

2축 공기압 실린더 구동장치의 위치 동기 제어

Position Synchronous Control of Two Axes Pneumatic Cylinder Driving Apparatus

장 지 성
J. S. Jang

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

Abstract: In this study, a position synchronous control algorithm 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 peculiar to the pneumatic cylinder driving apparatus on position control performance. 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 구동장치는 공기의 압축성에 기인하는 다양한 비선형 특성이 존재한다. 대표적인 비선형 특성은 피스톤의 위치 변화, 실린더 실내 내부 압력 변화 및 온도 변화에 의한 고유 진동수의 변화¹⁾, 제어 밸브의 압력·유량 특성 및 제어 입력·유량 특성의 변화에 의한 제어계의 이득 변화²⁾, 정지 마찰력과 비교하여 상대적으로 작은 구동력에 의한 스틱-슬립 현상³⁾ 등이 있다. 그러므로 공기압 실린더로 구성된 다축 구동장치에서 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 추가되어야 한다. Maeda 등⁴⁾은 상하로 구동하는 리프트에 공기압 실린더를 병렬로 연결하여 리프트가 수평으로 유지되면서 상하로 이동하는 위치 동기 제어 장치를 구성하였으나, 상기한 비선형 특성을 전부 정적인 외란으로 취급하여 제어기를 구성하였고, 또한, 각 실린더간의 동기 오차를 제거할 수 있는 제어기를 추가하지 않았으므로 양호한 동기 제어를 달성하지 못하였다.

본 연구에서는 2축으로 구성된 공기압 실린더 구동장치의 비선형 특성을 동적인 요소와 정적인 요소로 분리하여 각각의 비선형 특성을 보상하기 위한 제어기를 설계한 후, 각 실린더간의 동기 오차를 억제하기 위한 제어기를 추가함으로써 위치 동기 오차를 억제할 수 있는 제어기를 설계하였다. 상기한 비선형 특성 중에서 동적인 요소로는 제어계의 고유 진동수를 변화시키는 피스톤의 위치 변화 및 실린더 내부 압력 변화, 제어 밸브의 압력·유량 특성을 변화시킴으로써 제어계의 감쇠특성을 변화시키는 실린더 내부 압력 변화로 생각할 수 있고, 피스톤의 위치와 실린더 내부 압력이 변화하여도 제어계의 전달특성이 일정하게 유지되도록 하기 위하여 비선형 보상기⁵⁾를 이용하였다. 제어 밸브의 제어 입력·유량 특성의 변화와 마찰력에 기인하는 정적인 비선형 요소는 외란 보상기⁶⁾를 이용하여 억제하였다. 실린더간의 위치 동기 오차를 보상하기 위한 제어기는 비례 이득을 사용하여 실린더간의 위치 동기 오차를 각 실린더 제어루프에 추가하는 구조로 설계하였다. 설계한 제어기의 성능은 수치 시뮬레이션에 의하여 검증하였고, 다양한 목표 입력 및 외란에 대하여 양호한 제어 성능이 얻어짐을 확인하였다.

접수일 : 년 월 일

장지성(책임저자) : 부경대학교 기계공학부

E-mail : jangjs@pknu.ac.kr, Tel : 051-620-1583

2. 구동장치의 구성 방정식

공기압 실린더를 이용한 구동장치의 개략도를

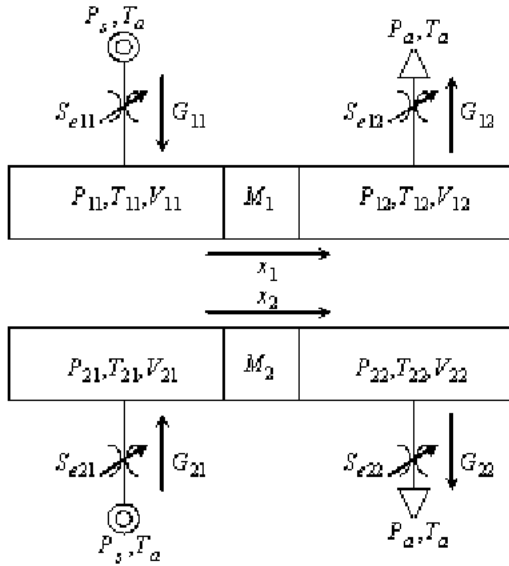


Fig. 1 Schematic diagram of the two-axes pneumatic cylinder driving apparatus

Fig. 1에 나타낸다. Fig. 1에서 사용된 기호는 다음과 같다.

