

# 관측기를 가진 ABS 슬라이딩 모드 제어법

## Sliding Mode Control of the ABS with a Disturbance Observer

황진권\*, 오경흡, 송철기  
(Jin Kwon Hwang, Kyeung Heub Oh, and Chul Ki Song)

**Abstract:** This paper addresses sliding mode control (SMC) of the anti-lock braking system (ABS) with a compensator of model uncertainties such as vehicle parameter variation, unmodeled dynamics, and external disturbances. A sliding mode controller (SMC) is designed with a nominal vehicle model to achieve a desired wheel slip ratio. A disturbance observer (DOB) is introduced to compensate the model uncertainties and is designed with a transfer function of a hydraulic brake dynamics. Through simulations on the model uncertainties, it is verified that the sliding mode control with the DOB can give the simulation results better than the sliding mode control without the DOB.

**Keywords:** anti-lock braking system(ABS), sliding mode control, disturbance observer, model uncertainty, wheel slip ratio

### I. 서론

ABS 제어의 목적은 급작스런 제동시에 바퀴가 잠기는 현상을 방지하여 제동거리를 단축하면서 차량의 안정성(lateral stability)을 유지하는 것이다. 오늘날, 마이크로프로세서와 전기전자공학 기술의 발달로 인하여 대부분의 차량에 소형화된 저가의 ABS 제어장치가 장착되는 추세이다. ABS의 기술은 TCS(Traction Control Systems) 및 VDC(Vehicle Dynamic Control) 등에 응용되고 있다. 이러한 기술들은 충돌경보장치(CWS, Collision Warning Systems), 충돌회피장치(CAS, Collision Avoidance Systems), 자동화고속도로시스템(AHS, Automated Highway System) 등의 선진안전차량(ASV, Advanced Safety Vehicle)에 핵심적인 역할을 하고 있다[1, 2].

Bakker 등[3]의 타이어 모델에 의하여 타이어 마찰력은 바퀴 슬립율에 관계한다는 것은 잘 알려져 있다. 따라서, ABS 제어는 바퀴와 노면 사이에 마찰력을 최대한으로 얻도록 바퀴슬

립율을 조절하는 문제로 귀결된다. 차량의 속도가 감속인 경우에, 바퀴 슬립율  $\lambda$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \frac{v - r\omega}{v}, \quad (1)$$

여기서  $v$ 와  $\omega$ 는 각기 차량속도와 바퀴 각속도를 나타낸다. 바퀴 슬립율의 계산을 위하여 차량속도와 바퀴 각속도를 정확히 추정하는 것은 매우 중요하다. 바퀴의 각속도는 바퀴 속도센서로 정확하게 측정할 수 있다. 차량속도를 바퀴각속도의 측정치만으로 추정할 수 있으나 차량속도의 정확한 값을 얻기는 매우 어렵다. 최근에, 가속도계 센서를 추가하고 피지 및 Kalman 필터 등의 기법을 적용하여 차량속도를 매우 정확히 추정하는 여러 기법들이 개발되어 있다[4-6]. 이러한 기법을 적용하면, 차량속도의 추정오차를 무시할 수 있을 뿐만 아니라 정확한 바퀴 슬립율을 구할 수 있다.

