}{\mu_b} \left(\frac{-\dot{v}_x(1-\lambda)}{v_x} \left| \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} - 1 \right| + \frac{r_w^2}{J_w v_x} \left| \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} \hat{F}_b - F_b \right| \right) \quad (22)$$

식 (22)을 살펴보면 제동력 추정값과 브레이크 디스크-패드 마찰계수의 변화에 대하여 3 개의 uncertainty 가 있음을 볼 수 있다. 이러한 3 개의 uncertainty 가 식 (23)과 같이 bounded 되어 있다고 가정한다.

$$\left| \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} - 1 \right| < B_1, \quad \left| \frac{\mu_b}{\mu_{b,n}} \hat{F}_b - F_b \right| < B_2, \quad \frac{\mu_{b,n}}{\mu_b} < B_3 \quad (23)$$

여기서 B_1 , B_2 및 B_3 는 각 uncertainty 에 대한 bound 값을 나타낸다. 식 (22)와 식 (23)으로부터 슬라이딩 제어기의 게인값 k 는 식 (24)와 같이 결정된다.

$$k = B_3 \left(\frac{-\dot{v}_x(1-\lambda)}{v_x} B_2 + \frac{r_w^2}{J_w v_x} B_1 \right) + \eta \quad (24)$$

식 (24)를 식 (13)에 대입하면 휠 슬립 제어입력으로서 EHB 로 입력되어질 목표 압력값이 결정되며, 불연속 스위칭인 $\text{sgn}(\bullet)$ 함수로 인해 발생하는 chattering 을 줄이기 위하여 연속 스위칭 $\text{sat}(\bullet)$ 함수로 바꾸어 주어 식 (25)와 같이 최종의 제어 입력값을 결정하였다.

$$P_b = \frac{1}{2A_p R_b \mu_{b,n}} \left[\frac{J_w \dot{v}_x}{r_w} (\lambda - 1) + r_w \hat{F}_b - \frac{J_w v_x}{r_w} \cdot \left\{ B_3 \left(\frac{-\dot{v}_x(1-\lambda)}{v_x} B_2 + \frac{r_w^2}{J_w v_x} B_1 \right) + \eta \right\} \text{sat} \left(\frac{s}{\Phi} \right) \right] \quad (25)$$

여기서 Φ 는 설계 파라미터로 작은 양의 상수이다.

4. 최적 슬립 결정

차량 제동시 최대 제동력을 얻기 위해서는 최적의 목표 슬립율을 결정해 주어야 한다. 일반적으로 차량 제동력과 슬립과의 관계는 노면의 상태에 따라 변하게 되며 Fig. 4 에 정상노면에서의 슬립과 제동력 사이의 관계를 나타내었다. 그림에서 보듯이 슬립율이 약 10~20% 사이에서 최대 제동력이 생성되고 이러한 최대의 제동력이 발생하는 슬립값을 찾아야 한다. 휠의 슬립과 제동력과의 관계는 convex 함수이며 슬립에 따른 제동력의 변화가 0 이 되는 점에서 최대의 제동력을 가진다.

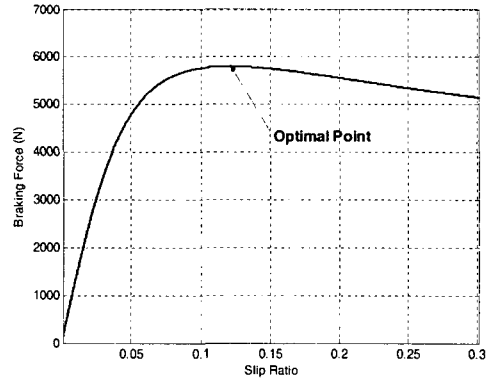


Fig. 4 Braking force w.r.t slip ratio

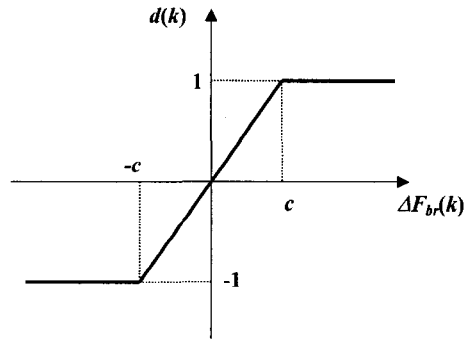


Fig. 5 Search direction

일반적인 convex 함수에서 최대값을 찾는 최적화 방법은 식 (26)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\lambda_d(k+1) = \lambda_d(k) + \alpha_k d(k) \quad (26)$$

여기서 λ_d 는 목표 슬립율, α_k 는 step size 그리고 $d(k)$ 는 search direction 을 나타낸다.