G : 실린더로 공급 또는 실린더로부터 유출되는 질량 유량[kg/s], M : 가동부 질량[kg], P : 실린더 내부 압력[Pa], P_a : 대기압[Pa], P_s : 공급압[Pa], S_e : 제어 밸브 유효 단면적[mm²], T : 공기 온도[K], V : 실린더 내부 체적[m³], x : 피스톤 위치[m]

실린더 내부 공기의 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 변화율 식 (1)~(2)와 같이 기술할 수 있다.

$$\frac{dP_{i1}}{dt} = \frac{k}{V_{i1}} \left\{ -P_{i1}A \frac{dx_i}{dt} + G_{i1}RT_a \right\} \quad (1)$$

$$\frac{dP_{i2}}{dt} = \frac{k}{V_{i2}} \left\{ P_{i2}A \frac{dx_i}{dt} + G_{i2}RT_a \right\} \quad (2)$$

식 (1)과 (2)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

k : 비열비, A : 수압 면적[m²], R : 기체상수[J/(kg · K)], T_a : 대기 온도[K], $i=1, 2$

구동 장치의 운동 방정식은 식 (3)으로 기술할 수 있다.

$$M_i \frac{d^2x_i}{dt^2} = A(dP_{i1} - dP_{i2}) - B_i \frac{\Delta x_i}{\Delta t} - F_a \cdot \text{sgn} \left(\frac{\Delta x_i}{\Delta t} \right) \quad (3)$$

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

제어 밸브를 경유하여 실린더로 공급되는 유량 및

실린더로부터 방출되는 유량은 다음 식으로 기술할 수 있다⁶⁾.

$$G_{i1} = \frac{P_{i1}}{P_s} > b, K \cdot S_{ei1} \cdot P_s \sqrt{1 - \left\{ \frac{P_{i1}}{P_s} - b \right\} \frac{1}{(1-b)}} \sqrt{\frac{273}{T_a}} \quad (4)$$

$$\frac{P_{i1}}{P_s} \leq b, K \cdot S_{ei1} \cdot P_s \sqrt{\frac{273}{T_a}} \quad (5)$$

$$G_{i2} = \frac{P_a}{P_{i2}} > b, K \cdot S_{ei2} \cdot P_{i2} \sqrt{1 - \left\{ \frac{P_a}{P_{i2}} - b \right\} \frac{1}{(1-b)}} \sqrt{\frac{273}{T_a}} \quad (6)$$

$$\frac{P_a}{P_{i2}} \leq b, K \cdot S_{ei2} \cdot P_{i2} \sqrt{\frac{273}{T_a}} \quad (7)$$

식 (4)~(7)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

b : 임계 압력비, K : 2.4337×10^{-9} [(kg/s)/(Pa/mm²)]

시뮬레이션에 사용한 실린더(로드레스형, 내경 40 [mm], 행정길이 0.5[m], TCRLA 40-500-F, TPC Co.)의 마찰특성 및 제어 밸브(4방향 유량 비례 제어 밸브, MPYE-5-1/8-HF010B, FESTO Co.)로의 제어 입력 u 와 제어 밸브 유효 단면적과의 관계를 Fig. 2~3에 나타낸다.

Table 1은 제어기 설계에 이용한 구동계의 물리 파라미터를 나타낸다. Table 1에서 L 은 실린더의 행정 길이[m]를 나타낸다.

