

# 공기압 위치 제어 시스템의 성능 향상에 관한 연구

## High Performance Position Control of a Pneumatic System

장 지 성

J. S. Jang

**Key Words** : Pneumatic positioning control system (공기압 위치 제어 장치), Nonlinear characteristics (비선형 특성), Control valve (제어 밸브), Pneumatic actuator (공기압 액츄에이터)

**Abstract** : Positioning performance with a normal pneumatic positioning system, is mainly affected by friction force on the actuator and nonlinear characteristics of the control valve. We proposed a positioning system which is composed of a pneumatic actuator and high speed control valve. for accurate and speedy positioning. Driving piston on the actuator is mounted with externally pressurized air bearings to clear the friction force. This paper studies a method in order that improves positioning ability of the pneumatic positioning system considering the nonlinear characteristics of the control valve and the actuator.

### 1. 서 론

공기압 액츄에이터를 이용하여 위치 제어를 수행하는 경우에는, 2위치 전자 밸브를 사용한 단순한 왕복 구동 방식에 의해서 제어되어져 왔지만, 공기압 제어 밸브의 성능 향상과 제어용 컴퓨터의 가격 하락에 의해서, 디지털 제어를 사용한 서보 시스템의 제안 및 해석에 관한 연구가 활발하게 수행되어 지고 있다<sup>1)</sup>. 하지만, 공기압 액츄에이터(actuator)를 사용해서 임의의 위치에 위치 제어를 수행하는 경우, 공기의 압축성 및 액츄에이터의 실(seal) 부분의 마찰력의 영향에 의해서, 고정밀도의 결과를 얻기는 어렵다<sup>2)</sup>.

이러한 배경에 의해서, 공기압 액츄에이터의 실 대신에, 공기압 베어링 기구(externally pressurized air bearing)를 사용하여, 마찰력의 영향을 억제할 수 있는 공기압 액츄에이터를 제작하고, 제작한 액츄에이터와 고속 제어 밸브에 의해서 구성되어 지는 위치 제어 시스템을 제안하여, 지금까지의 공기압 위치 제어 시스템과 비교해서, 위치제어의 정밀도가 향상 되어졌다는 것을 발표했다<sup>3)</sup>. 그러나, 마찰력 이외에도 위치 제어 성능에 영향을 끼칠 수 있

는 요소로써, 제어 밸브의 비선형성 및 위치 센서의 분해능(resolution)이 있다. 또한, 제안한 액츄에이터를 사용하는 경우에는, 공기압 베어링 기구로부 터, 액츄에이터 양쪽의 챔버로 흘러들어가는 공기가, 위치 제어 성능을 저하시킨다는 것을 확인했다.

본 연구에서는 앞에서 설명한 위치 제어 시스템을 이용해서, 제어 밸브의 비선형성 및 액츄에이터의 베어링 기구가 위치 제어 성능에 미치는 영향을 실험에 의해서 확인하고, 그러한 요소의 영향을 억제하여, 위치 제어 성능을 향상 시키기 위한 방법을 고찰한다.

### 2. 실험 장치

#### 2.1 액츄에이터의 구조

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 액츄에이터의 구조를 나타낸다. (a)는 액츄에이터의 실물의 사진, (b)(c)(d)는 (a)의 액츄에이터를 화살표 방향으로 절단한 단면도이다. 구동 부하(driving load)를 적재하여 위치 제어를 수행하는 구동 피스톤(driving piston)은 상하의 뚜껑이 없는 상자의 형태로 되어 있고, 위에서 보면  $\Pi$ 로 보인다. 구동 피스톤(driving piston)은 윗면의 일부가 없는 상자 모양의 본체(main body)에 삽입되어져 있다. 피스톤과 본체의 사이에는 Fig. 1의 (b)에 표시되어 있는  $V_1$ ,

