

적응제어 기법을 적용한 ABS의 바퀴 슬립 제어

최 종 환[#]

Wheel Slip Control of ABS Using Adaptive Control Method

Jong-Hwan Choi[#]

ABSTRACT

ABS is a safety device for preventing wheel locking in a sudden braking. Its control methods are classified into three types; deceleration control, wheel slip control and deceleration/acceleration control. The braking force takes the influence of the friction coefficient between road and tire, which in turn depends on the wheel slip as well as road conditions. In this paper, it has been proposed the wheel slip control system to apply the adaptive control method at the ABS. To maintain wheel slip to desired wheel slip, it has been done the linearization and designed the adaptive controller to apply gradient method based on the reference model. It is illustrated by computer simulations that the proposed control system gives good performances and adaptation to parameter variation.

Key Words : ABS(Anti-lock Braking System), Wheel Slip(바퀴 슬립), Adaptive Control(적응 제어), Gradient Method(경사 추정법)

1. 서 론

내연기관의 발달과 더불어 시작된 자동차 산업은 단순한 수송체제로써 뿐만 아니라 승차감과 안정성에 관련된 다양한 소비자의 욕구를 충족시키기 위하여 기술개발에 주력하고 있다. 특히 자동차는 인간의 생명과 직접적으로 연관되어 있어 우수한 조향성능과 주행 안전성 확보가 최우선 과제이다. 자동차 안전장치에서 ABS(Anti-lock Braking System)는 급제동시 바퀴의 회전운동이 정지되지 않도록 유압식 제동 시스템을 자동으로 제어해 주는 장치이다^[1]. 급제동시 ABS가 동작되면 도로면이 미끄러운 상태라 하더

라도 바퀴의 잠김 현상이 방지되어 조향 안정성이 유지되고 제동거리가 단축되어 인적/물적 피해를 막을 수 있다.

ABS의 기본 구성요소는 유압 모듈레이터, ECU(Electronic Control Unit), 바퀴의 각속도 센서이며, 제어방식은 제어 목표변수에 따라 바퀴의 감속 제어, 감속/가속 제어, 바퀴 슬립 제어 등으로 분류된다^[1,2]. ABS 제어의 주요관점은 바퀴와 도로면 사이에 발생하는 마찰력을 최대로 유지하는 것으로 대부분의 연구 경향이 차체 속도와 바퀴 각속도에 의하여 정의되는 바퀴 슬립 제어를 통하여 실현하고 있다. 바퀴의 각속도는 각속도 센서를 사용하여 측정하지만, 차체 속도는 직접적으로 측정하기에는 많은 제약조건이 있어 가속도 센서와 Kalman 필터 등의 제어기법을 적용하여 차체 속도를 추정하여 적용하고 있다^[3].

[#] 교신저자 : 울산대학교 산학협력단
E-mail : jonghan@pusan.ac.kr

본 연구에서는 ABS에 모델기준 적응제어 기법을 적용하여 바퀴의 슬립을 제어할 수 행하고자 한다. 제어기 설계를 위하여 제동시 자동차 운동모형을 선형화하고, 경사 추정법을 적용하여 제어기 계인을 적용시키는 적응 제어기를 설계하여 자동차 운동모형의 출력이 ITAE의 기준에 근거로 설정된 기준 모델의 출력과 동일하게 되도록 한다. 적응 제어기를 적용한 ABS의 슬립을 제어시스템의 제동 특성을 PID 제어기를 적용한 제어시스템에 대하여 시뮬레이션을 통하여 비교하도록 한다.

2. 제동시 자동차의 운동모형

2.1 마찰계수와 바퀴 슬립의 관계

바퀴의 감속은 유압 제동장치에 의하여 이루어지며 차체 속도는 바퀴와 도로면 사이의 마찰계수에 의하여 감속된다. 마찰계수는 접촉하는 두 물체의 접촉특성에 기인하는데, Pacejka 모델^[4]에 의하면 자동차 감속시 바퀴와 도로면 사이의 마찰계수는 바퀴의 슬립과 관계한다.

자동차 속도가 감속인 경우에 바퀴 슬립율을 정의하면 식(1)과 같다.

