

피드백 선형화 제어기를 사용한 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터의 위치 제어

Position Control of a 1/4 Car Suspension Simulator using a Feedback Linearization Controller

김태형 · 이일영

T. H. Kim and I. Y. Lee

접수일: 2012년 5월 2일, 수정일: 2012년 8월 20일, 게재확정일: 2012년 8월 27일

Key Words : Hydraulic Servo Control System(유압 서보 제어 시스템), Feedback Linearization Controller(피드백 선형화 제어기), State Feedback Controller(상태 피드백 제어기), Disturbance Observer(외란 관측기), 1/4 Car Suspension Simulator(1/4 차량 현가장치 시뮬레이터)

Abstract: In the study, a control strategy using a feedback linearization compensator and a disturbance observer was suggested and applied to a hydraulic control system for a vehicle suspension simulator. Although the hydraulic system has comparatively big external loads composed by constant and varying loads, it is ascertained that excellent control performances are obtained with the suggested control strategy.

1. 서 론

일반적으로, 유압 시스템은 장치의 단위 체적당 출력이 큰 점, 제어 성능이 우수한 점 등의 장점으로 인하여 각종 시험기의 구동 장치로서 널리 사용되고 있다.^{1)~4)} 이러한 시험기 구동용 유압 시스템 중에서, 예를 들어 재료의 피로 시험기 등과 같이 피 구동체가 거의 고정된 상태로 구동되는 경우에는 부하의 동특성을 평가하기가 비교적 쉬워서 부하의 동특성을 함께 고려한 제어기의 설계가 용이한 편이라 할 수 있다.

본 연구에서 대상으로 하는 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터에서 피 구동체는 차량 질량의 1/4에 해당하는 중량체와 유압식 완충 장치(hydraulic shock absorber) 및 타이어로 구성되고, 수직 방향으로만 운동하도록 지지되어 있다. 그리고 타이어 하부에는 타이어를 가진(加振)시키기 위한 유압 실린더가 설치된다.

이와 같은 자동차 현가장치 시뮬레이터 구동용 유압 제어 시스템에서는 유압 실린더가 비교적 큰 질량의 다자유도 운동체를 비교적 큰 진폭으로 구동시

키게 되므로 부하계의 동특성이 부하 구동용 유압 제어계의 특성에 매우 큰 영향을 미치는 것이 특징이다. 그리고 유압식 완충 장치에서 발생하는 감쇠력의 비선형성 등과 같은 부하계의 비선형성 및 수직 방향으로 운동하는 중량체에 기인한 부하 외력 등이 시스템의 제어 성능에 많은 영향을 미친다. 그러나 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터는 시험기라는 특성상, 부하계의 동특성 변화나 부하 외력이 존재하더라도 항상 사용자가 요구하는 움직임을 구현할 수 있어야 한다.

일반적으로, 각종 시험기의 구동 장치로 사용되는 유압 시스템의 제어기로는 선형 모델을 기반으로 하고 모델링 오차를 고려한 H_{∞} 제어기³⁾나 내부 모델과 안정화 필터로 구성된 외란 보상기⁴⁾, 적응 제어기⁵⁾ 등이 사용되고 있다. 그러나 이와 같은 제어기들도 내부 모델로 선형화 모델을 사용하기 때문에 시스템의 안정성 측면에서는 만족스러우나 제어 성능의 측면에서는 만족스럽지 못한 것이 현실이다.

본 연구에서는 시스템의 비선형성이나 시스템 부하계의 동특성 변화를 극복하면서도 사용자가 쉽게 선형 제어기를 설계할 수 있도록 하기 위해서 피드백 선형화 기법(feedback linearization)^{6,7)}을 바탕으로 한 상태 피드백 제어기(state feedback controller)를 적용한다. 그리고 부하 외란에 의한 제어기의 성능

이일영(책임저자): 부경대학교 기계자동차공학과
E-mail: iylee@pknu.ac.kr Tel: 051-629-6153
김태형: 대한항공 항공우주사업본부 무인기사업부

저하를 막기 위해 외란 관측기(disturbance observer)를 사용한다. 대표적인 선형 제어기인 PID 제어기를 사용한 경우의 실험 결과와 본 연구에서 설계한 제어기를 사용한 실험 결과를 비교·검토한다. 그리고 시스템의 운전 중에 발생할 수 있는 외란 입력 등에 의한 시스템의 안정성 및 제어 성능이 어떻게 변화하는지를 다양한 조건 하에서 고찰한다.