접수일 : 1998년 9월 30일

장지성 : Kyocera Co. FC 개발부

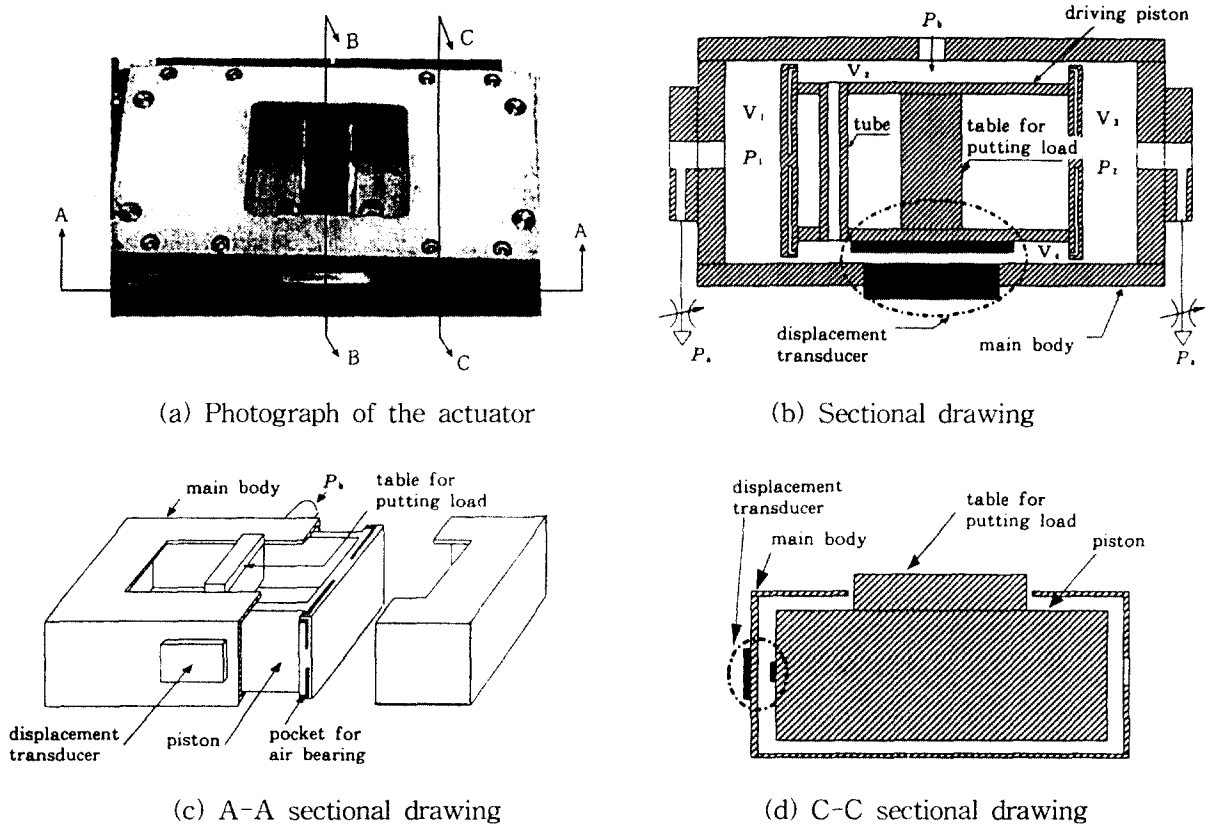


Fig. 1 Structure of the actuator

$V_2, V_3, V_4$ 의 4개의 공간이 설치되어져 있고,  $V_2$ 와  $V_4$ 는 공기압 베어링기구,  $V_1$ 과  $V_3$ 는 피스톤의 구동에 사용되어 진다.  $V_2$ 와  $V_4$ 는 튜브(tube)로 연결되어 있고, 두 공간 사이를 공기가 자유롭게 왕래한다. 구동 피스톤의 표면에는 Fig. 1의 (b), (c)에 나타내어져 있는 공기압 베어링 기구용의 포켓(pocket)이 설치되어져 있다.

본체의 중앙부로부터, 베어링 기구용 공기압( $P_b$ )을 공급하면, 주위보다 고압의 공기가  $V_2$ 와  $V_4$ 로부터 피스톤에 설치되어져 있는 포켓을 거쳐서 압력이 낮은  $V_1$ 과  $V_3$ 로 흘러 들어가면서 본체 내부의 벽면을 미는 힘이 발생한다. 이러한 베어링 기구의 작용에 의해서, 피스톤이 본체 내부의 벽면으로부터 부상하고, 부상되어진 피스톤을  $V_1$ 과  $V_3$ 의 차압(pressure difference)에 의하여 구동함으로써, 피스톤과 본체가 비접촉 구동을 하게되어, 마찰력의 영향을 받지않게 됨으로써, 고정밀도의 위치제어가 가능하게 된다.

구동 피스톤의 위치는 Fig. 1의 (b)에 나타내어져 있는 비접촉식의 디지털 카운터를 사용했고, Table 1은 본 연구에서 사용한 액츄에이터의 수치이다.

