

공기압 구동장치를 이용한 정밀위치제어

Accurate Positioning with a Pneumatic Driving Apparatus

장지성^{1*}

Ji Seong Jang

Received: 21 Aug. 2015, Revised: 07 Oct. 2015, Accepted: 05 Nov. 2015

Key Words : Air Bearing(공기 베어링), Nonlinearity(비선형성), Friction Force(마찰력), Position Control(위치 제어)

Abstract: The accurate position control of pneumatic driving apparatus is considered in this paper. In pneumatically actuated positioning systems, accurate positioning as an electrical servo has been known to be difficult because of the friction force and compressibility of the air. For good control performance of the pneumatic system, an actuator mounted with externally pressurized air bearings is produced to compensate for friction force. For the controller design, the governing equation of the pneumatic driving apparatus is derived. In order to reduce the nonlinear characteristics of the control valve, linearized control input is derived from the relation between the effective area of the valve and the control input. The experimental results are presented to show the results of the improved position control of the pneumatic driving apparatus.

1. 서 론

공기압 액추에이터를 이용한 위치제어 장치는 구동부의 마찰력, 공기를 작동매체로 이용할 때의 비선형성 등으로 인하여 정밀한 제어성능을 얻기 힘든 것으로 알려져 있다^{1,2)}. 그러므로, 현재까지 보고된 공기압 액추에이터의 위치제어 관련 문헌에서는 공기의 압축성에 기인하는 비선형성과 마찰력의 영향을 보상하기 위한 다양한 방법을 제시하고 있다³⁻⁵⁾. 특히, 공기압 액추에이터는 구동력과 비교하여 상대적으로 큰 마찰력 때문에 목표치 부근에 도달하였을 때, 그리고, 저속구동 시에는 스틱-슬립(stick-slip)이 발생하여 정밀한 제어가 곤란하게 된다^{6,7)}.

이러한 사실에 착안하여 본 연구에서는 마찰력이 위치제어 성능에 미치는 영향을 감소시키기 위한 액

추에이터를 제작하였다. 제어기로는 공기의 압축성에 기인하는 비선형성과 제어밸브의 비선형성을 보상하기 위하여 구동장치의 모델에 기반한 2중 구조 제어를 구성하였다. 또한, 공기압 구동장치의 위치제어 성능을 고찰하기 위하여 목표스텝의 진폭과 방향을 변화시키면서 위치제어 실험을 수행하였고, 실험결과를 통하여 본 연구에서 제작한 공기압 구동장치의 위치제어 성능을 확인하였다.

2. 구동장치의 구성

Fig. 1에 본 연구에서 사용한 구동장치의 구성을 나타낸다. Fig. 1에서 (a)는 위치제어용 밸브를 장착한 액추에이터의 사진, (b)와 (c)는 액추에이터의 구조를 나타낸다.

제작한 액추에이터는 일반적인 실린더에 장착되는 피스톤 실을 제거하고, 외부가압식 공기 베어링⁸⁾을 채택함으로써 피스톤이 액추에이터 본체로부터 부상하도록 하여 비접촉 상태로 구동되는 구조로 되어 있다. Fig. 1의 (b), (c)에 나타난 바와 같이 액추에이터 중앙부에서 P_b 를 공급하면 공기가 피스톤 상하 좌우측면에 제작된 공기 베어링용 홈(Pocket)을 통한

* Corresponding author: jangjs@pknu.ac.kr

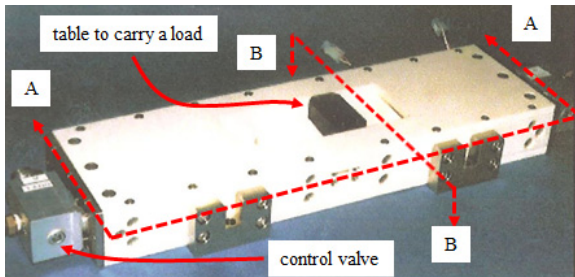
1 Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University, Busan 48547, Korea

