

관로의 전달 특성을 고려한 공기압 실린더 위치 제어계의 모델링

장지성[†] · 강보식^{*} · 지상원^{**}

Modeling of a Pneumatic Cylinder Position Control system Considering Transfer Characteristics of a Transmission Line

Ji-Seong Jang, Bo-Sik Kang and Sang-Won Ji

Key Words : Pneumatic Cylinder(공기압 실린더), Position Control System(위치 제어계), Transfer Characteristics(전달 특성), Transmission Line(전달 관로)

Abstract

In this study, a linearized model of pneumatic cylinder position control system including transmission line is proposed. The transmission line using compressible fluid has a nonlinear transfer characteristics because that the frequency response of it is changed by the flowing state of the fluid. But, when the pressure difference between both sides of transmission line is low, the effect of resonance characteristics of it under high frequency range can be neglected because of the friction force and low pass characteristics of the position control system. Therefore, the transmission line can be modeled by second order transfer function and the natural frequency, damping ratio and gain are changed by the diameter and length of it. The effectiveness of the proposed model is proved by comparison of simulation results using proposed model with experimental results and simulation results using conventional model.

1. 서 론

공기압 실린더를 이용한 위치 제어계는 공기의 유량 또는 압력을 제어하는 제어 밸브, 압축 공기로 구동되는 실린더 및 압축 공기를 전달하는 관로로 구성된다. 상기한 구성 요소 중에서 관로는 압축 공기를 실린더로 공급하기 위한 필수 요소로써 경우에 따라서는 다양한 길이의 관로가 사용되지만, 공기압 관로의 주파수 전달 특성은 공기의 유동 상태가 비압축성 유동이면 무한계의 공진 주파수를 갖는 계로 표현되고,⁽¹⁾ 압축성 유동이면 1 개의 공진 모드를 가지는 임계 감쇠계 또는 과감쇠계로 표현되므로⁽²⁻³⁾ 제어계의 선형 모델에 관로의 모델을 포함시키기가 용이하지 않

다. 그러므로 기존의 연구에서는 관로의 길이가 짧은 경우에는 관로를 단순한 용적으로 가정하여 제어계를 표현하고 있고,⁽⁴⁾ 관로가 긴 경우에는 관로를 용적과 시간 지연 요소로 가정하여 제어계를 기술하였다.⁽⁵⁾ 그러나, 관로의 길이가 극단적으로 짧은 경우를 제외하고는 관로를 단순한 용적만으로 표현하기는 곤란하고 또한, 관로를 용적과 시간 지연 요소로 표현하는 경우에는 관로의 이득 감소를 고려하지 않으므로 위치 제어계의 모델이 타당하게 표현되었다고 평가하기는 곤란하다.

본 논문에서는 관로를 포함한 공기압 실린더 위치 제어계의 선형 모델을 유도하기 위하여 관로의 전달 특성을 고려한 위치 제어계 모델을 제안한다. 전술한 공기압 관로 모델 중에서 공기의 유동이 비압축성 유동인 경우는 관로 양단의 압력차가 작으므로 관로의 공진 특성에 의한 압력 맥동이 발생하여도 실린더 구동부의 마찰력이 압력 맥동에 의한 구동력보다 크고, 그 결과 1 차공진 주파수를 제외한 관로의 고주파 공진 특성이