Table 1 Dimensions of the actuator

Length	200 [mm]
Width	100 [mm]
Height	50 [mm]
Stroke	50 [mm]
Pressurized	$2.7 \times 10^5$ [ $\text{mm}^2$ ]
Load	0.48 [kg]

## 2.2 위치 제어 시스템의 구성

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 위치제어 시스템을 나타낸다. 배관(pneumatic conduit)이 제어성능에 미치는 영향을 줄이기 위하여, 3위치형 제어 밸브(korvenbah Co. EWS3/6)와 분해능(resolution) 0.3[kPa]의 반도체식 압력 센서(toyota Co. SD200)를 본체의 양측에 직접 연결했다. 실험에 사용한 제어 밸브는, 50%의 스트로크(stroke)의 경우 80[Hz], 100%의 스트로크의 경우 60[Hz] 까지 추종하는 고속 구동형 제어 밸브이다. 제어 밸브의 주파수 특성을 Fig. 3에 나타낸다. Fig. 3에서  $U_{in}$ 은 제어 밸

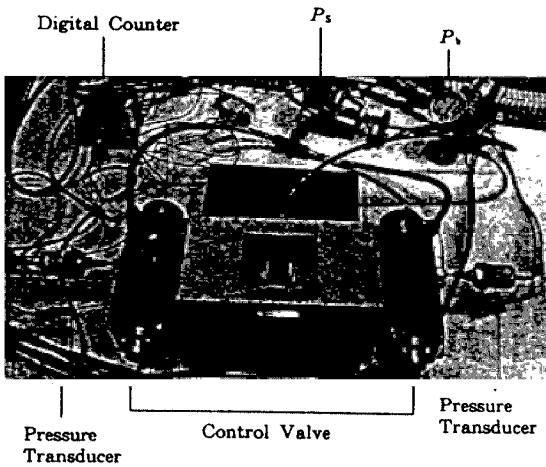


Fig. 2 Configuration of the positioning system

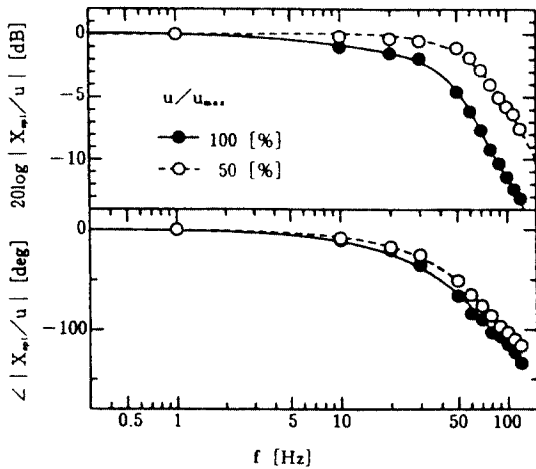


Fig. 3 Frequency response of the control valve

브로의 입력,  $U_{out}$ 은 제어 밸브의 스푼(spool)의 위치를 나타낸다. 제어 밸브의 최대 유효 단면적 (effective area)은  $14[\text{mm}^2]$ 이다. Fig. 2에서  $P_s$ 는 피스톤을 구동하기 위한 공급압을 나타낸다.

2.3 강성(stiffness)

Table 2는  $P_b$ 를  $160[\text{kPa}]$ ,  $P_s$ 를  $155[\text{kPa}]$ ,  $P_0$ 를  $135[\text{kPa}]$ 로 설정한 경우의 피스톤의 강성을 나타낸다.  $P_0$ 는 Fig. 1(c)의  $V_1$ 과  $V_3$ 의 평형압을 나타낸다.

Table 2 Stiffness of the driving piston

Direction	Stiffness $[\text{N}/\mu\text{m}]$
up-down direction	11.8
left-right direction	2.0
front-behind direction	6.9

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 제어 밸브의 비선형 특성

Fig. 4는 제어 밸브의 비선형 특성을 나타낸다. Fig. 4(a)는 제어밸브로의 입력과 유효단면적과의 관계를 나타내고 Fig. 4(b)는 히스테리시스 특성을 나타낸다.