차량 운동을 정확한 모델 수식으로 나타내

기는 쉽지 않다. 이것은 모델링 과정에 차량 무게 등과 같은 변수의 변동(model parameter variation), 무시되는 동역학(un-modeled dynamics), 그리고 공기저항력과 구름저항력의 외란(external disturbance)에 의한 모델 불확실성이 반드시 수반되기 때문이다. 슬라이딩 모드 제어는 모델의 불확실성에 대하여 강인성(robustness)을 줄 수 있을 뿐만 아니라 비선형 시스템에 효과적으로 적용될 수 있다. 이러한 이유들 때문에 슬라이딩 모드 제어기(SMC, sliding mode controllers)를 ABS 제어에 적용한 많은 연구들이 이루어져 왔다[7-9]. 그러나, 차량의 운행상황에 따라서는 차량 질량 및 바퀴 실린더의 유압토크 계수 등은 큰 변동이 있을 수 있다. 이러한 모델 불확실성에 대비하여 슬라이딩 모드 제어 이득(gain)을 매우 크게 설정하는 것은 현실적으로 어렵다. 이것은 실제 차량의 유압제동기에서 발생하는 유압의 크기는 제한되므로 제어이득 설정에 제약이 따르기 때문이다. 제어이득의 제약은 SMC의 성능저하로 연결된다.

차량 ABS의 제어시스템에서 모델 불확실성을 외란 관측기(DOB, disturbance observer)로 보상하면, 제어이득을 작게 하면서 강인한 SMC를 구현할 수 있다. DOB의 유용성은 여러 동역학 시스템의 제어에서 입증되어 있다 [10, 11]. DOB는 실제 차량의 거동과 공칭 모델 사이의 불확실성을 슬라이딩 모드 제어 과정에 보상함으로써 실제 차량의 거동이 공칭 모델의 그것에 근접하게 하는 역할을 수행한다. 따라서 DOB의 도입은 차량 ABS 슬라이딩 모드 제어의 성능과 강인성을 향상시킬 수 있다.

본 연구에서는 승용차의 급제동시에 ABS

제어로 DOB를 가진 슬라이딩 모드 제어를 제안한다. 먼저, 차량과 바퀴의 운동방정식과 유압제동기(hydraulic brake)의 전달함수를 유도하고 여기에 개입되는 모델 불확실성을 조사한다. 유압제동기는 DOB 설계에 사용되며, SMC의 설계에서는 그 구현의 용이성을 고려하여 모델링되지 않은 동역학으로 간주한다. DOB는 차량 모델계수의 변동뿐만 아니라 외란을 보상하는 역할을 수행한다. 제안된 ABS 제어의 유용성을 차량모델의 계수변동, 유압제동기의 동역학, 그리고 외란에 대한 모의실험(simulation)을 통하여 검증한다.

## II. 차량 시스템 동역학

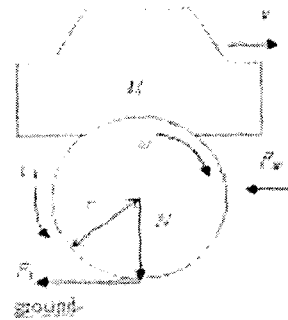


Fig. 6 Vehicle and wheel dynamics.

차량 동역학을 나타내는 승용차의 1/4 모델이 Fig. 1에 있다. 제동시 바퀴의 회전운동은 다음과 같이 표현되며[8],

$$J\dot{\omega} = rF_f - rF_r - \tau_b, \quad (2)$$

여기서  $\omega$  는 바퀴의 각속도,  $J$  는 바퀴의 관성 모멘트,  $r$  은 바퀴의 유효반경,  $\tau_b$  는 제동토크,  $F_f$  은 타이어 마찰력,  $F_r$  은 바퀴의 구름저항력이다. 구름저항력은 외란으로서 다음과 같

이 근사화될 수 있다[12].

$$F_r \approx C_r N, \quad N = Mg, \quad (3)$$

여기서  $g$ 는 중력가속도,  $C_r$ 은 구름저항계수이다. 차량의 직진운동은 다음과 같으며[8],

$$M \dot{v} = -F_t - F_w, \quad (4)$$

여기서  $v$ 는 차량 속도,  $M$ 은 차량의 1/4 질량이 되며,  $F_w$ 은 공기저항력인 외란으로 다음 식과 같이 근사화된다[12].

