

Nonlinear Adaptive Control of a Quarter Car Active Suspension

金應錫
(Eung-Seok Kim)

Abstract - In this paper, an adaptive control problem of a hydraulic actuator for vehicle active suspension is considered. The proposed active suspension controller is divided into two parts: the inner loop controller and the outer loop controller. Inner loop controller, which is a nonlinear adaptive controller, is designed to control the force generated by the nonlinear hydraulic actuator acting under the effects of Coulomb friction. For simplicity of designing a nonlinear controller, the spool valve dynamics of a hydraulic actuator is reduced using a singular perturbation technique. The estimation error signal used to an indirect parameter adaptation is calculated without a regressor filtering. The absolute velocity of a sprung mass will be damped down by its negatively proportional term(sky-hook damper) adopted as an outer loop controller. Simulation results are presented to show the importance of controlling the actuator force and the validity of the proposed adaptive controller.

Key Words : active suspension, hydraulic actuator control, singular perturbation, indirect adaptive law

1. 서론

차량용 현가계에 대한 능동제어의 개념은 1950년대 초에 정립 되었으며, 상업용으로는 이미 1960년대 부터 개발 생산되고 있다[1]. 안락한 승차감, 주행안정성을 목적으로하는 피치(pitch) 및 롤(roll) 제어의 수행을 위한 능동현가계에 대해서 액츄에이터 모델이 이상적이라는 가정하에서 현대제어이론을 적용한 많은 연구결과들[2~7]이 발표되었다. 이와 더불어 근래에는 에너지 소비효율 향상 등을 위해 가변스프링과 가변댐퍼로 구성돼있는 반능동현가계(semi-active suspension system)에 대한 연구[8, 9]도 활발히 수행되고 있다. 실용적인 측면에서 능동현가계보다 우수한 점이 있지만, 이 장치로는 차체의 상대운동 방향에 관해 휠(wheel)에 발휘되어야 하는 힘을 원하는 만큼 발생시킬 수 없는 문제점이 있다. 이러한 문제점은 액츄에이터를 이상적인 모델로 간주하고 개발된 능동현가 제어시스템에서도 나타나는 것이며, 실제 구현시에는 cut-and-try 방법으로 적용될 수 밖에 없는 원인이기도 하다. 이는 능동현가계의 핵심부품인 유압식 액츄에이터(hydraulic actuator)의 비선형 동특성이 실제 시스템에의 적용시 무시할 수 없는 요소로 작용하기 때문이다. 따라서 유압 액츄에이터의 비선형성을 고려한 효과적인 제어시스템의 개발이 능동현가계의 성능향상을 위해 상당히 중요하다고 할 수 있다.

이를 위해 [10, 11]에서는 유압 액츄에이터의 비선형 동특성을 선형화한 모델을 근거로 현가제어기를 설계하였다. 그러나 비선형 모델의 선형화시 비현실적인 조건(유압실린더 내부의 피스톤은 항상 중간위치에 있다는 가정 등)이 필요하다. [1]에서는 능동현가계의 구성요소들에 대한 비선형 동특성 모델을 실험결과와 더불어 제시하였다. 이를 근거로 액츄에이터에서 발

휘되어야 할 원하는 힘(desired force)을 제어하기 위해 현대 제어이론들을 능동현가계에 적용한 시뮬레이션 및 실험결과를 [12, 13]에서 제시하였고, 원하는 힘의 시간에 대한 1계 도함수를 이용해 만족할 만한 성능을 얻을 수 있음을 보였다.

본 논문에서는 능동현가계에서 실제로 휠에 발휘되도록 요구되어지는 만큼의 힘이 유압식 액츄에이터에서 정확하게 발휘될 수 있도록 하기위해 그 비선형성을 고려한 적응제어기를 설계한다. 액츄에이터 힘 제어기는 차체의 수직운동을 제어하기 위한 전체적인 현가제어시스템의 관점에서 보면 내부 루프(inner loop)에 해당된다. 차체의 흔들림을 억제하기 위한 제어기로는 적응제어기[3,7], H_∞ 제어기[4], 최적 제어기[6], Fuzzy 제어기[8] 등 여러가지가 있지만, 본 논문에서는 유압식 액츄에이터의 비선형 동특성에 대한 제어의 중요성을 부각시키기 위하여 스카이훅 댐핑항(skyhook damping term)만으로 간단히 구성하기로 한다. 이 제어기의 출력이 실제로 액츄에이터에서 발휘되어야 할 원하는 힘에 해당되며 전체 제어시스템 측면에서 보면 외부루프(outer loop) 제어기에 해당되고, 내부루프 제어기 입장에서는 휠에 발휘되어야 할 원하는 힘이기도 하다. 내부루프 제어기로서의 액츄에이터 힘 제어기의 설계 편의를 위해 스포츠 밸브 동특성을 특이성동 기법을 이용해 저차화 시키도록 한다. 그리고 액츄에이터에서 실제로 발휘되는 힘과 발휘되어야 할 원하는 힘 간의 정상상태오차의 수렴특성 개선을 위해 간접적응제어기(indirect adaptive controller)를 설계하고 그 타당성을 시뮬레이션을 통해 확인하기로 한다.

2. 현가계 모델링 및 문제의 정식화

1/4 차 현가계 모델을 그림 1에 나타내었다. 2 자유도를 갖는 시스템으로 1/4 차의 차체인 스프링질량(m_2)이 스프링(k_2)과 유압실린더(F_f, F_a)에 의해 지지되고 있으며, 언스프링질량(m_1)은 타이어 및 휠로 구성되어 있고 타이어의 강

正會員 : 三星綜合技術院 産業電子室 CCS팀장 · 工博

接受日字 : 1995年 7月 27日

最終完了 : 1996年 3月 22日

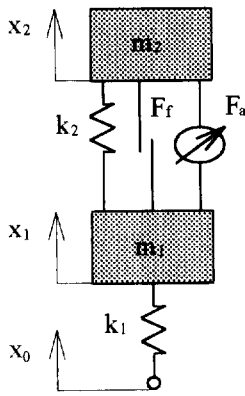


그림 1 1/4 차 현가계 모델
Fig. 1 Quarter car suspension model

성(stiffness) 은 \$k_1\$ 이다.