2. 대상 유압시스템의 수학적 모델링

2.1 대상 유압시스템의 개요

본 연구에서 대상으로 하는 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터의 구성을 Fig. 1에 나타내었다. 차량 질량의 1/4에 해당하는 중량체를 유압식 완충 장치(hydraulic shock absorber)와 타이어로 구성된 1개의 현가장치가 수직 방향으로 지지하는 구조로 되어 있으며, 타이어 하부에 설치된 유압 실린더로 타이어를 가진(加振)하게 된다. 그림에서 m_s , m_u 는 각각 스프링 상부 질량(차량 질량의 1/4)과 스프링 하부 질량(현가장치의 질량), k_s , k_t 는 각각 현가장치의 스프링 상수와 타이어의 스프링 상수, p_l 은 부하 압력($p_1 - p_2$), B_s 는 현가장치의 감쇠계수, x_s , x_u 및 x_p 는 각각 m_s , m_u 및 피스톤의 변위를 나타낸다. 이와 같은 자동차 현가장치 시뮬레이터 구동용 유압 제어 시스템에서는 유압 실린더가 비교적 큰 질량의 다자유도 운동체를 비교적 큰 진폭으로 구동시키게 되므로 시뮬레이터 부하계의 동특성이 부하 구동용 유압 제어계의 특성에 매우 큰 영향을 미치는 것이 특징이다.

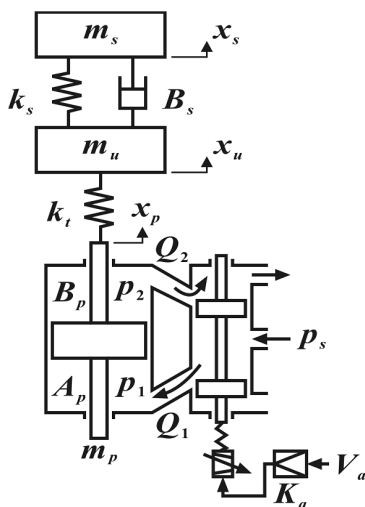


Fig. 1 Schematic diagram of the 1/4 car suspension simulator

타이어의 가진 구동은 서보 밸브, 유압 실린더 등으로 구성된 유압 서보 제어계에 의하여 이루어지며, 제어 출력은 피스톤 변위이다.

2.2 시뮬레이터 부하계의 기초 방정식

Fig. 1에서, 스프링 상부 질량체 m_s , 스프링 하부 질량체 m_u 및 구동 실린더 질량체 m_p 에 관한 운동 방정식을 기술하면 다음과 같다.

$$m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} + B_s \left(\frac{dx_s}{dt} - \frac{dx_u}{dt} \right) + k_s (x_s - x_u) = 0 \quad (1)$$

$$m_u \frac{d^2 x_u}{dt^2} + B_s \left(\frac{dx_u}{dt} - \frac{dx_s}{dt} \right) + k_s (x_u - x_s) + k_t (x_u - x_p) = 0 \quad (2)$$

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + k_t (x_p - x_u) = 0 \quad (3)$$

그리고, 이 시뮬레이터의 가진에 필요한 부하력은 다음과 같이 구해진다.

$$F = A_p p_l = m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + k_t (x_p - x_u) + F_l \quad (4)$$

여기서, F_l 은 피스톤에 작용하는 외력이다.

2.3 부하 구동용 유압 시스템의 기초 방정식

본 연구에서 대상으로 하는 서보 밸브는 서로 짝을 이루고 대칭인 교축 유로를 갖는 임계 센터형 밸브이다. 서보 밸브의 부하 유량 Q_l 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁸⁾

$$Q_l = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = k_q x_v \sqrt{p_s - \frac{x_v}{|x_v|} p_l} \quad (5)$$

여기서, k_q 는 $C_d w \sqrt{1/\rho}$ 로 표시되는 계수, C_d 는 서보 밸브 교축 유로의 유량 계수, w 는 교축 유로 면적 대 스톨 변위의 비, x_v 는 스톨의 변위, ρ 는 유압 작동유의 밀도를 나타낸다.

실린더 양쪽 체임버(chamber)에 연속 방정식을 적용하고, 피스톤이 실린더 중앙 위치 부근에 머무르고 있다는 가정 하에서 다음 식이 얻어진다.

$$Q_l = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{tp} p_l + \frac{V_t}{4\beta_c} \frac{dp_l}{dt} \quad (6)$$

여기서, A_p 는 피스톤의 단면적, x_p 는 피스톤의 변위, $C_{tp} (= C_{tp} + C_{cp}/2)$ 는 실린더의 전체 누설 계수,

C_{ip} 및 C_{ep} 는 실린더의 내부 및 외부 누설 계수, β_e 는 실린더 내 작동유의 유효 체적탄성계수, V_t 는 양쪽 체임버 체적의 합이다.

서보 밸브 내 스톱의 운동 방정식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^2x_v}{dt^2} + 2\zeta_v\omega_v\frac{dx_v}{dt} + \omega_v^2x_v = k_v\omega_v^2i_v \quad (7)$$

여기서, k_v , ζ_v , ω_v 는 각각 서보 밸브의 변위-전류 계수, 감쇠 계수 및 고유 주파수이다.