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

여기서 V 는 차체 속도, ω 는 바퀴의 각속도, r 은 바퀴의 유효반경을 나타낸다. 슬립율이 0인 경우에는

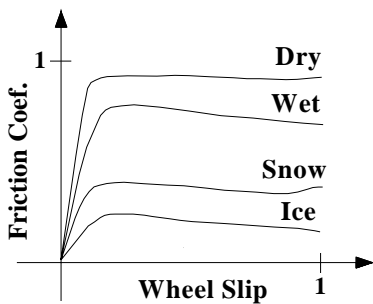


Fig. 1 Relation between μ and λ for the different road conditions

차체 속도와 바퀴의 각속도는 동일하여 자동차 바퀴는 도로면에서 구름 운동을 한다. 그러나 슬립율이 1인 경우에는 바퀴의 각속도는 0이 되어 자동차 바퀴는 도로면에서 미끄러지면서 차체는 전진하게 된다. Fig. 1에는 도로면 조건에 따른 바퀴 슬립율과 마찰계수와의 관계를 나타내고 있다. 초기에 바퀴 슬립율이 증가하면 마찰계수도 증가하다가 바퀴 슬립율의 약 0.2~0.3 구간에서는 도로면의 상태에 관계없이 마찰계수는 최대가 되고 이후 약간 감소함을 나타내고 있다. 따라서 자동차 제동시 최대 제동력을 발생시키기 위해서는 바퀴 슬립율을 약 0.2~0.3으로 유지하는 것이 필요하다.

Fig. 1에 나타낸 마찰계수를 슬립율 함수로 나타내면 식(2)와 같다^[5].

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

여기서 μ_p 는 최대 마찰계수, λ_p 는 최대 마찰계수에 대한 슬립율을 의미한다.

2.2 자동차의 동역학

자동차의 1/4 모델에 대하여 동역학의 개략도를 나타내면 Fig. 2와 같다.

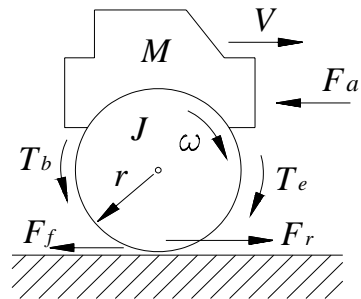


Fig. 2 Vehicle and wheel dynamics for a quarter car

차체는 공기의 저항력과 도로면에서의 마찰력으로 감속되며 바퀴의 각속도는 도로면에서의 마찰력과 구름 저항력, 제동 및 엔진 토크의 영향을 받는다.

차체와 바퀴의 운동방정식을 나타내면 식(3), (4)와 같다.

$$M\dot{V} = -F_a - F_f \quad (3)$$

$$J\dot{\omega} = rF_f - rF_r + T_e - T_b \quad (4)$$

여기서 M , J 는 차체의 질량, 바퀴의 관성모멘트를 각각 의미하며, F_a 는 공기의 저항력, F_r 은 바퀴의 구름 저항력, F_f 는 바퀴와 도로면 사이에 발생하는 마찰력을 나타낸다. 또한 T_e 와 T_b 는 엔진 토크와 제동 토크를 의미한다.

공기의 저항력과 바퀴의 구름 저항력은 식(5), (6)으로 근사될 수 있다.¹⁶⁾

$$F_a \approx C_a A V^2 \quad (5)$$

$$F_r \approx C_r Mg \quad (6)$$

여기서 C_a 와 C_r 은 공기저항계수 및 구름저항계수를 의미하며, A 는 자동차 전면의 단면적, g 는 중력가속도를 나타낸다.

바퀴와 도로면 사이에서 발생하는 마찰력은 식(7)과 같다.

$$F_f = \mu Mg \quad (7)$$

여기서 μ 는 마찰계수를 나타내며 식(2)와 같이 바퀴의 슬립을 함수로 표현된다.

한편, 제동 토크는 바퀴 실린더의 유압에 의하여 발생되며 유압 모듈레이터의 전자밸브를 제어하여 유압을 생성시킨다. 바퀴 실린더에 발생하는 유압을 1차 지연요소로 가정하고 제동 토크를 나타내면 식(8)과 같다.

$$T_b = \frac{\mu_b r_b A_b}{\tau s + 1} P = \frac{C_b}{\tau s + 1} P \quad (8)$$

여기서 μ_b 는 브레이크 패드와 바퀴 사이의 마찰계수, r_b 는 제동력이 작용하는 거리, A_b 는 브레이크 패드의 단면적, C_b 는 제동 토크 계인을 의미하며, τ 는 유압력의 시정수, s 는 라플라스 연산기, P 는 유압을 나타낸다.

