

비선형 보상기와 외란관측기를 이용한 공기압 실린더의 위치제어

장 지 성*

(2001년 11월 3일 접수, 2002년 6월 5일 심사완료)

Position Control of a Pneumatic Cylinder with a Nonlinear Compensator and a Disturbance Observer

Ji-Seong Jang

Key Words: Pneumatic Cylinder(공기압 실린더), Operating Position(동작 위치), Position Control(위치제어), Nonlinear Compensator(비선형 보상기), Disturbance Observer(외란 관측기)

Abstract

A position controller which can achieve a specified dynamic performance irrespective of the different operating position of the pneumatic cylinder is proposed. The position controller developed in this paper is composed of a nonlinear compensator and a disturbance observer. The nonlinear compensator which feeds back position, velocity and acceleration is derived from the nonlinear dominating equations of the position control system to compensate for variation of dynamic characteristics of a pneumatic cylinder according to the change of the operating position. The disturbance observer including a simplified linear model is designed to reduce the effect of model discrepancy in the low frequency range which cannot be suppressed by the nonlinear compensator. The results of the experiments show that the position control performance maintains a designed performance regardless of the variations of an operating position of the pneumatic cylinder.

1. 서론

공기압 실린더는 취급이 간단하고 저렴한 가격으로 자동화 시스템을 구축할 수 있으므로 산업계에서 폭넓게 사용되어 지고 있다. 그러나 공기압 실린더는 공기의 압축성에 의한 압력응답의 지연과 구동력과 비교하여 상대적으로 큰 마찰력의 영향에 의하여 그 자체가 비선형적인 제어대상이기 때문에 피스톤의 동작위치 및 마찰력이

변화하는 경우에는 설계한 제어성능을 달성할 수 없다. 그러므로 PID제어, 최적제어 등의 고정이득을 이용한 제어기를 사용하면 피스톤의 동작위치에 따라서 제어계의 동특성이 변화하므로 피스톤의 동작위치를 변수로 하여 제어기의 이득을 조절해야 한다.⁽¹⁾ 이러한 단점을 극복하기 위하여 강인성 제어기(Robust Controller)의 적용에 관한 연구가 활발하게 수행되고 있다. 현재까지 보고된 연구로는 선형 모델을 기반으로 하고 모델링 오차를 고려한 μ -synthesis를 적용한 결과,⁽²⁾ 내부 모델과 안정화 필터로 구성된 외란 보상기를 이용한 결과,⁽³⁾ 적응제어기를 이용한 결과,⁽⁴⁾ 신경망 회로를 이용한 결과⁽⁵⁾ 등이 있고, 제어대상의 파라미터가 변화하여도 양호한 위치제어 및 궤적추적제어가 이루어지고 있다. 그러나 상기의 연구

* 회원, 부경대학교 기계공학부

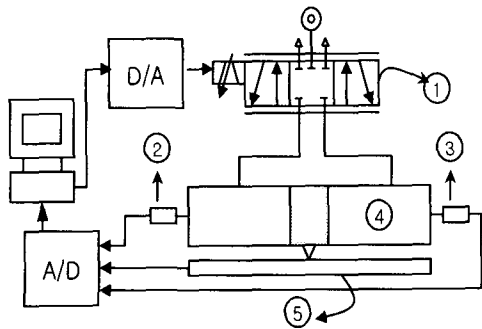
E-mail : jangjs@pknu.ac.kr

TEL : (051)620-1583 FAX : (051)620-1574

에서는 제어계 내부의 불확실 요소를 부하질량과 점성마찰계수만으로 한정하여 피스톤 위치의 변화에 의한 압력응답 동특성의 변화를 고려하지 않고, 제어기의 이득과 제어기 설계에 필요한 상수를 시행착오에 의하여 구하였다. 또한 피스톤의 초기위치 및 목표 스텝의 진폭이 변화하는 경우에는 위치제어 결과가 지정된 공칭모델(nominal model)의 동특성을 달성하지 못하고 있다.

본 논문에서는 공기압 실린더를 이용한 위치제어계의 동특성 향상을 목적으로 공기압 실린더 구동계의 비선형 방정식으로부터 유도된 비선형 보상기와 외란관측기를 병용한 제어기를 설계한다. 본 논문에서 설계한 제어기는 위치제어계의 동특성을 결정하는 고정이득의 제어기 내부에 비선형 보상기를 삽입함으로써 피스톤의 위치변화에 의하여 동특성이 변화하는 위치제어계의 페루프 극점을 피스톤의 초기위치 및 목표 스텝 진폭의 크기에 관계없이 고정된 위치로 배치할 수 있다. 또한 비선형 보상기에서 사용한 모델과 실제 모델과의 모델링 오차를 보상하기 위한 외란관측기를 병용함으로써 저주파 영역의 모델링 오차를 제거하여 위치제어 성능을 향상시키는 구조로 구성되어 있다. 설계한 제어기를 공기압 실린더에 적용하여 피스톤의 초기위치와 목표 스텝의 진폭을 변화시키면서 위치제어 실험을 수행하고, 고정이득 제어기를 이용한 결과와 비교하여 설계한 제어기의 유용성을 증명한다.