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

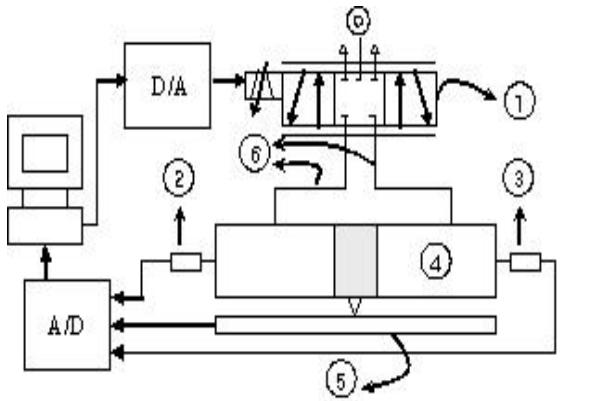
^{*} 한국기계연구원 유공압연구그룹

^{**} 부경대학교 제어기계공학과

제어계의 출력에 미치는 영향은 무시할 수 있다. 그러므로, 본 논문에서는 비압축성 유동 모델에서 도출된 1 차 공진 주파수를 이용하여 관로의 전달 특성을 2 차계로 기술하고 감쇠비 및 이득은 직경과 길이에 따라서 변화한다고 가정하여 위치 제어계 모델을 구성하였다. 제안한 모델의 타당성은 제안한 모델의 시뮬레이션 결과와 실험 결과 및 관로를 용적과 시간 지연 요소로 가정한 기존 모델의 시뮬레이션 결과와의 비교를 통하여 검증하였다.

2. 실험 장치의 구성

Fig. 1 은 위치 제어 장치의 구성을 나타낸다. 실린더는 내경 25[mm], 행정길이 500[mm]인 로드레스 실린더(MY H25-500H, SMC Co.)를 이용하였다. 피스톤의 위치는 포텐서미터(Novotechnik Co, TLH500)를 연결하여 검출하였다. 압력은 압력센서(Sensys Co., PS HK001 0KCA)를 실린더 입구부에 설치하여 검출하였다. 제어 밸브는 최대 유효 단면적이 18.2[mm²]인 유량 비례 제어 밸브(FESTO Co., MPYE-5-1/4-010B)를 이용하였다.



①Control Valve, ②③Pressure Sensor, ④Cylinder, ⑤Potentiometer, ⑥Transmission Line

Fig. 1 Schematic diagram of position control apparatus

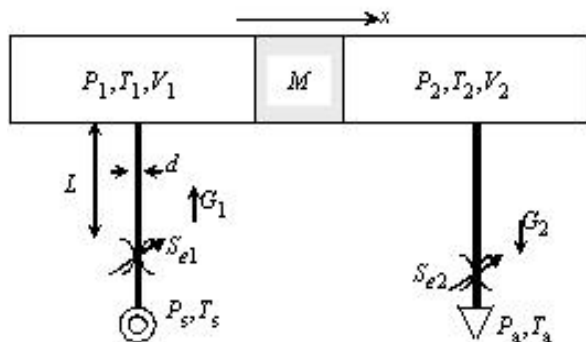


Fig. 2 Schematic diagram of cylinder driving system

3. 위치 제어계의 모델링

실린더 구동계 제어계의 개략도를 Fig. 2 에 나타낸다. Fig. 2 에서 사용된 기호는 다음과 같다.

d : 관로 직경[m], G : 실린더로 공급 또는 실린더로부터 유출되는 질량 유량[kg/s], L : 관로 길이 [m], M : 가동부 질량[kg], P : 실린더 내부 압력 [Pa], P_a : 대기압[Pa], P_s : 공급압[Pa], S_c : 제어 밸브 유효 단면적[mm²], T : 공기 온도[K], T_a : 대기 온도 [K], T_s : 공급 공기 온도[K], V : 실린더 실 내부 체적[m³], x : 피스톤 위치[m]

공기의 유동 상태가 비압축성 유동이고 관로 출구가 차단되어 있다고 가정하면 관로 입구 압력과 출구 압력의 전달 함수는 다음 식으로 기술할 수 있다.⁽⁶⁾

$$\frac{P_1(s)}{P_{in}(s)} = \frac{P_2(s)}{P_{out}(s)} = \frac{\omega_{nl}^2}{s^2 + 2\zeta_l \omega_{nl} s + \omega_{nl}^2} e^{-T_l s}$$

$$\omega_{nl}^2 = \frac{\pi^2 \kappa R T_a}{4L^2}, \zeta_l = \frac{16\nu}{\omega_{nl} d^2}, T_l = \frac{L}{\sqrt{\kappa R T_a}} \quad (1)$$

