

모델 불확실성에 대한 외란 관측기를 가진 차량 ABS의 슬라이딩 모드 제어

황진권*, 송철기#

Sliding Mode Control of the Vehicle ABS with a Disturbance Observer for Model Uncertainties

Jin Kwon Hwang* and Chul Ki Song#

ABSTRACT

This paper addresses sliding mode control of the anti-lock braking system (ABS) with a disturbance observer for model uncertainties such as vehicle parameter variation, un-modeled dynamics, and external disturbances. By using a nominal vehicle model, a sliding mode controller is designed to achieve a desired wheel slip ratio for ABS control. To compensate the model uncertainties, a disturbance observer is introduced with the help of a transfer function of a hydraulic brake dynamics. A proposed sliding mode controller with a disturbance observer is evaluated through simulations for model uncertainties. The simulation results show that the disturbance observer can enhance performances of sliding mode control for ABS.

Key Words : Anti-lock braking system (ABS), Sliding mode control (슬라이딩 모드 제어), Disturbance observer (외란 관측기), Model uncertainty (모델 불확실성), Wheel slip ratio (바퀴 슬립율)

1. 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 있으며 충돌경보장치(CWS, Collision Warning Systems), 충돌회피장치

(CAS, Collision Avoidance Systems), 자동화 고속도로시스템(AHS, Automated Highway Systems) 등의 선진 안전차량(ASV, Advanced Safety Vehicle)에 핵심적인 역할을 하고 있다.^{1,2}

Bakker 등³의 타이어 모델에 의하여 타이어 마찰력은 바퀴 슬립율에 관계한다는 것은 잘 알려져 있다. 따라서, ABS 제어는 바퀴와 노면 사이에 마찰력을 최대로 얻도록 바퀴 슬립율을 조절하는 문제로 귀결된다. 차량의 속도가 감속인 경우에, 바퀴 슬립율 λ 는 다음과 같이 정의된다.

☐ 접수일: 2005년 9월 8일; 게재승인일: 2006년 3월 3일

* 우석대학교 전기전자공학과

교신저자: 경상대학교 기계항공공학부, 공학연구원(ERI)

E-mail cksong@gnu.ac.kr Tel. (055) 751-6074

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

여기서 v , ω 와 r 은 각기 차량속도, 바퀴 각속도 및 타이어의 유효반경이다. 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 퍼지 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 나타내기는 쉽지 않다. 이것은 모델링 과정에 차량 질량 등과 같은 변수의 추정오차, 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 비선형시스템에 효과적으로 적용될 수 있다. 이러한 이유들 때문에 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller)를 ABS 제어에 적용한 많은 연구들이 이루어져 왔다.^{7,9} 그러나, 승차인원 등에 의하여 차량질량은 변동될 수 있고 브레이크 디스크의 온도 등에 따라서 인가된 유압에 의하여 바퀴에 생성되는 토크 이득은 크게 변동될 수 있다. 이러한 모델 불확실성에 대처하기 위하여 슬라이딩 모드 제어 이득(gain)을 매우 크게 설정하는 것은 현실적으로 어렵다. 이것은 실제 차량의 유압제동기(hydraulic brake)에서 발생하는 유압의 크기는 제한되므로 제어이득 설정에 제약이 따르기 때문이다. 제어이득의 제약은 슬라이딩 모드 제어기의 성능저하로 연결된다.

차량 ABS 제어시스템에서 모델 불확실성을 외란 관측기(disturbance observer)로 보상하면, 제어이득을 작게 하면서 강인한 슬라이딩 모드 제어기를 구현할 수 있다. 외란 관측기의 유용성은 여러 동역학 시스템의 제어에서 입증되어 있다.^{10, 11} 외란 관측기는 실제 차량의 거동과 공칭모델 사이의 불확실성을 슬라이딩 모드 제어 과정에 보상함으로써 실제 차량의 거동이 공칭모델의 그것에 근접하

게 하는 역할을 수행한다. 따라서 외란 관측기의 도입은 차량 ABS 슬라이딩 모드 제어의 성능과 강인성을 향상시킬 수 있다.