3. 피드백 선형화 제어를 사용한 상태피드백 제어기 및 외란 관측기의 설계

3.1 피드백 선형화 기반의 상태피드백 제어기 (FL-SFC)의 설계

이 절에서는 피드백 선형화 기반의 상태 피드백 제어기(Feedback Linearization Based State Feedback Controller, FL-SFC)를 적용함으로써 서보 밸브의 비선형성을 극복하는 과정을 기술한다. 여기서는 FL-SFC를 적용한 위치 제어계의 실현을 간편화하기 위하여 식 (7)을 아래와 같이 근사화하기로 한다.

$$x_v \approx k_v i_v \quad (8)$$

식 (4)의 운동방정식을 시간에 대하여 한 번 더 미분하여 다음 식을 얻는다.

$$\frac{d^3x_p}{dt^3} = \frac{A_p}{m_p} \frac{dp_l}{dt} - \frac{B_p}{m_p} \frac{d^2x_p}{dt^2} - \frac{k_t}{m_p} \left(\frac{dx_p}{dt} - \frac{dx_u}{dt} \right) \quad (9)$$

식 (9)에 식 (4)와 (6)을 대입하여 정리하면 식 (10)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{d^3x_p}{dt^3} = & \left\{ \left(\frac{B_p}{m_p} \right)^2 - \frac{k_t}{m_p} - \frac{4\beta_e A_p^2}{m_p V_t} \right\} \frac{dx_p}{dt} + \left(\frac{k_t}{m_p} \right) \frac{dx_u}{dt} \\ & + \left(\frac{B_p k_t}{m_p^2} \right) x_p - \frac{B_p k_t}{m_p^2} x_u - \left(\frac{4A_p C_{tp} \beta_e}{m_p V_t} + \frac{A_p B_p}{m_p^2} \right) p_l \\ & - \frac{B_p}{m_p^2} F_l + \frac{4\beta_e A_p}{m_p V_t} Q_l \end{aligned} \quad (10)$$

식 (10)의 우변을 Q_l 이 내포된 항과 그 이외의 항으로 구분하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^3x_p}{dt^3} = f \left(\frac{dx_p}{dt}, \frac{dx_u}{dt}, x_p, x_u, p_l, F_l \right) + B Q_l \quad (11)$$

여기서,

$$\begin{aligned} f \left(\frac{dx_p}{dt}, \frac{dx_u}{dt}, x_p, x_u, p_l, F_l \right) = & \left\{ \left(\frac{B_p}{m_p} \right)^2 - \frac{k_t}{m_p} - \frac{4\beta_e A_p^2}{m_p V_t} \right\} \frac{dx_p}{dt} + \left(\frac{k_t}{m_p} \right) \frac{dx_u}{dt} \\ & + \left(\frac{B_p k_t}{m_p^2} \right) x_p - \frac{B_p k_t}{m_p^2} x_u - \left(\frac{4A_p C_{tp} \beta_e}{m_p V_t} + \frac{A_p B_p}{m_p^2} \right) p_l - \frac{B_p}{m_p^2} F_l \end{aligned} \quad (12)$$

$$B = \frac{4A_p \beta_e}{m_p V_t} \quad (13)$$

식 (11)은 다음 식으로 표시되는 \hat{Q}_l 을 사용함으로써 시스템의 비선형성을 상쇄시킬 수 있다.

$$\hat{Q}_l = \frac{\left\{ \phi - f \left(\frac{dx_p}{dt}, \frac{dx_u}{dt}, x_p, x_u, p_l, F_l \right) \right\}}{B} \quad (14)$$

여기서, \hat{Q}_l 은 새롭게 계산된 부하 유량, ϕ 는 피드백 선형화된 시스템($1/s^3$)의 제어 입력이다.

따라서, 만약 식 (14)로부터 계산되는 유량을 지속적으로 공급한다고 하면 $d^3x_p/dt^3 = \phi$ 의 관계가 성립하므로 ϕ 에서 피스톤 위치 x_p 까지는 선형적인 관계가 된다. 이러한 조건에서 상태 피드백 제어를 적용하면 Fig. 2와 같은 제어계를 구성할 수 있으며, 제어 계인의 조정에 의하여 페루프 극을 원하는 위치로 배치할 수 있다. 식 (15)는 Fig. 2로 표현된 제어계의 전달함수이고, 피드백 선형화 보상기를 이용한 위치 제어계의 공칭모델을 나타낸다.

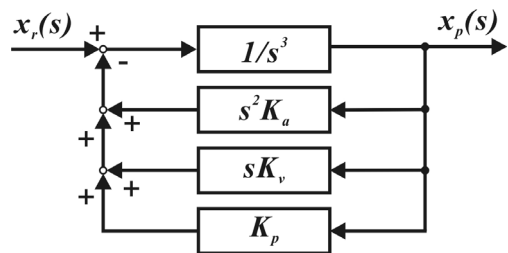


Fig. 2 Block diagram for the linearized system using FL-SFC

$$\frac{x_p(s)}{x_r(s)} = H_n(s) = \frac{K_p}{s^3 + K_a s^2 + K_v s + K_p} \quad (15)$$

상태 피드백 제어 계인을 구하기 위한 대표 극점은 $-40 \pm 35i$ ($\omega_n \approx 53$ rad/s, $\zeta \approx 0.75$)에 두었으며 나머지 하나의 극점은 시스템 동특성에 거의 영향을 미치지 않도록 대표 극점 실수부의 5배의 위치에 두