본 논문에서는 최대 제동력을 위한 최적 슬립율을 찾기 위해 추정된 제동력을 사용하여 상대적인 제동력의 변화가 0 이 되는 슬립율을 찾아가는 방법으로 search direction 을 식 (27) 및 Fig. 5 와 같이 상대적 제동력 변화에 대한 포화함수로 제한한다.

$$d(k) = \text{sat} \left(\frac{\Delta F_{br}(k)}{c} \right), \quad (27)$$

$$\text{where } \Delta F_{br}(k) = \frac{\hat{F}_b(k) - \hat{F}_b(k-1)}{\hat{F}_b(k)}$$

여기서 ΔF_{br} 은 상대적 제동력 변화량, $\hat{F}_b(k)$ 는 추정된 제동력을 나타낸다. c 는 설계변수로서 양의 상수값을 가진다.

그러나 실제의 노면과 타이어 사이의 관계에서는 슬립에 대한 제동력이 Fig. 4 와 같은 매끈한 곡선을 가지는 것이 아니라 많은 노이즈를 포함한다. 그러므로 추정된 제동력 정보로부터 최적점을 찾기 위한 제동력 변화를 직접 계산하기는 어렵다. 따라서 본 논문에서는 상대적 제동력 변화량 ΔF_{br} 을 Recursive Least Square (RLS) 방법으로 추정하였다. RLS 설계를 위한 regression model 은 식 (28)과 같이 설정하였으며 상대적 제동력 변화는 식 (29) 에 나타낸 과정을 통하여 추정된다.

$$y(k) = \varphi^T(k) \cdot \theta(k)$$

$$\Rightarrow y(k) = \hat{F}_b(k) - \hat{F}_b(k-1)$$

$$\varphi^T(k) = \hat{F}_b(k), \theta(k) = \Delta F_{br}(k)$$

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) + K(k)[y(k) - \varphi^T(k)\hat{\theta}(k-1)]$$

$$K(k) = P(k-1)\varphi(k)[\gamma \cdot I + \varphi^T(k)P(k-1)\varphi(k)]^{-1}$$

$$P(k) = [I - K(k)\varphi^T(k)]P(k-1) / \gamma$$

여기서 γ 는 forgetting factor 이다. 결과적으로 최대 제동력 제어를 위한 목표 슬립율은 식 (30)과 같이 결정된다.

$$\lambda_d(k+1) = \lambda_d(k) + \alpha_k \text{sat} \left(\frac{\hat{\theta}(k)}{c} \right)$$

5. 시뮬레이션

본 논문에서 제안한 휠 슬립 제어 시스템을 검증하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에서 실차를 대신하여 실차와 검증된 상용 소프트웨어인 CarSim⁽¹⁰⁾을 사용하였다. 다양한 노면 조건에서 시뮬레이션을 수행하였으며 본 논문에서는 정상 노면에서 미끄러운 노면으로 노면조건이 변화하는 경우에 대하여 그 결과를 Fig. 6 ~ Fig. 9 에 나타내었다.