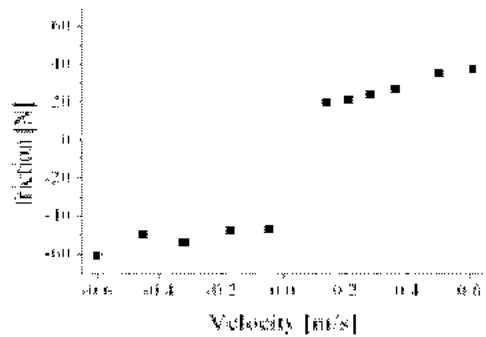


Fig. 2 Friction force of the cylinder

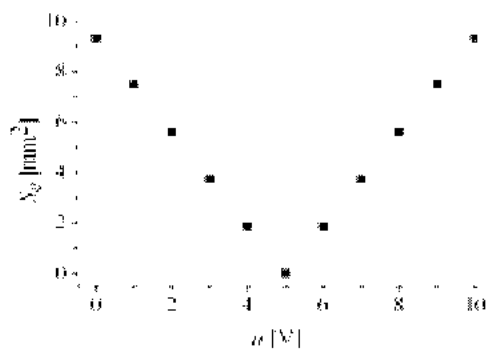


Fig. 3 Effective area of the control valve

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	14	T_a	293

3. 제어기 설계

3.1 위치 제어기 설계

식 (1)~(3)을 이용한 비선형 보상기를 적용하여 실린더로 공급 또는 실린더로부터 방출되는 유량을 다음 식과 같이 결정하면 $d^3x_i/dt^3 = \Phi_i$ 의 관계가 성립하므로 Φ_i 에서 피스톤의 위치 x_i 까지가 선형적인 관계로 된다³⁾.

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

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

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

식 (8)에서 v [m/s]는 피스톤의 속도를 나타낸다.

제어 밸브로의 제어 입력 u 는 식 (4)~(7)을 이용하여 식 (9)~(12)와 같이 구할 수 있다.

$$G_i \geq 0, u_i = \frac{P_{i1}}{P_s} > b, \frac{k_u \cdot G_i}{K \cdot P_s \sqrt{1 - \left\{ \frac{P_{i1}}{P_s} - b \right\} \frac{1}{(1-b)} \sqrt{\frac{273}{T_a}}}} \quad (9)$$

$$\frac{P_{i1}}{P_s} \leq b, \frac{k_u \cdot G_i}{K \cdot P_s \sqrt{\frac{273}{T_a}}} \quad (10)$$

$$G_i < 0, u_i = \frac{P_a}{P_{i1}} > b, \frac{k_u \cdot G_i}{K \cdot P_{i1} \sqrt{1 - \left\{ \frac{P_a}{P_{i1}} - b \right\} \frac{1}{(1-b)} \sqrt{\frac{273}{T_a}}}} \quad (11)$$

$$\frac{P_a}{P_{i1}} \leq b, \frac{k_u \cdot G_i}{K \cdot P_{i1} \sqrt{\frac{273}{T_a}}} \quad (12)$$

식 (9)~(12)에서 k_u 는 제어 밸브의 유효 단면적과 제어 입력과의 관계를 나타내는 계수이고, Fig. 3의 결과를 이용하여 k_u 를 구하면 5/9.3[V/mm²]이 된다.

식 (9)~(12)에서 $G_i \geq 0$ 인 경우는 u_i 가 5[V]보다 큰 경우를 나타내고, $G_i < 0$ 인 경우는 u_i 가 5[V]보다 작은 경우를 의미한다.

식 (8)에서 기술한 비선형 보상기와 비례 이득 K_p [(m/s³)/m], 속도 이득 K_v [(m/s³)/(m/s)], 가속도 이득 K_a [(m/s³)/(m/s²)]로 구성된 제어기를 이용하면 위치 오차, 속도 및 가속도를 이용하여 Fig. 4와 같이 Φ_i 를 결정할 수 있고, 제어기 이득의 설정에 의하여 폐루프계의 극을 원하는 위치로 배치할 수 있으므로 실린더 내부 압력 및 피스톤의 위치 변화에 의한 구동계의 동적인 비선형 특성을 보상할 수 있다. 식 (13)은 Fig. 4의 x_r 부터 x_i 까지의 전달 함수이고, 비선형 보상기와 상태 피드백 제어기를 이용한 위치제어계의 폐루프 전달 함수를 나타낸다.