윗 그림에 주어진 1/4 차 현가계 모델에 대한 운동방정식은 다음과 같다[8,9,11,12].

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_1(x_0 - x_1) - k_2(x_1 - x_2) - F_t \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = k_2(x_1 - x_2) + F_a - F_f \quad (2)$$

여기서 \$F_t (= F_a - F_f)\$ 는 액츄에이터에서 발휘되는 힘 \$F_a\$ 에서 실린더와 피스톤 간의 마찰력 \$F_f\$ 를 뺀 나머지 힘이며 실제로 현가계에 발휘되는 힘이다. 만일 \$F_t\$ 가

$$F_{dt} = -C_{sh} \dot{x}_2 - F_f, \quad C_{sh} > 0 \quad (3)$$

와 정확하게 일치한다면 윗 식(1), (2)로 주어진 현가계는 이상적인 스카й훅 댐퍼를 갖춘 시스템이 된다[12,13]. 이는 능동현가 제어시스템의 최종단 제어기 출력으로 볼 수 있는 힘 \$F_t\$ 가 차체의 흔들림을 억지하기 위해 휠에 실제로 발생되어야 할 힘 \$F_{dt}\$ 를 가능한한 가깝게 추종할 수 있어야 함을 의미한다. 그런데 실제로 휠에 발휘되는 힘은 \$F_t = F_a - F_f\$ 의 관계가 있으며 액츄에이터에서 발휘되는 힘 \$F_a\$ 는 실린더 내부 부하압력(load pressure: \$P_L\$)에 피스톤링의 단면적(\$A_p\$)을 곱한 값과 같다. 즉, \$F_a = A_p \cdot P_L\$ 의 관계가 성립하며 다음 식으로 주어지는 비선형 모델의 출력이다[12,13].

$$\frac{V_t}{4\beta_e} \dot{P}_L = Q_L - C_{tm} P_L - A_p (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (4)$$

여기서 \$V_t\$ 는 실린더 내부용적이고 \$\beta_e\$ 는 effective bulk modulus 이며 \$C_{tm}\$ 은 total leakage coefficient 이다. 식(4)에서 부하압력 \$P_L\$ 은 출력유량 \$Q_L\$ 에 의해 제어되며, 출력유량 \$Q_L\$ 은 스톨밸브변위 \$X_v\$ 에 의해 조절된다. 출력유량 과 공급유량 \$P_s\$ 및 스톨밸브변위 \$X_v\$ 는 다음 관계식을 만족한다 [12,13].

$$Q_L = C_d w X_v \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(X_v) P_L}{\rho}} \quad (5)$$

여기서 \$C_d\$ 는 discharge coefficient 이고 \$w\$ 는 spool valve area gradient 이며 \$\rho\$ 는 유압유 밀도이다. 이제 식(1)~(2), (4)~(5)로 부터 다음의 현가계 미분 방정식을 얻을 수 있다 [12,13].

$$m_1 \ddot{x}_1 = k_1(x_0 - x_1) - k_2(x_1 - x_2) - F_a + F_f \quad (6)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = k_2(x_1 - x_2) + F_a - F_f \quad (7)$$

$$F_a = -a_1 F_a - a_2 A_p (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + a_3 X_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(X_v) P_L} \quad (8)$$

$$\dot{X}_v = \frac{1}{\epsilon} (-X_v + u) \quad (9)$$

여기서 \$\epsilon\$ 은 스톨밸브 시정수이고, \$a_1 = a_2 C_{tm} / A_p\$, \$a_2 = 4\beta_e A_p / V_t\$, \$a_3 = a_2 C_d w A_p \sqrt{1/\rho}\$ 로서 시스템 파라미터이며, \$u\$ 는 제어입력이다. 위 식에서 만일 \$F_a\$ 가 다음의 원하는 힘

$$F_{dt} = -C_{sh} \dot{x}_2 \quad (10)$$

일치한다면, 현가계에서 실제로 발휘되는 힘 \$F_t\$ 가 식(3)의 \$F_{dt}\$ 와 일치하게 됨을 알 수 있다. 따라서 식(8), (9)의 유압액츄에이터에서 발휘되는 힘 \$F_a\$ 가 위의 식(10)의 원하는 힘을 가능한한 가깝게 추종하도록 함으로써 식(6)~(9)로 주어진 능동현가계가 이상적인 스카й훅 댐퍼를 갖춘 시스템과 같아지도록 하는 것이 본 논문의 목적이다.

3. 비선형 적응제어기 설계

식(8), (9)로 주어진 유압 액츄에이터 모델에 대해서 본 논문에서는 케환선형화(feedback linearization) 방식에 근거한 적응제어기를 설계한다. 시스템 파라미터를 정확히 알 수 있다면 케환선형화 제어기 만을 이용해서 원하는 성능을 얻을 수 있다. 그러나 실제로는 파라미터를 정확히 알 수 없으므로 이를 해결하기 위해 적응제어방식을 병합해서 설계하기로 한다. 그리고 식(8), (9)에서 스톨밸브변위 \$X_v\$ 를 식(9)의 전달함수없이 식(8)에 직접 인가할 수 있는 제어입력으로 간주할 수 있다면 비선형 제어기 설계가 좀 더 용이해 질 수 있다. 이를 위해 본 논문에서는 특이섭동기법[15]을 이용해서 식(8), (9)로 주어진 유압 액츄에이터 동특성을 저차화하기로 한다. 먼저 식(9)의 스톨밸브 동특성식을 다음과 같이 다시 쓰기로 한다.

$$\epsilon \dot{X}_v + X_v = u \quad (11)$$

위의 시스템에 대해서 제어입력을 시간에 관해 느린 부분(slow part: \$u_s\$) 와 빠른 부분(fast part: \$u_f\$) 으로 구분하여 다음과 같이 설계한다.

