공기압 실린더 구동 장치의 위치 동기 제어

장지성†

Synchronous Position Control of Pneumatic Cylinder Driving Apparatus

Ji-Seong Jang

Key Words : Nonlinear Characteristics(비선형 특성), Pneumatic Cylinder Driving Apparatus(공기압 실린더 구동 장치), Synchronous Position Control(동기 위치 제어)

Abstract

In this study, a position synchronous control algorithm being applied to two-axes pneumatic cylinder driving apparatus is proposed. The position synchronous control algorithm is composed of position controller and synchronous controller. The position controller is designed to minimize the effect of several nonlinear characteristics of the driving apparatus. The synchronous controller is designed to reduce the synchronous error. The effectiveness of the proposed controller is proved by simulation results.

1. 서 론

공기압 실린더를 이용한 구동 장치는 공기의 비선형성에 기인하는 다양한 비선형 특성이 존재한다. 대표적인 비선형 특성은 피스톤의 위치 변화, 실린더 실 내부 압력 변화 및 온도 변화에 의한 고유 진동수의 변화[1], 제어 밸브의 압력·유량 특성 및 제어 입력·유량 특성의 변화에 의한 제어계의 이득 변화[2], 정지 마찰력과 비교하여 상대적으로 작은 구동력에 의한 스틱-슬립 현상[3]등이 있다. 그러므로 공기압 실린더로 구성된 다축 구동 장치에서 실린더의 위치 동기 제어를 달성하기 위해서는 우선 각각의 실린더를 독립적으로 제어하는 경우에 상기한 비선형 특성의 영향을 최소한으로 억제할 수 있는 제어기가 설계되어야 하고, 다음으로 실린더간의 동기 오차를 억제할 수 있는 제어기가 부가 되어야 한다. Maeda 등[4]은 상하로 구동하는 리프트에 공기압 실린더를 병렬로 연결하여 리프트가 수평으로 유지되면서 상하로 이동하는 위치 동기 제어 장치를 구성하였으나, 상기한 비선형 특성을 전부 외란으로 취급하여 제어계를 구성하였고, 또한, 각 실린더간의 동기 오차를 제거할 수 있는 제어기를 부가하지 않았으므로 정상 상태 및 과도 상태에서 양호한 동기 제어를 달성하지 못하였다.

본 연구에서는 2 축으로 구성된 공기압 실린더 구동 장치의 비선형 특성을 동적인 요소와 정적인 요소로 분리하여 각각의 비선형 특성을 보상하기 위한 위치 제어기를 설계한 후, 각 실린더간의 동기 오차를 억제하기 위한 제어기를 부가함으로써 위치 동기 오차를 억제할 수 있는 제어기를 설계한다. 상기한 비선형 특성 중에서 동적인 요소는 고유 진동수를 변화시키는 피스톤의 위치와 실린더 실 내부 압력의 변화, 제어 밸브의 압력 · 유량 특성을 변화시키는 실린더 실 내부 압력 변화로 생각할 수 있고, 피스톤의 위치와 실린더 실 내부 압력이 변화하여도 제어계의 폐루프 전달 함수를 일정하게 유지하기 위하여 비선형 보상기[1]를 이용하였다. 제어 밸브의 제어 입력-유량 특성의 변화와 마찰력에 기인하는 정적인 비선형 요소는 외란 보상기[5]를 이용하여 억제하였다. 실린더간의 동기 오차를 보상하기 위한 제어기는 비례 이득을 사용하여 실린더간의 위치 동기 오차를 각 실린더 제어 루프에 부가하는 구조로 설계하였다. 설계한 제어기의 성능은 시뮬레이션과 실험에 의하여 검증하였고, 다양한 목표 입력에 대하여 양호한 제

† 정회원, 부경대학교 기계공학부
E-mail : jangjs@pknu.ac.kr
TEL : (051)620-1583 FAX : (051)620-1574

어 성능이 얻어짐을 확인하였다.