$$\frac{x(s)}{x_r(s)} = \frac{K_p}{s^3 + K_v s^2 + K_a s + K_p} = H(s) \quad (13)$$

식 (8)~(13)을 이용하여 제어기를 구성한 후, 위치 제어를 수행하면 제어계의 정적인 모델링 오차에 의하여 위치 제어 오차가 발생할 수 있다⁴⁾. 이러한 오차를 보상하여 각 실린더가 제어계의 정적인 모델링 오차에 관계없이 목표치를 추종할 수 있도록 하기 위하여 식 (13)으로 설계한 제어계를 내부 모델로 이용하는 외란 관측기를 적용하였다. 외란 관측기를 이용한 위치 제어계의 블록선도를 Fig. 5에 나타낸다. Fig. 5에서 $d(s)$ 는 외란, $H_n(s)$ 는 위치 제어계의 공칭 전달함수, $Q(s)$ 는 안정화 필터를 나타낸다.

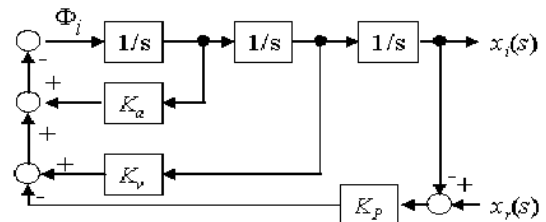


Fig. 4 Closed loop control system with nonlinear compensator and state feedback controller

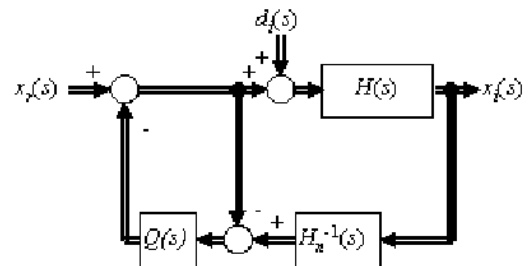


Fig. 5 Block Diagram of the position control system

3.2 동기 제어기 설계

Fig. 6은 동기 제어기 $K_s(s)$ 를 포함한 제어계의 블록선도를 나타낸다. Fig. 6에서 동기 제어기를 포함하지 않은 경우($K_s(s)=0$)의 위치 동기 오차 $e_{3n}(s)=(e_1(s)-e_2(s)=x_0(s)-x_1(s))$ 는 다음 식으로 나타낼 수 있다. 이하의 식에서는 라플라스 연산자 s 를 생략한다.

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

$$e_{3n} = \frac{H(1-Q)}{1+HH_n^{-1}Q-Q}(d_2-d_1) \quad (14)$$

동기 제어기 $K_s(s)$ 를 포함한 경우의 위치 동기 오차 $e_{3s}(s)$ 는 식 (15)로 나타낼 수 있다.

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

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

$$e_{3s} = \frac{1+HH_n^{-1}Q(1+K_s)-Q}{1+HH_n^{-1}Q(1+2K_s)-Q} \frac{H(1-Q)}{1+HH_n^{-1}Q-Q}(d_2-d_1) \quad (15)$$

$H(s)$ 와 $H_n(s)$ 가 일치한다고 가정하면 식 (14), (15)로 기술한 위치 동기 오차는 식 (16)으로 표현된다.

$$e_{3n} = H_n(1-Q)(d_2-d_1)$$

$$e_{3s} = H_n(1-Q)(1+QK_s)(1+2QK_s)^{-1}(d_2-d_1) \quad (16)$$

식 (16)을 살펴보면 동기 제어기의 삽입에 의하여 동기 오차의 이득이 감소하므로, 동기 제어기를 삽입하지 않은 경우와 비교하여 동기 오차가 줄어들게 됨을 알 수 있다.