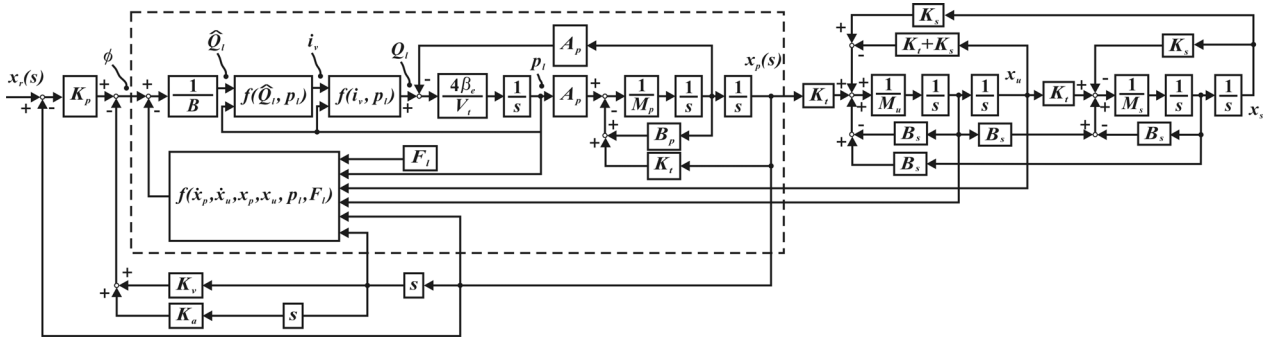


Fig. 3 Block diagram of the hydraulic control system using the FL-SFC [the block surrounded with --- can be simplified as $1/s^3$ by the feedback linearization]

었다.

식 (14)로부터 계산되는 유량 \hat{Q}_l 을 유압 실린더로 공급하기 위해 서보 밸브에 가해져야 하는 제어 입력 전압 u 는 비선형 유량 방정식 (5)으로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

$$u = \frac{\hat{Q}_l}{k_a K_{sv} \sqrt{p_s - \frac{\hat{Q}_l}{|\hat{Q}_l|} p_l}} \quad (16)$$

여기서, k_a 는 서보 앰프의 전압-전류 게인 값이다.

Fig. 3은 여기서 설계한 FL-SFC를 적용한 유압 실린더 위치 제어계의 블록 선도를 나타낸다.

3.2 외란 관측기의 설계

본 논문에서 대상으로 하는 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터는 그 구조상 스프링 상부 질량 m_s 및 스프링 하부 질량 m_u 의 중량에 상당하는 부하가 항상 부하 외력으로 작용한다. 그리고 두 질량물 사이에 연결되는 유압식 완충 장치에서 발생하는 감쇠력은 유압식 완충 장치에 작용하는 속도의 크기에 따라서 그 감쇠력의 크기가 다르고 속도의 방향에 따라서도 다르며 또한 비선형적으로 변한다. 따라서 FL-SFC를 포함한 위치 제어계만을 사용하는 경우에는 부하 외력 및 물리 인자값 변동에 의한 제어 성능의 저하를 쉽게 예상할 수 있다.

본 논문에서는 시스템의 물리 인자값 변동 및 외란 입력이 존재하는 경우에도 제어 성능 저하를 막기 위해서 FL-SFC를 포함한 위치 제어계에 외란 관측기(Disturbance Observer, DOB)를 부가한 제어기(FL-SFC-DOB)를 적용한다.

본 연구에서 대상으로 하는 유압 시스템의 상대 차수는 3이므로 Umeno⁹⁾의 방법에 의해 외란 보상용 필터 $Q(s)$ 를 설계하면 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$Q(s) = \frac{\alpha^3}{(s + \alpha)^3} \quad (17)$$

여기서 α 는 절점 주파수이다.

4. 실험 결과

4.1 실험 장치 및 실험 방법

본 연구에서 대상으로 하는 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터의 사진을 Fig. 4에 나타내었으며 각종 물리 인자값들을 Table 1에 나타내었다. 이 시스템의 주요 구성 요소는 서보 밸브, 유압 실린더(양로드형) 및 부하계이다. 실험에 사용된 서보 밸브(MOOG, J076 series)는 정격 유량은 38 l/min(밸브 압력 강하 70 bar일 때), 정격 전류 40 mA인 고응답형 밸브이다.



Fig. 4 Photo. of the experimental equipment

실린더와 부하계 사이에는 로드셀을 설치하여 부하력을 계측하고 이로부터 부하 압력을 계산하였다. 또한 피스톤 변위 및 스프링 하부 질량의 변위는 가변 저항식 변위계로 계측하였다. 디지털 제어기 및 계측 시스템의 구현에는 PC 및 MATLAB/RTWT (Real Time Windows Target)¹⁰⁾을 사용하였다.