$$F_w \approx C_a A v^2, \quad (5)$$

여기서  $C_a$ 는 공기저항계수,  $A$ 는 차량 전면의 단면적이다. 타이어 마찰력은 다음과 같으며

$$F_t = \mu(\lambda, v) N, \quad (6)$$

여기서  $\mu(\lambda, v)$ 는 마찰계수로 바퀴 슬립율과 차량속도의 함수로 나타난다. "Magic Formula"을 사용하여 여러 노면상태 조건에 따른 바퀴 슬립율과 표준 타이어 종력 관계가 Fig. 2에 나타나 있다. 이 그림은 바퀴 슬립율이 15% 정도까지 증가할 때까지 정규화 타이어 종력(타이어 종력/수직하중)이 계속적으로 증가하고 있음을 보여준다. 종력의 최대치를 지난 후에, 바퀴 슬립율이 증가하면 타이어 종력이 다시 감소하게 된다. 종력의 이러한 특성이  $0 < \lambda < 0.3$  범위에서 잘 표현되는 다음의  $\mu(\lambda)$ 를 사용하여 모의실험을 수행한다[9].

$$\mu(\lambda) = \frac{2\mu_p \lambda_p \lambda}{\lambda_p^2 + \lambda^2}, \quad (7)$$

제동토크는 바퀴 실린더의 유압에 의하여 발생되며 솔레노이드 밸브를 통하여 유압의 상승(build-up), 유지(holding) 및 감소(reduction)의 조합으로 제어된다.

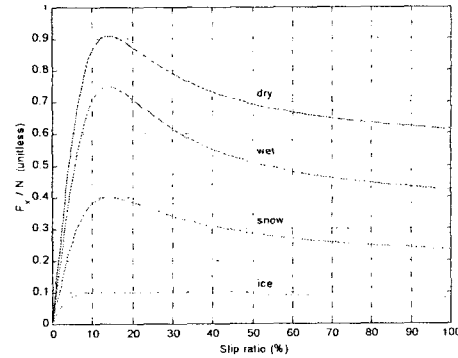


Fig2. Typical  $\mu$ - $\lambda$  curves for different road conditions.

솔레노이드 밸브에서 바퀴 실린더까지의 유압제동기는 2차 전달함수  $H(s)$ 로 근사화될 수 있다[1]. 이 때 입력은 솔레노이드 밸브의 개폐 조합에 의하여 발생시키려는 유압  $u(t)$ 이며, 출력은 바퀴 실린더 유압  $p(t)$ 이다.

$$H(s) = \frac{P(s)}{U(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \quad (8)$$

여기서  $s$ 는 라플라스 연산기(Laplace operator)이며,  $\zeta_n$ 와  $\omega_n$ 는 각기 유압제동기의 감쇠비와 고유진동수이다. 제동토크  $\tau_b$ 는 다음 식과 같이 표현된다.

$$\tau_b = K_b p, \quad (9)$$

여기서  $K_b$ 는 승용차의 유압토크 계수이다.

### III. 슬라이딩 모드 제어기의 설계

ABS 제어는 차량의 바퀴 슬립율이 기준 목표치  $\lambda_d$ 에 추종되게 하는 것이며 이 때의  $\lambda_d$ 는 차량의 제동력을 최대화시키는 바퀴 슬립율이 되며 15% 내외의 상수 값이 된다. 유압제동기의 동역학을 고려하여서 슬라이딩 평면을 정의하기는 매우 어렵다. 유압제동기

의 동역학을 무시하고 차량 동역학 모델만이 적용된 SMC를 설계한다. 이 경우에  $p(t)$ 는  $u(t)$ 와 같게 되고 차량 ABS의 슬라이딩 모드 제어에서 오차를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon = \lambda - \lambda_d. \quad (10)$$

유압제동기의 동역학은 다음 절에서 논의되는 DOB 설계에서 고려된다.