제어밸브는 Fig. 4(a)의 ①과 같이 입력에 대해서 유효단면적이 비선형적으로 변화하고 있고, 특히  $0[\text{V}]$  근방에서는 상류압(upstream pressure)과 하류압(downstream pressure)의 비(ratio)가 0.5 이상이 되어도 공기의 유속이 음속에 도달하지 않는 현상이 발생하므로, 밸브를 통과하는 공기의 유량이 비선형적으로 변화한다. 이러한 비선형성을 보상하기 위하여, 입력  $u$ 에 대해서 선형화입력  $u'$ 를 도입하고, 결과적으로는 제어밸브가 ②의 입출력 특성을 가지도록 했다. 또한 스푼(spool)에는 ③에서 알 수 있는 것처럼, 약 3%정도의 히스테리시스가 보이고, 디더(dither,  $250[\text{Hz}] \pm 0.3[\text{V}]$ )를 사용하여 히스테리시스 특성을 1%이하로 감소시킨 결과를 ④에 나타낸다.

위치제어계는  $\text{PDD}^2$ 의 제어기를 사용하여<sup>4)</sup> Fig. 5와 같은 폐루프계를 구성했다.

Fig. 4의 특성을 조합해서 블록 선도중의 제어밸브의 특성을 변화시켜 위치제어를 수행한 결과를 Fig. 6에 나타낸다. 모든 결과에 있어서, 제어계의 위상여유가  $50^\circ$ , 게인 여유가  $14[\text{dB}]$ 이 되도록 제어게인을 조정하여, 비례 게인  $K_p$ , 속도 피드백 게인  $K_v$ , 가속도 피드백 게인  $K_a$ 를 각각  $3000[\text{V}/\text{m}]$ ,  $24.3 [\text{V}/\text{m}/\text{s}]$ ,  $0.105[\text{V}/\text{m}/\text{s}^2]$ 로 설정했다.

우선, 제어밸브의 입출력 특성을 선형화한 경우와 선형화하지 않은 경우를 Fig. 6(a)의 결과를 이용해서 비교해 보면, 제어밸브를 선형화한 경우의 응답이 제어계의 선형모델에 더욱 가깝지만, 목표위치까지의 정정시간(settling time) 및 목표위치 부근에서의 위치제어의 오차에는 차이가 거의 없다. 제어밸브의 히스테리시스 특성의 영향을 Fig. 6(b)의 결과에서 고찰해 보면, 어느 쪽의 경우에도 전체적인 응답에는 차이가 보이지 않지만, 디더를 사용하여 히스테리시스를 감소시킨 경우에 목표위치 부근의 오차가 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 6(d)는 모든 경우의 오차를 정리한 결과이다.