Copyright © 2015, KSFC

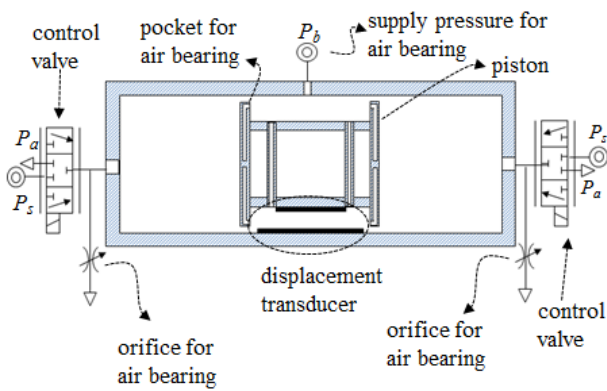
This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

후 피스톤 좌·우측 실린더실로 흘러들어간다. 흘러 들어간 공기는 액추에이터 좌우에 설치된 공기 베어링 배기용 오리피스를 통하여 흘러나가게 된다. 이때 공기 베어링용 흡 내부 공기 압력이 흡 주위의 액추에이터 본체 벽면의 압력 보다 고압으로 유지되므로 피스톤이 액추에이터 본체로부터 부상하게 된다. 이러한 공기 베어링의 작용에 의하여 피스톤은 액추에이터 벽면과 비접촉 상태로 작동하므로 마찰력의 영향을 받지 않게 되어 고정도의 위치제어가 가능하게 된다. 액추에이터의 스트로크는 0.12 [m]이다.

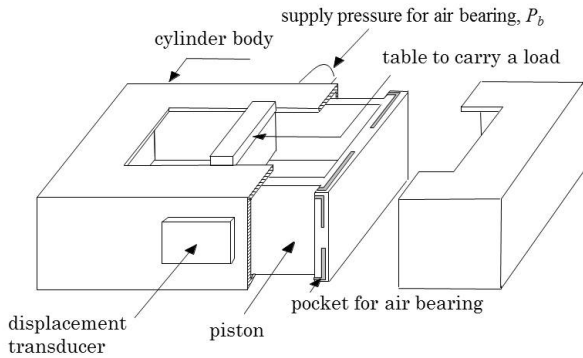
변위계측용 센서로는 리니어인코더(Mitsutoyo, ST 211)를 이용하였고, 분해능은 0.01 [μm]이다.