상태변수  $(\lambda, \dot{\lambda})$ 가  $\varepsilon = 0$ 에 의하여 정의된 슬라이딩 평면에 머물게 하는 등가제어입력은  $\dot{\varepsilon} = 0$ 의 조건에서 구할 수 있다. 바퀴슬립율  $\lambda_d$ 가 상수 값이므로 식 (10)을 미분하고 식 (1)을 이용하면 다음의 수식을 얻을 수 있다.

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\lambda} = \frac{1}{v}((1-\lambda)\dot{v} - r\dot{\omega}). \quad (11)$$

식 (2), (4), (9)를 식 (11)에 대입하여  $\dot{\lambda} = 0$ 을 이용하면 등가제어입력의 유압  $p_e$ 를 다음 수식에서 계산할 수 있다.

$$(1-\lambda + \frac{Mr^2}{J})\dot{v} + \frac{r^2}{J}(F_w + F_r) + \frac{rK_b}{J}p = 0. \quad (12)$$

한편, 식 (12)에 있는 모델 계수의 값들은 실제 값들과 크게 다를 수 있다. 탑승자의 수에 따라 차량의 질량  $M$ 은 20%까지 변동될 수 있으며, 대기의 온도, 수분 함유량 및 브레이크 드럼의 마모 정도에 따라 유압토크계수  $K_b$ 는 50%까지 변동할 수 있다. 반면에, 타이어 반경  $r$ 과 바퀴 관성모멘트  $J$ 의 변동량은  $M$ 이나  $K_b$ 의 그것들에 비하여 작기 때문에 무시될 수 있다. 또한, 외란  $F_w$ 과  $F_r$ 은 마찰

력  $F_r$ 보다 상대적으로 매우 작고 그것들을 측정하는 것도 쉽지 않아서 등가제어입력을 구하는 계산에서 무시될 수 있다.  $M$ 과  $K_b$ 만의 변동을 고려하면, 등가제어유압  $p_e$ 는 식 (12)에서 다음과 같이 계산된다.

$$p_e = -\frac{1}{\hat{K}_b} \left( \frac{J}{r} (1-\lambda) + \hat{M}r \right) \dot{v}, \quad (13)$$

여기서 “ $\hat{\cdot}$ ”는 해당 계수의 추정치를 나타낸다.

만약 시스템의 상태변수가 슬라이딩 평면에 있지 않다면, 다음의 조건을 만족하는 스위칭 제어입력이 추가되어야 한다.

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

여기서  $\eta > 0$ 는 설계변수이다. 전체 제어입력  $p$ 는 등가제어유압  $p_e$ 와 스위칭 제어유압  $p_h$ 의 결합으로 나타낼 수 있다.

$$p = p_e - p_h \operatorname{sgn}(\varepsilon). \quad (15)$$

스위칭 제어유압  $p_h$ 는  $M$ 과  $K_b$ 의 변동과 같은 모델 불확실성을 고려하여서 결정될 수 있다. 조건 식 (14)에 식 (11)과 (15)를 대입하여 다음의 식들을 얻을 수 있다.

$$E\varepsilon - \frac{K_b}{Jv} p_h |\varepsilon| \leq -\eta |\varepsilon|, \quad (16)$$

$$E = E_1 + E_2 + E_3,$$

$$E_1 = \left(1 - \frac{K_b}{\hat{K}_b}\right) (1-\lambda) \frac{\dot{v}}{v},$$

$$E_2 = \frac{r^2}{JM} \left(1 - \frac{K_b}{\hat{K}_b} \frac{\hat{M}}{M}\right) \frac{\dot{v}}{v},$$

$$E_3 = \frac{r^2}{J_v} (F_w + F_r).$$

외란의 크기와 모델계수들의 변동에 대한 상한 값은 제한될 수 있으므로  $E$ 의 최대절대값도 제한될 수 있다. 이 절대값을  $E_{\max}$ 이라고 가정하면  $E_{\max}$ 는  $E_i$  ( $i=1,2,3$ )의 최대절대값들의 합보다 작은 범위 내에 있게 된다.  $K_b$ 의 변동 하한 값도 제한될 수 있으므로 그 최소값  $K_{\min}$ 을 추정할 수 있다. 식 (15)로부터  $p_h$ 는 다음의 범위에서 결정될 수 있다.

$$p_h = Gv, \quad G \geq \frac{J}{K_{\min}} (E_{\max} + \eta), \quad (17)$$

여기서  $G$ 는 SMC와 이득이다.