본 연구에서는 승용차의 ABS 제어에 외란 관측기를 가진 슬라이딩 모드 제어를 제안한다. 먼저, 차량과 바퀴의 운동방정식과 유압제동기의 전달함수를 유도하고 여기에 개입되는 모델 불확실성을 조사한다. 유압제동기의 모델은 외란 관측기 설계에 사용되며, 슬라이딩 모드 제어기의 설계에서는 그 구현의 용이성을 고려하여 모델링되지 않은 동역학으로 간주한다. 외란 관측기는 차량 모델계수의 변동뿐만 아니라 외란을 보상하는 역할을 수행한다. 제안된 ABS 제어의 유용성을 차량 모델의 계수오차, 유압제동기의 모델, 그리고 외란에 대한 모의실험(simulation)을 통하여 검증한다.

2. 차량 시스템 동역학

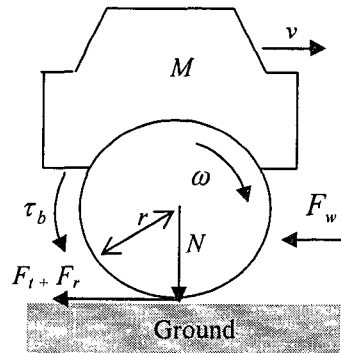


Fig. 1 Vehicle and wheel dynamics

차량 동역학을 나타내는 승용차의 1/4 모델이 Fig. 1 에 나타나 있다. 제동시 바퀴의 회전운동은 다음과 같이 표현되며⁸

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

여기서 J 는 바퀴의 관성모멘트, τ_b 는 제동토크, F_t 은 타이어 마찰력, F_r 은 바퀴의 구름저항력이다. 구름저항력은 외란으로서 다음과 같이 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

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

여기서 M 은 차량의 1/4 질량이 되며, F_w 은 공기 저항력인 외란으로 다음과 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 차량 속도의 함수로 나타난다. "Magic Formula"을 사용하여 여러 노면상태 조건에 따른 바퀴 슬립율과 표준 타이어의 마찰계수 관계가 Fig. 2 에 나타나 있다. 이 그림에서 바퀴 슬립율이 0.15 정도까지 증가할 때까지 마찰계수가 계속적으로 증가하고 있다. 최대의 마찰계수를 지난 후에는 바퀴 슬립율이 증가하면 마찰계수는 다시 감소하게 된다. 마찰계수의 이러한 특성이 $0 < \lambda < 0.3$ 범위에서 잘 표현되는 다음의 $\mu(\lambda)$ 를 사용하여 모의실험을 수행한다.⁹

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

여기서, μ_p 는 마찰계수의 최대치이며 λ_p 는 이때의 바퀴 슬립율이다.

제동토크는 바퀴 실린더의 유압에 의하여 발생되며 솔레노이드 밸브를 통하여 유압의 상승(build-up), 유지(holding) 및 감소 (reduction)의 조합으로 제어된다. 솔레노이드 밸브에서 바퀴 실린더까지의 유압제동기는 2 차 전달함수 $H(s)$ 로 근사화될 수 있다¹. 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 연산기이며, ζ_n 와 ω_n 는 각기 유압제동기의 감쇠비와 고유진동수이다. 제동토크 τ_b 는 다음 식과 같이 표현된다.

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

여기서 K_b 는 브레이크의 토크 이득이다.