2. 제어계의 구성 방정식

Fig. 1 은 본 연구에서 대상으로 하는 구동 장치의 구성을 나타낸다. 구동 장치는 상하에 설치되어 있는 2 개의 로드리스 실린더로 구성되어 있고 각각의 로드리스 실린더에는 상하 구동용 편로드 실린더가 설치되어 있다. 그림에서 사용된 기호는 다음과 같다.

G : 실린더로 공급 또는 실린더로부터 유출되는 질량 유량[kg/s], M : 가동부 질량[kg], P : 실린더 실내부 압력[Pa], P_a : 대기압[Pa], P_s : 공급압[Pa], S_e : 제어 밸브 유효 단면적[m^2], V : 실린더 실 내부 체적[m^3], x : 피스톤 위치[m]

실린더 내부 온도 변화를 단열 변화로 가정하고 제어 밸브와 실린더를 연결하는 전달 관로는 단순한 체적으로 가정하여 전달 관로 양단에서 발생할 수 있는 압력 응답의 지연 및 전달 관로 내부의 마찰 손실을 무시하면 실린더 내부의 압력 변화는 식 (1), (2)와 같이 기술할 수 있다.

$$\frac{\Delta P_{i1}}{\Delta t} = \frac{k}{V_{i1}}\left\{P_{i1}A\frac{\Delta x_i}{\Delta t} + G_{i1}RT_a\right\} \tag{1}$$

$$\frac{\Delta P_{i2}}{\Delta t} = \frac{k}{V_{i2}}\left\{-P_{i2}A\frac{\Delta x_i}{\Delta t} + G_{i2}RT_a\right\} \tag{2}$$

k : 비열비, A : 수압 면적[m^2], R : 기체 상수 [J/(kg · K)], T_a : 대기 온도 [K], 첨자 i=1, 2

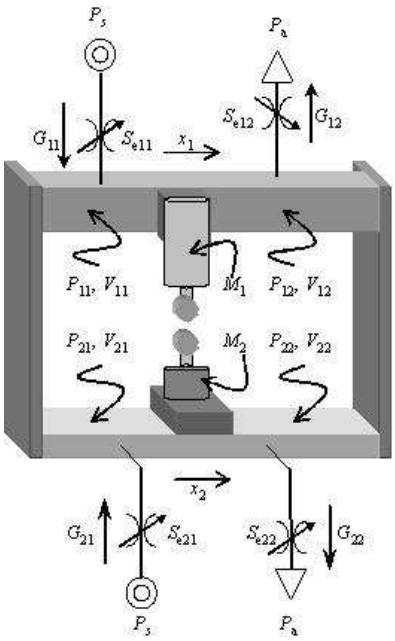


Fig. 1 Schematic diagram of the pneumatic cylinder driving apparatus

구동 장치의 운동 방정식은 식 (3)으로 기술할 수 있다.

$$M_i\frac{\Delta^2 x_i}{\Delta t^2} = A(\Delta P_{i1} - \Delta P_{i2}) - B_i\frac{\Delta x_i}{\Delta t} - F_{ci}\,\mathrm{sgn}\left(\frac{\Delta x_i}{\Delta t}\right) \tag{3}$$

식(3)에서 B [N/(m/s)]는 점성 마찰 계수, F_c [N]는 정지 마찰력을 나타낸다.

실린더 실로 공급되는 유량은 다음 식으로 기술할 수 있다.

G_{i1} =

$$P_{i1}/P_s > 0.528,\ S_{ei1}P_s\sqrt{\frac{2k}{RT_a(k-1)}\left\{\left(\frac{P_{i1}}{P_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{i1}}{P_s}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}} \tag{4}$$

$$P_{i1}/P_s \le 0.528,\ S_{ei1}P_s\sqrt{\frac{k}{RT_a}\left(\frac{2}{k}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \tag{5}$$

G_{i2} =

$$P_a/P_{i2} > 0.528,\ S_{ei2}P_{i2}\sqrt{\frac{2k}{RT_a(k-1)}\left\{\left(\frac{P_a}{P_{i2}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_a}{P_{i2}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}} \tag{6}$$

$$P_a/P_{i2} \le 0.528,\ S_{ei2}P_{i2}\sqrt{\frac{k}{RT_a}\left(\frac{2}{k}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \tag{7}$$

실린더의 마찰 특성 및 제어 밸브의 입력과 유효 단면적과의 관계를 Fig. 2~4 에 나타낸다.