모델 불확실성에 강인한 제어시스템의 구현을 위하여 이득  $G$ 를 크게 할수록 상태변수 ( $\lambda, \dot{\lambda}$ )가 슬라이딩 평면에 빠르게 도달할 수 있다. 그러나, 이득  $G$ 를 너무 크게 설정할 경우에는 제어유압  $p$ 는 바퀴 실린더의 한계 유압보다 커질 수 있고, 그러면, 원하는 슬라이딩 모드 제어의 효과를 기대할 수 없게 된다. 따라서, 이득  $G$ 는 식 (17)을 만족하기 이전에 바퀴 실린더의 물리적 유압 조건을 만족시키는 크기 이내로 제한할 필요가 있다. 슬라이딩 모드 제어에서 채터링 현상을 줄이기 위하여 식 (15)의  $\text{sgn}(\cdot)$  함수를 다음의  $\text{sat}(\cdot)$ 로 대체시킨다.

$$\text{sat}\left(\frac{\varepsilon}{\phi}\right) = \begin{cases} \varepsilon/\phi, & \text{for } |\varepsilon| < \phi, \\ \text{sgn}(\varepsilon), & \text{otherwise,} \end{cases} \quad (18)$$

여기서  $\phi > 0$ 는  $\varepsilon = 0$  슬라이딩 평면의 경계층을 나타내는 설계변수이다.

직선 도로에 초기속도 30 m/s로 주행되는 승용차량에 대하여 슬라이딩 모드 제어의 모

의실험을 수행하였다. 차량 모델계수의 변동뿐만 아니라 공기항력과 구름저항의 외란도 고려하였다. 모의실험에서 차량 질량과 유압토크 계수의 변동들을 각각 20%와 50%로 설정하였다. 또한, 이득  $G$ 는 바퀴 실린더 유압의 최대 한계치 내에 제어유압이 있도록 설정되었다. 유압제동기의 동역학을 무시한 경우에 대한 모의실험 결과가 Fig. 3에 나타나 있다. 차량 모델계수 변동이 없는 경우에, 비록 바퀴 슬립율이 작은 떨림 현상은 있지만, 바퀴 슬립율이 기준 목표치에 잘 접근하고 있음을 알 수 있다. 반면에, 유압토크 계수나 차량 질량의 변동이 있는 경우에는 바퀴 슬립율이 기준 목표치에 수렴되지 못함을 알 수 있다. 이러한 경우에, 바퀴 실린더의 물리적 유압 조건을 고려하지 않고 이득  $G$ 를 더 크게 설정하여 주면 바퀴 슬립율이 기준 목표치에 잘 수렴됨을 확인할 수 있었다. 유압제동기 동역학을 포함한 모의실험 경우에 대한 슬라이딩 모드 제어의 결과가 Fig. 4에 나타나 있다. Fig. 3과 4의 모의실험 결과를 비교하면, 급제동 초기에서 유압제동기 동역학은 바퀴 슬립율의 상승시간(rising time)을 증가시킴을 알 수 있다.

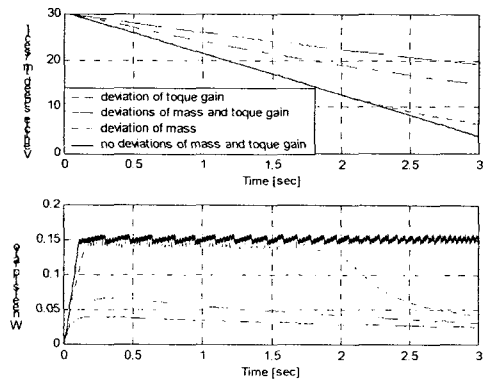


Fig. 3 Sliding mode control results without the hydraulic brake dynamics.