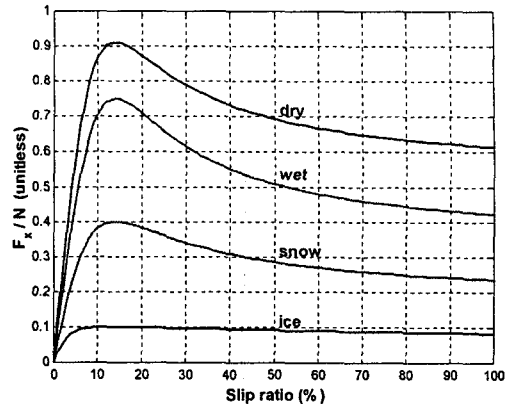


Fig. 2 Typical μ - λ curves for different road conditions

3. 슬라이딩 모드 제어기의 설계

ABS 제어는 차량의 바퀴 슬립율이 기준 목표치 λ_d 에 추종되게 하는 것이며 이 때의 λ_d 는 차량의 제동력을 최대화시키는 바퀴 슬립율이 되며 0.15 내외의 상수 값이 된다. 유압제동기의 동역학을 포함하여서 슬라이딩 평면을 정의하기는 매우 어렵다. 이것은 슬라이딩 평면의 상태변수 사이의 관계식이 복잡할 뿐만 아니라, 외란 요인에 의하여 바퀴의 슬립율 목표치에 대한 유압을 미리 설정할 수가 없기 때문이다. 이러한 이유에서 유압제동기의 동역학을 무시하고 차량 동역학 모델만이 적용된 슬라이딩 모드 제어기를 설계한다. 이 경우에 $p(t)$ 는 $u(t)$ 와 같게 되고 차량 ABS 의 슬라이딩 모드 제어에서 오차를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

유압제동기의 동역학은 다음 절에서 논의되는 외란 관측기 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. 바퀴 슬립율 λ_d 가 상수 값이므로 식 (10)을 미분하고 식 (1)을 이용하면 다음의 수식을 얻을 수 있다.

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

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

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

한편, 식 (12)에 있는 모델 계수의 값들은 실제 값들과 크게 다를 수 있다. 탑승자의 수에 따라 차량의 질량 M 은 20%까지 오차가 유발될 수 있으며, 브레이크 디스크의 온도, 수분 함유량 및 브레이크 드럼의 마모 정도에 따라 브레이크 토크 이득 K_b 는 50%까지 오차가 유발될 수 있다. 반면에, 타이어 반경 r 과 바퀴 관성모멘트 J 의 모델계수 오차는 M 이나 K_b 의 그것들에 비하여 작기 때문에 무시가능하다. 또한, 외란 F_w 과 F_r 은 마찰력 F_b 보다 상대적으로 매우 작고 그것들을 측정하는 것도 쉽지 않아서 등가제어입력을 구하는 계산에서 무시될 수 있다. M 과 K_b 만의 모델계수 오차를 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.

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

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

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

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

$$\begin{aligned} E\varepsilon - \frac{K_b}{Jv} p_h |\varepsilon| &\leq -\eta |\varepsilon| \\ E &= E_1 + E_2 + E_3 \\ E_1 &= (1 - \frac{K_b}{\hat{K}_b})(1-\lambda) \frac{\dot{v}}{v} \\ E_2 &= \frac{r^2}{JM} (1 - \frac{K_b}{\hat{K}_b} \frac{\hat{M}}{M}) \frac{\dot{v}}{v} \\ E_3 &= \frac{r^2}{Jv} (F_w + F_r) \end{aligned} \quad (16)$$

일반적으로 ABS 제어는 차량의 주행속도가 5km/h 이상에서만 동작하고 외란의 크기와 모델계수들의 오차에 대한 상한 값들은 제한될 수 있으므로 E 의 최대절대값도 제한될 수 있다. 이 절대값을 E_{\max} 이라고 하면 E_{\max} 는 E_i ($i=1,2,3$)의 최대절대값들의 합보다 작은 범위 내에 있게 된다. K_b 의 오차 하한 값도 제한될 수 있으므로 그 최소 한계값 K_{\min} 을 설정할 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 슬라이딩 모드 제어기의 이득이다.

모델 불확실성에 대한 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 발생하는 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/s 로 주행되는 승용차량에 대하여 슬라이딩 모드 제어의 모의실험

을 수행하였다. 차량 모델계수의 변동뿐만 아니라 공기항력과 구름저항의 외란도 고려하였다. 모의실험에서 차량 질량과 브레이크 토크 계수의 오차들을 각기 20%와 50%로 설정하였다. 또한, 이득 G 는 바퀴 실린더 유압의 최대 한계치 내에 제어유압이 있도록 선정되었고 모의실험 결과들을 비교하기 위하여 모든 모의실험에서 이득 G 를 동일한 값으로 고정하였다.