$$u = (1 + K_{pf})u_s - K_{pf}X_v \quad (12)$$

여기서 \$K_{pf}(\ge 0)\$ 는 설계 파라미터이다. 윗 식으로 주어진 제어입력을 식(11)에 대입하면

$$\varepsilon \dot{X}_V + (1 + K_M) X_V = (1 + K_M) u_s \quad (13)$$

이 된다. 이제 섭동상수를 $\varepsilon_0 = \varepsilon / (1 + K_M)$ 로 정의하고 위 식 (13)을 다시 쓰면

$$\varepsilon_0 \dot{X}_V + X_V = u_s \quad (14)$$

이 된다. 위 식에서 만일 $\varepsilon_0 = 0$ 이면 $\bar{X}_V = \bar{u}_s$ 가 되어 를 직접적인 제어입력으로 간주하고 u_s 를 설계할 수 있음을 알 수 있다. 여기서 \bar{X}_V, \bar{u}_s 는 $\varepsilon_0 = 0$ 에서 정의된 변수임을 뜻한다. 빠른 시간척도(fast time scale) $\tau = t/\varepsilon_0$ 으로 정의하고 Tichonov 정리[15]를 이용하면

$$X_V = \bar{X}_V + \eta + O(\varepsilon_0) \quad (15)$$

$$\frac{d\eta}{d\tau} + \eta = 0$$

의 관계가 만족된다. 위 식에서 $\eta(\tau)$ 는 지수함수적으로 빠르게 사라지는 신호임을 알 수 있다. 실제 시스템에서 스포츠밸브 시정수 ε 은 $0 < \varepsilon \ll 1$ 이 되도록 설계되므로 $\varepsilon_0 = \varepsilon / (1 + K_M)$ 는 매우 작은 값이 되도록 할 수 있으므로 ε_0 를 무시하면 식 (8), (9)는 다음과 같은 저차화모델과 동가인 것으로 간주할 수 있다.

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u_s \quad (16)$$

여기서 $x = F_a$ 이고, $f(x) = -a_1 F_a - a_2 A_P(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$, $g(x) = a_3 \sqrt{P_S - \text{sgn}(X_V)P_L}$ 이다. 위 식은 다음과 같이 파라미터화(parameterization) 해서 다시 표현할 수 있다.

$$\dot{x} = \theta^T Y_r \quad (17)$$

여기서 $Y_r = [F_a \quad A_P(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad \sqrt{P_S - \text{sgn}(X_V)P_L} \cdot u_s]$ 이고, $\theta^T = [-a_1 \quad -a_2 \quad a_3]$ 로서 각각 실제 파라미터 벡터 및 regressor 이다. 비선형 제환선형화 제어기의 일반적인 구조는 다음과 같다.

$$u_s = \frac{1}{\hat{g}(x)} [-\hat{f}(x) + \nu] \quad (18)$$

여기서 $\hat{f}(x)$, $\hat{g}(x)$ 는 각각 $f(x)$, $g(x)$ 의 추정치 또는 사전계산치이며 $1/\hat{g}(x)$ 는 유계라고 가정한다. 실제 시스템에서는 파라미터 적용시 $1/\hat{g}(x)$ 의 유계성이 보장되지 않을 수 있으며, 이에 대한 해결 방법으로 projection method 가 널리 이용되고 있지만 편의상 본 논문에서는 다루지 않기로 한다. 식 (18)의 제어칙에서 외부루프제어기 ν 는 $x_e = x - x_d$ 에 대해서

$$\begin{aligned} \nu &= \dot{x}_d - k_d x_e, \\ x_d &= -C_{sh} \dot{x}_d \end{aligned} \quad (19)$$

과 같이 설계한다. 식(18)의 제어칙을 식(16)의 유압 액추에이

터 비선형 모델식에 대입해서 식(17), (19)의 관계를 이용해 정리하면 아래와 같은 페루프 오차 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_e + k_d x_e &= [f(x) - \hat{f}(x)] + [g(x) - \hat{g}(x)] u_s \\ &= \check{f}(x) + \check{g}(x) u_s = \hat{\theta}^T Y_r \end{aligned} \quad (20)$$

여기서 $\hat{\theta} = \theta - \hat{\theta}$ 로서 파라미터 추정치오차 벡터이다. 유압 액추에이터가 이상적(ideal)으로 제어된다면 $x = x_d$ 가 되어 식(6)~(8)의 능동현가계는 이상적인 스키훅 댐퍼를 갖춘 시스템과 동일하게 될 것이다. 만일 식(18)의 제어칙에서 $f(x) = \hat{f}(x)$, $g(x) = \hat{g}(x)$ 이 되도록 설정할 수 있다면 완벽한 제환선형화가 됨으로써 $x = x_d$ 가 만족될 수 있다. 그러나 실제 시스템의 파라미터를 정확히 안다는 것은 어려우므로 파라미터 적용척이 필요하다. 이를 위해 본 논문에서는 간접적용척을 제안하고자 한다. 식(19)의 페루프 오차방정식에서 $\hat{\theta}^T Y_r = 0$ 이 만족된다면 출력오차 x_e 및 \dot{x}_e 는 지수함수적인 빠르게 '0' 으로 수렴하게 된다. 만일 파라미터 추정 상태 \hat{x} 를

$$\dot{\hat{x}} = \hat{f}(x) + \hat{g}(x) u_s \quad (21)$$

로 설정하고 파라미터 추정오차를 $P_e = \hat{x} - x$ 로 정의하면, 식 (16)과 식(21)로부터

$$\dot{P}_e = \check{f}(x) + \check{g}(x) u_s = \hat{\theta}^T Y_r \quad (22)$$

의 관계가 얻어진다. 그러나 위 식(22)의 추정오차 시스템은 안정하지 않으므로 추정오차의 점근적인 수렴성 보장이 어렵다. 또한 식(21)로 주어진 추정상태 방정식이 불안정한 시스템이기 때문에 추정상태가 발산하여 전체 시스템이 불안정해 질 수도 있다. 이를 해결하기 위해 본 논문에서는 파라미터 추정상태를 식(21) 대신에 다음과 같이 설정한다.