(a) Photograph of the driving apparatus



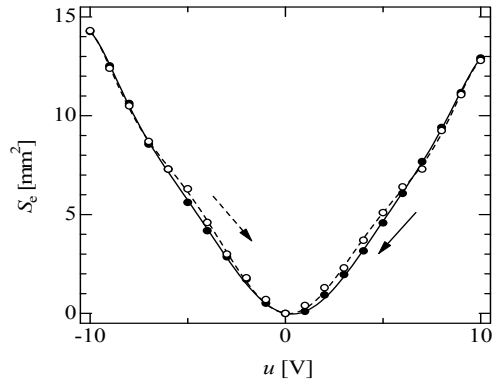
(b) A-A Sectional drawing



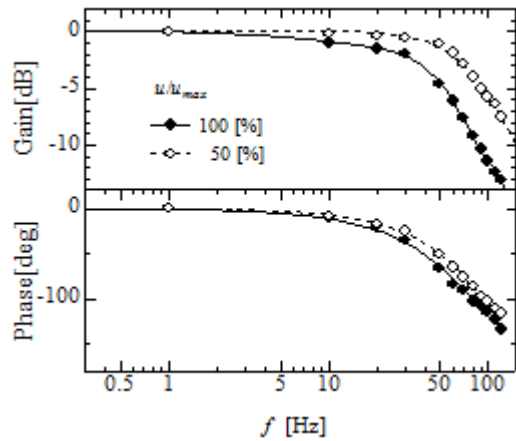
(c) B-B Sectional drawing

Fig. 1 Configuration of the driving apparatus

위치제어용 밸브로는 3포트형 유량제어밸브 (Kolvenbach, EWS3/6)를 이용하였고, 밸브와 액추에이터를 연결하는 배관이 위치제어성능에 미치는 영향을 피하기 위하여 액추에이터 양측면에 밸브를 직접 연결하였다. Fig. 2는 제어밸브의 특성을 나타낸다. Fig. 2(a)는 제어밸브 입력 u 와 유효단면적 S_e 의 관계를 계측한 결과이고, Fig. 2(b)는 주파수응답 특성을 나타낸다.



(a) Effective area



(b) Frequency response

Fig. 2 Characteristics of the control valve

3. 제어기 설계

Fig. 1(b)에서 공기 베어링 공급압력 P_b 로부터 액추에이터로 공급되는 공기가 전부 공기 베어링 배기용 오리피스를 통하여 대기로 방출된다고 가정하면 피스톤이 한쪽방향으로 구동될 때의 개략도를 Fig. 3과 같이 나타낼 수 있다.

Fig. 3에서 G 는 질량유량, L 은 스트로크, M 은 피스톤 질량, P 는 압력, T 는 온도, V 는 체적, x 는 피스톤 변위, 아래첨자 1과 s 는 공급측, 2는 배기측, a 는 대기상태를 각각 나타낸다.

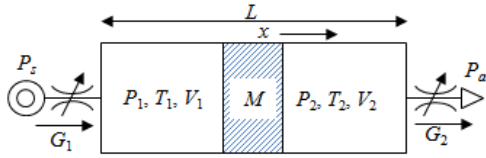


Fig. 3 Schematic diagram of the driving apparatus

액추에이터 좌우에 설치된 제어밸브의 특성이 같고 대칭으로 작동한다고 가정하면 유량특성을 식 (1), (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$G_1 = k_q u = -G_2 \quad (1)$$

$$k_q = \frac{\partial G}{\partial u} \quad (2)$$

식 (2)에서 k_q 는 제어밸브의 입력·질량유량 이득을 나타낸다.

P_b 로부터 액추에이터로 공급되는 일정한 온도의 공기가 항상 피스톤 좌우실로 흘러들어가기므로 피스톤 좌우실 내부 공기 온도가 대기온도로 일정하다고 가정한다. 또한, 공기 베어링의 작동에 의하여 마찰력을 무시할 수 있다고 가정하면 액추에이터 내부 압력변화와 피스톤의 운동방정식을 식 (3)~(5)와 같이 기술할 수 있다.

$$\frac{dP_1}{dt} = k_q u \frac{RT_a}{Ax} - \frac{P_1}{x} v \quad (3)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = -k_q u \frac{RT_a}{A(L-x)} + \frac{P_2}{(L-x)} v \quad (4)$$

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = A(P_1 - P_2) \quad (5)$$

식 (3)~(5)에서, R 은 기체상수, T_a 는 대기온도, v 는 피스톤 이동속도를 나타낸다.

구동장치의 평형상태를 $P_1 = P_2 = P_0$, $x = x_0$, $v_0 = 0$ 로 두면 식 (3)~(5)를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x \\ v \\ P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{A}{M} & -\frac{A}{M} \\ 0 & -\frac{P_0}{x_0} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{P_0}{L-x_0} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ v \\ P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_q RT_a}{Ax_0} \\ \frac{k_q RT_a}{A(L-x_0)} \end{bmatrix} u \quad (6)$$

$$x = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \begin{bmatrix} x \\ v \\ P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

식 (6), (7)로부터 위치제어계의 전달함수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{x(s)}{u(s)} = \frac{k_n \omega_n^2}{s(s^2 + \omega_n^2)} = F(s) \quad (8)$$

$$k_n = \frac{k_q RT_a}{AP_0} \quad (9)$$

$$\omega_n^2 = \frac{AP_0 L}{Mx_0(L-x_0)} \quad (10)$$

위치제어계의 제어정밀도와 응답속도를 향상시키기 위해서는 루프이득을 가능한 큰 값으로 설정해야 한다.