유압제동기의 동역학을 무시한 경우에 대한 모의실험 결과가 Fig. 3 에 나타나 있다. 차량 모델계수에 오차가 없는 경우에, 비록 바퀴 슬립율에 작은 떨림 현상은 있지만, 바퀴 슬립율이 기준 목표치에 잘 접근하고 있음을 알 수 있다. 반면에, 브레이크 토크 계수나 차량 질량에 과도한 오차가 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.

다음으로, 모의실험에 유압제동기의 모델 (8)을 포함하여 ABS 슬라이딩 모드 제어를 수행하였다. 유압제동기 동역학의 영향만을 고찰하기 위하여 브레이크 토크 계수와 차량 질량의 오차들을 주지 않았다. 이에 대한 모의실험의 결과가 Fig. 4 에 나타나 있으며, 실선은 유압제동기 모델이 있는 경우

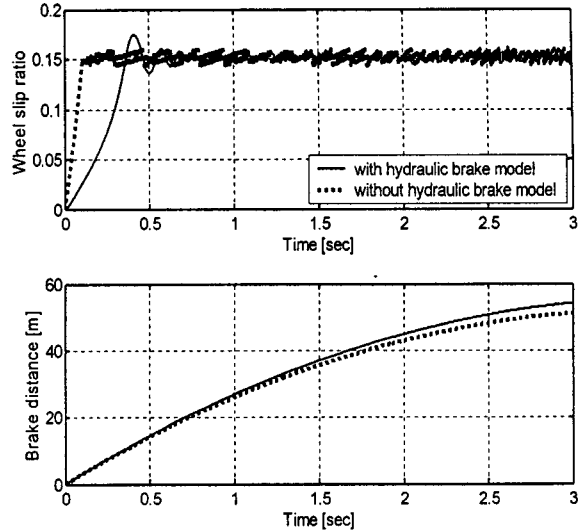


Fig. 4 Sliding mode control results with the hydraulic brake dynamics

의 결과이고 점선은 그것이 없는 경우의 결과이다. 유압제동기의 동역학은 바퀴 슬립율에 떨림 현상을 없게 하나 진동을 발생시킴을 알 수 있다. 또한, 급제동 초기에 바퀴 슬립율의 상승시간(rising time)을 증가시켜서, 이로 인하여 제동거리를 증가시킴을 알 수 있다. 이것은 유압제동기의 동역학이 바퀴 슬립율 제어에 고려할 필요가 있다는 것을 나타낸다.

4. 외란 관측기를 가진 슬라이딩 모드제어기

차량 모델계수의 오차와 제어기 설계에서 무시된 유압제동기의 동역학 등에 대한 모델 불확실성을 보상하기 위하여 슬라이딩 모드 제어에 외란 관측기를 도입한다. 외란 관측기가 내재된 슬라이딩 모드 제어 시스템이 Fig. 5 에 나타나 있으며 $Q(s)$ 는 저대역통과 필터의 전달함수이며, u_d 는 외란 관측기에 의하여 보상된 제어입력이다. 이 제어시스템은 외부 및 내부의 2 루프 구조로 구성되며, 외부 루프에 있는 슬라이딩 모드 제어기는 차량의 공칭모델에 대한 제어입력을 생성한다. 내부루프에 있는 외란 관측기는 모델링되지 않은 동역학, 모델계수의 오차, 그리고 외란 등에 대하여 보상하는 제어입력을 생성한다. 즉, 외란 관측기는 슬라이딩 모드 제어기의 설계에 사용된 차량의