3. 모델기준 적응제어 기법

3.1 자동차 운동모델의 선형화

ABS의 바퀴 슬립 제어를 위하여 모델기준 적응제어 기법을 적용하며, 이를 위하여 자동차 운동모델을 선형화한다. Fig. 2에서 공기의 저항력과 엔진 토크는 외란으로 간주하고 바퀴의 구름 저항력은 바퀴의 각속도에 비례하는 것으로 가정한다.

자동차 운동모델과 바퀴의 슬립율을 다시 나타내면 식(9)~(11)과 같다.

$$M\dot{V} = -\mu(\lambda)Mg \quad (9)$$

$$J\dot{\omega} = r\mu(\lambda)Mg - C_R\omega - T_b \quad (10)$$

$$\lambda = 1 - r \frac{\omega}{V} \quad (11)$$

자동차 운동모델의 선형화를 위하여 평형점 부근에서 차체 속도, 바퀴의 각속도, 슬립율, 마찰계수를 나타내면 식(12)~(15)와 같다.⁷⁾

$$V = V_0 + \Delta V \quad (12)$$

$$\omega = \omega_0 + \Delta \omega \quad (13)$$

$$\lambda = \lambda_0 + \Delta \lambda \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \mu(\lambda) &= \mu_0 + \Delta \mu(\lambda) \\ &= \mu_0 + \left(\frac{d\mu}{d\lambda}\right)_0 \Delta \lambda(V, \omega) \\ &= \mu_0 + \left(\frac{d\mu}{d\lambda}\right)_0 \left(\frac{\lambda}{V} \Delta V + \frac{\lambda}{\omega} \Delta \omega\right) \\ &= \mu_0 + \left(\frac{d\mu}{d\lambda}\right)_0 \left(\frac{1-\lambda_0}{V_0} \Delta V - \frac{r}{V_0} \Delta \omega\right) \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 아래첨자 0은 평형점을 의미한다.

식(12)~(15)를 식(9)~(11)에 대입하여 정리하면 식(16)~(18)과 같다.

$$M(\dot{V}_0 + \Delta \dot{V}) = -(\mu_0 + \Delta \mu)Mg \quad (16)$$

$$\begin{aligned} J(\dot{\omega}_0 + \Delta \dot{\omega}) &= r(\mu_0 + \Delta \mu)Mg \\ &\quad - C_R(\omega_0 + \Delta \omega) - T_b \end{aligned} \quad (17)$$

$$\lambda_0 + \Delta\lambda = 1 - r \frac{\omega_0 + \Delta\omega}{V_0 + \Delta V} \quad (18)$$

평형점 부근에서는 식(19), (20)을 만족한다.

$$M\dot{V}_0 = -\mu_0 Mg \quad (19)$$

$$J\dot{\omega}_0 = r\mu_0 Mg - C_R\omega_0 \quad (20)$$

식(19), (20)을 식(16)~(18)에 대입하여 선형화된 자동차 운동모델을 나타내면 식(21)~(23)과 같다.

$$\Delta\dot{V} = K_1\Delta V + K_2\Delta\omega \quad (21)$$

$$\Delta\dot{\omega} = K_3\Delta V + K_4\Delta\omega - \frac{1}{J}T_b \quad (22)$$

$$\Delta\lambda = \frac{1-\lambda_0}{V_0}\Delta V - \frac{r}{V_0}\Delta\omega \quad (23)$$

여기서 $K_1 = -\frac{g}{V_0} \left(\frac{d\mu}{d\lambda} \right)_0 (1-\lambda_0)$

$$K_2 = \frac{r g}{V_0} \left(\frac{d\mu}{d\lambda} \right)_0$$

$$K_3 = \frac{r M g}{J V_0} \left(\frac{d\mu}{d\lambda} \right)_0 (1-\lambda_0)$$

$$K_4 = -\frac{r M g}{J V_0} \left(\frac{d\mu}{d\lambda} \right)_0 (r + C_R)$$

식(21)~(23)에서 T_b 에 대한 $\Delta\lambda$ 의 전달함수를 나타내면 식(24)과 같다.