그러나, 식 (8)에서 전달함수 $F(s)$ 를 살펴보면 분모의 s 2차항의 계수가 0임을 알 수다. 이러한 위치제어계에서는 루프이득을 조금만 증가시켜도 피스톤이 지속적으로 진동하게 되므로, 위치제어계의 감쇄특성과 제어성능 향상을 위해서는 가속도신호를 피드백하는 제어를 설계해야 한다⁹⁾.

위치, 속도 및 가속도 신호를 이용하는 제어계를 Fig. 4에 나타낸다. Fig. 4에서 K_p , K_v , K_a 는 각각 위치, 속도 및 가속도 이득을 나타낸다.

Fig. 4에 나타낸 제어계의 폐루프 전달함수는 식 (11)로 나타낼 수 있다.

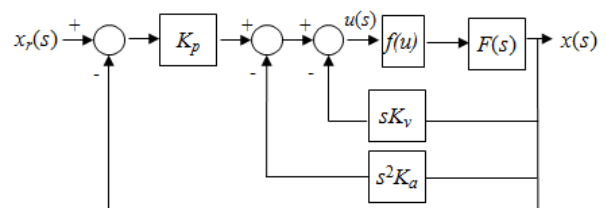


Fig. 4 Block diagram of the position control system with a position, velocity and acceleration of the piston

$$\frac{x(s)}{x_r(s)} = \frac{k_n \omega_n^2 K_p}{s^3 + k_n \omega_n^2 K_a s^2 + (\omega_n^2 + k_n \omega_n^2 K_v) s + k_n \omega_n^2 K_p} = H(s) \quad (11)$$

공기 베어링의 작용에 의한 감쇄특성 저하를 보상할 수 있는 제어기를 설계하고자 한다면 식 (11)에 나타난 제어계의 이득여유와 위상여유가 충분히 커지도록 제어기 이득을 결정해야 한다. 이득여유를 26 [dB], 위상여유를 81 [deg]로 하면 K_p 를 적절히 선정하였을 때 속도 및 가속도 이득을 다음과 같이 결정할 수 있다¹⁰⁾.

$$K_v = \{5 \cdot \sqrt[3]{(k_n \omega_n^2 K_p)^2} - \omega_n^2\} / (k_n \omega_n^2) \quad (12)$$

$$K_a = \{4 \cdot \sqrt[3]{(k_n \omega_n^2 K_p)}\} / (k_n \omega_n^2) \quad (13)$$

Fig. 4에서 $f(u)$ 는 제어밸브의 증립점 근방 특성을 포함한 제어밸브 입력과 유효단면적의 관계를 선형화하기 위한 함수이고, Fig. 2(a)를 이용하여 다음과 같이 도출할 수 있다. 우선 제어밸브 보조입력 $f(u)$ 와 S_e 의 관계가 0 V를 기준으로 좌우로 일정한 기울기를 갖도록 식 (14)와 같이 설정한다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial S_e}{\partial f(u)} &= 1.3 \text{ mm}^2/\text{V}, u \geq 0 \\ \frac{\partial S_e}{\partial f(u)} &= -1.3 \text{ mm}^2/\text{V}, u < 0 \end{aligned} \quad (14)$$

식 (15)는 제어입력 u 를 인가하였을 때 u 와 S_e 가 식 (14)에서 설정한 선형성을 유지할 수 있도록 하기 위한 u 와 $f(u)$ 의 관계를 나타낸다. 식 (15)를 이용함으로써 제어밸브는 u 가 0 V일때 S_e 가 0이고, u 가 ± 10 V일 때 S_e 가 13mm^2 인 밸브로 동작하게 된다.