3.2 공기압 베어링 기구가 위치 제어 성능에 미치는 영향

본 연구에서 사용한 액츄에이터의 양 압력실( $V_1$ ,

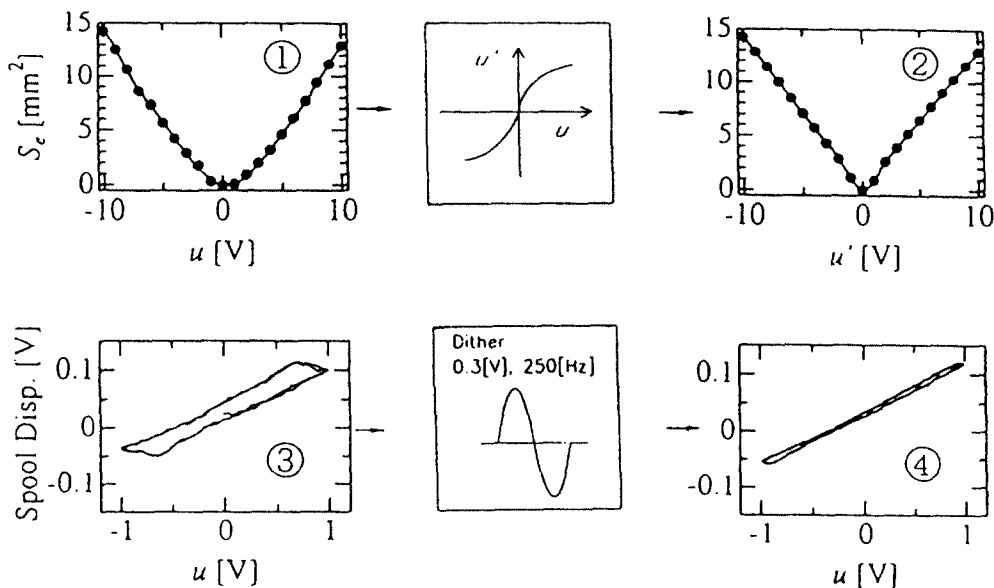


Fig. 4 Nonlinear characteristics of the servo valve

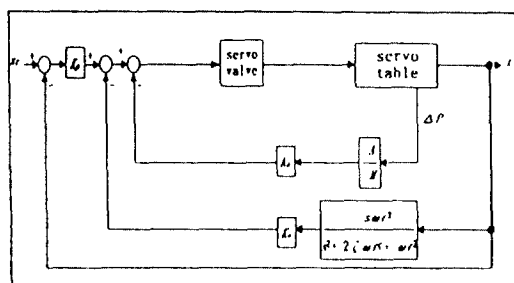


Fig. 5 Block diagram of the positioning system with PDD<sup>2</sup>

V<sub>3</sub>)에는 구동용 압력원(P<sub>s</sub>)으로부터의 공기뿐만 아니라 공기압 베어링용 압력원(P<sub>b</sub>)에서의 공기도 흘러들어가는 구조로 되어 있다.

위치제어를 실행하는 때에는, 양 압력실에 가변 오리피스를 설치해서 공기압 베어링용 압력원(P<sub>b</sub>)으로부터 양 압력실에 흘러들어가는 베어링용 유량을 피스톤실의 밖으로 방출하는 구조로 되어있기 때문에 평형상태에서는 베어링용 유량의 영향이 없다고 생각되어진다. 하지만 피스톤의 위치가 중립위치가 아닌 경우 및 양 피스톤실의 압력의 평행상태가 무너지는 경우에는 위치제어의 성능에 영향을 끼칠 가능성이 있다.

Fig. 7은 액추에이터에 사용된 베어링 기구의 유

량 특성(Q<sub>b</sub>) 및 가변 오리피스의 유량 특성(Q<sub>orifice</sub>)을 나타낸다. 그 중에서 Fig. 7(a)는 피스톤의 위치를 11[mm]에 고정된 경우, (b)는 25[mm], (c)는 40[mm]에 고정된 경우의 유량 특성이다. 피스톤의 위치가 중립위치로부터 P<sub>2</sub>쪽으로 접근할수록 Q<sub>b</sub>가 감소하고 있다. Fig. 7은 Fig. 1(c)의 피스톤실의 P<sub>2</sub>쪽으로 흘러들어가는 베어링 유량을 나타내고 있고, P<sub>1</sub>쪽은 P<sub>2</sub>쪽과 반대방향으로 유량특성이 변화한다. 피스톤이 중립위치에 있을때는 P<sub>0</sub>의 초기압력에서, Q<sub>b</sub>와 Q<sub>orifice</sub>가 교차하는 위치에서 유량의 균형이 잡혀있다. 하지만 그림으로부터 알 수 있는 것처럼 Q<sub>orifice</sub>의 유량특성은 피스톤의 위치에 따라서 변화하지 않는 것에 대해서 Q<sub>b</sub>는 피스톤의 위치에 따라서 변화한다. 예를 들면 P<sub>0</sub>의 평형 압력에서 피스톤을 (b)로부터 (a)의 위치로 움직이면 P<sub>2</sub>쪽은 베어링 기구로부터의 유입유량보다 오리피스의 유출유량이 많아진다. 그때의 언밸런스 유량은 약 6.7 × 10<sup>-6</sup>[m<sup>3</sup>/s]이고 유효단면적으로 환산하면 0.031[mm<sup>2</sup>]이다. 이 언밸런스 유량은 제어밸브를 사용해서 보상해야하기 때문에, 제어밸브의 히스테리시스 특성을 생각하면 정상상태의 언밸런스 유량을 정확하게 보상하는 것은 용이하지 않다.

피스톤의 초기위치를 변경시켜서 과도상태가 다른 경우의 위치제어 특성을 조사한 결과를 Fig. 8에 나타낸다. Fig. 8은 초기위치가 25[mm]의 경우에 정상편차가 없도록 계인을 조정하고, 피스톤의 초기위