$$G_T(s) = \frac{\Delta\lambda}{T_b} \quad (24)$$

$$= \frac{r}{V_0 J} \frac{s}{[s^2 + (K_1 + K_2)s + K_2 K_3 - K_1 K_4]}$$

따라서 식(8)과 (24)를 사용하여 입력을 유압, 출력을 슬립율로 하는 선형화된 자동차 운동모델의 전달함수를 나타내면 식(25)와 같다.

$$G(s) = \frac{\Delta\lambda}{P} = \frac{bs}{a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4} \quad (25)$$

여기서 $a_1 = \tau$

$$a_2 = 1 + \tau(K_1 + K_2)$$

$$a_3 = K_1 + K_2 + \tau(K_2 K_3 - K_1 K_4)$$

$$a_4 = K_2 K_3 - K_1 K_4$$

$$b = \frac{r C_b}{V_0 J}$$

3.2 제어기 설계

선형화된 자동차의 운동모델에 대하여 모델기준 적응제어 기법을 적용하여 바퀴 슬립을 제어하기 위한 블록선도를 나타내면 Fig. 3과 같다^[8].

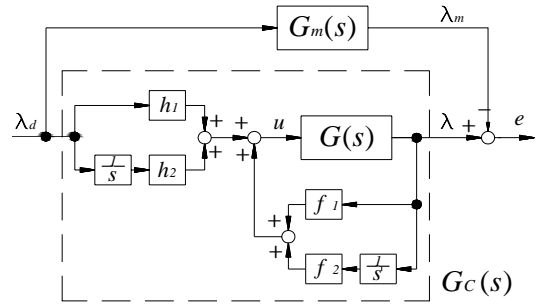


Fig. 3 Block diagram of wheel slip control system using an adaptive controller

여기서 $G(t)$ 는 자동차 운동모델의 전달함수, $G_m(t)$ 는 기준 모델의 전달함수를 나타내며, h_1, h_2, f_1, f_2 는 제어기의 계인들을 나타낸다. 적응 제어기는 피드포워드 제어기와 피드백 제어기로 구성하고 각 제어기는 자동차 운동모델의 특성을 고려하여 비례기와 적분기로 이루어져 있다.

Fig. 3에서 식(25)를 이용하여 기준 슬립율 λ_d 에 대한 자동차 운동모델의 슬립율 λ 의 페루프 전달함수를 나타내면 식(26)과 같다.

$$G_C(s) = \frac{\lambda(s)}{\lambda_d(s)} \quad (26)$$

$$= \frac{b(h_1 s + h_2)}{a_1 s^3 + a_2 s^2 + (a_3 + b f_1)s + (a_4 + b f_2)}$$

한편, 기준 모델은 식(26)의 페루프 전달함수를

극·영점 상쇄에 의한 2차 전달함수로 근사시키고 ITAE의 기준에 근거로 하여 2차 전달함수를 선정하면 식(27)과 같다.

$$G_m(s) = \frac{\lambda_m(s)}{\lambda_d(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 1.4142\omega_n s + \omega_n^2} \quad (27)$$

여기서 ω_n 은 자동차의 제동특성에 의하여 결정되어지는 절점주파수를 의미한다.

적응 제어시스템의 폐루프 전달함수와 기준 모델과의 오차를 최소화하기 위해서는 식(28)을 만족해야 한다.

$$G_C(s) \cong G_m(s) \quad (28)$$

식(28)이 성립되기 위하여 제어기 게인(gain)들을 유도하면 식(29)와 같다.

$$h_1 = \frac{a_1}{b} w_n^2 \quad (29.a)$$

$$h_2 = \frac{a_2}{b} w_n^2 - 1.4142 w_n h_1 \quad (29.b)$$

$$f_1 = h_1 + \frac{1.4142}{w_n} h_2 - \frac{a_3}{b} \quad (29.c)$$

$$f_2 = h_2 - \frac{a_4}{b} \quad (29.d)$$

식(29)에 표현된 4개의 제어기 게인들은 h_1 의 함수로 이루어져 있으므로 h_1 의 적응에 의하여 나머지 게인들도 적응되어질 수 있다.