식 (1)에서 $e^{-T_l s}$ 는 압력 응답 지연 시간[s], κ 는 비열비, R 은 기체 상수[J/(kg · K)], ν 는 공기의 동점성 계수[m²/s], ω_{nl} 은 1 차 고유 진동수[rad/s], ζ_l 은 감쇠비, P_{in} 은 P_1 측 관로의 제어 밸브 출구 압력[Pa], P_{out} 은 P_2 측 관로의 제어 밸브 입구 압력 [Pa]을 나타낸다. 식 (1)은 공기의 유동 상태를 비압축성 유동으로 가정한 경우이므로 실린더를 이용한 위치 제어계에 그대로 적용할 수 없다. 위치 제어계의 동 특성에 영향을 미치는 과도 상태에서는 공기의 유동 상태가 압축성 유동이고, 압축성 유동인 경우에는 관로 출구에서 맥동이 발생하지 않는다는 사실에 착안하여 본 논문에서는 식 (1)을 다음과 같이 수정하였다.

$$\frac{P_1(s)}{P_{in}(s)} = \frac{P_2(s)}{P_{out}(s)} = \frac{k_{nl} \omega_{nl}^2}{s^2 + 2\zeta_l \omega_{nl} s + \omega_{nl}^2} e^{-T_l s} = H_l(s) e^{-T_l s}$$

$$\omega_{nl}^2 = \frac{\pi^2 \kappa R T_a}{4L^2}, \zeta_l \geq 0.7, T_l = \frac{L}{\sqrt{\kappa R T_a}}, k_{nl} \leq 1.0 \quad (2)$$

다음으로, 공기의 유동 상태를 단일 변화, 평형 상태에서 $P_1=P_2=P_0, V_1=V_2=V_0, T_1=T_2=T_a$ 로 정의하고, 관로를 단순한 용량으로 취급하여 유입 유량 G_1 , 유출 유량 G_2 와 실린더 내부 압력과 관계를 기술하면 식 (3)으로 나타낼 수 있다.

식 (3)에서 V_d 는 관로의 용적[m³], v 는 피스톤 이동 속도[m/s], A 는 실린더 수압 면적 [m²]을 나타낸다.

$$\begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} &= \frac{\kappa}{V_d + V_0} \{-P_0 Av + G_1 RT_a\} \\ \frac{dP_2}{dt} &= \frac{\kappa}{V_d + V_0} \{P_0 Av + G_2 RT_a\} \end{aligned} \quad (3)$$

식 (3)에서 G_1, G_2 는 P_s, P_a, S_e, P_1 및 P_2 에 의하여 결정되지만 관로의 영향에 의하여 P_1, P_2 와 P_{in}, P_{out} 이 일치하지 않으므로 G_1, G_2 가 식 (2)에서 기술한 전달 함수에 의하여 영향을 받고, 또한 밸브를 통과하는 공기의 유속을 음속으로 가정하면, 식 (3)를 다음 식으로 기술할 수 있다.

$$\begin{aligned} P_1 s &= \frac{\kappa}{V_d + V_0} \{-P_0 A x s + k_q u RT_a H_I(s) e^{-T_I s}\} \\ P_2 s &= \frac{\kappa}{V_d + V_0} \{P_0 A x s - k_q u RT_a H_I(s) e^{-T_I s}\} \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)를 유도하는 과정에서 $G_1 = -G_2 = G_0 = k_q \cdot u$ 로 정의하였고 $k_q[\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{V})]$ 는 밸브로의 제어 입력 $u[\text{V}]$ 와 제어 밸브를 통과하는 질량 유량과의 관계를 나타내는 계수이다.

피스톤의 운동 방정식은 식 (5)로 기술할 수 있다.