2. 실험장치의 구성



- ① Control valve
- ②③ Semi-conductive pressure sensor
- ④ Rodless cylinder ⑤ Potentiometer

Fig. 1 Schematic diagram of position control system

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 위치제어 장치의 구성을 나타낸다. 공기압 실린더는 내경 25 ϕ , 행정길이 500 mm인 로드레스(rodless) 실린더(MY H25-500H, SMC(社))를 이용하였다. 피스톤의 위치는 선형 포텐서메터(TLH500, 분해능 0.01 mm, Novotechnik(社))를 실린더 내부의 피스톤과 연결된 실린더 상부 슬라이딩 테이블에 직접 연결하여 검출하였다. Fig. 2와 Fig. 3은 실험에 사용한 실린더의 정지마찰력 및 점성마찰계수를 계측한 결과이고, x 는 피스톤 위치, v 는 피스톤의 이동속도, F_s 은 정지마찰력, F_v 는 동마찰력, c 는 점성마찰계수를 나타낸다. Fig. 2 및 3의 결과로부터 피스톤의 정지위치 및 이동방향에 따라서 정지마찰력과 점성마찰계수가 변화함을 알 수 있다. 이러한 결과는 포텐서메터 가동부가 슬라이딩 테이블의 중앙부에서 약간 우측에 연결되었기 때문에 피스톤의 이동방향에 따라서 실린더 가이드에 접촉하는 양상이 변화하는 것을 원인으로 생각할 수 있다. 실린더 내부의 압력은 압력센서(PSHK 0010KCAG, 분해능 1.5 kPa, Sensys(社))를 실린더 입구부에 연결하여 검출하였다. 각 센서에서 검출된 신호는 A/D변환기(PCL-818L, 분해능 12 bit, Advantech(社))를 이용하여 PC로 입력하였다.

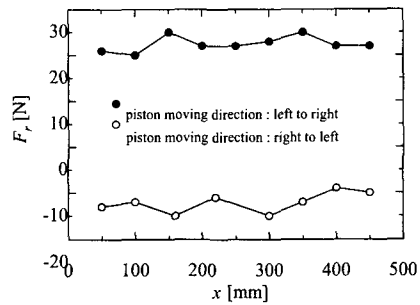


Fig. 2 Static friction of the cylinder

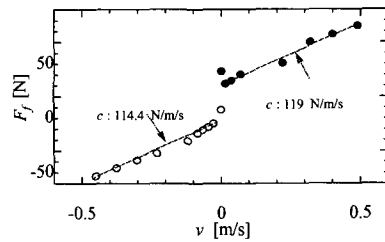


Fig. 3 Coefficient of viscous friction of the cylinder

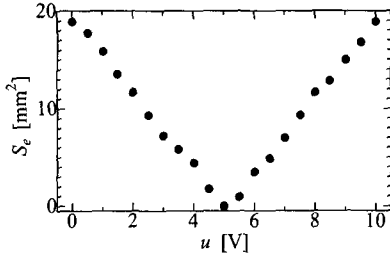


Fig. 4 Effective area of the control valve

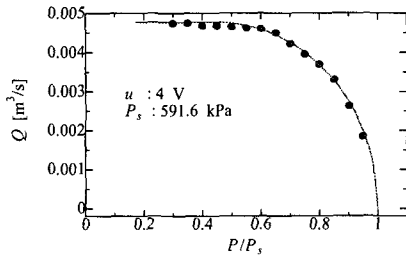


Fig. 5 P-Q characteristics of the control valve

제어밸브(MPYE-5-1/4-010B, FESTO(社))는 최대 유효 단면적이 18.9 mm²인 4방향 비례제어밸브를 이용하였고, 제어밸브로의 입력신호는 D/A변환기(PCL-818L, 분해능 12 bit, Advantech(社))를 통하여 PC로부터 출력하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 제어밸브의 유효 단면적 및 압력유량특성을 계측한 결과이고, u 는 밸브로의 제어입력, S_e 는 유효 단면적, P_s 는 밸브 상부압력, P 는 밸브 하부압력, Q 는 밸브를 통과하는 체적유량을 나타낸다.

3. 위치제어계의 모델링

3.1 위치제어계의 구성방정식

공기압 실린더를 이용한 구동회로의 개략도를 Fig. 6에 나타낸다. 피스톤의 운동을 나타내는 기본 방정식은 식 (1)~(9)와 같다. 식 (1)~(9)를 유도하는 과정에서는 공기의 유동을 1차원으로 가정하였다. 또한, 교축부와 실린더를 연결하는 접속관이 충분히 짧다고 가정하여 접속관 양단에서 발생할 수 있는 압력응답의 지연 및 접속관 내부의 마찰손실을 무시하였다.

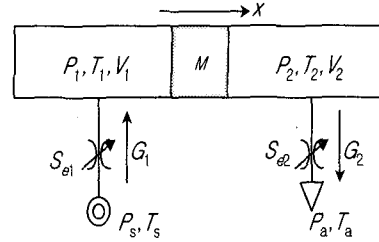


Fig. 6 Schematic diagram of a pneumatic cylinder driving system

① 실린더로 공급되는 질량유량⁽⁶⁾

$P_1/P_s \leq b$ 인 경우

$$G_1 = K \cdot S_{e1} \cdot P_s \cdot \sqrt{\frac{273}{T_s}} \quad (1)$$

$P_1/P_s > b$ 인 경우

$$G_1 = K \cdot S_{e1} \cdot P_s \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_1/P_s - b}{1 - b} \right)^2} \sqrt{\frac{273}{T_s}} \quad (2)$$

② 실린더에서 방출되는 질량유량⁽⁶⁾

$P_d/P_2 \leq b$ 인 경우

$$G_2 = K \cdot S_{e2} \cdot P_2 \cdot \sqrt{\frac{273}{T_2}} \quad (3)$$

$P_d/P_2 > b$ 인 경우

$$G_2 = K \cdot S_{e2} \cdot P_2 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_d/P_2 - b}{1 - b} \right)^2} \sqrt{\frac{273}{T_2}} \quad (4)$$

식 (1)~(4)에서 사용된 기호는 다음과 같다. b :임계 압력비, G :질량유량 kg/s, K : 2.4337×10^{-9} kg/s/Pa/mm², P :압력 Pa, S_e :교축부 유효 단면적 mm², T :온도 K

③ 실린더 내부의 압력변화

$$\frac{dP_1}{dt} = -\frac{P_1}{x} \frac{dx}{dt} + \frac{G_1 RT_1}{V_1} + \frac{W_1 R}{V_1} \frac{dT_1}{dt} \quad (5)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{P_2}{L-x} \frac{dx}{dt} + \frac{G_2 RT_2}{V_2} + \frac{W_2 R}{V_2} \frac{dT_2}{dt} \quad (6)$$