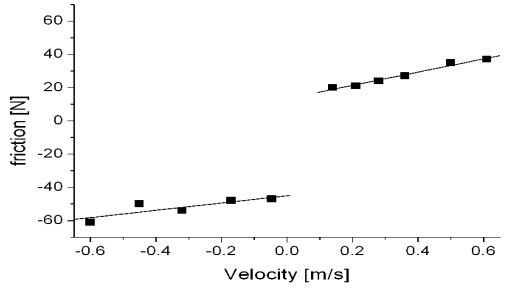


Fig. 2 Measurement results of friction force of the upper side rodless cylinder

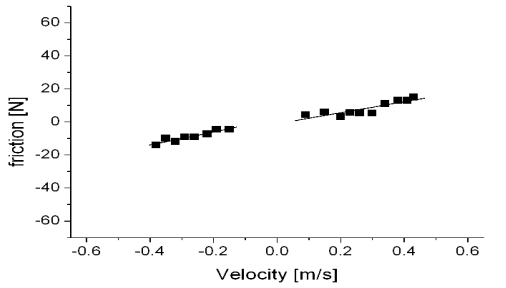


Fig. 3 Measurement results of friction force of the lower side rodless cylinder

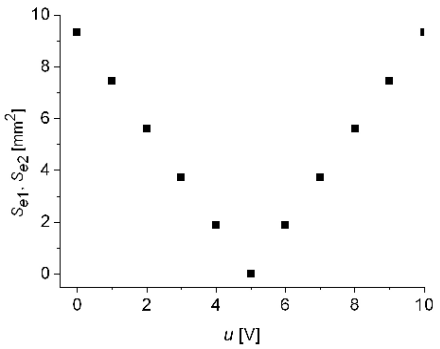


Fig. 4 Measurement results of effective area of the control valve

Table 1 Physical parameters of the driving apparatus

A	0.1256	L	0.5
B_1	31	M_1	5
B_2	32.4	M_2	4
F_{c1}	58	P_s	591,600
F_{c2}	39	R	287
k	1.4	T_a	293

Table 1 은 구동계의 물리 파라미터를 나타낸다.

3. 제어기 설계

3.1 위치 제어기 설계

비선형 보상기를 적용하여 실린더 실로 공급 또는 실린더 실로부터 방출되는 유량을 다음 식과 같이 결정하면 $d^3x_i/dt^3 = \Phi_i$ 의 관계가 성립하므로 Φ_i 에서 피스톤 위치 x_i 까지가 선형적인 관계로 된다.[1]

$$G_i = \frac{1}{C(x_i)}\{\Phi_i - f(x_i, v_i, P_{i1}, P_{i2})\},$$

$$f(x_i, v_i, P_{i1}, P_{i2}) = -\frac{A}{M_i}\frac{kP_{i1}}{x_i}v_i - \frac{A}{M_i}\frac{kP_{i2}}{(L-x_i)}v_i - \frac{AB_i}{M_i^2}(P_{i1}-P_{i2}) + \frac{B_i^2}{M_i^2}v_i + \frac{B_i}{M_i^2}F_{ci},$$

$$C(x_i) = \left\{\frac{kRT_a}{M_i x_i} + \frac{kRT_a}{M_i(L-x_i)}\right\}, G_{i1} = -G_{i2} = G_i \qquad (8)$$

이러한 상태에서 상태 피드백 제어기를 이용하면 Fig. 5 와 같은 폐루프계를 구성할 수 있고, 제어기 이득의 설정에 의하여 폐루프계의 극을 원하는 위치로 배치할 수 있으므로 실린더 실 내부 압력 및 피스톤의 위치 변화에 의한 구동계의 동적인 비선형 특성을 보상할 수 있다. 식 (9)는 Fig. 5