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = A(dP_1 - dP_2) - B \frac{dx}{dt} - F_c \operatorname{sgn}\left(\frac{dx}{dt}\right) \quad (5)$$

식 (5)에서 B [N/(m/s)]는 점성 마찰 계수, F_c [N]는 정지 마찰력을 나타낸다. 정지 마찰력을 무시하고 식 (4)와 (5)를 이용하여 위치 제어계의 전달 함수를 구하면 식 (6)으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{x(s)}{u(s)} &= H_I(s) H_{cyl}(s) e^{-T_I s} e^{-T_{cyl} s} e^{-T_v s} \\ H_{cyl}(s) &= \frac{k_n \omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)}, k_n = \frac{k_q RT_a}{AP_0}, 2\zeta_n \omega_n = \frac{B}{M}, \\ \omega_n^2 &= \frac{2\kappa P_0 A^2}{M(V_d + V_0)} \end{aligned} \quad (6)$$

식 (6)에서 $e^{-T_{cyl} s}$ 는 관성에 의한 피스톤의 위치 응답 지연 시간[s], $e^{-T_v s}$ 는 제어 밸브의 응답 지연 시간[s]을 나타낸다.

식 (6)을 이용하여 제어계를 구성하는 경우에는 다음과 같이 가정한다.

① 실린더 구동계 및 관로가 제어계의 안정성에 끼치는 영향은 식 (6)에서 기술한 전달 함수 중 $H_{cyl}(s), H_I(s)$ 에 의하여 평가된다.

② 시간 지연 요소 중 실린더 구동계의 관성 지연 및 관로의 압력 응답 지연 시간은 제어계의 안정성에는 영향을 미치지 않고 단순한 시간 지연만을 나타낸다.

③ 제어 밸브의 동 특성은 위치 제어계의 동 특성과 비교하여 현저히 빠르므로 제어 밸브는 시간 지연 요소만으로 가정하며 제어 밸브의 시간 지연 특성은 제어계의 안정성에 영향을 끼친다.

식 (6)과 가정 ①~③을 이용하여 제어계를 구성하면 Fig. 3으로 나타낼 수 있다.

본 논문에서 제안하는 모델인 Fig. 3과의 비교를 위하여 기존 논문에서 사용한 제어계 모델을 Fig. 4에 나타낸다. Fig. 4의 $e^{-T_C s}$ 에서 지연 시간 T_C 는 (6)에서 기술한 지연 시간의 총 합인 $T_I + T_{cyl} + T_v$ 를 나타낸다.

Fig. 3과 Fig. 4를 비교하면 다음과 같은 차이를 확인할 수 있다.

우선, 피드백 제어를 하지 않는 경우에 기존 모델에서는 관로의 전달 특성을 단순한 시간 지연으로 가정하고 있고, 제안하는 모델에서는 관로의 전달 특성을 시간 지연 특성과 아울러 주파수 대역에 따라서 이득이 변화하는 모델로 가정하고 있다. 그러므로 위치 제어계의 동특성과 비교하여 관로의 대역폭이 충분히 큰 경우에는 양 모델의 차이가 없지만 관로의 길이가 길어지면 식 (2)에 의하여 관로의 대역폭이 작아지므로 관로의 영향에 의하여 제어계의 안정성이 변화할 수 있고, 이러한 특성은 기존 모델을 이용한 경우에는 파악할 수 없으므로 본 논문에서 제안하는 모델이 기존 모델보다 타당한 모델임을 알 수 있다.

다음으로 피드백 제어를 하는 경우에 기존 모델에서는 제어계의 응답 지연 시간이 전부 제어계의 안정성에 영향을 미치는 것으로 가정하지만 본 논문에서는 전달 함수 형태로 기술한 관로 및 실린더 구동계의 응답 지연 시간은 제어계의 응답 지연에만 영향을 미치고 제어계의 안정성에는 영향을 미치지 않는 것으로 가정한다.