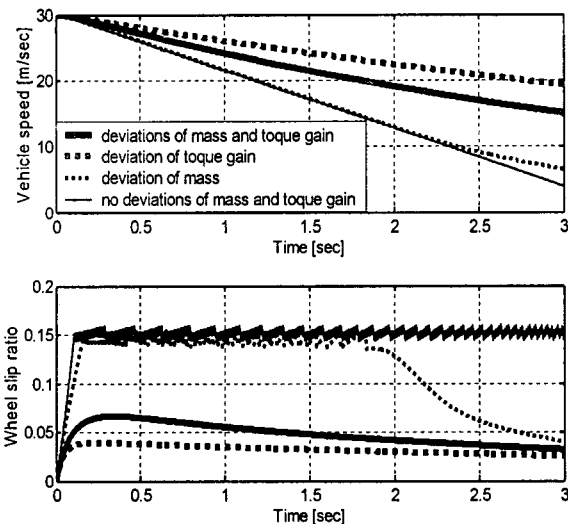


Fig. 3 Sliding mode control results without the hydraulic brake dynamics

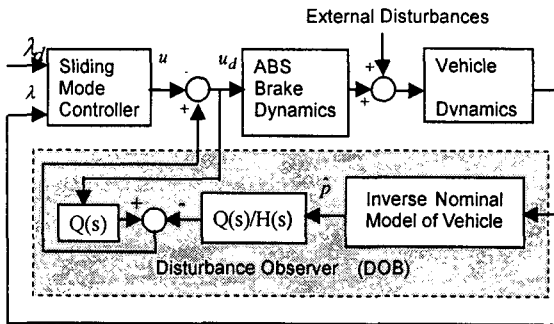


Fig. 5 The sliding mode control system with the disturbance observer

공칭모델이 제어과정에서 실제 차량의 거동에 근접하도록 만든다. 그 결과로 인하여 슬라이딩 모드 제어의 성능이 한층 향상될 수 있다.

차량 모델 계수의 오차, 구름저항 및 공기저항 등의 외란에 대한 유압제동기의 입력유압을 보상하기 위하여, 먼저, 바퀴 슬립율과 가속도에 대한 차량의 역공칭모델 (13)에서 바퀴 실린더 출력유압 \hat{p} 의 추정이 필요하다.

$$\hat{p} = -\frac{1}{K_b} \left(\frac{J}{r} (1-\lambda) + \hat{M}r \right) \dot{v} \quad (19)$$

외란 요소들에 의하여 이 추정 출력유압 \hat{p} 는 유압제동기에서 인가된 실제 출력유압과 차이가 있게 된다. 유압제동기의 역전달함수 $H^{-1}(s)$ 를 통하여 외란에 대한 보상 입력유압을 구할 수 있다. 추정 출력유압 \hat{p} 에 대한 유압제동기의 입력유압 \hat{u} 는 $\hat{U}(s) = H^{-1}(s)\hat{P}(s)$ 으로 계산된다. 외란 관측기를 통한 입력유압 보상치는 제어 입력유압 u_d 와 추정 입력유압 \hat{u} 에 대한 차이가 된다.

그런데, 유압제동기의 전달함수 (8)의 $H(s)$ 에서 분자 차수는 분모의 그것보다 크므로 유압제동기의 역전달함수 $H^{-1}(s)$ 에 대한 구현성은 없게 된다. 이의 해결을 위하여, 2차 이상의 저대역통과 필터 $Q(s)$ 를 도입한다. 저주파대역에서 $|Q| \approx 1$ 이 되게 하면, 유압제동기의 역전달함수를 $Q(s)/H(s)$ 로 대체할 수 있다. 설계의 용이성과 고주파대역 잡음 감쇠를 고려하여 저대역통과 필터를 다음과 같이 3차 전달함수로 선정한다.

$$Q(s) = \frac{1}{(\tau s + 1)^3} \quad (20)$$

여기서 τ 는 외란 관측기의 특성을 결정하는 필터 계수이다. 필터 계수 τ 를 적절히 선정하여 저주파대역에서 $|Q(j\omega)| \approx 1$ 이 되도록 $Q(s)$ 를 설계한다. 입력유압 보상치의 추정 과정에 삽입되는 잡음을 줄이기 위하여서는, 필터 계수 τ 를 가능한 큰 값으로 선정할 필요가 있다. 한편, 급제동의 짧은 시간 동안에 차량 질량과 유압토크 계수의 오차는 일정하다고 볼 수 있고 차량의 관성은 매우 크기 때문에, 일반적으로 차량의 동역학은 유압제동기의 그것보다 훨씬 느리게 작동된다. 따라서 필터 계수 τ 를 유압제동기 고유진동수 역수인 $1/\omega_n$ 보다 매우 크게 선정할 수 있다.