Table 1 Values of parameters in the object system

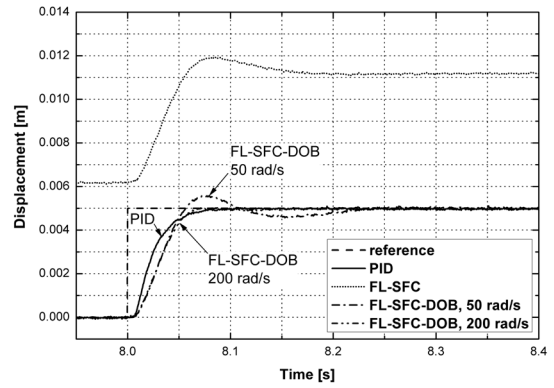
Parameters	Values	Parameters	Values
A_p [m ²]	1.7×10^{-3}	F_l [N]	4.3×10^3
C_{tp} [$\frac{m^3/s}{N/m^2}$]	0	B_p [$\frac{N}{m/s}$]	15000
β_e [$\frac{N}{m^2}$]	1.4×10^9	K_a [$\frac{mA}{V}$]	20
K_{xp} [$\frac{V}{m}$]	50	K_{xu} [$\frac{V}{m}$]	33.3
V_t [m ³]	3.0×10^{-4}	m_s [kg]	341
m_u [kg]	64	m_p [kg]	35
k_s [N/m]	23000	k_t [N/m]	165620
B_s [$\frac{N}{m/s}$]	692	i_{vr} [mA]	40
ω_v [rad/s]	1257	ζ_v	0.94
K_{sv} [$\frac{m^3/s}{mA \sqrt{N/m^2}}$]	6.0×10^{-9}		

4.2 PID 제어기, FL-SFC 및 FL-SFC-DOB 적용 시의 응답 결과 고찰

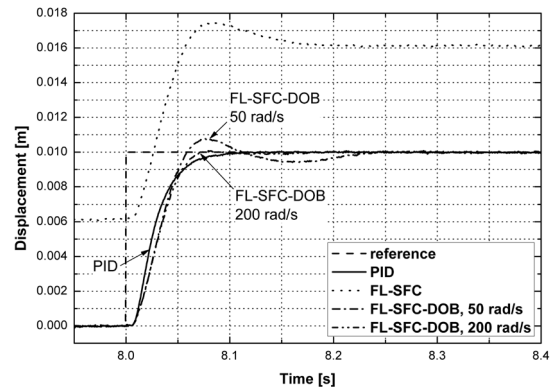
먼저, FL-SFC 및 FL-SFC-DOB의 제어 성능을 비교·평가하기 위해서 PID 제어기를 사용하였으며 PID 제어기의 게인 값들은 다음과 같다. 사용된 게인 값들은 실제 실험을 통하여 우수한 제어 성능이 얻어지도록 튜닝한 값들이다.

$$P \text{ gain} = 100, I \text{ gain} = 0.05, D \text{ gain} = 0.65$$

대상 시스템인 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터의 제어기로 PID 제어기, FL-SFC 및 FL-SFC-DOB를 적용하고 기준 신호로서 계단상 위치 신호를 가했을 때의 시간 응답 결과들을 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5의 (a)는 가진용 실린더가 중립 위치에 머무르는 상태에서 5 mm에 해당하는 계단 입력 신호를 가했을 때의 시간 응답 결과들이며, (b)는 10 mm에 해당하는 계단 입력 신호를 가했을 때의 시간 응답 결과들이다. 그림에서 파선들은 기준 신호를, 실선들은 PID 제어기를 적용하였을 때의 실험 결과들을, 점선들은 FL-SFC를 적용하였을 때의 실험 결과들을, 일점 쇄선 및 이점 쇄선들은 FL-SFC-DOB를 적용하고 외란 관측기의 절점 주파수를 각각 50 rad/s 및 200 rad/s로 하였을 때의 실험 결과들이다.



(a) Step input : 5 mm



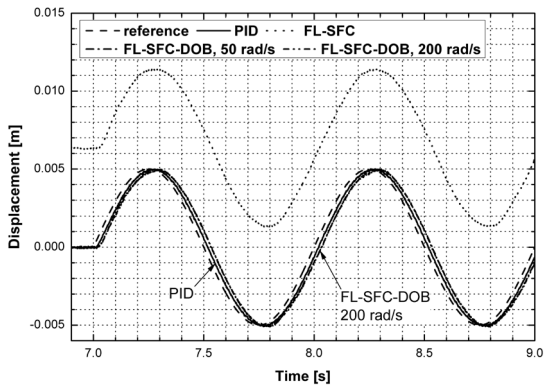
(b) Step input : 10 mm

Fig. 5 Experimental results when PID controller, FL-SFC and FL-SFC-DOB applied to the object system under step input signals

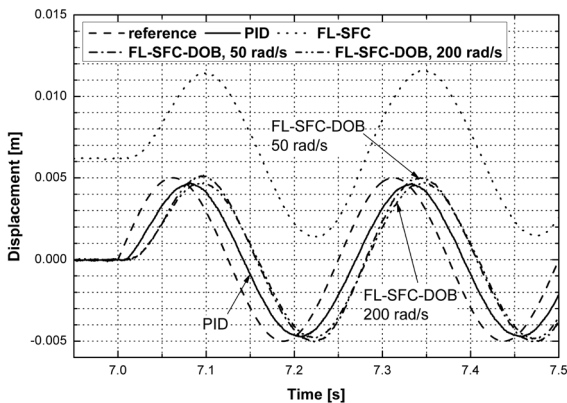
그림에서, FL-SFC를 사용한 경우에는 실험 초기 위치에서부터 약 6 mm에 해당하는 정상 상태 오차가 발생하고 있음을 알 수 있다. 이것은 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터의 부하계를 구성하는 스프링 상부 질량, 스프링 하부 질량 및 타이어 질량 등이 항상 부하 외력으로 작용하고 있기 때문이다. PID 제어기 및 FL-SFC-DOB를 적용한 경우에는 입력 신호에 대한 시스템의 위치 출력이 정상 상태 오차 없이 기준 신호를 잘 추종함을 알 수 있다. 특히 FL-SFC-DOB의 경우에는 FL-SFC를 적용하였을 시에 발생한 정상 상태 오차를 매우 잘 제거함을 알 수 있다.