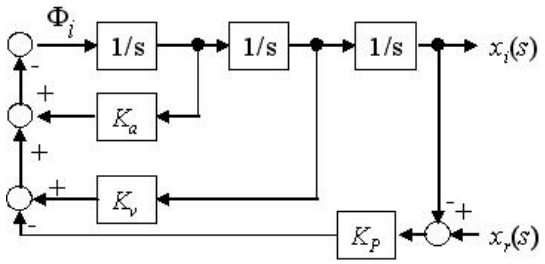


Fig. 5 Closed loop system with nonlinear compensator and state feedback controller

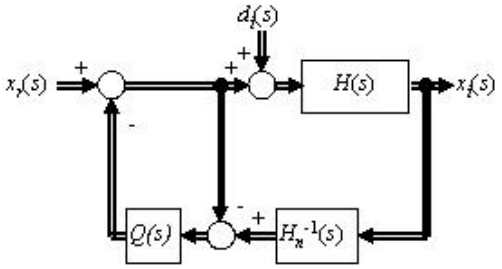


Fig. 6 block diagram of the position control system

의 x_r 부터 x_i 까지의 전달 함수고, 비선형 보상기와 상태 피드백 제어기를 이용한 위치 제어계의 폐루프 전달 함수를 나타낸다.

$$\frac{x_i}{x_r} = \frac{K_p}{s^3 + K_a s^2 + K_v s + K_p} = H(s) \qquad (9)$$

식 (8)과 (9)를 이용하여 제어기를 구성한 후, 위치 제어를 수행하면 제어계의 정적인 모델링 오차에 의하여 위치 제어 오차가 발생 할 수 있다. 이러한 위치 제어 오차를 보상하여 각 실린더가 제어계의 정적인 모델링 오차에 관계없이 목표치를 추종할 수 있도록 하기 위하여 식 (8)과 (9)로 설계한 제어계를 내부 모델로 이용하는 외란 관측기를 적용하였다. 외란 관측기를 적용하면 안정화 필터의 이득이 1 이 되는 주파수 대역에서는 오차가 0 이 되므로 제어 밸브의 제어 입력 · 유량 특성의 변화와 마찰력 변화에 기인하는 정적인 비선형 특성에 의한 위치 제어 오차를 억제할 수 있다.

식 (8)과 (9) 및 외란 관측기를 이용한 위치 제어계의 블록 선도를 Fig. 6 에 나타낸다. Fig. 6 에서 $d_i(s)$는 외란, $H_n(s)$는 위치 제어계의 공칭 전달 함수, $Q(s)$는 안정화 필터를 나타낸다.

3.2 동기 제어기 설계

Fig. 7 은 동기 제어기를 포함한 제어계의 블록 선도를 나타낸다.

Fig. 7 의 제어계에서 동기 제어기 $K_s(s)$를 포함하지 않은 경우의 위치 동기 오차 $e_3(s)$는 다음 식으로 나타낼 수 있다. 이하의 식에서는 라플라스 연산자 s 를 생략한다.

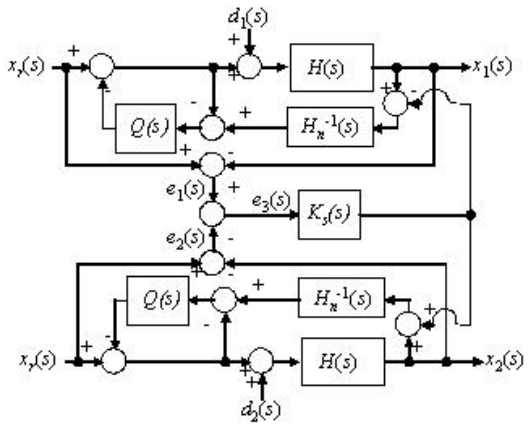


Fig. 7 Block diagram of the synchronous position control system

$$x_i = \frac{H}{1+HH_n^{-1}Q-Q}x_r + \frac{H(1-Q)}{1+HH_n^{-1}Q-Q}d_i$$

$$e_1 - e_2 = e_3 = \frac{H(1-Q)}{1+HH_n^{-1}Q-Q}(d_2 - d_1) \qquad (10)$$

식(10)을 살펴보면 피스톤의 위치가 정상 상태에 도달하기 이전에는 외란의 영향에 의하여 동기 오차가 발생함을 알 수 있다.