④ 실린더 내부의 온도변화⁽⁷⁾

$$C_v W_1 \frac{dT_1}{dt} = G_1 (C_p T_s - C_v T_1) - P_1 \frac{dV_1}{dt} + (T_a - T_1) h S_{m1} \quad (7)$$

$$C_v W_2 \frac{dT_2}{dt} = G_2 R T_2 - P_2 \frac{dV_2}{dt} + (T_a - T_2) h S_{h2} \quad (8)$$

⑤ 운동방정식

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = A(P_1 - P_2) - c \frac{dx}{dt} - F_r \quad (9)$$

식 (5)~(9)에서 사용된 기호는 다음과 같다. A :수압면적 m^2 , c :점성마찰계수 $N/m/s$, C_p :정압비열 $J/Kg/K$, C_v :정적비열 $J/Kg/K$, F_r :정지 마찰력 N , h :열전달률 $W/m^2/K$, L :실린더 행정길이 m , M :부하질량 kg , R :기체상수 $J/Kg/K$, S_h :열전달면적 m^2 , W :실린더 내부 공기질량 kg

3.2 위치제어계의 전달함수

실린더의 평형상태를 $x = x_0$, $dx/dt = v = 0$, $G_1 = -G_2 = G$, $T_1 = T_2 = T_s = T_a$, $P_1 = P_0$, $P_2 = P_0$ 로 두고, 실린더 내부의 온도변화를 단일 변화로 가정하면 밸브로의 제어입력에서 피스톤 위치까지의 전달함수는 식 (1)~(9)를 이용하여 다음과 같이 표현된다.

$$H(s) = \frac{x(s)}{u(s)} = \frac{k_n \omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (10)$$

$$k_n = \frac{k_a R T_a}{A P_0}, \quad k_a = \frac{\partial G}{\partial S_e} k_r, \quad k_r = \frac{dS_e}{du}, \quad \omega_n =$$

$$\sqrt{\frac{k A P_0 L}{M x_0 (L - x_0)}}, \quad \zeta = \frac{c}{2M \omega_n}$$

식 (10)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

$H(s)$:위치제어계의 개루프 전달함수, k_a :밸브로의 제어입력에 대한 질량유량의 변화율 $kg/s/V$, k_r :밸브로의 제어입력에 대한 유효 단면적의 변화율 mm^2/V , k :비열비, s :라플라스 연산자, $u(s)$:밸브로의 제어입력에 대한 라플라스 변환, ω_n :고유진동수 rad/s , ζ :감쇠비

Fig. 7은 x_0 를 0에서 L 까지 변화시킨 무차원 고유진동수를 나타낸다. ω_{n0} 는 $x_0/L=0.5$ 인 경우의 고유진동수이다. Fig. 7에서 고유진동수는 중립위치에서 최소가 되고 피스톤이 실린더의 양 끝단으로 접근함에 따라서 증가하므로, 피스톤의 위치에 따라서 계의 특성이 크게 변화한다.

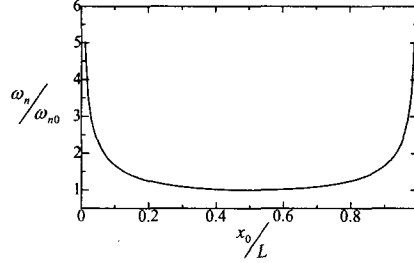


Fig. 7 Change of the natural frequency according to the operating position of a pneumatic cylinder

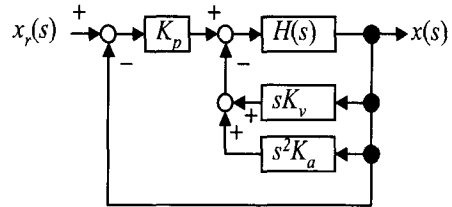


Fig. 8 Position control system with a fixed gain controller

4. 제어기 설계

4.1 고정이득 제어기 설계

고정이득 제어기로는 Fig. 8과 같은 상태 피드백 제어기를 구성한다. Fig. 8에서 K_p 는 비레이득을 나타내고, K_v 와 K_a 는 각각 속도이득 및 가속도이득을 나타낸다. Fig. 8과 같은 형태의 제어기는 비레이득을 적절하게 결정한 후, 식 (11)의 α 와 β 를 조절하여 속도이득과 가속도이득을 결정하면 이득여유와 위상여유를 임의로 설정할 수 있다.⁽⁸⁾

$$K_v = (\beta^3 \sqrt{(k_n \omega_n^2 K_p)^2 - \omega_n^2}) / (k_n \omega_n^2)$$

$$K_a = (\alpha^3 \sqrt{k_n \omega_n^2 K_p - 2\zeta \omega_n}) / (k_n \omega_n^2) \quad (11)$$

제어기 설계에 이용한 파라미터를 Table 1에 나타낸다. Table 1에서 점성마찰계수 c 는 Fig. 3에서 구한 값의 평균치를 이용하였고, 제어밸브의 임계 압력비 b 는 식 (1)과 (2)에서 b 를 조절하여 유량을 계산한 후(Fig. 5의 실선), 실제 계측결과(Fig. 5의 ●)와 비교하여 가장 적합한 값으로 구하였다.