그림에서, PID 제어기를 사용하고 5 mm에 해당하는 계단 입력 신호를 가한 경우의 5% 정착 시간은 0.06 s, FL-SFC-DOB를 사용하고 외란 관측기의 절점 주파수가 50 rad/s 인 경우에는 약 0.1 s, 절점 주파수가 200 rad/s인 경우에는 0.06 s임을 알 수 있다. 10 mm에 해당하는 계단 입력 신호를 가하고 PID 제어기를 사용한 경우의 5% 정착 시간은 0.06 s, FL-SFC-DOB를 사용하고 외란 관측기의 절점 주파수가 50 rad/s 인 경우에는 0.09 s, 절점 주파수가

200 rad/s인 경우에는 0.06 s 임을 알 수 있다. PID 제어기와 FL-SFC-DOB를 사용하고 외란 관측기의 절점 주파수가 200 rad/s 인 경우의 제어 성능은 거의 유사함을 알 수 있다. FL-SFC-DOB를 사용하고 절점 주파수가 50 rad/s 인 경우에는 상대적으로 5% 정착 시간이 길어졌음을 알 수 있는데 이것은 50 rad/s 이상의 대역에서 작용한 부하 외란의 영향에 기인하며, 시스템에 가해진 부하 외란은 유압식 완충기에서 발생하는 감쇠력에 의한 것으로 판단된다.



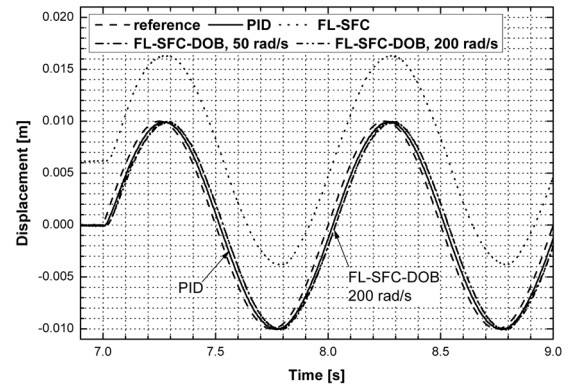
(a) Sinusoidal input : 1 Hz, ±5 mm



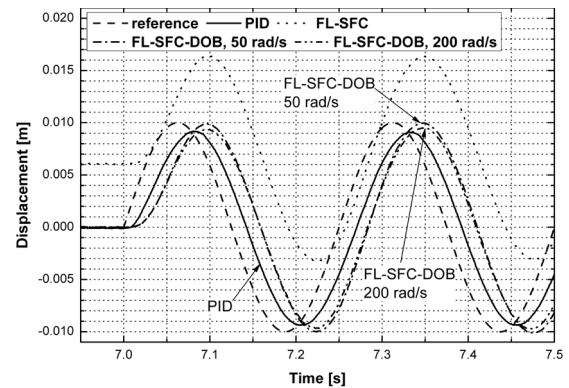
(b) Sinusoidal input : 4 Hz, ±5 mm

Fig. 6 Experimental results when PID controller, FL-SFC and FL-SFC-DOB applied to the object system under sinusoidal input signal

Fig. 5와 동일한 조건에서 기준 신호를 ±5 mm에 상당하는 정현파 위치 신호를 가했을 때의 시간 응답 결과들을 Fig. 6에, ±10 mm에 상당하는 정현파 위치 신호를 가했을 때의 시간 응답 결과들을 Fig. 7에 나타내었으며 Fig. 6 및 7의 (a), (b)는 각각 1 Hz 및 4 Hz의 정현파 위치 신호를 가했을 때의 결과들이다. 승용차 현가장치의 제1차 고유 진동수는 보통 4 Hz 미만이기 때문에 기준 신호의 주파수를 1 Hz 및 4 Hz로 결정하였다.