다음으로 동기 제어기 $K_s(s)$를 포함한 경우의 위치 동기 오차는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$x_1 = \frac{H}{1+HH_n^{-1}Q-Q}x_r + \frac{H(1-Q)}{1+HH_n^{-1}Q-Q}d_1 + \frac{HH_n^{-1}QK_s}{1+HH_n^{-1}Q-Q+HH_n^{-1}QK_s}x_2,$$

$$x_2 = \frac{H}{1+HH_n^{-1}Q-Q}x_r + \frac{H(1-Q)}{1+HH_n^{-1}Q-Q}d_2 + \frac{HH_n^{-1}QK_s}{1+HH_n^{-1}Q-Q+HH_n^{-1}QK_s}x_1,$$

$$e_1 - e_2 = e_3 = \frac{1+HH_n^{-1}Q(1+K_s)-Q}{1+HH_n^{-1}Q(1+2K_s)-Q}\frac{H(1-Q)}{1+HH_n^{-1}QK_s}(d_2 - d_1) \qquad (11)$$

식 (11)을 살펴보면 동기 제어기의 삽입에 의하여 동기 오차의 최대 이득이 감소하므로, 동기 제어기를 삽입하지 않은 경우와 비교하여 동기 오차가 줄어들게 됨을 알 수 있다.

3.3 동기 오차의 주파수 특성 분석

주파수 특성 분석에 사용한 제어기의 파라미터를 Table 2 에 나타낸다. Fig. 8 은 Table 2 에 기술한 제어기 파라미터를 이용하여 위치 동기 오차의 주파수 특성을 분석한 결과이다.

Table 2 Parameters of designed controller

K_p	19,100	K_s	1
K_v	2,140	Q	$3K_p/\left(s+\sqrt[3]{3K_p}\right)^3$
K_a	53		

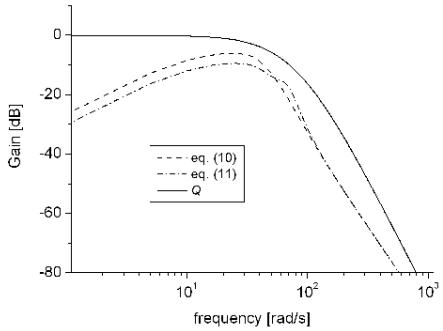


Fig. 8 Frequency response of the synchronous error

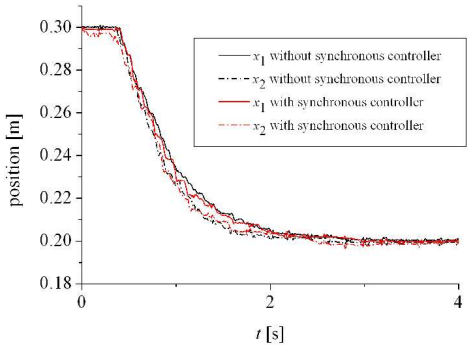
Fig. 8 에서 실선은 Q 의 주파수 전달 특성을 나타내고, 점선 및 일점 쇠선은 각각 동기 제어기를 사용한 경우와 사용하지 않은 경우의 동기 오차의 주파수 전달 특성을 나타낸다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 Q 의 이득이 거의 1 이 되는 고 주파수 대역에서는 주파수 전달 특성이 일치하지만, Q 이 이득이 1 이하인 주파수 대역에서는 동기 오차의 이득이 약 5[dB]정도 감소하고 있음을 알 수 있다.