$$\dot{\hat{x}} = -\alpha_1 (\hat{x} - x) + \hat{f}(x) + \hat{g}(x) u_s \quad (23)$$

여기서 $\alpha_1 (> 0)$ 은 설계파라미터이다. 위 식을 파라미터화해서 표현하면

$$\dot{\hat{x}} = -\alpha_1 (\hat{x} - x) + \hat{\theta}^T Y_r \quad (24)$$

이 된다. 식(17)과 위 식(24)로부터 파라미터 추정오차 방정식은 다음 관계를 만족한다.

$$\dot{P}_e + \alpha_1 P_e = \hat{\theta}^T Y_r \quad (25)$$

위 식으로 주어진 추정오차 시스템은 극(pole) 이 복소평면의 좌반부 실수축 상의 $-\alpha_1 (< 0)$ 에 위치한 안정한 시스템임을 알 수 있다. 적용척에 쓰이게 될 추정오차 $P_e (= \hat{x} - x)$ 는 식(23) 또는 식(24)로부터 \hat{x} 를 계산하여 $P_e = \hat{x} - x$ 의 관계로부터 쉽게 얻을 수 있다. 이제 추정 오차와 추정치 오차의 수렴성 및 유계성에 대해 알아보기로 한다. 파라미터 추정 오차(estimation error)의 제곱과 파라미터 추정치오차(estim-

ates error)의 제곱에 비례하는 positive definite function 을 다음과 같이 선정한다.

$$V = \frac{1}{2} \{ p_e^2 + \hat{\theta}^T \Gamma^{-1} \hat{\theta} \} \tag{26}$$

그러면 위 함수의 시간에 대한 변화율인 1 계 도함수는

$$\dot{V} = -\alpha_1 p_e^2 + \hat{\theta}^T [-Y_r p_e + \Gamma^{-1} \dot{\hat{\theta}}] \tag{27}$$

의 관계를 만족하게 된다. 따라서 적응칙을

$$\dot{\hat{\theta}} = \Gamma Y_r p_e \tag{28}$$

이 되도록 하면 식(27)은 다음의 부등식을 만족하게 된다.

$$\dot{V} = -\alpha_1 p_e^2 \leq 0 \tag{29}$$

윗 식으로 부터 V, \dot{V} 가 유계이고 이에 따라 p_e, \dot{p}_e 와 $\hat{\theta}, \dot{\hat{\theta}}$ 또한 유계이다. 따라서 p_e 및 V 는 uniformly continuous 하므로 Barbalat's lemma [14, 210쪽]로 부터 $\dot{V}, p_e \rightarrow 0$ 이 만족된다. 그리고 식(29)를 시간에 대해 한번 미분하면

$$\dot{\dot{V}} = -2\alpha_1 p_e \dot{p}_e \leq 0 \tag{30}$$

이 되어 \dot{V} 또한 유계이므로 \dot{p}_e 또한 uniformly continuous 하다. 그리고 $p_e \rightarrow 0$ 이므로

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \int_0^t \dot{p}_e(T) dT = \lim_{t \rightarrow \infty} p_e(t) - p_e(0) = -p_e(0) < \infty \tag{31}$$

이 된다. 윗 식으로 부터 Barbalat's lemma [14]를 이용하면 $p_e \rightarrow 0$ 이 성립하므로 $p_e, \dot{p}_e \rightarrow 0$ 이 만족된다. 이 결과를 이용하면 식(25)의 관계로 부터

$$\dot{p}_e + \alpha_1 p_e = -\hat{\theta}^T Y_r \rightarrow 0 \tag{32}$$

이 만족되며, $\hat{\theta}^T Y_r \rightarrow 0$ 이므로 식(20)의 페루프 오차방정식 또한

$$\dot{x}_e + k_d x_e = \hat{\theta}^T Y_r \rightarrow 0 \tag{33}$$

가 만족되어 시간이 지남에 따라 $x_e, \dot{x}_e \rightarrow 0$ 가 됨을 알 수 있다. 원하는 힘의 1 계 도함수 \dot{x}_d 를 이용하지 않을 경우에는 식(19)의 외부루프제어기를

$$\nu = -k_d \dot{x}_d \tag{34}$$

으로 할 수 있다. 그러면 식(20)의 페루프 오차방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{x} + k_d x = k_d x_d + \hat{\theta}^T Y_r \tag{35}$$

윗 식을 $\hat{\theta}^T Y_r = 0$ 으로 놓고 미분방정식 형태로 다시 쓰면

$$\mu \dot{x} + x = x_d \tag{36}$$

가 된다. 여기서 $\mu = 1/k_d$ 이다. 만일 $\mu \dot{x} = 0$ 으로 무시할 수 있을 정도로 k_d 를 충분히 크게 설정할 수 있다면 $x \rightarrow x_d$ 로 점점 가깝게 추종함을 알 수 있다. 따라서 제어기 설계시 k_d 는 과도상태에서 입력이 허용한계를 벗어나지 않도록 하는 범위내에서 최대한 크게 설정하는 것이 좋다. 이와 같이 간접법은 식(18), (19)의 제어칙과 함께 사용함으로써 시스템의 안정도 유지면에서 강인한 특성을 갖고 있으며 기준입력 설정에 대한 제약이 적음을 알 수 있다. 그리고 파라미터 추정오차의 수렴성이 보장된다는 것 또한 장점이다.

4. 시뮬레이션

여기서는 식(6)~(9)의 1/4 차량 현가계에 대하여 본 논문에서 제시한 비선형 적응제어기의 성능을 분석한다. 시뮬레이션에서 사용한 파라미터 값은 [12, 13]에서 제시한 실험치로서 다음 표 1에 주어져 있다.