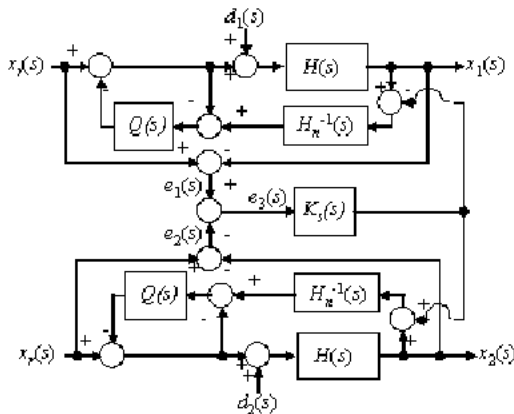


Fig. 6 Block diagram of the position synchronous control system

3.3 제어기 파라미터의 설정

비선형 보상기를 이용한 위치 제어계의 이득은 비례 이득 K_p 를 $19000[(m/s^3)/m]$ 으로 설정한 후, 제어계의 이득 여유가 $16[dB]$, 위상 여유가 $77[deg]$ 가 되도록 다음 식⁷⁾을 이용하여 결정하였다.

$$K_v = 3 \cdot 3 \sqrt{K_p^2} = 2136[(m/s^3)/(m/s)]$$

$$K_a = 3 \cdot 3 \sqrt{K_p} = 53[(m/s^3)/(m/s^2)] \quad (17)$$

외란 관측기를 이용한 위치 제어계의 공칭 전달 함수는 식 (13)과 (17)을 이용하여 다음과 같이 설정하였다.

$$H_n = \frac{19000}{s^3 + 53s^2 + 2136s + 19000} \quad (18)$$

안정화 필터는 피스톤의 위치를 예측할 수 있으므로 3중근을 가지는 최소 차원 관측기로 구성하였고, 저주파수 구간의 감도 함수 이득이 공칭 전달 함수의 감도 함수 이득보다 작아지도록 설계하였다. 설계한 안정화 필터는 다음과 같다.

$$Q = (3 \cdot K_p)(s + 3 \sqrt{3 \cdot K_p})^{-3} \quad (19)$$

동기 제어기 $K_s(s)$ 는 다음과 같이 결정하였다. 동기 위치 제어계의 출력을 동기 오차 $e_{3s}(s)$ 로 정의하고, $H(s)$ 와 $H_n(s)$ 가 일치한다고 가정하면 식 (16)을 이용하여 동기 위치 제어계의 감도 함수를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$S_s = H_n^{-1} \frac{e_{3s}}{d_2 - d_1} = \frac{(1-Q)(1+QK_s)}{1+2QK_s} \quad (20)$$

감도 함수와 제어계의 개루프 전달함수와의 관계를 이용하여 동기 위치 제어계의 개루프 전달 함수 $W(s)$ 를 구하면 식 (21)로 나타낼 수 있다.

$$S_s = \frac{1}{1+W}, W = \frac{(1+Q)(1+QK_s)-1}{(1-Q)(1+QK_s)} \quad (21)$$

식 (21)을 이용하여 제어계의 이득 여유가 $16[dB]$, 위상 여유가 $70[deg]$ 가 되도록 $K_s(s)$ 를 조절하면 $K_s(s)$ 는 0.4 가 된다.

설계한 제어기 파라미터를 Table 2에 정리하였다.

Fig. 7은 Table 2의 제어기 파라미터를 이용하여 식 (16)에 기술한 위치 동기 오차의 주파수 특성을 분석한 결과이다. Fig. 7에서 점선은 $Q(s)$ 의 주파수 전달 특성을 나타내고, 일점쇄선 및 실선은 각각 동기 제어기를 사용한 경우와 사용하지 않은 경우의 동기 오차 주파수 전달 특성을 나타낸다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 $Q(s)$ 의 이득이 거의 0이 되는 주파수 대역에서는 주파수 전달 특성이 일치하지만, $Q(s)$ 의 이득이 1인 주파수 대역에서는 동기 오차의