4. 실험 결과 및 고찰

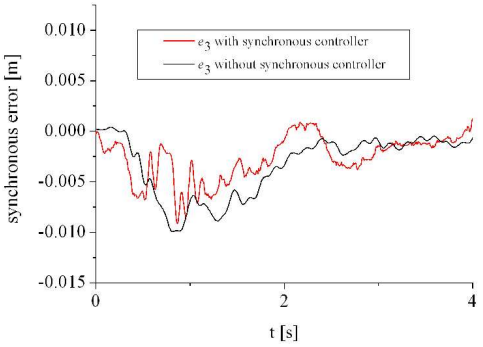
Fig. 9~12 는 동기 제어기를 사용하지 않은 경우와 사용한 경우의 실험 결과이고, (a)는 피스톤의 변위, (b)는 동기 오차 e_3 를 나타낸다.

Fig. 9 와 10 은 초기 위치를 0.3 [m]로 설정하고 최종 위치가 각각 0.1 [m], 0.2 [m]인 스플라인 형상의 목표 궤적을 추종하도록 위치 제어를 수행한 결과이다. 이 결과로부터 동기 제어기를 사용하면 과도 상태에서의 동기 오차가 감소하고, 목표 위치에 더욱 빨리 수렴함을 알 수 있다.

Fig. 11 과 12 는 초기 위치를 각각 0.3 [m], 0.1 [m]로 설정하고 스텝 폭이 ±0.2 [m]인 스플라인 형상의 목표 궤적을 지정하여 위치 제어를 수행하면서 위치 제어 시작 3 초 후에 ±0.05 [m]의 외란을 소프트웨어에 의하여 인가한 결과이다. 이 결과로부터 동기 제어기를 사용하면 최대 동기 오차가 감소하고 외란의 영향을 신속하게 제거함을 알 수 있다. 과도 상태에서의 동기 오차가 감소하고, 목표 위치에 더욱 빨리 수렴함을 알 수 있다.