표 1 파라미터 실제치

Table 1

m_2	290	kg	$ F_{jmax} $	250	N
m_1	59	kg	a_1	2.985e3	m^2
k_2	16812	N/m	a_2	15.125e9	N/m^3
k_1	190000	N/m	a_3	5.176e5	$N/(m^{1/2}kg^{1/2})$
P_S	10342500	P_a	A_P	3.35e-4	m^2

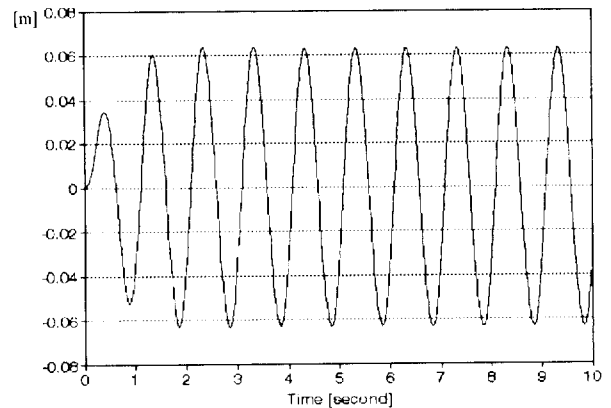
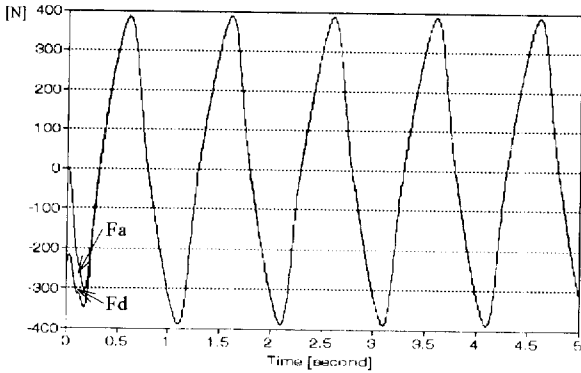


그림 2 수동 스프링 질량 변위

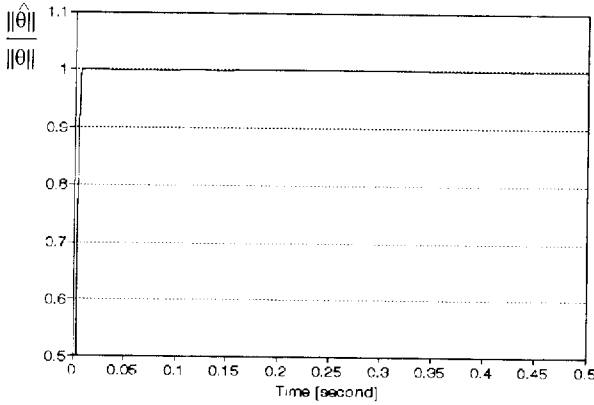
Fig. 2 Passive Sprung Mass Displacement

스플벨브 시정수는 $\epsilon = 0.003$ [13] 으로 하였다. 노면의 굴곡이 주파수 1 [Hz], 크기 2.54 [cm] 의 sin 파 형태인 경우에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. 그림 2는 수동댐퍼 만을 사용한 경우에 차체의 흔들림 변위를 나타내고 있다. 수동댐퍼의 댐핑계수는 $C_2 = 1000 [N/m/sec]$ 이며, coulomb friction 은 없는 것으로 하였다. 그림으로 부터 차체의 흔들림이 노면의 굴곡보다 더 커질 수 있음을 볼 수 있다.

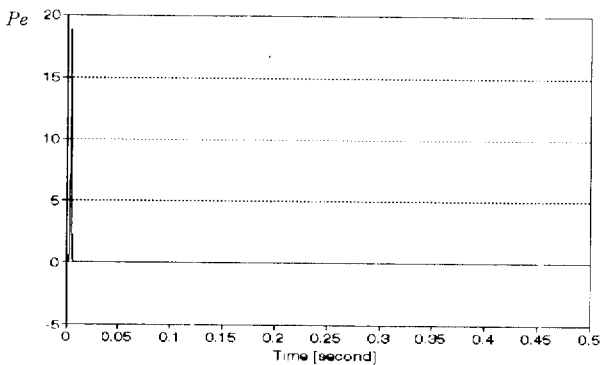
그림 3~6은 본 논문에서 제시한 비선형 적응제어기에 대해 시뮬레이션을 수행한 결과이다. 스키아록스 댐핑계수는 $C_{sk} = 3000 [N/m/sec]$ 로 하였고 $K_M = 100$ 으로 하였다. 적응이득은 $\Gamma = [0.001 \ 10^6 \ 10^7]$ 로 하였다. 그림 3은 원하는 힘의 1계 도함수를 제어입력에 사용한 경우에 제어기 이득을 $k_d = 10$ 으로 했을 때의 시뮬레이션 결과이다. 그림 4는 동일한 제어기 이득에 대하여 원하는 힘의 미분치를 사용하지 않은 경우에 대한 결과이다. 파라미터 추정상태의 이득은 $\alpha_1 = 10^4$ 으로 하였다. 그림 5와 그림 6은 각각 그림 3과 그림 4에 비교하여 제어기 이득을 $k_d = 1000$ 으로 증가시킨 후 시뮬레이션을 수행



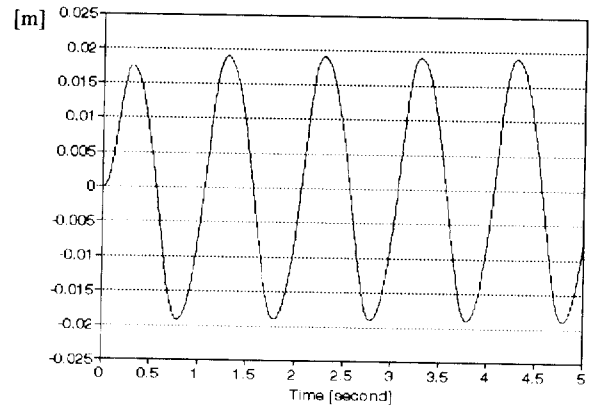
(a)



(b)



(c)