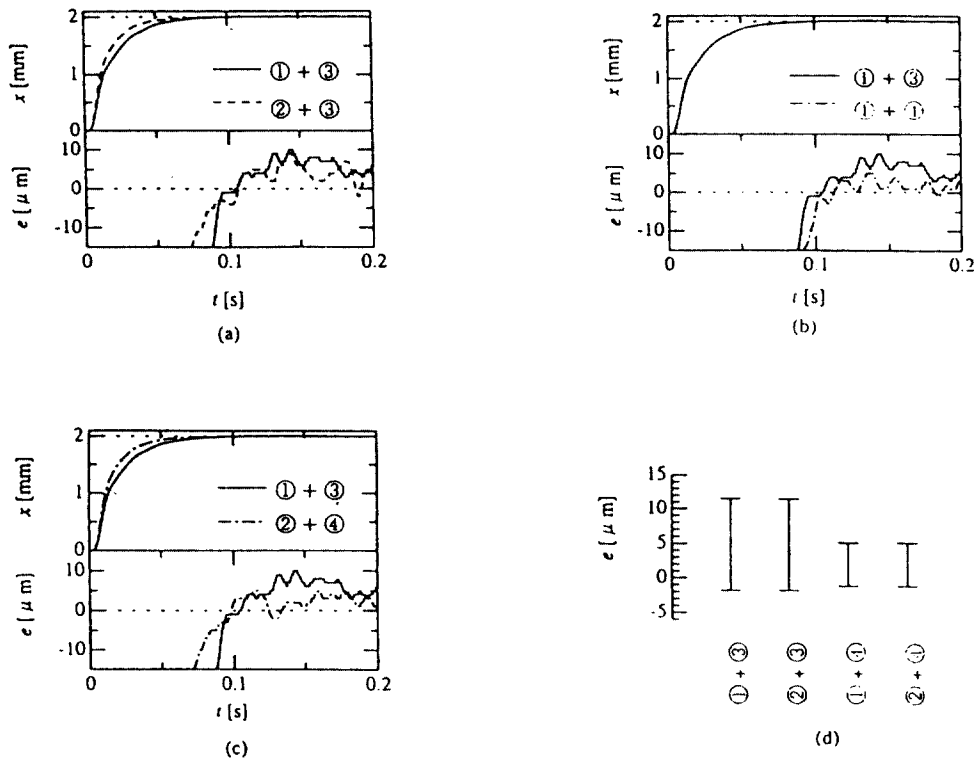
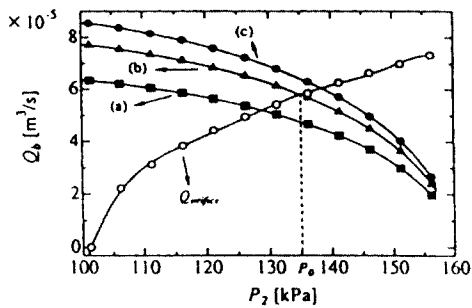


Fig. 6 Positioning results according to variation of nonlinear characteristics of the control valve



(a) :  $x=11[\text{mm}]$  (b) :  $x=25[\text{mm}]$  (c) :  $x=40[\text{mm}]$

Fig. 7 P-Q Characteristics of air bearing and orifice

치를 변화시켜가면서 위치제어를 수행한 결과이다. 초기위치를  $P_2$ 쪽에 접근시키면 부(-)의 정상편차,  $P_1$ 쪽에 접근시키면 정(+)의 정상편차가 발생한다.

Fig. 8에서 초기위치가 10[mm]인 경우의 결과를 Fig. 7로부터 고찰하면, 과도상태에서 피스톤이 가속되어지는 구간에서는  $P_2$ 는 평형압보다 높은곳에서 또한  $P_1$ 은 평형압보다 낮은곳에서 유지되어지기 때문에 언밸런스 유량이 그 시간동안 적분되어지고, 설계치보다 가속도의 진폭이 작아진다. 또한 감속되

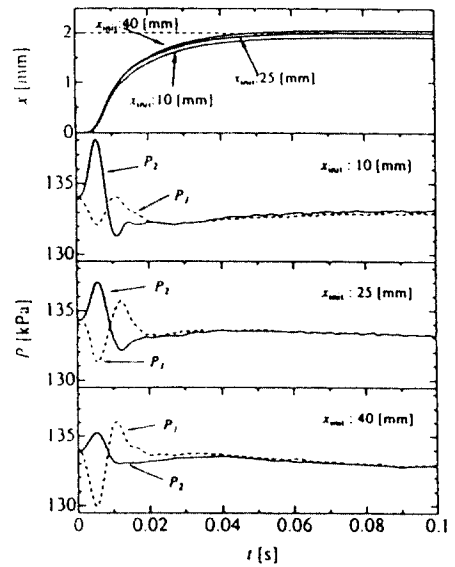


Fig. 8 Displacement control characteristics according to initial position change

어지는 구간에서는 반대의 현상이 발생하기 때문에 감속의 진폭이 작아진다. 그 결과 가속도가 0으로 된 지점에서 또다시 피스톤을 가속하려하기 때문에,  $P_2$ 가  $P_1$ 보다 고압으로 되어지려는 지점에서 비례계