Table 2 Parameters of designed controller

K_p	19,000	K_s	0.4
K_v	2,136	Q	$3K_p/(s + \sqrt[3]{3K_p})^3$
K_a	53		

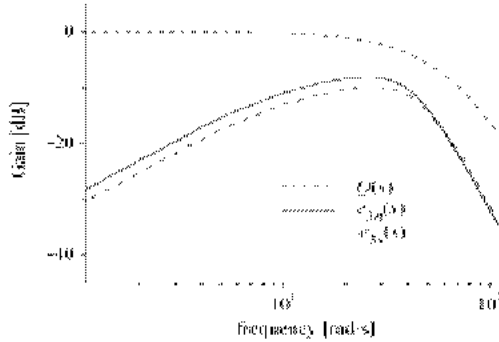


Fig. 7 Frequency response of synchronous errors

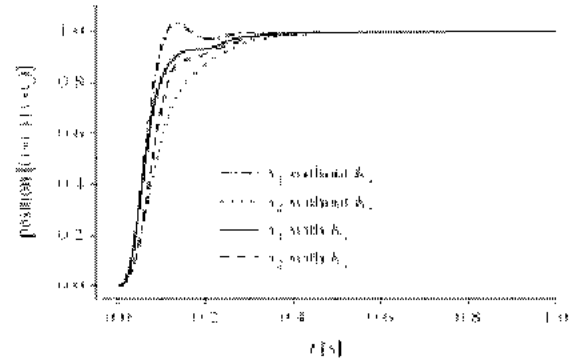
이득이 2.5[dB] 정도 감소하므로 동기 제어를 사용하면 위치 동기 오차가 감소함을 확인할 수 있다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

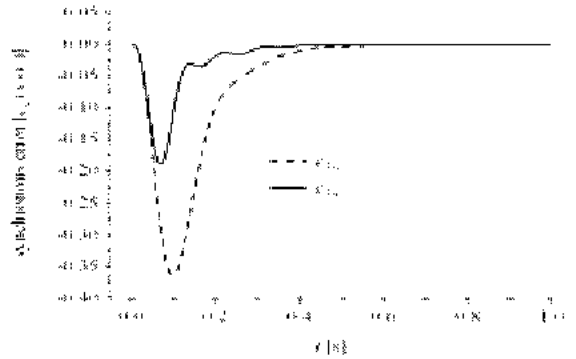
Fig. 8~11은 Fig. 6에 나타낸 제어계에서 d_1 이 존재한다고 가정하여 목표 궤적을 추종하도록 동기 위치 제어를 수행한 시뮬레이션 결과를 나타내고, (a)는 피스톤의 위치 x_1, x_2 , (b)는 동기 오차 e_{2s}, e_{3s} 를 각각 나타낸다. Fig. 8~11의 (a)에서 일점쇄선 및 점선은 동기 제어를 사용하지 않은 결과를 나타내고, 실선 및 파선은 동기 제어를 사용한 결과를 나타낸다. 그리고, 횡축은 시간, 종축은 피스톤 위치를 무차원화한 응답을 각각 나타낸다. (b)에서 실선은 동기 제어를 사용한 동기 오차를 나타내고, 파선은 동기 제어를 사용하지 않은 동기 오차를 나타낸다. 횡축과 종축은 각각 시간과 동기 오차를 무차원화한 응답을 나타낸다.

Fig. 8은 피스톤의 초기 위치를 0.25[m], 최종 위치를 0.35[m]로 설정하고 제어 시작과 동시에 0.1[m]의 스텝형 d_1 을 입력한 결과이다. 이 결과로부터 동기 제어를 사용하면 과도 상태에서의 동기 오차가 감소하여 목표 위치에 더 빠르게 수렴하고, 동기 제어를 사용하지 않은 경우와 비교하여 동기 오차가 0으로 수렴하는 시간이 단축됨을 알 수 있다.

Fig. 9는 피스톤의 초기 위치를 0.25[m], 최종 위치를 0.35[m]로 설정하여 목표 궤적을 추종하도록 동기 제어를 수행하면서 제어 시작 0.5[s] 후에 0.1[m]의 스텝형 d_1 을 입력한 결과이다.