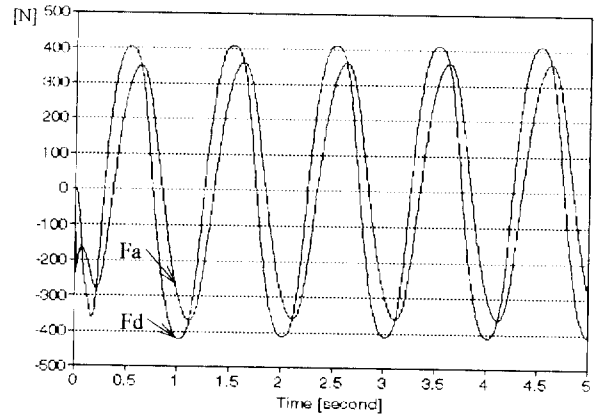
(d)

그림 3 원하는 힘의 미분치를 사용한 경우: $k_d = 10$

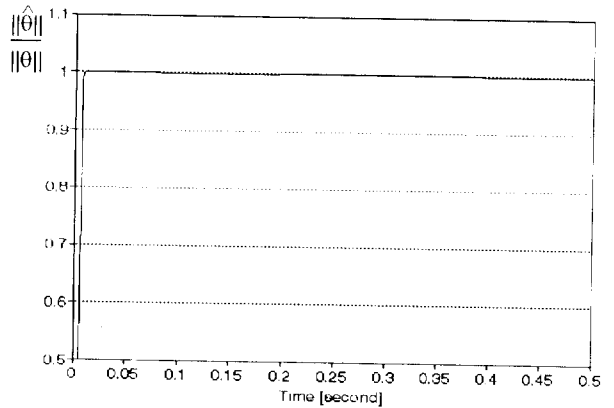
- (a) 원하는 힘 (F_d)과 실제 힘 (F_a)
- (b) 정규화된 파라미터 추정치 노름
- (c) 파라미터 추정 오차
- (d) 능동 스프링 질량 변위: (x_2)

Fig. 3 The desired force derivative used case: $k_d = 10$

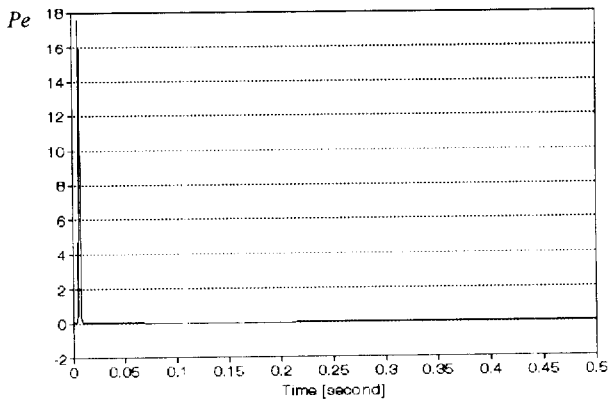
- (a) The desired force and actual force
- (b) The normalized parameter estimates norm
- (c) The parameter estimation error
- (d) The displacement of active sprung mass:



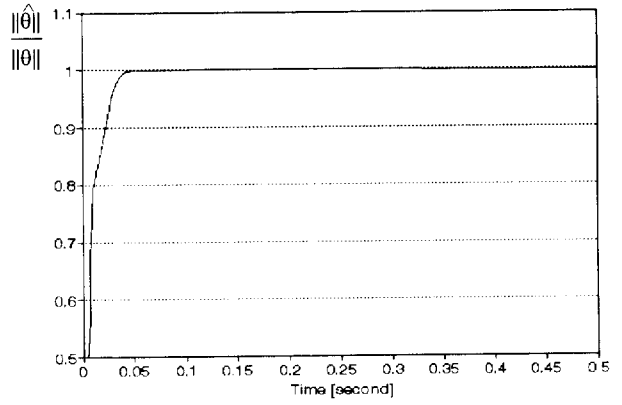
(a)



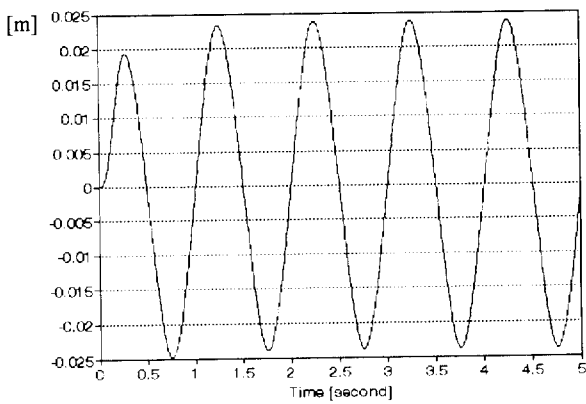
(b)



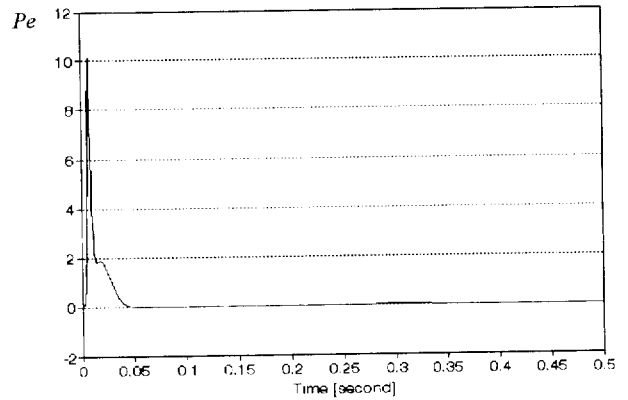
(c)



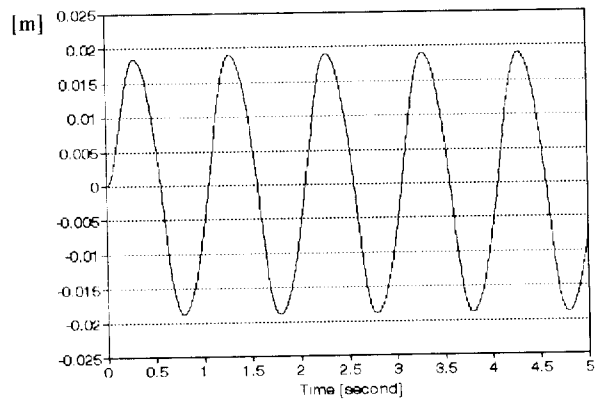
(b)