인으로부터의 출력과 차압을 이용해서 계산한 가속도 게인으로부터의 출력이 같아져서 제어기의 출력이 0으로 되어버리고 부(-)의 정상편차가 남는다. 이러한 비선형 특성을 보상하기 위해서는 강인성(Robust)이 있는 제어기가 필요하지만, 고속 위치 제어를 수행하기 위해서는 제어기의 연산 시간도 고려해야한다. 따라서 비교적 연산 시간이 짧고, 강인성이 있는 외란 관측기(disturbance observer)를 사용하여<sup>4-6)</sup>, 베어링 기구용 유량의 언밸런스에 기인하는 비선형 특성을 보상한다. Fig. 9는 외란 관측기를 사용한 위치제어시스템의 블록 선도를 나타낸다. Fig. 9는 Fig. 5의 PDD<sup>2</sup>제어기를 이용하여 구성 되어진 모델을 새로운 플랜트로 생각하고, 외란 관측기를 사용해서 베어링 기구의 영향을 보상하려는 위치제어 시스템이다.

여기서,

$$P(s) = \frac{k_n \omega_n^2 K_p}{s^3 + k_n \omega_n^2 K_a s^2 + (\omega_n^2 + k_n \omega_n^2 K_v)s + k_n \omega_n^2 K_p} \quad (1)$$

$$Q(s) = \frac{\hat{D}}{s^4 + s^3 \hat{A} + s^2 \hat{B} + s \hat{C} + \hat{D}} \quad (2)$$

이고,

$$\hat{A} = k_2 + k_n \omega_n^2 K_a, \quad (3)$$

$$\hat{B} = k_1 + k_2 k_n \omega_n^2 K_a + \omega_n^2 + k_n \omega_n^2 K_v \quad (4)$$

$$\hat{C} = k_3 A/M + k_1 k_n \omega_n^2 K_a + k_2 (\omega_n^2 + k_n \omega_n^2 K_v) + k_n \omega_n^2 K_p, \quad (5)$$

$$\hat{D} = k_n \omega_n^2 K_p k_A, \quad k_n = \frac{\partial G}{\partial u} \quad (6)$$

$$\omega_n^2 = \frac{APL}{Mx(L-x)} \quad (7)$$

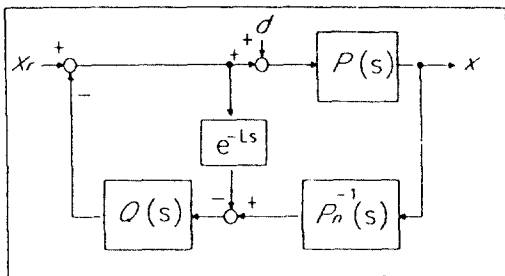


Fig. 9 Block diagram of displacement control system with disturbance observer and PDD<sup>2</sup>

또한 k<sub>1</sub>, k<sub>2</sub>, k<sub>3</sub>, k<sub>4</sub>는 외란 관측기의 게인이다.

Fig. 8과 같은 조건에서 제어기에 외란 보상기를 추가한 경우의 실험결과를 Fig. 10에 나타낸다. 외란 보상기의 작용에 의해서 초기위치를 변경시켜도 정상편차가 남지 않는다는 것을 알 수 있다. Fig. 11은 목표위치를 2mm로 설정해서 가장 빨리 목표위치에 도달하도록 외란 관측기를 설계하여 30회 반복해서 위치제어를 수행한 결과의 일부를 나타내고, Fig. 12는 30회 반복해서 위치제어를 수행한 결과를 정리한 결과이다. Fig. 12에서 정정시간(settling time)은 ±10[μm]의 오차범위내에 도달한 시간, 정밀도(positioning accuracy)는 위치 제어를 시작해서 50[ms]뒤의 오차를 의미한다.