Fig. 6 은 적응 법칙을 통해 제동력을 추정한 결과이며, Fig. 7 은 최적 슬립 결정 알고리즘으로부터의 최대 제동력을 위한 최적 슬립값과 그 슬립을 추종해 나가는 슬립 제어 결과를 나타내었다. Fig. 8 은 차량의 속도와 휠의 속도 및 EHB의 목표 압력값 형태의 제어 입력을 나타낸다. 그리고 Fig. 9 는 휠 슬립에 따른 생성된 제동력을 나타낸다. 그림에서 보듯이 최대 제동력을 위한 최적 슬립값은 전륜의 경우 정상노면에서는 약 15%, 미끄러운 노면에서는 약 11% 그리고 후륜의 경우 정상노면에서는 약 12%, 미끄러운 노면에서는

11%로 결정 되었으며, 각 전륜과 후륜에서 제동력 추정 성능과 휠 슬립 제어 성능은 우수함을 볼 수 있다. 그리고 휠 슬립 제어의 정상상태 결과에서는 정상노면과 미끄러운 노면에서 각 휠은 최대 제동력을 발생시키는 휠 슬립값으로 유지됨을 볼 수 있다.

Fig. 10 은 실제 차량에 장착된 상용 ABS (Anti-lock Braking System)가 작동되었을 때의 제어 결과를 나타낸다. 그림에서 보듯이 상용 ABS의 경우 슬립 oscillation 이 나타남을 확인할 수 있으며 이는 Fig. 4 에 나타낸 슬립과 제동력 관계 곡선에서 최대 제동력을 발생시키는 최적 슬립율을 유지하지 못하고 그 주위에서 oscillation 되고 있음을 나타낸다. 이러한 슬립 oscillation 은 그 폭이 클수록 제동력의 저하를 야기하게 된다. 따라서 본 논문에서 제안한 최대 제동력 제어를 위한 휠 슬립 제어 시스템은 기존의 상용 ABS에서 필연적으로 나타나는 슬립 oscillation 없이 일정한 최적 슬립율을 유지하는 기법으로서 제동 제어 시스템의 성능 향상을 가져올 수 있을 것으로 판단된다.