Table 1 Physical parameters of the system

A	4.90625×10^{-4}	M	0.5
b	0.45	P_0	434,700
c	116.7	P_s	591,600
k	1.4	R	287
k_q	5.2246×10^{-3}	T_a	293
L	0.5	x_0	0.25

비레이득을 33 V/m로 설정하여 이득여유가 16 dB, 위상여유가 77 deg가 되도록 $\alpha=2$, $\beta=3$ 으로 조절하면, 속도이득 및 가속도이득은 각각 0.96 V/m/s, -9.81×10^{-3} V/m/s²이 되므로 Fig. 8로 표현된 제어계의 전달함수는 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{x(s)}{x_r(s)} = \frac{324621}{s^3 + 137s^2 + 14219s + 324621} \quad (12)$$

4.2 비선형 보상기와 외란관측기를 병용한 제어기

4.2.1 비선형 보상기 설계

이 항에서는 피스톤의 동작위치 및 실린더실의 압력변화에 의한 제어계의 동특성 변화를 보상하기 위하여 비선형 보상기를 설계한다.

식 (9)의 운동방정식을 시간에 대하여 한번 더 미분하면 다음의 식이 구해진다.

$$M \frac{d^3x}{dt^3} = A \left(\frac{dP_1}{dt} - \frac{dP_2}{dt} \right) - c \frac{d^2x}{dt^2} \quad (13)$$

식 (13)에 식 (5), (6) 및 (9)를 대입하고 피스톤의 이동속도 dx/dt 를 v 로 정의하면 다음과 같은 관계가 구해진다. 단, 식 (5), (6)의 상태변화는 단열변화이고, $G_1 = -G_2 = G$ 로 가정한다.

$$\begin{aligned} \frac{d^3x}{dt^3} = \frac{A}{M} \left\{ -\frac{kP_1}{x} v + \frac{kG_1RT_a}{V_1} - \frac{kP_2}{L-x} v \right. \\ \left. - \frac{kG_2RT_a}{V_2} \right\} \\ - \frac{c}{M} \left\{ \frac{A}{M} (P_1 - P_2) - \frac{c}{M} v - \frac{F_r}{M} \right\} \\ = f(x, v, P_1, P_2) + B(x)G \end{aligned} \quad (14)$$

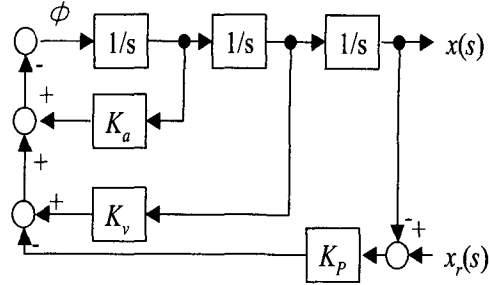


Fig. 9 Position control system with a nonlinear compensator

$$\begin{aligned} f(x, v, P_1, P_2) = & -\frac{A}{M} \frac{kP_1}{x} v - \frac{A}{M} \frac{kP_2}{(L-x)} v \\ & - \frac{Ac}{M^2} (P_1 - P_2) + \frac{c^2}{M^2} v + \frac{cF_r}{M^2} \end{aligned}$$

$$B(x) = \frac{kRT_a}{Mx} + \frac{kRT_a}{M(L-x)}$$

입력 ϕ 를 정의하고 ϕ 를 이용하여 식 (14)를 정리하면 다음 식이 얻어진다.

$$G = \{ \phi - f(x, v, P_1, P_2) \} B(x)^{-1} \quad (15)$$

식 (15)를 이용하여 실린더에서 요구되는 질량유량 G 를 결정하면 $d^3x/dt^3 = \phi$ 의 관계가 성립하므로 ϕ 에서 피스톤 위치 x 까지가 선형적인 관계가 된다. 이러한 조건에서 상태 피드백 제어를 이용하면, Fig. 9와 같은 제어계를 구성할 수 있고, 비레이득, 속도이득 및 가속도이득의 설정에 의하여 페루프계의 극을 원하는 위치로 배치할 수 있다. 식 (16)은 Fig. 9로 표현된 제어계의 전달함수이고, 비선형 보상기를 이용한 위치 제어계의 공칭모델을 나타낸다.

$$\frac{x(s)}{x_r(s)} = H_n(s) = \frac{K_p}{s^3 + K_a s^2 + K_v s + K_p} \quad (16)$$

제어밸브로부터 실린더로 공급되는 질량유량이 제어입력 u 와 실린더실의 압력 P 의 함수임을 생각하면 제어입력 u 와 실린더에서 요구되는 질량유량 G 사이에는 다음의 관계가 성립한다.

$$u = f(G, P) \quad (17)$$

식 (17)에서 $f(G, P)$ 는 식 (1)~(4)를 이용하여 식 (18)~(21)과 같이 구할 수 있다. 식 (18)~(21)에서 $G \geq 0$ 인 경우는 식 (17)의 u 가 5 V보다 큰 경우를 의미하고, $G < 0$ 인 경우는 식 (17)의 u 가

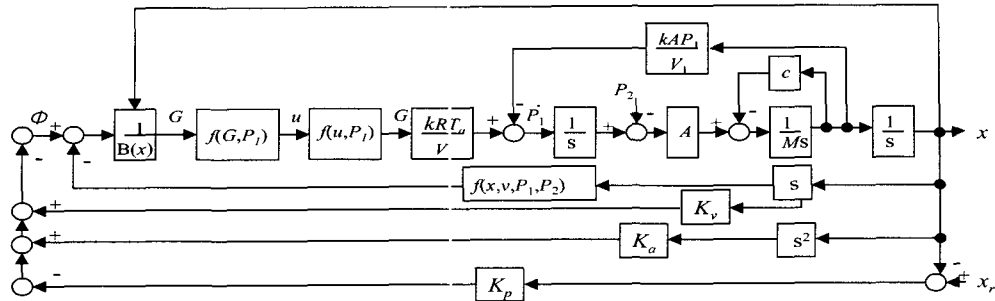


Fig. 10 Block diagram of position control system with a nonlinear compensator

5 V보다 작은 경우를 의미한다.

① $G \geq 0$

$P_1/P_s \leq b$ 인 경우

$$f(G, P) = \frac{K_1 \cdot G}{K \cdot P_s \cdot \sqrt{\frac{273}{T_a}}} \quad (18)$$