(a) Sinusoidal input : 1 Hz, ±10 mm



(b) Sinusoidal input : 4 Hz, ±10 mm

Fig. 7 Experimental results when PID controller, FL-SFC and FL-SFC-DOB applied to the object system under sinusoidal input signal

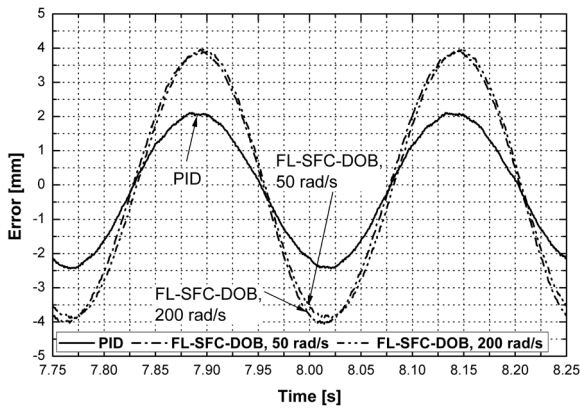
FL-SFC-DOB를 적용한 경우에는 외란 관측기의 정현파 입력 신호의 주파수 및 외란 관측기의 절점 주파수에 따라서 정상 상태 오차가 변함을 확인할 수 있다. 외란 관측기의 절점 주파수가 50 rad/s 인 경우에는 정현파 입력 신호의 주파수 및 크기에 상관없이 정상 상태 오차가 거의 발생하지 않으나 절점 주파수가 200 rad/s 인 경우에는 주파수의 크기가 커짐에 따라 정상 상태 오차가 커짐을 알 수 있다. 이것은 절점 주파수의 크기를 크게 설정함으로 인해 정상적인 제어 입력 신호에 대한 시스템의 출력의 일정 부분을 외란으로 인해 발생한 출력 신호로 간주하여 제거하였기 때문으로 판단된다.

PID 제어기 및 FL-SFC-DOB를 적용한 경우의 비교를 위하여 Fig. 6 및 7에 나타난 시간 응답 결과들 중에서 4 Hz의 입력 신호에 대한 출력 신호의 오차들을 Fig. 8과 9에 나타내었다. Fig. 8은 Fig. 6 및 Fig. 7의 파형으로부터 직접 구한 오차들을 나타내며, Fig. 9는 응답 파형들을 각각 지연 시간 만큼 시간축을 따라서 이동(입력 신호와 출력 신호 사이의 위상차가 0이 되도록 파형을 이동)시킨 후에 평가한 오차를 나타낸 것이다.

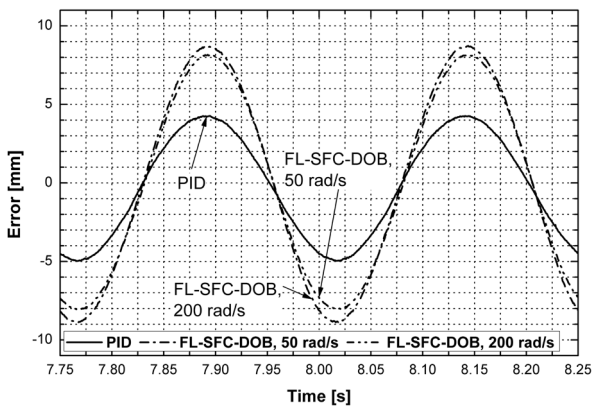
Fig. 8에서 PID 제어를 사용한 경우의 오차가 가장 작은 것으로 나타났으며, FL-SFC-DOB의 경우에는 절점 주파수가 높을 때에 더욱 큰 오차가 발생하는 것으로 나타났다.

Fig. 9의 결과는, Fig. 8과는 달리, FL-SFC-DOB 제어기의 경우가 PID 제어기의 경우에 비하여 더욱 작은 오차가 발생함을 나타낸다. 또한, 피스톤의 기준 위치(Fig. 9에서 0 mm 위치)를 중심으로 하여 상하 방향으로 오차의 불균형도 PID 제어기의 경우에 비하여 FL-SFC-DOB의 경우에서 더욱 작으며, 이는 FL-SFC-DOB 제어기가 현가장치 시뮬레이터에서 발생하는 외란(예: 1/4 차량의 중량 등)을 효과적으로 억제하고 있음을 나타낸다.

현가장치 시뮬레이터와 같은 시험기의 제어 성능은 입력 신호에 대한 출력신호의 파형 재현성(파형의 크기 및 형태의 재현성)에 따라서 평가되어야 할 것이므로, Fig. 9의 결과로부터 본 연구에서 적용한 FL-SFC-DOB 제어기는 현가장치 시뮬레이터의 제어기로서 비교적 우수한 제어 성능을 발휘하는 것으로 결론지을 수 있다.