외란 관측기를 가진 슬라이딩 모드 제어에 대한 모의실험을 수행하였다. 외란 관측기에 사용된 유압제동기의 역모델의 계수들에도 모델링 오차를 주기 위하여, $H^{-1}(s)$ 에 대한 ω_n 과 ζ_n 는 $H(s)$ 에 대한 그것들보다 10% 적게 설정하였다. 또한, 차량 질량과 브레이크 토크 계수의 오차들을 각기 20%와 50%로 설정하였다. 모의실험에서 τ 를 줄이게 되면 바퀴 슬립율의 상승시간은 작게 되었으나 바퀴 슬립율은 과도한 진동을 수반하면서 기준 목표치에 수렴하였다. 바퀴 슬립율의 진동을 줄이면서 작은 상승시간을 갖도록 τ 를 $5/\omega_n$ 로 선정하였다.

유압제동기의 모델을 포함하여 차량모델 계수의 오차 및 외란 등에 대한 모의실험을 통하여 바퀴 슬립율이 기준 목표치에 추종됨을 확인할 수 있었다. 브레이크 토크이득 K_b 에 50% 오차만 있을 때에 Fig. 3에서 가장 좋지 않은 모의실험 결과를 보였다. 이에 대한 모의실험의 결과가 Fig. 6에 실선으로 나타나 있다. 점선은 외란 관측기가 없는 경우에 유압제동기의 모델을 포함한 슬라이딩 모드 제어의 모의실험 결과이다. 외란 관측기를 가진 제어는 1초 이후부터 기준 바퀴 슬립율을 잘 추종함을 알 수 있다. 외란 관측기로 추정된 바퀴 실린더의 유압과 제동거리가 Fig. 7에 실선으로 나타나 있으며, 외란 관측기를 가진 제어는 모델 불확실성을 줄임으로써 그것이 없는 경우보다 제동거리를 약 20m 이상 단축함을 알 수 있다.

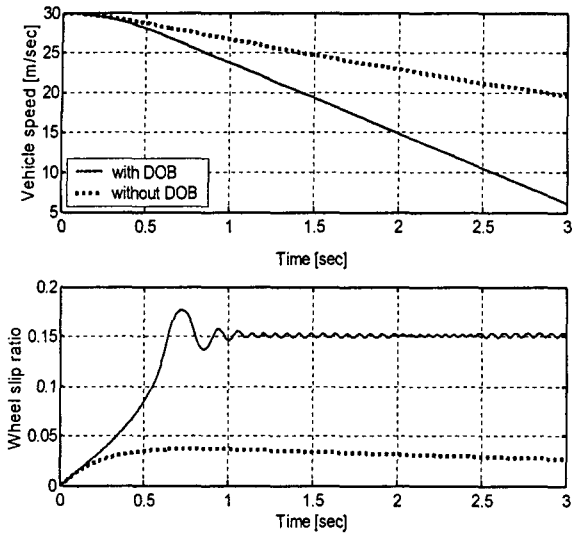


Fig. 6 Sliding mode control results with the disturbance observer (DOB)