$P_1/P_s > b$ 인 경우

$$f(G, P) = \frac{K_1 \cdot G}{K \cdot P_s \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_1/P_s - b}{1 - b}\right)^2} \sqrt{\frac{273}{T_a}}} \quad (19)$$

② $G < 0$

$P_a/P_1 \leq b$ 인 경우

$$f(G, P) = \frac{K_1 \cdot G}{K \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{273}{T_a}}} \quad (20)$$

$P_a/P_1 > b$ 인 경우

$$f(G, P) = \frac{K_1 \cdot G}{K \cdot P_1 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_a/P_1 - b}{1 - b}\right)^2} \sqrt{\frac{273}{T_a}}} \quad (21)$$

식 (18)~(21)에서 K_1 은 밸브의 유효 단면적 S_e 와 제어입력 u 와의 관계를 나타내는 계수이고, 제어밸브의 유효 단면적과 제어입력의 관계를 계측한 Fig. 4의 결과를 이용하여 K_1 을 구하면 K_1 은 5/18.9 V/mm²이 된다.

Fig. 10은 식 (1)~(9)와 (14)~(21)을 이용하여 기술한 제어계의 블록선도를 나타낸다. Fig. 10에서는 Fig. 6에서 기술한 제어계의 P_1 측만을 표시하고 P_2 측은 생략하였다.

비선형 보상기를 이용한 위치제어계의 극점 및

안정여유가 고정이득을 이용한 상태피드백 제어기로 구성된 식 (12)의 형태와 같아지도록 구성하면, 비선형 보상기의 비례이득 K_p , 속도이득 K_v , 가속도이득 K_a 는 각각 324621 m/s³/m, 14219 m/s³/m/s, 137 m/s³/m/s²이 된다. 그 결과 비선형 보상기를 이용한 위치제어계의 공칭모델은 다음과 같이 구성된다.

$$\frac{x(s)}{x_r(s)} = \frac{324621}{s^3 + 137s^2 + 14219s + 324621} \quad (22)$$

비선형 보상기 설계에 이용한 파라미터는 Table 1의 파라미터를 이용하였다. 정지마찰력 F_s 은 Fig. 2에서 구한 정지마찰력의 평균치를 이용하였고, 실린더 이동속도가 +인 경우에는 23.3 N, 이동속도가 -인 경우에는 -12.1 N으로 설정하였다.

4.2.2 외란관측기 설계

4.2.1 항에서 설계한 비선형 보상기만을 이용하여 위치제어를 하면 피스톤 위치 및 실린더 내부 압력에 관계없이 지정한 동특성이 얻어질 것으로 예상되지만, Fig. 2에서 알 수 있는 바와 같이 피스톤의 위치에 따라서 마찰력이 변화하므로 피스톤의 정지 위치에 따라서 위치제어 오차가 발생할 수 있다. 본 항에서는 마찰력의 변화에 의한 위치제어 오차를 제거하기 위하여 비선형 보상기를 포함한 위치제어계를 내부모델로 이용하는 외란관측기를 설계한다. 외란관측기를 이용한 위치제어계를 Fig. 11에 나타낸다. Fig. 11에서 $H(s)$ 는 비선형 보상기를 포함한 위치제어계를 나타내고, $H_n(s)$ 는 식 (22)로 나타낸 위치제어계의 공칭모델이다. $Q(s)$ 는 안정화 필터, $d(s)$ 는 마찰력 변화를 포함한 위치제어계의 모델변화를 나타내고, e^{-Ls} 는 접속관의 전달지연과 제어밸브의 응답지연 및 관

성부하의 이동지연을 포함한 위치제어계의 응답 지연을 나타낸다.

Fig. 11에서 $H(s)$ 와 $H_n(s)$ 가 일치한다고 가정하면 다음과 같은 위치제어계의 전달함수를 구할 수 있다.

$$x(s) = e^{-Ls} H_n(s) \{x_r(s) + [1 - e^{-Ls} Q(s)]d(s)\} \quad (23)$$

$$S(s) = 1 - e^{-Ls} Q(s) \quad (24)$$

식 (23)은 위치제어계의 전달특성을 나타내고 식 (24)는 감도함수를 나타낸다. 식 (23)에서 지연 시간은 30 ms로 설정하였다. 안정화 필터 $Q(s)$ 는 피스톤의 위치를 계측할 수 있으므로 3중근을 가지는 최소 차원 관측기로 구성하였고, 저주파수 영역의 감도함수 이득이 지연시간을 포함한 공칭모델 $e^{-Ls} H_n(s)$ 의 감도함수 이득보다 작아지도록 설계하였다. 설계한 안정화 필터는 다음과 같다.

$$Q(s) = \frac{200^3}{(s+200)^3} \quad (25)$$

Fig. 12는 $e^{-Ls} H_n(s)$ 의 감도함수와 외란관측기를 이용한 위치제어계의 감도함수를 나타낸다. 이때 외란관측기를 이용한 위치제어계의 위상여유와 이득여유는 각각 61 deg, 6.8 dB이다.