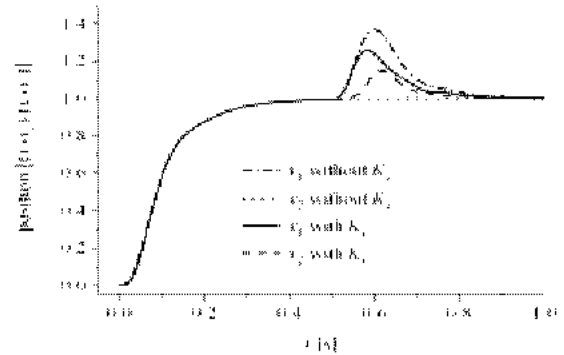


(a) Position responses

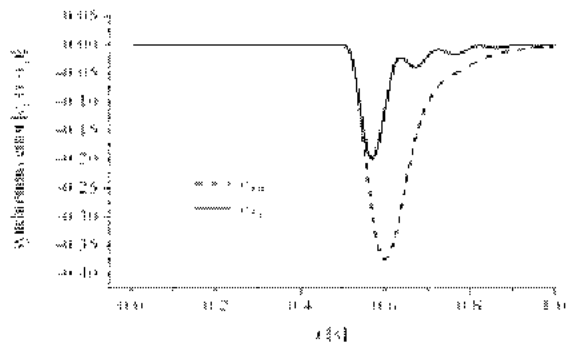


(b) Synchronous errors

Fig. 8 Position synchronous control results under step type disturbance I

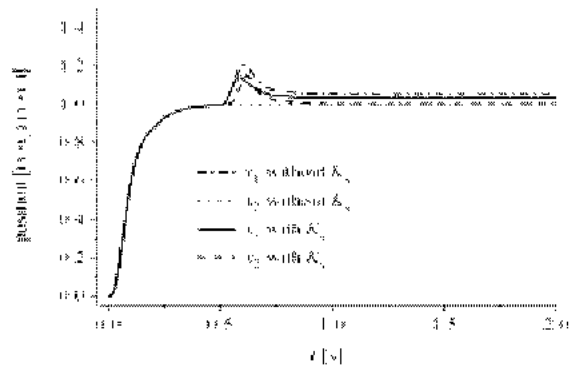


(a) Position responses

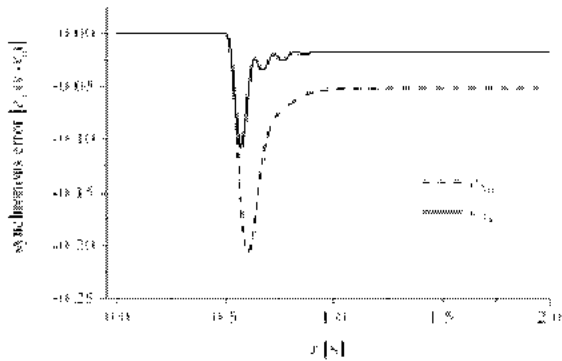


(b) Synchronous errors

Fig. 9 Position synchronous control results under step type disturbance II

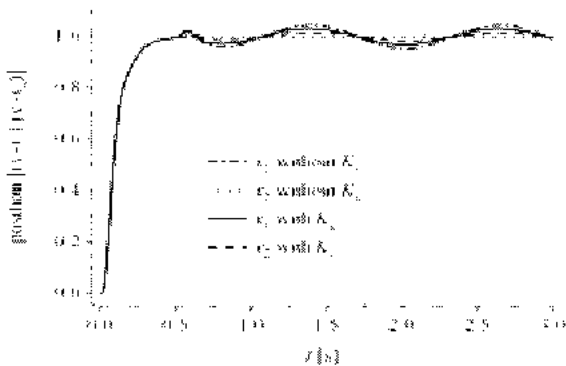


(a) Position responses

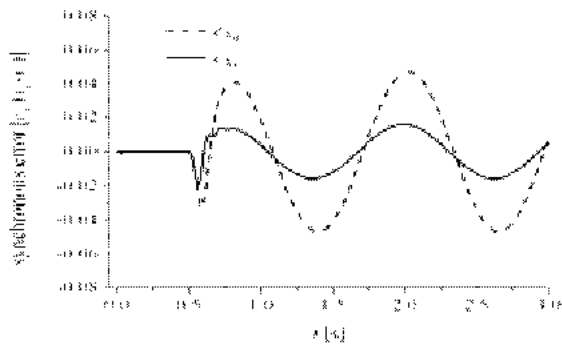


(b) Synchronous errors

Fig. 10 Position synchronous control results under ramp type disturbance



(a) Position responses



(b) Synchronous errors

Fig. 11 Position synchronous control results under sinusoidal type disturbance

Fig. 9의 결과로부터 정상 상태에 도달한 이후에 외란이 인가되는 경우에도 동기 제어기의 작용에 의하여 동기 오차가 감소하므로 동기 제어기를 이용한 제어계의 외란 제거 성능이 향상됨을 알 수 있다.

Fig. 10은 피스톤의 초기 위치를 0.15[m], 최종 위치를 0.25[m]로 설정하여 제어 시작 0.5[s] 후에 1[m/s]의 램프형 d_1 을 입력한 경우이고, 동기 제어기의 작용으로 외란이 입력된 이후의 정상상태 및 과도상태에서 동기 오차가 감소하고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10을 비교하면(0~0.5[s] 구간) 피스톤의 초기 위치를 0.15[m]와 0.25[m]로 변화시켜도 비선형 보상기의 작용에 의하여 피스톤의 동특성이 일정하게 유지되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 초기 위치를 0.25[m], 최종 위치를 0.35[m]로 설정하여 제어 시작 0.5[s] 후에 가진 주파수 5[rad/s], 진폭 0.02[m]인 정현파형 d_1 을 인가한 결과이고, 결과로부터 제안한 동기 제어기의 성능을 확인할 수 있다.

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 보상하기 위한 제어기를 부가함으로써 위치 동기 오차를 감소시킬 수 있는 제어기를 설계하였다.