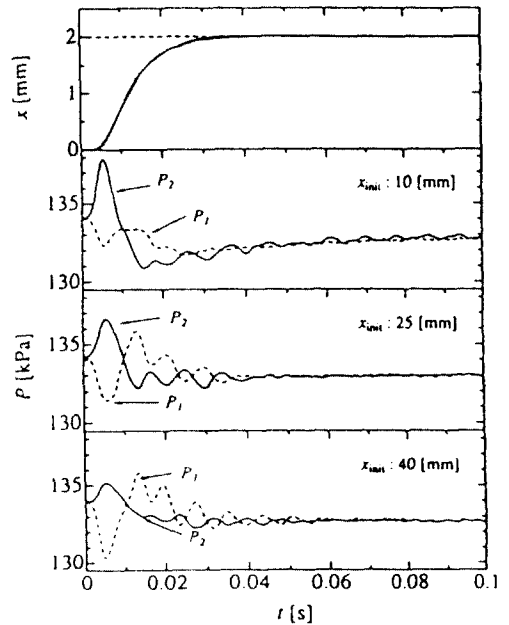


Fig. 10 Displacement control characteristics according to initial position change with disturbance observer

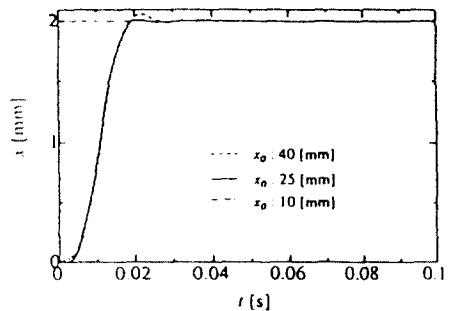


Fig. 11 Displacement control results

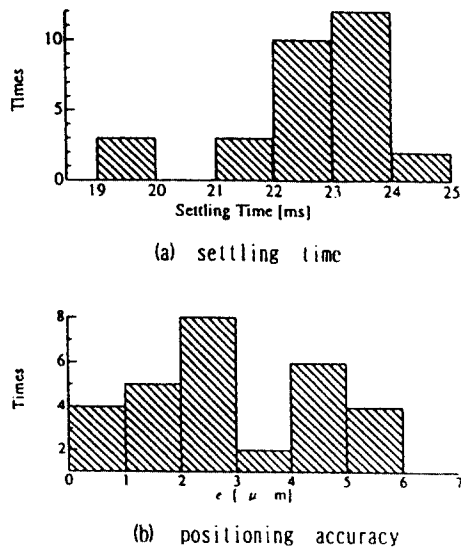


Fig. 12 Positioning results

#### 4. 결론

본 연구에서는 피스톤에 작용하는 마찰력의 영향을 줄이기 위해서 공기압 베어링 기구를 구비하고 있는 액츄에이터를 제작하고 이 액츄에이터와 고속 제어밸브를 사용해서 위치제어시스템을 구성하여 고속 및 고정밀도의 위치제어를 수행했다. 공기압 시스템을 이용해서 위치제어를 수행하는 경우는 마찰력외에도 제어밸브의 특성이 큰 영향을 미치기 때문에 제어밸브의 특성의 변화가 위치제어의 정밀도에 끼치는 영향을 실험에 의해서 고찰했다. 또한 액츄에이터의 베어링 기구가 위치제어 성능에 미치는 영향을 고찰하고 그 보상법을 검토했다. 그 결과 마찰력의 영향을 줄이고 제어밸브를 더욱더 고성능화하여 적절한 제어기를 선정하면 공기압 시스템을 이용한 위치제어 시스템도 마이크로[μm] 단위의 고정밀도 및 고속위치제어가 가능하다는 것을 보였다.

#### 참고문헌

1. 小山, “高應答電子弁を使った空氣壓シリンダの高精密位置決め”, 油壓と空氣壓, Vol. 20, No. 6, pp. 525~535, 1989
2. 河合, “空氣壓シリンダの高精密決め制御に関する考察”, 秋季油空壓講演會講演論文集, Vol. 73, No. 76, 1992
3. 香川ら, “靜壓機構を利用したエアサーボテーブル의 고속, 高精密位置決め”, 春季油空壓講演會演論文

- 集, Vol. 8, No. 84, pp. 81~84 1996
4. D. Schulz, “Geschwindigkeit - keitsregelte servo pneumatische Antriebe furdie automatisierungs technik”, Aachner Fluidtechnisch Kolloquium, pp. 47~66, Mar., 1998
5. 横田, “配電工事用マニピュレータの高精密ロボラスト制御”, 油壓と空氣壓, Vol. 25, No. 1, pp. 113~117, 1995
6. 則次, “外亂オブザーバを用いた空氣壓シリンダの位置決め制御”, 計測自動制御學會論文集, Vol. 31, No. 1, pp. 82~88, 1995