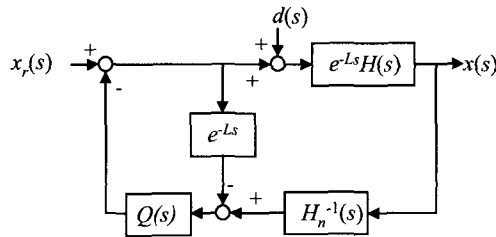


Fig. 11 Position Control system with disturbance observer including nonlinear compensator

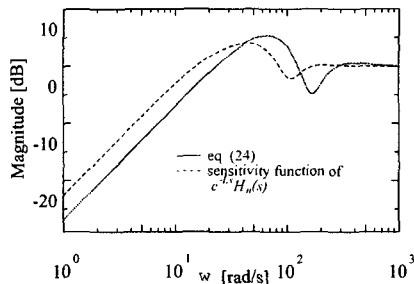
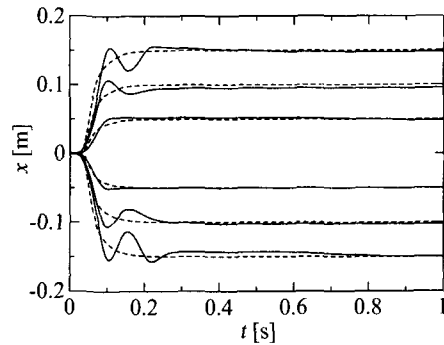


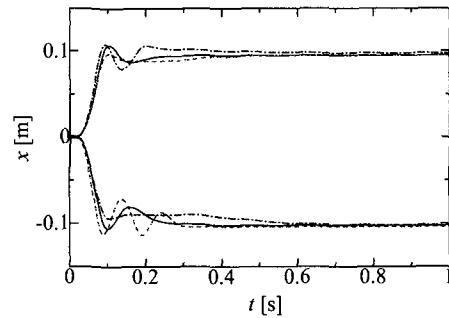
Fig. 12 Sensitivity function

5. 실험결과 및 고찰

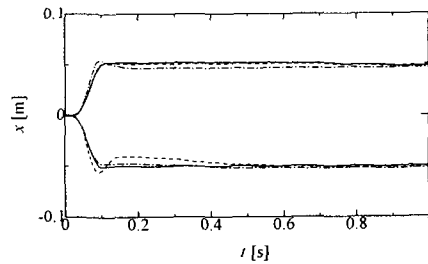
4.1에서 설계된 고정이득 제어기를 이용한 위치제어 실험결과를 Fig. 13에 나타낸다.



(a) In case of the change of the step width(initial position of the piston : 0.25 m)



(b) In case of the change of the initial position of the piston(step width : ± 0.1 m)



(c) In case of the change of the initial position of the piston(step width : ± 0.05 m)

Fig. 13 Position control results with a fixed gain controller

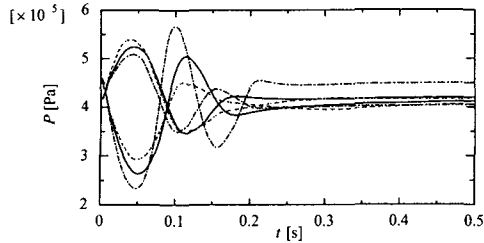


Fig. 14 Pressure response in the cylinder(In case of the change of the initial position of the piston, step width : 0.1 m)

Fig. 13(a)는 피스톤의 초기위치를 0.25 m로 설정하고 목표 스텝을 각각 ± 0.05 m, ± 0.1 m, ± 0.15 m로 변화시킨 경우의 위치제어결과를 나타낸다. 그림에서 실선은 실험결과이고, 파선은 식 (12)로 표현된 위치제어계의 전달함수를 이용한 선형화 시뮬레이션 결과이다. 목표 스텝을 ± 0.05 m로 하였을 경우에는 선형화 시뮬레이션 결과와 거의 일치하는 결과를 나타내지만 피스톤의 동작 위치와 제어기 설계에 이용한 평형위치의 차가 커지면 피스톤의 동특성이 지정한 동특성을 달성하지 못하고 있고, 또한 피스톤의 이동 방향에 따라서도 위치제어 결과가 달라짐을 알 수 있다.

Fig. 13(b)는 목표 스텝을 ± 0.1 m로 설정하고 피스톤의 초기위치를 0.15 m(파선), 0.25 m(실선) 0.35 m(일점 쇄선)로 변화시킨 경우의 제어결과를 나타낸다. 이 결과로부터 위치제어 성능이 피스톤의 초기위치에 따라서 현저하게 변화하는 것을 알 수 있고, 그 원인으로는 두 가지 요인이 있다. 첫 번째로는 피스톤의 동작위치가 중립위치에서 이동함에 따라서 Fig. 7과 같이 실린더 제어계의 고유진동수가 변화하므로 루프이득의 변화에 의하여 폐루프계의 위상여유 및 이득여유가 감소하고, 그 결과 제어계의 안정성 및 감쇠특성이 손상되는 것을 원인으로 생각할 수 있다. 두 번째로는 피스톤을 구동하는 압력의 동특성은 실린더실 내부 압력변화 및 실린더실의 용적변화에 의하여 변화하므로 피스톤의 구동위치 및 실린더실 내부 압력변화에 의하여 압력 시정수 $kGRT/V$ 가 현저하게 변화하고, 그 결과 Fig. 14와 같이 피스톤의 위치변화에 의하여 압력의 진동주기가 변화하므로 피스톤의 초기위치 변화에 의하여 위

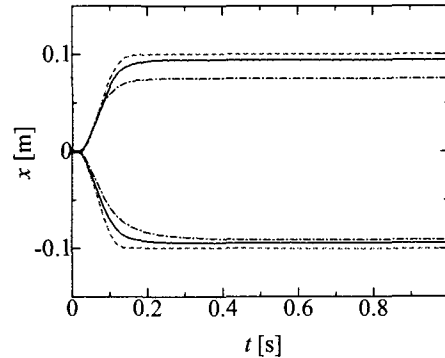


Fig. 15 Position control results with a nonlinear compensator(In case of the change of the initial position of the piston, step width : ± 0.1 m)

치제어 결과가 다르게 나타난다.

Fig. 13(c)는 목표 스텝을 ± 0.05 m로 설정하고 피스톤의 초기위치를 0.15 m(파선), 0.25 m(실선), 0.35 m(일점 쇄선)로 변화시킨 경우의 제어결과를 나타낸다. 초기위치를 0.25 m로 설정한 경우에는 피스톤의 이동방향에 관계없이 양호한 결과를 나타내지만, 초기위치를 0.15 m와 0.35 m로 설정한 경우에는 이동방향에 따라서 제어결과가 달라짐을 알 수 있다.