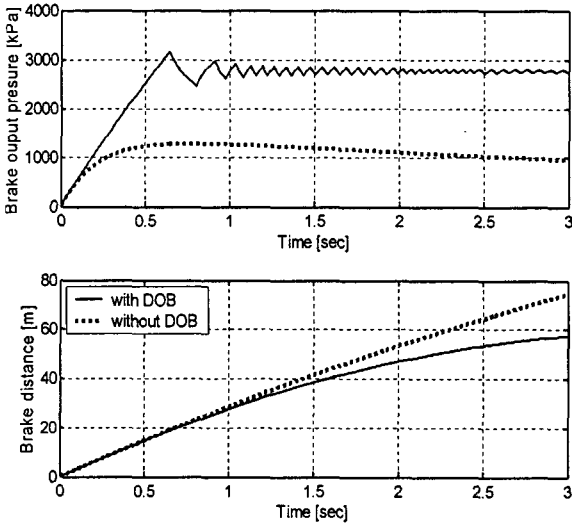


Fig. 7 Brake output pressure and brake distance

5. 결론

본 연구는 차량의 급제동시에 바퀴 슬립율을 제어하기 위하여 외란 관측기를 가진 슬라이딩 모드 제어를 제안하였다. 유압제동기의 역전달함수와 저주파대역 필터를 이용하여 외란 관측기를 설계

하였다. 외란 관측기를 통하여 차량모델 불확실성을 유압제동기의 입력유압으로 보상함으로써 바퀴 슬립율 추종에 대한 슬라이딩 모드 제어의 성능을 향상할 수 있었다. 또한, 외란 관측기의 도입은 유압제동기의 출력유압 한계 범위에서 제어유압이 있도록 슬라이딩 모드의 제어이득을 작게 설정할 수 있는 장점을 수반한다. 차량 질량과 유압토크의 계수에 과도한 오차가 있는 경우에 대하여 차량 ABS 제어에 대한 모의실험들을 수행하였다. 모의실험 결과에서 외란 관측기 없는 슬라이딩 모드 제어는 바퀴 슬립율을 기준 목표치에 잘 추종시키지 못하는 반면에 외란 관측기 있는 슬라이딩 모드 제어는 바퀴 슬립율을 기준 목표치에 잘 추종시켰으며 제동거리도 매우 단축시킬 수 있음을 알 수 있었다.

후 기

본 논문은 2004 년 한국학술진흥재단(KRF-2004-042-D00036)과 경상대학교 공학연구원의 지원에 의하여 연구되었으며 이에 감사를 드립니다

참고문헌

1. Yi, Kyongsu, Chung, Jintai, "Nonlinear Brake Control for Vehicle CW/CA Systems," IEEE/ ASME Trans. Mechatronics, Vol. 6, No. 1, pp. 17 -25, March 2001.
2. Song, Chul Ki, Kim, Sungha, Yi, Kyongsu, "Hardware-in-the-Loop for Vehicle Collision Warning System," KSAE Vol. 6, No. 5, pp. 222-227, 1998.
3. Bakker, E., Pacejka, H., Lidner, L., "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE Trans. J. Passenger Cars, Vol. 98, pp. 101-113, 1989
4. Kobayashi, K., Cheok, K., Watanabe, K, "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. Daiss, A., Kiencke, U., "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. Song, Chul Ki, Uchanski, M., Hedrick, J. K., "Vehicle Speed Estimation Using Accelerometer and Wheel Speed Measurements," Automotive & Transportation Technology Congress, Paris, France, July 11, 2002.
 7. Buckholtz, K. R., "Reference Input Wheel Slip Tracing using Sliding Mode Control," SAE 2002 World Congress, Detroit, March, 2002.
 8. Choi, Seongho, Cho, Dong-Woo, "Control of Wheel Slip Ratio using Sliding Mode Controller with Pulse Width Modulation," Vehicle System Dynamics, Vol. 32, pp. 267-284, 1999.
 9. Unsal, C., Kachroo, P., "Sliding Mode Measurement Feedback Control for Antilock Braking Systems," IEEE Trans. Control System Technology, Vol. 7, No. 2, pp. 188-202, March 1999.
 10. Tan, K. K., Lee, T. H., Dou, H. F., Jun, S., Zhao, S., "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. Ho, Youngjin, Yang, Kwangjin, Chung, Wan Kyun, Kim, H. R., Shu, I. H., "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. Gillespie, Thomas. D., "Fundamentals of Vehicles Dynamics," SAE, Inc., 1992.