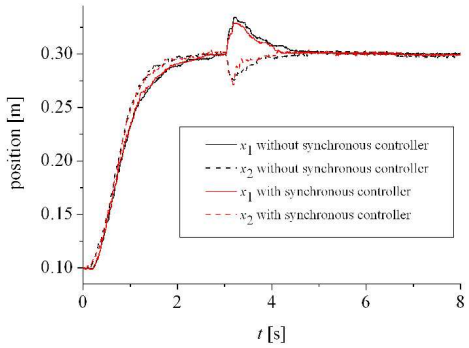


(a) Step response

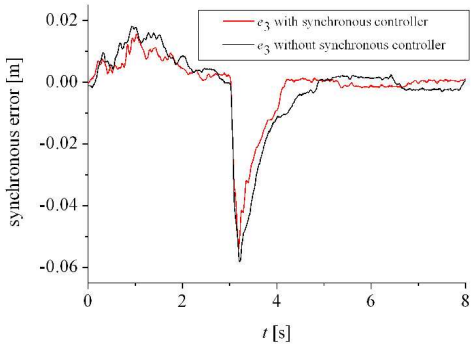


(b) Synchronous error

Fig. 9 Synchronous control results Ⅰ

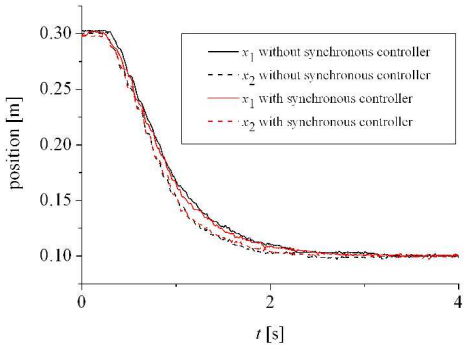


(a) Step response

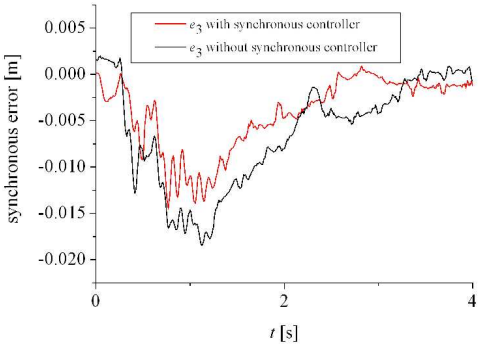


(b) Synchronous error

Fig. 11 Synchronous control results under step type disturbance Ⅰ

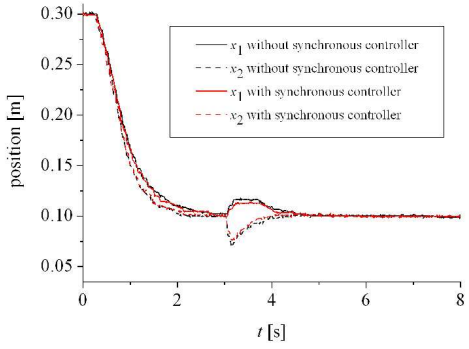


(a) Step response

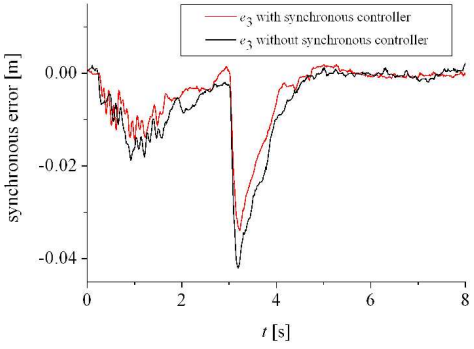


(b) Synchronous error

Fig. 10 Synchronous control results Ⅱ



(a) Step response



(b) Synchronous error

Fig. 12 Synchronous control results under step type disturbance Ⅱ

5. 결 론

본 연구에서는 공기압 실린더 구동 장치의 비선형 특성을 동적인 요소와 정적인 요소로 분리하여 각각의 비선형 특성을 보상하기 위한 제어기를 설계한 후, 각 실린더간의 동기 오차를 억제하기 위한 제어기를 부가함으로써 위치 동기 오차를 억제할 수 있는 제어기를 설계하였다. 동적인 비선형 요소의 영향을 억제하기 위한 제어기로는 비선형 보상기를 이용하여 피스톤의 위치와 실린더 실 내부 압력이 변화하여도 제어계의 폐루프 전달 함수를 일정하게 유지할 수 있도록 하였고, 제어 밸브의 제어 입력 · 유량 특성의 변화와 마찰력에 기인하는 정적인 비선형 요소는 외란 보상기를 이용하여 억제하였다. 실린더간의 동기 오차를 보상하기 위한 제어기는 비례 이득을 사용하여 실린더간의 위치 동기 오차를 각 실린더 제어 루프에 부가하는 구조로 설계하였다. 설계한 제어기의 성능은 수치 시뮬레이션에 의하여 검증하였고, 목표 입력에 대하여 양호한 제어 성능이 얻어짐을 확인하였다.

참고문헌

(1) Jang, J. S., 2002, “Position Control of a Pneumatic Cylinder with a Nonlinear Compensator and a Disturbance Observer,” *Transactions of the KSME*, *A*, Vol. 26, No. 9, pp. 1795~1805.

(2) Jang, J. S., Fujita, T., Kagawa, T. and Oosumi, Y., 1996, “Pneumatic Servo System for Accurate and Speedy Positioning with Externally Pressurized Air Bearings,” *Proceedings of the SICE Symposium on Fluid Control and Measurement*, pp. 101~106.

(3) Yang, Q. H., Kawakaki, Y. and Kawai, S., 1997, “Position Control of a Pneumatic Cylinder with Friction Compensation,” *Journal of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 28, No. 2, pp. 115~121.

(4) Maeda, S., Kawakami, Y. and Nakano, K., 1999, “Position Control of Pneumatic Lifters,” *Trans. of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 30, No. 4, pp. 1~7.

(5) Noritsugu, T. and Takaiwa, M., 1995, “Positioning Control of Pneumatic Servo System with Pressure Control Loop Using Disturbance Observer,” Trans. of the Society of Instrument and Control Engineers, Vol. 31, No. 12, pp. 1970~1977.