Fig. 15는 4.2.1에서 설계된 비선형 보상기를 이용한 위치제어 실험결과를 나타내며, 목표 스텝을 ± 0.1 m로 설정하고 피스톤의 초기위치를 0.15 m(파선), 0.25 m(실선), 0.35 m(일점 쇄선)로 변화시킨 경우의 제어결과를 나타낸다. 피스톤의 초기위치 및 이동방향이 변화하여도 Fig. 13(b)와 같이 피스톤의 동특성이 변화하지 않고 있다. 그러나 식 (14)에서 알 수 있는 바와 같이 위치제어 오차가 0이 되기 위해서는 마찰력을 정확하게 입력해야 하지만, 마찰력은 피스톤과 실린더 접촉부의 온도에 따라서도 변화하기 때문에 구동 조건에 따른 마찰력을 정확하게 파악하는 것이 용이하지 않다.⁽⁹⁾ 그 결과 식 (14)에 입력한 마찰력과 실제 마찰력의 차에 의하여 위치제어 오차가 발생하였다. 그리고, 고정이득 제어기를 이용한 Fig. 13(b)의 결과와 비교하여 정상상태오차가 증가하는 경우가 있는 것을 알 수 있다. 그 원인을 고찰하면 다음과 같다.

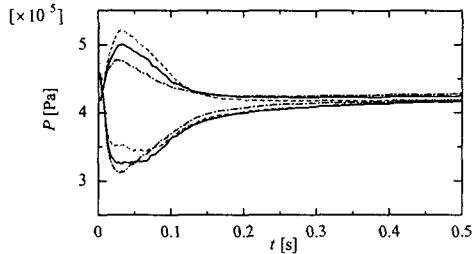


Fig. 16 Pressure response in the cylinder

고정이득 제어기를 이용한 위치제어계의 정상상태오차는 위치제어계의 강성과 정지마찰력을 이용하여 다음 식으로 계산할 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$|x_r - x| = |e_f| = k_{fe} |F_{rr}| \quad (26)$$

$$k_{fe} = (2K_h)^{-1}, \quad K_h = \frac{kAP_0L}{x_0(L-x_0)}$$

식 (26)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

e_f : 정상상태오차 [m], F_{rr} : 실제 정지마찰력 [N]

k_{fe} : 마찰력을 정상상태오차로 환산하는 계수 [m/N]

K_h : 위치제어계의 강성 [N/m]

비선형 보상기를 이용한 위치제어계의 정상상태오차는 식 (14), (15) 및 Fig. 9를 이용하여 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$|x_r - x| = |e_n| = k_{ne} |F_r - F_{rr}| \quad (27)$$

$$k_{ne} = c / (K_p M^2)$$

식 (27)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

e_n : 정상상태오차 [m], F_r : 정지마찰력의 추정치 [N]

k_{ne} : 마찰력을 정상상태오차로 환산하는 계수 [m/N]

식 (26)과 (27)을 이용하여 비선형 보상기를 이용한 정상상태오차가 고정이득 제어기를 이용한 경우보다 커지는 조건을 구해보면 식 (28)로 나타낼 수 있고, 정지마찰력의 변화가 추정치의 12.5% 이상이 되면 비선형 보상기를 이용한 정상상태오차가 더 커짐을 알 수 있다. 또한, 정지마찰력의 변화가 추정치의 12.5% 이하인 경우에도 피스톤이 중립위치에서 실린더 양 끝단으로 이동하면 위치제어계의 강성이 증가하므로 고정이득 제어기를 이용한 정상상태오차는 감소하고, 비선형 보상기를 이용한 정상상태오차는 위치제어계의 강성과는 무관하므로 피스톤의 동작위치에 따라서는 비선형 보상기를 이용한 경우가 더 커지는 경우도 발생할 수 있다.

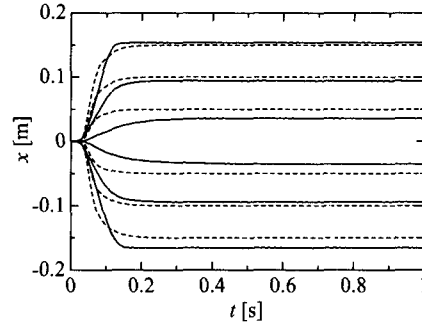


Fig. 17 Position control results with a nonlinear compensator (In case of the change of the step width, initial position of the piston : 0.25 m)

$$\frac{k_{fe}}{k_{ne} + k_{fe}} < \left| \frac{F_r - F_{rr}}{F_r} \right|, \quad \frac{k_{fe}}{k_{ne} + k_{fe}} = 0.125 \quad (28)$$

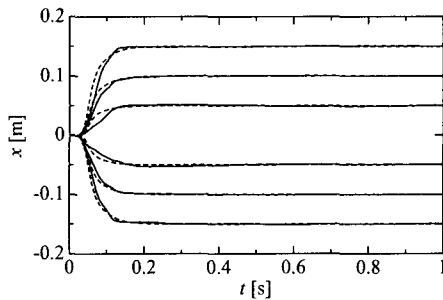
Fig. 16은 Fig. 15의 위치제어를 하면서 실린더 내부 압력변화를 측정한 결과이고, 피스톤의 위치 및 이동방향에 관계없이 압력진동 주기가 일정하게 유지되고 있다.

Fig. 17은 비선형 보상기를 이용하여 피스톤의 초기위치를 0.25 m로 설정하고 목표 스텝을 각각 ± 0.05 m, ± 0.1 m, ± 0.15 m로 변화시킨 경우의 위치제어결과를 나타낸다. 그림에서 실선은 실험 결과이고, 파선은 식 (22)로 표현된 위치제어계의 전달함수를 이용한 시뮬레이션 결과이다. 목표 스텝 및 이동방향이 변화하여도 피스톤의 동특성이 변화하지 않고 있으므로 목표 스텝 및 이동방향에 관계없이 압력진동 주기가 일정하게 유지되고 있음을 알 수 있다.