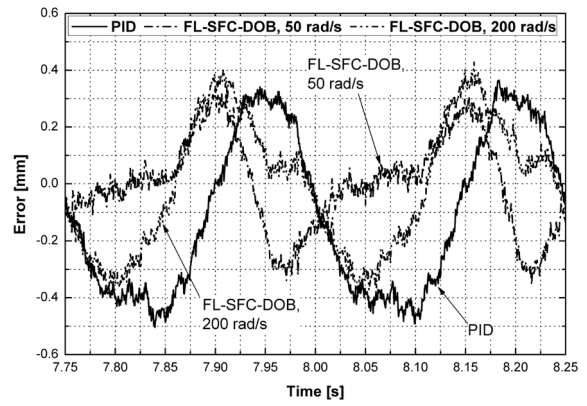


(a) Sinusoidal input : 4 Hz, ±5 mm

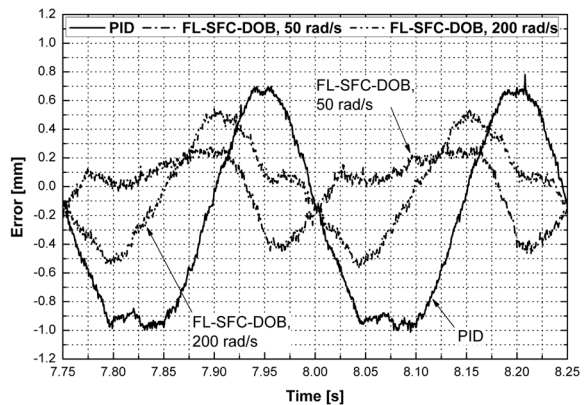


(b) Sinusoidal input : 4 Hz, ±10 mm

Fig. 8 Errors between input and output shown in Fig. 6(b) and 7(b)



(a) Sinusoidal input : 4 Hz, ±5 mm



(b) Sinusoidal input : 4 Hz, ±10 mm

Fig. 9 Errors between input and output shown in Fig. 6(b) and 7(b)[when delay time is eliminated]

5. 결론

본 논문에서는 복잡한 부하계를 가지는 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터를 대상으로 하고, 유압 서보 시스템의 위치 제어계로서 PID 제어기를 사용한 경우와 피드백 선형화 기법을 적용한 상태 피드백 제어기 및 외란 관측기를 사용한 경우의 시스템의 응답성 및 외란 제거 성능을 비교·고찰하였으며 그 결과를 요약하면 아래와 같다.

(1) 복잡한 부하계를 가지는 1/4 차량 현가장치 시뮬레이터를 대상으로 하여 FL-SFC를 설계하였다. 그 결과, 복잡한 구조의 부하계를 가지는 시스템을 대상으로 하는 경우에도 FL-SFC의 적용이 가능하고 그 과정이 비교적 간단함을 확인할 수 있었다.

(2) 대표적인 선형 제어기인 PID 제어기와 FL-SFC 및 FL-SFC-DOB를 적용하고 단위 계단 입력 및 정현파 입력 신호를 가했을 시의 실험 결과를 비교·고찰하였다. 그 결과, FL-SFC의 경우에는 시스

템에 작용하는 강한 부하 외력으로 인하여 원하는 제어 성능을 얻을 수 없었으며, 모든 입력 신호에 대해서 FL-SFC-DOB의 제어 성능이 가장 우수함을 확인할 수 있었다.

(3) 일정한 크기의 부하 외력 및 시스템의 운전 방향 및 속도에 따라서 비선형적으로 변하는 부하 외력이 함께 존재하는 시스템에서는 종래의 PID 제어기에 비하여 FL-SFC-DOB의 외란 제거 성능이 우수함을 확인할 수 있었다.

참고 문헌

- 1) 武市教兒, 山田宏尙, 武藤高義, 2001, “外亂オブザーバを併用した電氣·油壓サーボ系のスライディングモード制御(第2報:油壓式3軸パラレルメカニズムのロバスト制御)”, 日本油空壓學會論文集, Vol. 32, No. 3, pp. 58~64.
- 2) Kuo, C. C., Wu, H. C., Yan, W. Z. and Patten, W. N., 1993, “A Three Degree of Freedom Automobile Seat Simulator”, ASME Advanced Automotive technologies, Vol. 52, pp. 385~395.
- 3) Yamamoto A., Yokota S. and Tamura, Y., 1997, “Accurate Precision Control of Electro-hydraulic Manipulator (Robust Control of a 6-Link Manipulator using a H-Infinity Control Method)”, The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 28, No. 1, pp. 99~107.
- 4) Yamamoto A., Yokota S. and Tamura, Y., 1997, “Accurate Precision Control of Electro-hydraulic Manipulator (Trajectory Control of a 6-Link Manipulator using Model Matching 2-DOFS Control Method with Disturbance Observer)”, The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 28, No. 1, pp. 108~115.
- 5) Ito, K., Seya, N., Ikeo, S. and Takahashi, K., 2005, “Adaptive Control for Injection Molding Machines (1st report: Experimental Validation of Robustness with Model System)”, The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 36, No. 5, pp. 115~121.
- 6) Slotine, J. E. and Li, W., 1991, Applied Nonlinear Control, Prentice-Hall International, Inc., New Jersey 07632, pp. 246~266.
- 7) Lee, I. Y., Kim, T. H. and Choi, S. R., 2008, “Hydraulic Servo System Using a Feedback Linearization Controller and Disturbance Observer - Sensitivity of System Parameters”, The 7th JFPS Int. Symposium on Fluid Power, pp.307~312.
- 8) Kim, T. H. and Lee, I. Y., 2003, “A New Linearized Equation for Modelling a Servovalve in Hydraulic Control Systems” Trans. of the KSME(A), Vol. 27, No. 5, pp. 789~797.
- 9) Umeno, T., Kaneko, T. and Hori, Y., 1993, “Robust Servosystem Design with Two Degrees of Freedom and its Application to Novel Motion Control of Robot Manipulators”, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol. 40, No. 5, pp. 473~485.
- 10) The Mathworks, Inc., 2006, “Real-Time Windows Target™ User’s Guide”.