이제 적응 오차를 자동차 운동모델의 출력과 기준 모델의 출력과의 오차로 정의하면 식(30)과 같이 표현된다.

$$e(t, h_1) = \lambda(t, h_1) - \lambda_m(t) \quad (30)$$

적응 제어기의 게인 선정으로 자동차 운동모델과 기준 모델은 식(28)을 만족하므로 각 모델의 출력은 식(31)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\lambda(t, h_1) = \mathbf{P}(t, h_1) G_p(s) \lambda_d(t) \quad (31.a)$$

$$\lambda_m(t) = \mathbf{P}^0 G_p(s) \lambda_d(t) \quad (31.b)$$

여기서 $\mathbf{P}(t, h_1)$ 와 \mathbf{P}^0 는 자동차 운동모델과 기준 모델의 파라미터 벡터를 의미한다.

식(31)을 이용하여 적응 오차를 다시 표현하면 식(32)와 같다.

$$e(t, h_1) = \left(\frac{\mathbf{P}(t, h_1)}{\mathbf{P}^0} - 1 \right) \lambda_m(t) \quad (32)$$

한편, 평가함수를 적응 오차의 제곱의 평균으로 나타내면 식(33)과 같다.

$$I(h_1) = \frac{1}{2} \| e(t, h_1) \|^2 \quad (33)$$

이제 제어기 게인 h_1 의 적응을 위하여 게인의 변화율에 경사 추정법⁹⁾을 적용하여 평가함수 기울기의 반대방향이 되도록 하면 식(34)와 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dh_1}{dt} &= -\gamma' \frac{\partial I}{\partial h_1} = -\gamma' e \frac{\partial e}{\partial h_1} \\ &= -\gamma' e \frac{\mathbf{P}'}{\mathbf{P}^0} \lambda_m(t) = -\gamma e \lambda_m(t) \end{aligned} \quad (34)$$

여기서 γ 는 설계 변수인 적응 게인을 의미한다.

식(34)를 적분하여 제어기 게인을 나타내면 식(35)와 같다.

$$h_1(t) = h_1(0) - \gamma \int_0^t e \lambda_m(t) dt \quad (35)$$

식(35)를 식(29)에 적용하여 나머지 3개의 제어기 게인들을 구하면 식(36)과 같다.

$$h_2(t) = \frac{a_2}{b} w_n^2 - 1.4142 w_n h_1(t) \quad (36.a)$$

$$f_1(t) = h_1(t) + \frac{1.4142}{w_n} h_2(t) - \frac{a_3}{b} \quad (36.b)$$

$$f_2(t) = h_2(t) - \frac{a_4}{b} \quad (36.c)$$

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

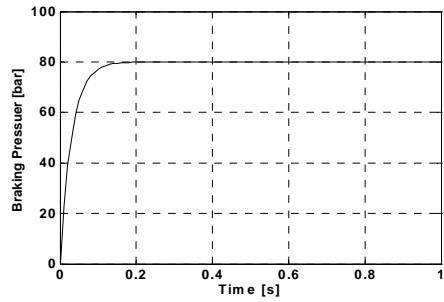
시뮬레이션을 통하여 ABS의 슬립을 제어시스템의 성능을 확인한다. 자동차에서 제동장치를 동작시키면

브레이크 패드가 바퀴를 눌러 감속시키며, 제동장치의 동작을 멈추면 브레이크 패드는 바퀴에서 이탈되고 엔진 토크에 의하여 바퀴는 가속된다. 시뮬레이션에서는 엔진 토크를 차체의 관성력으로 하여 바퀴를 가속하도록 하였으며, 제동 압력의 범위는 0~80 [bar]로 한정한다. 시뮬레이션 모델에서 제어입력은 제동 압력으로 선정하고 자동차의 초기 속도는 60 [km/h], 도로면의 상태는 얼음 상태로 설정하였다. 시뮬레이션 시간은 1[s], 증분 시간은 0.01[s]이며 상용 프로그램인 MatLab과 simulink를 사용하였다.