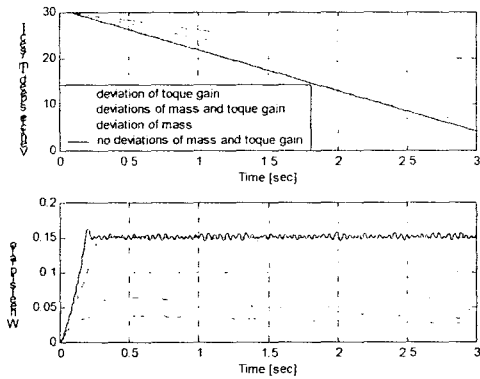


Fig. 4 Sliding mode control results with the hydraulic brake dynamics.

#### IV. 외란 관측기를 가진 슬라이딩 모드 제어기

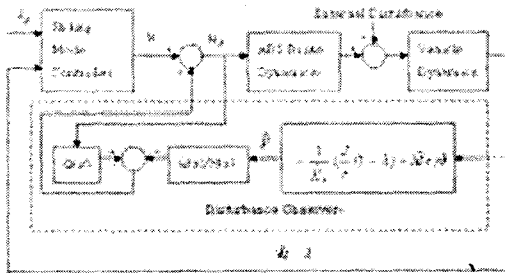


Fig. 5 The sliding mode control system with the disturbance observer

차량 모델계수의 변동과 제어기 설계에서 무시된 유압제동기의 동역학 등에 대한 모델 불확실성을 보상하기 위하여 슬라이딩 모드 제어에 DOB 를 도입한다. DOB 를 내재한 슬라이딩 모드 제어 시스템이 Fig. 5 에 나타나 있으며  $Q(s)$  는 저대역통과 필터의 전달함수이며,  $u_d$  는 DOB 에 의하여 보상된 제어입력이다. 이 제어시스템은 외부 및 내부의 2 루프 구조로 구성되며, 외부 루프에 있는 SMC 는 차량의 공칭모델에 대한 제어입력을 생성한다. 내부 루프에 있는 DOB 는 모델링되지 않은 동역학, 모델계수의 변동, 외란 등에 대

하여 보상하는 제어입력을 생성한다. 즉, DOB 는 SMC 의 설계에 사용된 차량의 공칭모델이 제어과정에서 실제 차량의 거동에 근접하도록 만든다. 그 결과로 인하여 슬라이딩 모드 제어의 성능이 한층 향상될 수 있다.

DOB는 저대역통과 필터, 유압제동기의 역모델(inverse model) 및 차량 동역학의 역모델로 구성된다. 바퀴 실린더 유압은 바퀴 슬립율과 차량 가속도를 사용하여 차량 동역학의 역모델에서 추정된다. 즉, 바퀴 실린더 유압은 식 (13)에서 다음과 같이  $\hat{p}$  로 추정될 수 있다.

$$\hat{p} = -\frac{1}{\hat{K}_b} \left( \frac{J}{r} (1 - \lambda) + \hat{M}r \right) \dot{v}. \quad (20)$$

유압제동기의 식 (8)에 대한 역전달함수  $H^{-1}(s)$  에서 분자 차수는 분모의 그것보다 크므로 유압제동기의 역모델에 대한 구현성은 없게 된다. 따라서, 2차 이상의 저대역통과 필터  $Q$ 를 사용하여  $H(s)$ 의 역전달함수를  $Q(s)/H(s)$ 로 대체할 필요가 있다. 설계의 용이성과 고주파대역 잡음 감쇠를 고려하여 저대역통과 필터를 다음과 같이 3차 전달함수로 선정한다.