$$\begin{aligned} f(u) &= 0.06408 + 3.02974u - 0.92668u^2 + 0.18463u^3 \\ &\quad - 0.01729u^4 + 0.000606u^5, u \geq 0 \\ f(u) &= 0.01313 + 1.87095u + 0.35396u^2 + 0.06559u^3 \\ &\quad + 0.00609u^4 + 0.000213u^5, u < 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Fig. 4에 나타난 제어기를 이용하면 평형점 부근에서는 원하는 제어성능을 얻을 수 있지만 액추에이터 내부 압력과 피스톤 위치 변화 및 Fig. 2(a)에 나타난 제어밸브의 히스테리시스 등에 의하여 설계한 제어성능을 달성할 수 없는 경우가 발생한다. 이러한 비

선형 특성을 보상하기 위하여 Fig. 5에 나타난 외란 보상기를 설계한다.

Fig. 5에서 $H_n^{-1}(s)$ 는 구동장치의 평형상태와 식 (12), (13)에 의하여 설계한 제어기를 이용하여 도출한 식 (11)의 공칭모델을 나타낸다. $J(s)$ 는 안정화필터, $d(s)$ 는 제어밸브의 히스테리시스를 포함한 위치제어계의 모델변화를 나타낸다.

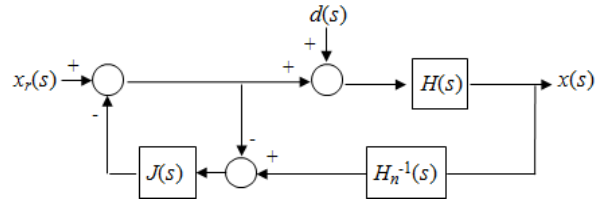


Fig. 5 Position control system with a disturbance observer

외란보상기를 이용한 위치제어계의 전달함수는 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다¹¹⁾. 식 (16)에서 저주파수 영역에서는 안정화필터의 작용에 의하여 위치제어계의 모델변화가 제어계에 미치는 영향을 억제할 수 있음을 알 수 있다.

$$x(s) = H_n(s) \{x_r(s) + [1 - J(s)]d(s)\} \quad (16)$$

제어계의 감도함수는 식 (16)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$S(s) = \frac{x(s)}{d(s)} = 1 - J(s) \quad (17)$$

안정화필터는 피스톤의 위치를 예측할 수 있으므로 3중근을 가지는 최소 차원 관측기로 구성하였고 저주파수 영역의 감도함수 이득이 공칭모델의 감도함수 이득보다 작아지도록 설계하였다.

Table 1과 2는 제어기 설계에 이용한 구동장치의 물리파라미터와 설계한 제어기 파라미터를 나타낸다.

Table 1 Physical parameters of the driving system

A	0.004 m^2	P_b	$2.0 \times 10^5 \text{ Pa}$
k_q	$5.04 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{V})$	P_s	$1.6 \times 10^5 \text{ Pa}$
L	0.12 m	R	$287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
M	0.7 kg	T_a	293 K
P_0	$1.328 \times 10^5 \text{ Pa}$	x_0	0.06 m

Table 2 Designed parameters of the position controller

K_p	1000 V/m	K_a	0.2505 V/(m/s ²)
K_v	27.03 V/(m/s)	$J(s)$	$90^3/(s+90)^3$

Fig. 6은 공칭모델의 감도함수와 설계한 안정화필터의 감도함수를 나타낸다.