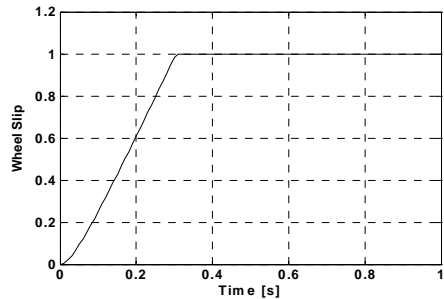
Table 1에는 시뮬레이션에서 사용한 물성치들을 나타내고 있다.

Fig. 4는 ABS를 장착하지 않는 상태에서 급제동을 하였을 때의 결과들이다. 자동차의 급제동시 바퀴 실린더에 가해지는 제동 압력의 동특성은 시정수가 0.03 인 1차 지연요소로 설정하고 최대값은 80×10^5 [N/m²]로 한정한다. 제동 압력이 상승함에 따라 바퀴의 각속도는 감소하고 도로면의 상태가 얼음이므로 마찰력이 작아 차체 속도의 감속은 크지 않아 슬립율은 증가한다. 급제동 후 약 0.3[s]가 되면 바퀴의 구름운동은 정지하여 슬립율은 1이 되고 이후 자동차는 도로면에서 미끄러지면서 전진하게 된다. 바퀴가 얼음 상태의 도로면에서 미끄럼 운동을 하면 도로면에서의 마찰력이 작으므로 시간 1[s] 후 차체 속도는 약 4[km/h] 정도밖에 감속되지 않았다.

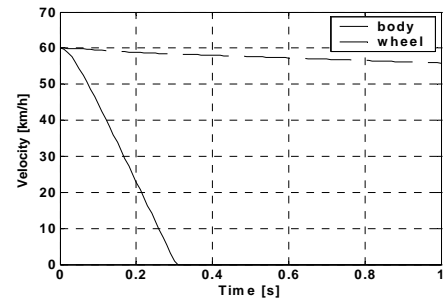
Fig. 5는 ABS를 장착한 자동차에서 급제동을 하였을 때의 결과들이다. 슬립율 제어를 위한 제어기는 게인 설정이 용이한 PID 제어기와 본 연구에서 제안한 적응 제어기를 각각 적용하여 제동 상태를 서로 비교하였다. PID 제어기의 게인 설정은 과도 응답 상태를



(a) Braking pressure



(b) Wheel slip



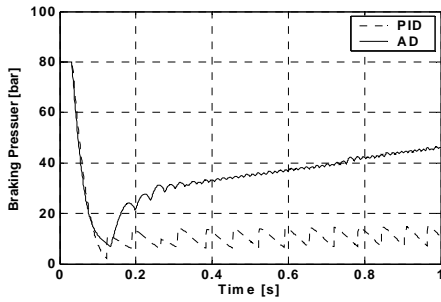
(c) Velocity of body and wheel

Fig. 4 Result of no ABS

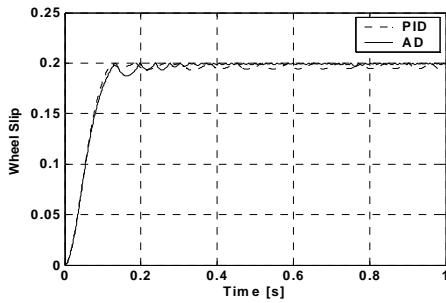
Table 1 Parameters of ABS used in simulation

| Para. | Value | Para. | Value |
|-------|----------------------|-------------|-----------------------|
| M | 300 kg | A_b | 0.0106 m ² |
| J | 31 kg·m ² | r_b | 0.25 m |
| g | 9.8 m/s ² | μ_b | 0.3 |
| A | 1.5 m ² | λ_p | 0.2 |
| r | 0.3 m | μ_p | 0.2 |