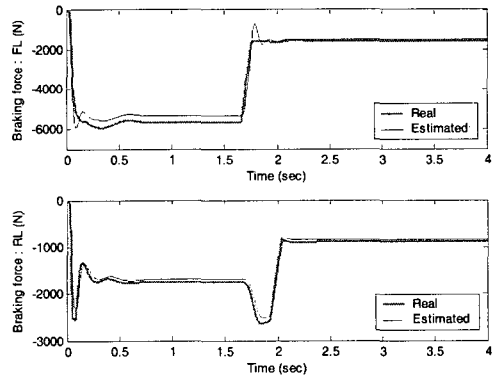


Fig. 6 Braking force estimation results

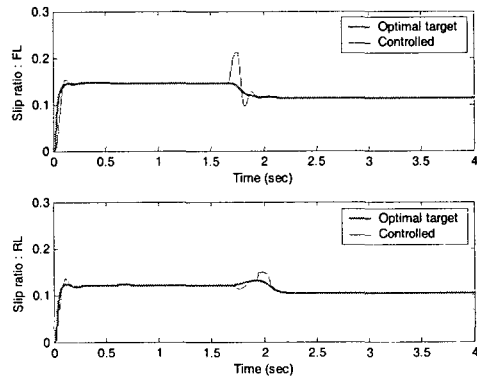


Fig. 7 Optimal slip and slip control results

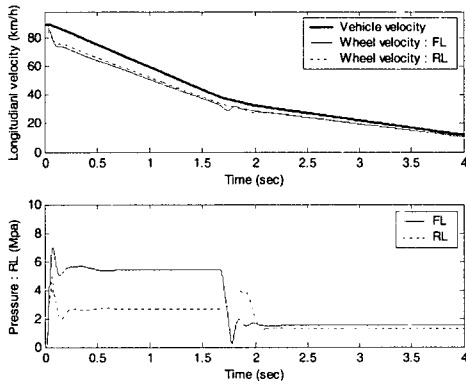


Fig. 8 Velocity and control input

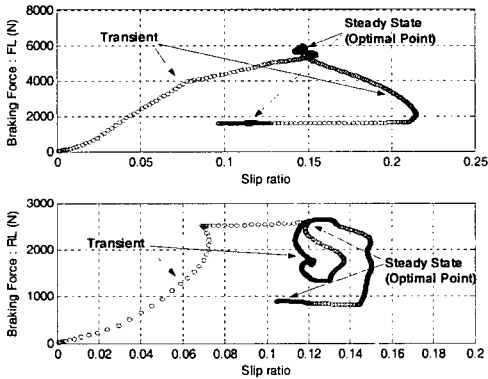


Fig. 9 Braking force-slip curve

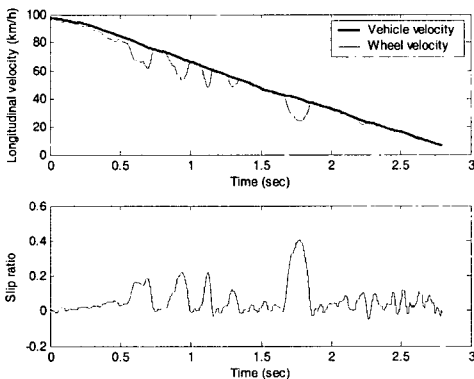


Fig. 10 Conventional ABS control results

6. 결론

EHB brake-by-wire 시스템에 대하여 최대 제동력을 위한 휠 슬립 제어시스템을 개발하였다. 적응 슬라이딩 제어를 사용하여 측정하기 어려운 타이

어 제동력을 추정하고 추정된 제동력을 바탕으로 최대 제동력을 위한 최적의 슬립율을 결정하며, 결정된 최적 슬립율을 추종하는 휠 슬립 제어기를 설계하였다. 슬립 제어기는 제동력 추정 정보를 사용하며 제동력 추정 오차 및 브레이크 패드의 마찰계수 변화에 강인하도록 설계하였다. 본 논문에서 개발된 시스템은 시뮬레이션을 통하여 그 성능을 검증하였으며 이를 통하여 차량의 최대의 제동력을 얻을 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 “자동차 기반기술 개발 사업” 연구지원으로 수행됨 (과제번호: 10005253).

참고문헌

- (1) Müller, S., Uchanski, M. and Hedrick, K., 2001, “Slip-Based Tire-Road Friction Estimation During Braking,” *Proceedings of IMECE'01*.
- (2) Hong, D., Huh, K., Yoon, P. and Hwang, I., 2003, “Estimation of Tire Braking Force and Road Friction Coefficient Between Tire and Road Surface For Wheel Slip Control,” *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 28, No. 5, pp. 527~523.
- (3) Semmler, S., Isermann, R., Schwarz, R. and Rieth, P., 2002, “Wheel Slip Control for Antilock Braking Systems using Brake-by-Wire Actuators,” *SAE World Congress*, No. 2002-01-0303.
- (4) Buckholtz, K. R., 2002, “Reference Input Wheel Slip Tracking Using Sliding Mode Control,” *SAE World Congress*, No. 2002-01-0301.
- (5) Kawabe, T., Nakazawa, M., Notsu, I. and Watanabe, Y., 1996, “A Sliding Mode Controller for Wheel Slip Ratio Control System,” *Proceedings of Advanced Vehicle Control*, pp. 797~804.
- (6) Yu, F., Feng, J.-Z. and Li, J., 2002, “A Fuzzy Logic Controller Design For Vehicle ABS With A On-Line Optimized Target Wheel Slip Ratio,” *Int. Journal of Automotive Technology*, Vol.3, No.4, pp.165-170.
- (7) Yi, J., Alvarez, L. and Horowitz, R., 2002, “Adaptive Emergency Braking Control With Underestimation of Friction Coefficient,” *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, Vol. 10, No. 3, pp. 381~392.
- (8) Kageyama, I. and Katayama, T., 1996, “A Study of Anti-Lock Braking Systems with μ Estimation,” *Proceedings of Advanced Vehicle Control*, pp. 695~704.
- (9) Ono, E., Asano, K., Sugai, M., Ito, S. and Yamamoto, M., 2003, “Estimation of Automotive Tire Force Characteristics Using Wheel Velocity,” *Control Engineering Practice*, Vol.11, pp. 1361-1370.
- (10) CarSim, Version 5.16b, 2004, Mechanical Simulation Corporation.