동적인 비선형 요소의 영향을 억제하기 위한 제어기로는 구동계의 비선형 구성 방정식을 이용한 비선형 보상기와 상태 피드백 보상기를 이용하여 피스톤의 위치와 실린더 내부 압력이 변화하여도 제어계의 페루프 전달 함수를 일정하게 유지할 수 있도록 하였고, 제어 밸브의 제어 입력·유량 특성의 변화와 마찰력의 변화에 기인하는 정적인 비선형 요소는 외란 보상을 이용하여 억제하였다. 실린더간의 위치 동기 오차를 억제하기 위한 제어기로는 동기 오차 제어계의 안정성을 고려하여 설계된 비례 이득을 사용하여 실린더간의 위치 동기 오차를 각 실린더 제어 루프에 부가하는 구조로 설계하였다.

설계한 제어기의 성능은 수치 시뮬레이션에 의하여 검증하였고, 피스톤의 동작 위치가 변화하거나 다양한 외란이 인가되어도 목표 입력에 대하여 양호한 제어 성능이 얻어짐을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2003년도 부경대학교발전기금재단의 지원에 의하여 연구되었음

참고 문헌

1. 장지성, 2002, "비선형 보상기와 외란관측기를 이용한 공기압 실린더의 위치제어", 대한기계학회논문집 A권, Vol. 26, No. 9, pp. 1795~1805.
2. J. S. Jang and et al., 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. Q. H. Yang, Y. Kawakaki and S. Kawai, 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. S. Maeda, Y. Kawakami and K. Nakano, 1999, "Position Control of Pneumatic Lifters", Trans. of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 30, No. 4, pp. 1~7.
5. T. Noritsugu and M. Takaiwa, 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.
6. ISO, 1989, "Pneumatic Fluid Power - Components Using Compressible Fluids - Determination of Flow-Rate Characteristics", ISO 6358.
7. H. Hanafusa, 1982, "Design of Electrohydraulic Servo Control Systems for Articulated Robot Arm Control", Journal of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vo. 20, No. 7, pp. 429~436.