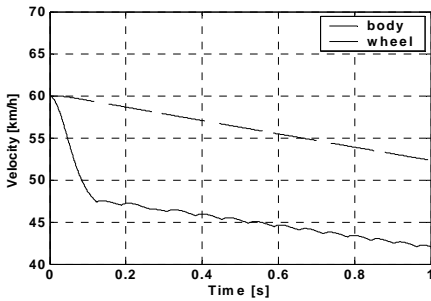
비교하며 시행착오법을 적용하였으며, 비례 게인은 6.5×10^7 , 미분 게인은 6.5×10^6 , 적분 게인은 1×10^6 이다. 적응 제어기의 설계에서 기준 모델의 절점 주파수는 제동 특성을 고려하여 33[rad/s]로 선정하고 과도 응답 법에 의하여 γ 는 -4.5×10^{10} 로 설정하였다. 바퀴 슬립율이 기준 슬립율보다 작으면 제동 압력을 증가하여 바퀴를 감속시키며 슬립율이 기준 슬립율보다 크면 제동 압력은 감소되고 차체 관성력으로 바퀴는 가속된다. 슬립율의 응답 특성에서 적응 제어기를 적용



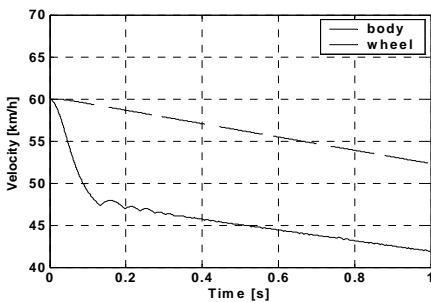
(a) Braking pressure



(b) Wheel slip

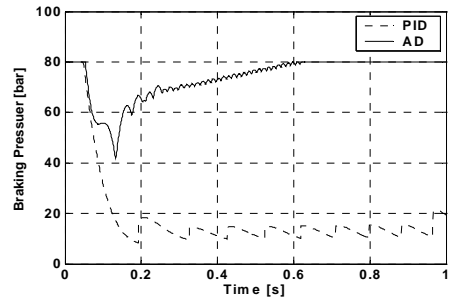


(c) Applying PID controller

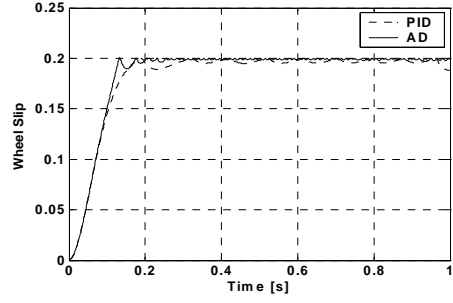


(d) Applying AD controller

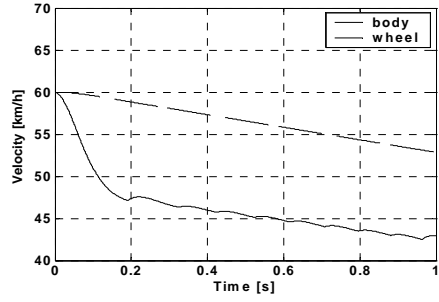
Fig. 5 Comparison of PID and AD in ABS



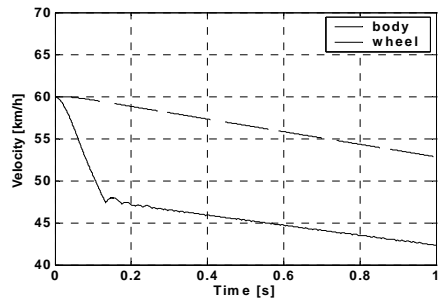
(a) Braking pressure



(b) Wheel slip



(c) Applying PID controller



(d) Applying AD controller

Fig. 6 Comparison of PID and AD in ABS (varying M & μ_p)

한 경우 과도 응답은 다소 미흡하나 정상 상태에서 오차는 PID 제어를 적용한 경우보다 매우 작으며 안정적이다. 또한 PID 제어를 적용한 경우 제어 입력인 제동 압력은 약 3[bar] 범위 내에서 진동하고 있으며 적용 제어기의 경우 제동 압력이 안정적으로 변화하고 있다. 실제 자동차에서는 제동 압력이 운전자의 페달에도 영향을 미치므로 PID 제어기의 경우 제동 압력의 진동이 운전자의 페달에도 전달되어 운전자의 승차감과 편안함 성능이 악화될 것으로 예상된다. 차체 속도는 유사하게 감속되고 있으나 바퀴의 감속 상태는 적용 제어를 적용한 경우가 안정적이다.