(d)



(c)



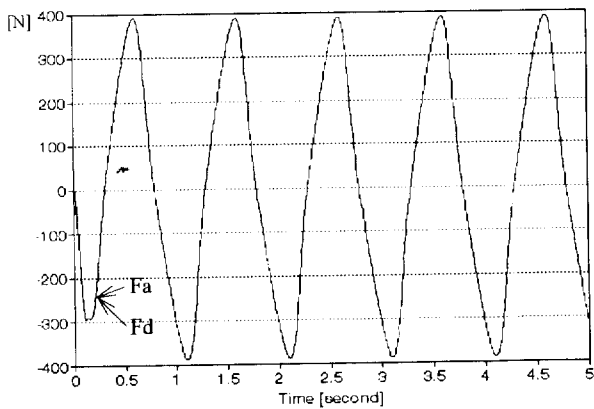
(d)

그림 4 원하는 힘의 미분치를 사용하지 않은 경우: $k_d=10$

- (a) 원하는 힘 (F_d)과 실제 힘 (F_a)
- (b) 정규화된 파라미터 추정치 노름
- (c) 파라미터 추정 오차
- (d) 능동 스프링 질량 변위: (x_2)

Fig. 4 The desired force derivative no used: $k_d=10$

- (a) The desired force and actual force
- (b) The normalized parameter estimates norm
- (c) The parameter estimation error
- (d) The displacement of active sprung mass:



(a)

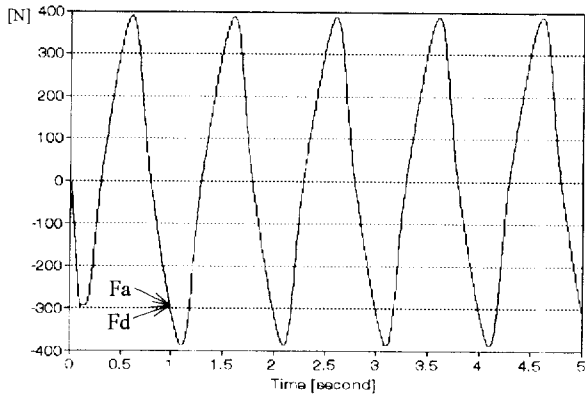
그림 5 원하는 힘의 미분치를 사용한 경우: $k_d=1000$

- (a) 원하는 힘 (F_d)과 실제 힘 (F_a)
- (b) 정규화된 파라미터 추정치 노름
- (c) 파라미터 추정 오차
- (d) 능동 스프링 질량 변위: (x_2)

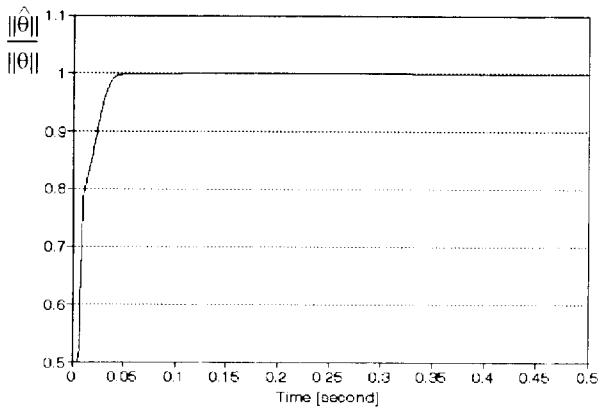
Fig. 5 The desired force derivative used case: $k_d=1000$

- (a) The desired force and actual force
- (b) The normalized parameter estimates norm
- (c) The parameter estimation error
- (d) The displacement of active sprung mass

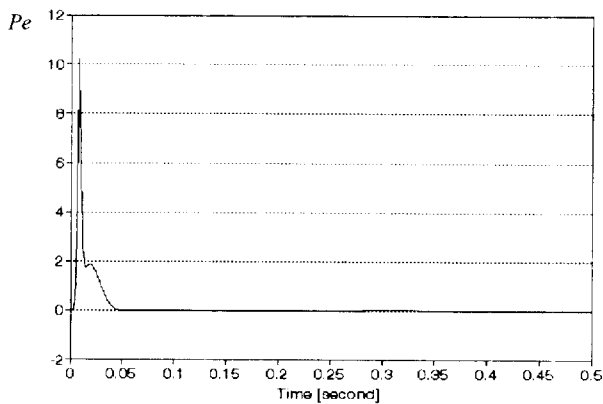
한 결과이다. 모든 그림으로 부터 알 수 있듯이 모든 경우에 있어서 파라미터 추정치의 수렴성은 출력오차의 수렴성에는 크게 영향 받지않는다. 이러한 결과는 앞의 수식에서도 증명했듯이 출력오차의 수렴성과는 무관하게 파라미터 추정오차의 수렴성이 보장될 수 있다는 점과 일치하는 결과이다. 그리고 외부 루프 제어기에 원하는 힘의 1계 도함수를 사용한 경우에는 역시 그림 3과 그림 5에서 알 수 있듯이 제어기 이득의 크기에 대해 출력의 추종성능의 차이가 그다지 크지 않지만, 원하는 힘의 1계 도함수를 사용하지 않은 경우에는 그림 4와 그림



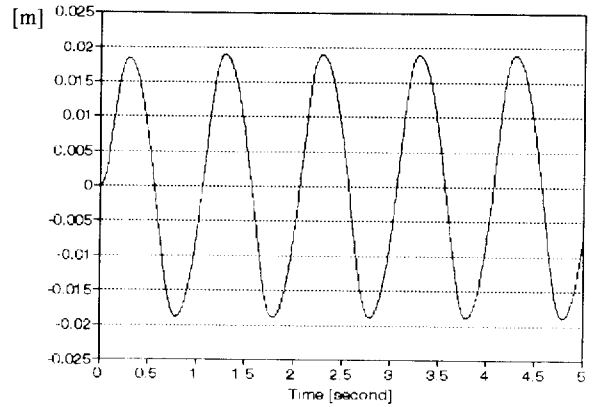
(a)



(b)



(c)



(d)