$$Q(s) = \frac{1}{(\tau s + 1)^3}, \quad (21)$$

여기서  $\tau$  는 DOB의 특성을 결정하는 필터 시정수(time constant)이다. 필터 시정수  $\tau$  를 적절히 선정하면 저주파대역에서  $|Q| \approx 1$  를 얻을 수 있고, 이 때에  $H(s)$ 의 역전달함수는 근사적으로  $H^{-1}Q$  가 된다. 측정과 추정 과정에 삽입되는 잡음을 줄이기 위하여서는, 시정

수  $\tau$  를 가능한 큰 값으로 설정할 필요가 있다. 한편, 차량 질량과 유압토크 계수는 급제동의 짧은 시간 동안에 변동양은 거의 없다. 또한, 차량의 관성은 매우 크기 때문에, 일반적으로 차량의 동역학은 유압제동기의 그것보다 훨씬 느리게 작동된다. 따라서 시정수  $\tau$  는 유압제동기 고유진동수의  $1/\omega_n$  보다 매우 크게 선정될 수 있다.

DOB를 가진 슬라이딩 모드 제어에 대한 모의실험을 수행하였다. 모델 계수의 변동과 외란 등과 같은 조건들을 Fig. 4에 대한 모의실험의 그것들과 모두 동일하게 하였다. 여기에, 유압제동기의 공칭모델의 계수들에도 오차를 주었다. 즉,  $\omega_n$  과  $\zeta_n$  는 모의실험의 그것들보다 10% 적게 설정한 유압제동기의 모델이 DOB의 설계에 사용되었다. 모의실험에서  $\tau$  를 줄이게 되면 바퀴 슬립율의 상승시간은 작게 되었으나 바퀴 슬립율은 과도한 진동을 수반하면서 기준 목표치에 수렴하였다. 바퀴 슬립율의 진동을 줄이면서 작은 상승시간을 갖도록  $\tau$  를  $5/\omega_n$  로 선정하였다. 이 경우에 대한 모의실험의 결과가 Fig. 6에 실선으로 나타나 있고 여기에서 점선은 DOB가 없는 슬라이딩 모드의 모의실험 결과이다. DOB를 가진 제어는 1 초 이후부터 기준 바퀴 슬립율을 잘 추종함을 알 수 있다. DOB로 추정된 바퀴 실린더의 유압과 제동거리가 Fig. 7에 실선으로 나타나 있으며, DOB를 가진 제어는 모델 불확실성을 줄임으로써 그것이 없는 경우보다 제동거리를 약 20 m 이상 단축함을 알 수 있다.

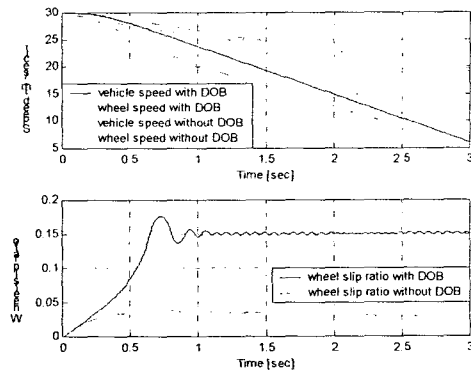


Fig. 6 Sliding mode control results with DOB.

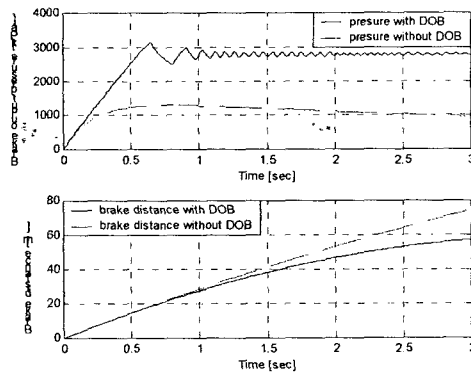


Fig. 7 Brake output pressure and brake distance.