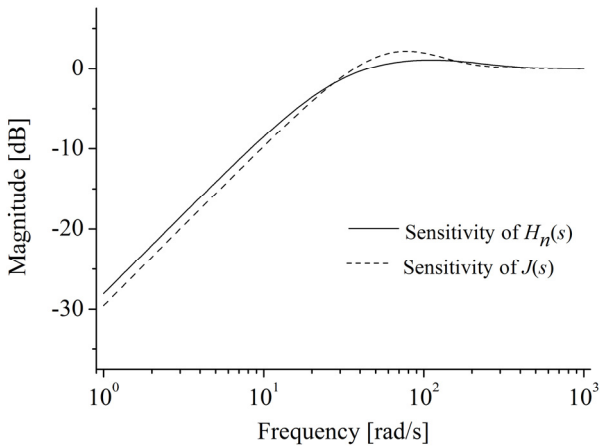


Fig. 6 Sensitivity characteristics

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 7은 액추에이터의 마찰력이 제어결과에 미치는 영향을 살펴보기 위한 속도제어 실험결과이고, 0.1~0.01 mm/s의 저속도 목표치에도 스틱-슬립(stick-slip)이 발생하지 않고 목표치를 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 이 결과로부터 실험에 사용한 액추에이터의 마찰력이 구동력과 비교하여 현저히 작음을 알 수 있다.

Fig. 8은 목표시스템의 진폭을 500 μm로 설정한 실험 결과이고, 점선은 목표위치, 실선은 피스톤의 위치를 나타낸다. Fig. 8에서 위의 그림은 피스톤 전체의 움직임을 나타내고, 아래의 그림은 목표위치 부근을 확대한 결과를 나타낸다. 확대도로부터 위치제어 오차가 ±0.04 μm 정도이고, 마찰력의 저감에 의하여 공기압구동장치를 이용한 정밀위치제어가 가능함을 알 수 있다.

Fig. 9는 목표시스템의 진폭을 500 μm로 설정하여 피스톤을 전후 방향으로 반복하여 이동시킨 실험 결과이고, 점선은 목표위치, 실선은 피스톤의 위치를 나타낸다. 이 결과로부터 이동방향에 관계없이 피스톤이 목표위치를 잘 추종하고 있음을 알 수 있다.

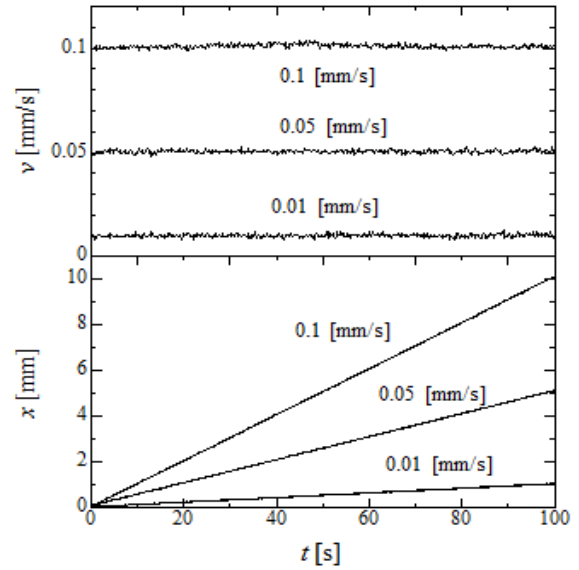


Fig. 7 Velocity control results

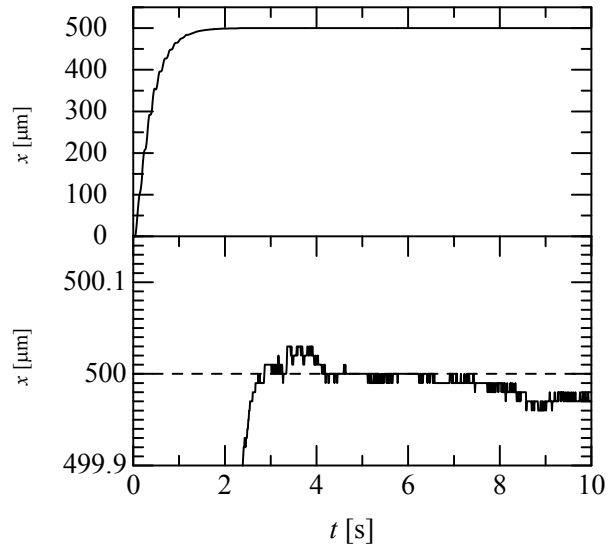


Fig. 8 Position control results(reference: 0.5 mm)