그림 6 원하는 힘의 미분치를 사용하지 않은 경우: $k_d=1000$

- (a) 원하는 힘 (F_d)과 실제 힘 (F_a)
- (b) 정규화된 파라미터 추정치 노름
- (c) 파라미터 추정 오차
- (d) 능동 스프링 질량 변위: (x_2)

Fig. 6 The desired force derivative no used: $k_d=1000$

- (a) The desired force and actual force
- (b) The normalized parameter estimates norm
- (c) The parameter estimation error
- (d) The displacement of active sprung mass

6에서 보여 주듯이 출력의 추종성능이 제어기 이득의 크기 증감에 크게 의존하며 정상상태에서의 오차가 존재한다. 결국 이 오차는 스프링 질량(차체)의 진동 역치력 부족으로 인한 승차감 저하로 나타나게 된다. 따라서 원하는 힘의 미분치를 사용하지 않는 경우에는 힘 오차의 절대크기가 $|x_d - x| \leq \mu |x| \leq |x|/r_d$ 의 부등 관계를 갖는다는 점을 고려해서 제어기 이득 r_d 를 가능한 한 크게 해야 한다.

5. 결 론

차량용 능동현가시스템에서 성능개선을 위한 최대 관건은 유압 액추에이터의 효과적인 제어이다. 본 논문에서는 1/4 차 능동현가시스템에서 휠에 발휘되어야 할 원하는 힘이 유압 액추에이터에서 정확히 발휘될 수 있도록 하기위하여 내부루프(inner loop) 제어기로서 유압식 액추에이터의 비선형성을 케환선형화제어 방식으로 보상해줄 수 있는 간접적용제어기를 설계하였으며, 간접 적용제어기 설계의 편의성을 위해 스프링 동특성을 특이섭동기법에 근거한 복합제어기를 이용하여 저차화시켰다. 적용칙에서 이용되는 추정오차신호를 기존의 방법과는 달리 regressor를 직접 필터링하지 않고 파라미터 추정상태를 구성하였다. 추정오차 및 그 1계 도함수가 0으로 수렴하도록 함으로써 순차적으로 출력 오차의 점근적인 수렴성이 보장되도록 하였다. 제어기 설계시 스프링 동특성의 저차화 모델링 오차를 무시하였지만 전체 시스템의 전역적 안정도(global stability)가 만족되기 위해서는 모델링 오차에 의한 영향을 고려해야 하며, 이에 대한 연구가 앞으로 진행되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

[1] R. B. Mrad, J. A. Levitt, and S. D. Fassois, " Nonlinear Dynamic Modeling of an Automobile Hydraulic Active Suspension System," Mechanical Systems and Signal Processing, vol.8, no.5, pp.485-517, 1994.

[2] T. Aburaya, H. Kondo, and T. Hamada, " Development of an Electronic Control System for Active Suspension," Proc. 29th Conf. on Decision and Control, Honolulu, Hawaii, Dec. 1990, pp. 2220-2225.

[3] M. Sunwoo, and K. C. Cheok, " Investigation of Adaptive Control Approaches for Vehicle Active Suspension Systems," Proc. of the American Control Conf., 1990, pp.1542-1547.

[4] K. Hayakawa, et al., " Robust Output Feedback Control of Decoupled Automobile Active Suspension Systems," Proc. of the 32nd Conf. on Decision & Control San Antonio, Texas, USA, Dec., 1993, pp.2931-2937.

[5] M. Nagai, and Y. Sawada, " Active Suspension for Flexible Structure Control of High Speed Ground Vehicles," IFAC 10th Triennial World Congress, Munich, FRG, 1987, pp.197-202.

[6] R. Krtolica, and D. Hrovat, "Optimal Active Suspension Control based on a Half-Car Model," Proc. of the 29th Conf. on Decision & Control, Honolulu, Hawaii, USA, Dec., 1990, pp.2238-2243.

[7] G. L. Blankenship, R. Ghanadan, and V. Polyakov, "Nonlinear Adaptive Control of Active Vehicles Suspensions," Proc. of the American Control Conf., San Francisco, California, June, 1993, pp.2837-2841.

[8] A. Titli, S. Roukieh, and E. Dayre, " Three Control Approaches for the Design of Car Semi-Active Suspension," Proc. of the 32nd Conf. on Decision & Control, San Antonio, Texas, USA, Dec., 1993, pp.2962-2963.

[9] M. Nagai, T. Shinoneri, and M. Hayase, " Analysis of Vibration Suppression Control of Semi-Active Secondary Suspensions," Conf. on SICE'89, Matsuyama, JAPAN, July, 1989, pp.929-932.

[10] M. Satoh, N. Fukushima, and Y. Akatsu, " An Active Suspension Employing an Electrohydraulic Pressure Control System," Proc. of the 29th Conf. on Decision & Control, Honolulu, Hawaii, USA, Dec., 1990, pp.2226-2231.

[11] G. H. Engelman, and Rizzoni, " Including the Force Generation Process in Active Suspension Control Formulation," Proc. of the American Control Conf., San Francisco, California, USA, June, 1993, pp.701-705.

[12] A. Alleyne, and J. K. Hedrick, " Nonlinear Control of a Quarter Car Active Suspension, " Proc. of the American Control Conf., 1992, pp.21-25.

[13] A. Alleyne, and J. K. Hedrick, " Nonlinear Adaptive Control of Active Suspensions," IEEE Trans. on Control Systems Technology, vol.3, no.1, pp.94-101, Mar. 1995.

[14] V. M. Popov, Hyperstability of Control Systems, New York: Springer-Verlag, 1973.

[15] P.V. Kokotovic, H. K. Khalil, and J. O'Reilly, Singular Perturbation Methods in Control: Analysis and Design, Academic Press, 1986.

저 자 소 개



김응석 (金應錫)

1962년 11월 9일생. 1988년 한양대 공대 전기공학과 졸업. 1990년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1993년 동 대학원 전기공학과 졸업(공학). 1993년~1994년 KIST Post-Doc. 현재 삼성종합기술원 산업전자연구실 선임연구원. CCS팀장