## V. 결론

본 연구는 차량의 급제동시에 바퀴 슬립율을 제어하기 위하여 DOB를 가진 슬라이딩 모드 제어를 제안하였다. DOB는 외란을 포함한 차량모델 불확실성을 보상하도록 도입되었고 유압제동기의 전달함수를 이용하여 설계되었다. SMC의 설계과정에서는 유압제동기의 동역학을 무시함으로써 SMC 설계의 용이성을 확보하였다. 특히, 차량 질량과 유압토크 계수가 과도하게 변동하더라도 DOB에 의하여 이 모델 불확실성을 줄임으로써 슬라이딩

모드의 제어이득을 작게 설정할 수 있었다. 차량 급제동의 모의실험들을 통하여 DOB를 가진 슬라이딩 모드 제어에서는 바퀴 슬립율이 기준 목표치에 잘 추종됨을 확인하였다.

### 감사의 글

본 연구는 2004년도 학술진흥재단의 연구지원사업과 2005년도 NURI 지방대학혁신역량강화사업의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

- [1] Kyongsu Yi and Jintai Chung, "Nonlinear Brake Control for Vehicle CW/CA Systems," *IEEE/ASME Trans. Mechatronics.*, vol. 6, no. 1, pp. 17-25, March 2001. 123-135.
- [2] Chul Ki Song, Sungha Kim, and Kyongsu Yi, "Hardware-in-the-Loop for Vehicle Collision Warning System," *KSAE* Vol. 6, No. 5, pp. 222-227, 1998.
- [3] E. Bakker, H. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," *SAE Trans. J. Passenger Cars*, vol. 98, pp. 101-113, 1989.
- [4] K. Kobayashi, K. Cheok, and K. Watanabe, "Estimation of Absolute Vehicle Speed using Fuzzy Logic Rule-Based Kalman Filter," *Proceedings of the American Control Conference*, Seattle, Washington, USA, pp. 3086-3090, June 1995.
- [5] A. Daiss and U. Kiencke, "Estimation of Vehicle Speed Fuzzy-Estimation in Comparison with Kalman-Filtering," *Proceedings of the 4th IEEE Conference on Control Applications*, pp. 281-284, 1995.
- [6] Chul Ki Song, Michael Uchanski, and J. Karl Hedrick, "Vehicle Speed Estimation Using Accelerometer and Wheel Speed Measurements," *Automotive & Transportation Technology Congress*, July 9-11, 2002.
- [7] K. R. Buckholtz, "Reference Input Wheel Slip Tracing using Sliding Mode Control," *SAE 2002 World Congress*, Detroit, March, 2002.
- [8] Seongho Choi and Dong-Woo Cho, "Control of Wheel Slip Ratio using Sliding Mode Controller with Pulse Width Modulation," *Vehicle System Dynamics*, vol. 32, pp. 267-284, 1999.
- [9] Cem Unsal and Pushkin Kachroo, "Sliding Mode Measurement Feedback Control for Antilock Braking Systems," *IEEE Trans. Control System Technology*, vol. 7, no. 2, pp. 188-202, March 1999.
- [10] Kok Kiong Tan, Tong Heng Lee, Hui Fang Dou, Shok Jun, and Shao Zhao, "Precision Motion Control with Disturbance Observer for Pulsewidth-Modulated-Driven Permanent-Magnet Linear Motors," *IEEE Trans. Magnet.* vol. 39, no. 3, pp. 1813-1818, May 2003.
- [11] Youngjin hoi, Kwangjin Yang, Wan Kyun Chung, Hong Rok Kim, and Il Hong Shu, "On the Robustness and Performance of Disturbance Observers for Second-Order Systems," *IEEE Trans. Automat. Control*, vol. 48, no. 2, pp. 188-202, February 2003.
- [12] Thomas. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicles Dynamics*, SAE, Inc., 1992.