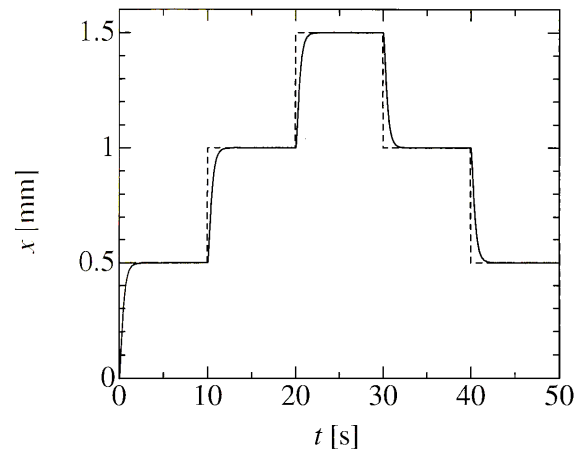


Fig. 9 Multi position control results(step width: 0.5 mm)

Fig. 10, 11은 액추에이터의 위치제어 분해능을 확인하기 위하여 목표스텝의 진폭을 1 μm 로 설정한 실험결과를 나타낸다.

Fig. 10에서 위의 그림은 구동피스톤 전체의 움직임을 나타내고, 아래의 그림은 목표위치 부근에서의 확대도를 나타낸다. 확대도로부터 위치제어의 오차가 $\pm 0.04 \mu\text{m}$ 정도임을 알 수 있다.

Fig. 11에서는 목표스텝의 진폭을 1 μm 로 설정하여 연속적으로 목표위치를 변경한 결과이고, 목표스텝의 진폭을 1 μm 로 설정하여도 피스톤의 이동방향에 관계없이 목표치를 잘 추종하고 있음을 알 수 있다.

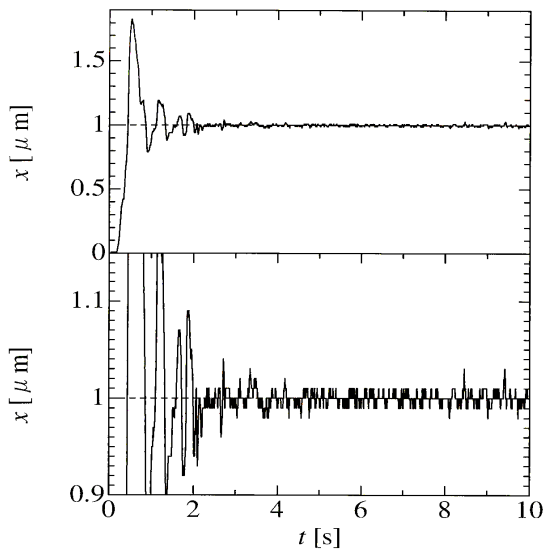


Fig. 10 Position control results(reference: 1.0 μm)

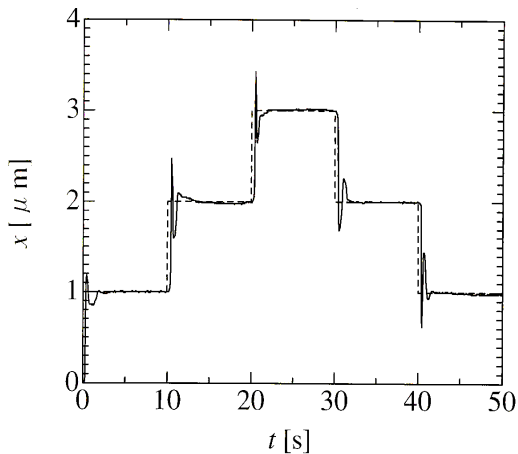


Fig. 11 Multi position control results(step width: 1.0 μm)