Fig. 6은 두 제어기의 강인성을 확인하기 위하여 차체 질량과 브레이크 패드(brake pad)의 마찰계수를 변화시킨 결과들이다. 차체 질량은 2배로 하고 브레이크 패드의 마모를 가정하여 마찰계수를 0.3에서 0.2로 변화시켰다. 적용 제어를 적용한 경우 제동 압력은 증가하였으며 슬립율은 안정적으로 나타나고 있다. 그러나 PID 제어를 적용한 경우 제동 압력은 크게 변화하지 않고 슬립율은 과도 상태 및 정상 상태에서 응답이 악화되고 있다. 차체 속도의 변화는 유사하나 바퀴의 각속도는 PID 제어기의 경우 다소 불안정하게 변화하고 있고 적용 제어기의 경우 Fig. 5(d)와 유사하게 변화하고 있다. 따라서 승차 인원의 변화 및 자동차 노후로 브레이크 패드가 마모되어도 적용 제어를 적용한 ABS에서는 안정적으로 자동차를 제동할 수 있을 것으로 예상된다.

5. 결 론

본 연구에서는 자동차의 급제동시 양호한 제동 특성을 얻기 위하여 ABS에 모델기준 적응제어 기법을 적용하여 바퀴의 슬립율을 제어하는 시스템을 구축하였다. 먼저 제어 시스템을 선형화하고 제어기 계인을 경사 추정법으로 적응시키는 적응 제어를 설계하였다. 구축된 ABS의 제동 특성을 PID 제어를 적용한 경우와 비교하였다. PID 제어를 적용한 경우에는 기준 슬립율과의 오차는 작지만 제동 압력이 심하게 진동하여 이로 인한 브레이크 페달에서의 반력의 진

동으로 오히려 운전자는 심리적으로 불안하게 될 것으로 예상된다. 그러나 적응 제어를 적용한 경우에는 제동 압력의 진동 폭은 매우 작으며 기준 슬립율과의 오차도 작아 안정적으로 자동차를 감속시킬 수 있었다. 또한 ABS의 제동 특성에 영향을 미치는 차체 질량과 브레이크 패드의 마찰계수를 악조건으로 선정하여 시뮬레이션한 결과 PID 제어를 적용한 경우 제동 압력의 주기가 증가하고 바퀴의 각속도 궤적이 불안정하는 등 제동 특성이 변화하였다. 그러나 적응 제어를 적용한 경우 제동 압력이 증가하지만 제동 특성에는 영향이 없었다. 따라서 본 연구에서 제안한 제어시스템은 시스템 변수가 변하더라도 강인함을 확인할 수 있었다.

참고문헌

1. William, K. L. and Kevin, M. P., "Intelligent Control for Braking Systems," IEEE Trans. Contr. Sys. Technol., Vol. 7, No. 2, pp. 188-202, 1999.
2. Choi, J. H., Kim, S. S., Yang, S. Y., Park, S. T. and Lee, J. K., "A Study on the Braking Characteristics of Control Methods for ABS mounted Vehicle," KSPE, Vol. 19, No. 8, pp. 203-211, 2002.
3. Daiss, A., Kiencke, U., "Estimation of Vehicle Speed Fuzzy-Estimation in Comparison with Kalman-Filtering," Proc. of the 4th IEEE Conference on Contr. Application, pp. 281-284, 1995.
4. Bakker, E., Pacejka, H. and Linder, L., "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE Trans. J. Passenger Cars, Vol. 98, pp. 101-113, 1989.
5. Kachroo, P., Tomizuka, M., "Vehicle traction control and its applications," Univ. California, Berkeley, Inst. Transportation, Tech. Rep. UIPRR-94-08, 1994.
6. Gillespie, T. D., Fundamentals of Vehicles Dynamics, SAE, Inc., 1992.
7. Choi, J. H., Kim, S. S., Yang, S. Y., Park, S. T. and Lee, J. K., "A Study of ABS Slip Ratio Control using Solenoid Valve," Proc. of the KSME Conference, pp. 676-681. 2001.

8. Chiang, M. H., Adaptive Achsregelung für Hydraulikbagger, PhD thesis, Aachen Techn. Hochsch., 1998.
9. Astrom, K. J., Adaptive Control, Addison-Wesley Publishing Company, 1995.