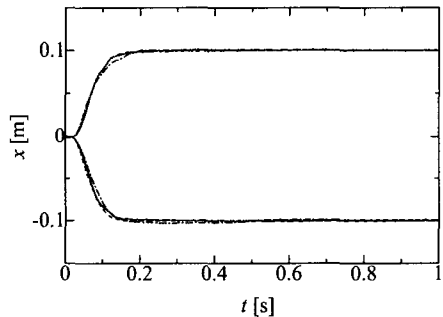
Fig. 18은 비선형 보상기와 4.2.2에서 설계한 외란관측기를 병용하여 수행한 위치제어 실험결과를 나타낸다.

Fig. 18(a)는 피스톤의 초기위치를 0.25 m로 설정하고 목표 스텝을 각각 ± 0.05 m, ± 0.1 m, ± 0.15 m로 변화시킨 경우의 위치제어결과를 나타낸다. 그림에서 실선은 실험결과이고, 파선은 식 (22)로 표현된 위치제어계의 전달함수를 이용한 선형화 시뮬레이션 결과이다. 목표 스텝과 이동방향이 변화하여도 식 (22)로 설정한 동특성을 달

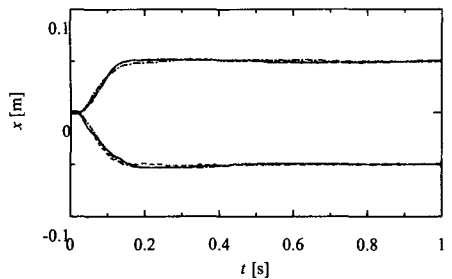
성하고 있다. Fig. 18(b) 및 Fig. 18(c)는 목표 스텝을 각각 ± 0.1 m, ± 0.05 m로 설정하고 피스톤의 초기위치를 0.15 m(파선), 0.25 m(실선), 0.35 m(일점 쇄선)로 변화시킨 경우의 제어결과를 나타내고, 피스톤의 초기위치 및 이동방향에 관계없이 양호한 결과가 얻어졌다.



(a) In case of the change of the step width(initial position of the piston : 0.25 m)



(b) In case of the change of the initial position of the piston(step width : ± 0.1 m)



(c) In case of the change of the initial position of the piston(step width : ± 0.05 m)

Fig. 18 Position Control results with nonlinear compensator including disturbance observer

상기의 결과로부터 비선형 보상기와 외란관측기를 병용한 제어를 이용하면 피스톤의 동작위치, 이동방향 및 목표 스텝의 진폭에 관계없이 비선형 보상기에서 지정한 위치제어 성능이 달성되고 있음을 알 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 공기압 실린더를 이용한 위치제어계를 대상으로 피스톤의 동작위치, 이동방향, 목표 스텝 진폭의 크기 및 마찰력 변화에 의한 제어성능 변화를 억제하기 위하여 비선형 보상기와 외란관측기를 병용한 제어를 설계하였다. 비선형 보상기는 위치제어계의 동특성 향상을 목적으로 위치제어계의 비선형 수학적모델을 이용하여 유도하였고, 상태 피드백 이득을 설정하면 피스톤의 동작위치, 이동방향 및 목표 스텝 진폭의 크기에 관계없이 제어계의 페루프 극점을 고정된 위치로 배치할 수 있다. 외란관측기는 비선형 보상기에서 제거할 수 없는 위치제어 오차를 제거하기 위하여 설계하였고, 비선형 보상기에서 설정한 상태 피드백 이득에 의하여 결정되는 내부모델과 위치제어계의 지연시간 및 안정화 필터를 이용하여 구성하였다.

설계한 위치제어기의 성능은 실험에 의하여 검증하였고, 피스톤의 동작위치, 이동방향 및 목표 스텝의 진폭에 관계없이 비선형 보상기에서 지정한 위치제어 성능이 얻어졌으며, 고정이득을 이용한 위치제어 결과와 비교하여 위치제어 성능이 현저하게 향상되었음을 확인하였다.

참고문헌

- (1) Pu, J., Moore, P. R., Harrison, R. and Weston, R. H., 1993, "A Study of Gain-Scheduling Method for Controlling the Motion of Pneumatic Servos," *6th Bath International Fluid Power Workshop*, pp. 193~209.
- (2) Kadowaki, K., Inohana, K., Ishida, Y. and Notoyama, S., 1998, "Robust Control for Pneumatic Cylinder Using μ -synthesis," *The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 29, No. 1, pp. 1~8.
- (3) 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.
- (4) Lee, S. H. and Jang, C. H., 2000, "Direct Adaptive Control for Trajectory Tracking Control of a Pneumatic Cylinder," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 24, No. 12, pp. 2926~2934.
- (5) Matsukuma, T., Song, J., Ishida, Y. and Notoyama, S., 1999, "PID Control of Pneumatic Cylinders Using Neural Networks," *The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 30, No. 1, pp. 28~33.
- (6) DRAFT INTERNATIONAL STANDARD, ISO/DIS 6358.
- (7) Kagawa, T., 1991, "Air Temperature Change of Pneumatic Cylinder with Meter-out Control and Its Effect on the Velocity," *FLUCOME'91*, pp. 549~554.
- (8) Hanafusa, H., 1982, "Design of Electrohydraulic Servo Control Systems for Articulated Robot Arm Control," *The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 20, No. 7, pp. 429~436.
- (9) Helduser, S. and Muth, A., 1996, "Dynamic Friction Measurement Method Evaluation by Means of Cylinders and Valves," *Third JHPS International Symposium*, pp. 271~276.
- (10) Noritsugu, T., 1993, "Control Characteristics of Pneumatic Cylinder," *The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 24, No. 7, pp. 775~780.