5. 결 론

본 연구에서는 공기압 구동장치의 위치제어성능을

저해하는 중요한 요인 중 하나인 마찰력의 영향을 억제하기 위하여 외부 가압식의 공기 베어링을 이용한 액추에이터 및 공기압 제어밸브를 이용한 위치제어장치를 개발하였다.

개발한 위치제어 장치를 대상으로 제어밸브의 히스테리시스, 중립점 근방에서의 유량특성 변화, 액추에이터 내부의 압력변화 등 마찰력 이외의 비선형특성을 보상하기위한 외란보상기와 감쇄특성을 향상시키기 위한 가속도피드백 보상기를 설계하여 위치제어 실험을 수행하였다.

실험결과 0.1~0.01 mm/s의 저속도 목표치에 대해서 스틱-슬립(stick-slip) 없이 목표치를 잘 추종하였고, 목표스텝의 진폭을 500 μm , 1 μm 로 설정한 경우에도 $\pm 0.04 \mu\text{m}$ 이내의 위치제어 오차가 확인되었다.

후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2015년)에 의하여 연구되었음.

References

- 1) H. Ali, S. Noor and S. M. Bashi, "A review of pneumatic actuators(modeling and control)," Australian Journal of Basic and Applied Sciences, Vol. 3, No.2, pp. 440~454, 2009.
- 2) J. Wang, D. J. D. Wang, P. R. Moore and J. Pu, "Modelling study, analysis and robust servocontrol of pneumatic cylinder actuator systems," IEEE Proceedings-Control Theory and Applications, Vol. 148, Issue 1, pp. 35~42, 2001.
- 3) T. Kato, K. Kawashima, K. Sawamoto and T. Kagawa, "Active control of a pneumatic table using model following control and a pressure differentiator," Precision Engineering, Vol. 31, pp. 269~275, 2007.
- 4) M. Smaoui, X. Brun and D. Thomaset, "A study on tracking position control of an electropneumatic system using backstepping design," Control Engineering Practice, Vol. 14, Issue 8, pp. 923~933, 2006.
- 5) Z. Rao, B. A. Chelmsford and G. M. Bone, "Nonlinear modelling and control of servo pneumatic actuators," Control Systems Technology, Vol. 16, Issue 2, pp. 562~569, 2008.

- 6) G. Carducci, N. I. Giannoccaro, A. Messina and G. Rollo, "Identification of viscous friction coefficients for a pneumatic system model using optimization methods," *Mathematics and Computers in Simulation*, Vol. 71, Issues 4-6, pp. 385~394, 2006.
- 7) D. T. Kim and J. G. Jang, "Position Control of a Pneumatic Cylinder Considering Friction Compensation," *Journal of Drive and Control*, Vol. 10, No. 1, pp. 1~6, 2013.
- 8) P. L. Holster and J. A. H. Jacobs, "Theoretical analysis and experimental verification on the static properties of externally pressurized air-bearing pads with load compensation", *Tribology International*, Vol. 20, Issue 5, pp. 276~289, 1987.
- 9) J. S. Jang, "Position Control of a Pneumatic Cylinder with a Nonlinear Compensator and a Disturbance Observer," *Transactions of the KSME*, Vol. 26, No. 7, pp. 748~752, 2002.
- 10) H. Hanafusa, "Design of electrohydraulic servo control system for articulated robot arm control," *The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 20, No. 7, pp. 429~436, 1982.
- 11) T. Noritsugu and M. Takaiwa, "Robust control of a pneumatic servo system using disturbance observer," *Trans. of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol 29, No. 1, pp. 86~93, 1993.