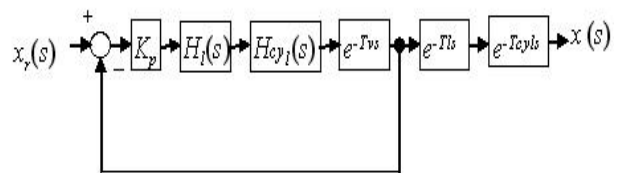


Fig. 3 Proposed model of a position control system considering transmission line

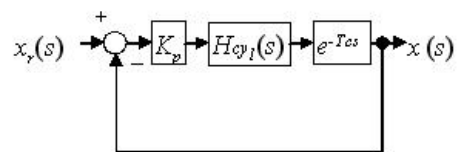


Fig. 4 Conventional model of a position control system considering transmission line

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 제어기 설계

실험 장치의 물리 파라미터를 Table 1 에 나타낸다.

실험에 사용한 제어기로는 Fig. 3 에 나타낸 비례 제어기 $K_p[V/m]$ 를 사용하였다. 비례 제어기의 이득은 식 (6)에서 나타낸 전달 함수 중에서 관로를 용적 요소로 가정한 $H_{cyl}(s)$ 를 이용하여 제어계의 감쇠비가 0.3 이 되도록 설정하였다. 실험에 사용한 제어기 이득을 Table 2 에 나타낸다.

4.2 지연 시간 산출

식 (6)에 나타낸 지연 시간 중에서 압력 응답 지연 시간 T_l 과 제어 밸브의 응답 지연 시간 T_v 의 합은 제어 밸브로 제어 신호가 인가 된 후 실린더 내부의 압력이 변화하는 시간으로 생각할 수 있으므로 Fig. 4 에 나타낸 실린더 내부 압력 응답으로부터 추정할 수 있다. Fig. 4 는 Table 2 에서 d 를 0.004[m], L 을 1[m]로 설정한 경우이고, 압력이 6[ms]에서 변화하기 시작하므로 식 (2)와 (6)을 사용하여 T_l 과 T_v 를 도출하면 각각 3[ms]가 됨을 알 수 있다. 그리고, 피스톤의 위치가 변화하기 시작하는 시간이 $T_l + T_{cyl} + T_v$ 임을 생각한다면 Fig. 5 와 Fig. 4 를 이용하여 관성에 의한 피스톤의 위치 응답 지연 시간 T_{cyl} 를 15[ms]로 추정할 수 있다.

Table 2 에 나타낸 각각의 관로를 사용하는 제어 계에 대하여 상기한 방식을 이용하여 산출한 지연 시간을 Table 3 에 나타낸다.

Table 1 Physical parameters of the driving apparatus

A	$4.90625 \cdot 10^{-4}$	P_0	420,000
B	50.3	R	287
d	0.0065, 0.005, 0.004	S_e	Max. 18.2
k_q	$5.06 \cdot 10^{-3}$	T_a	293
L	0.5, 1.0, 2.0, 10.0	x_0	0.25
M	0.5	κ	1.4

Table 2 Controller gains used in the experiments

d	L	K_p
0.0065	0.5	18.24
	1.0	20.41
	2.0	24.76
0.004	0.5	16.89
	1.0	17.71
	2.0	19.36
	10.0	32.52
0.005	10.0	41.78

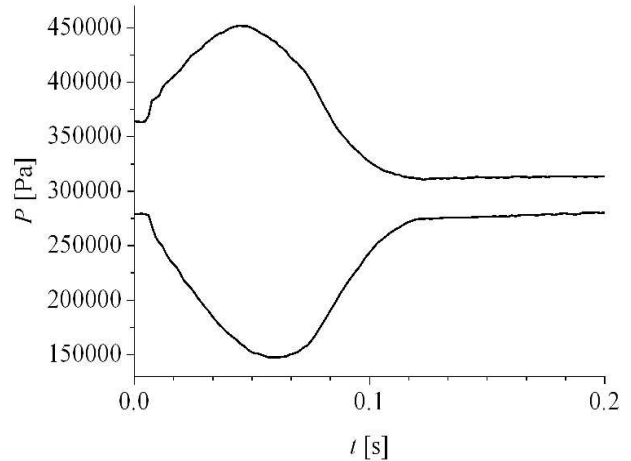


Fig. 5 Pressure response in the cylinder chamber

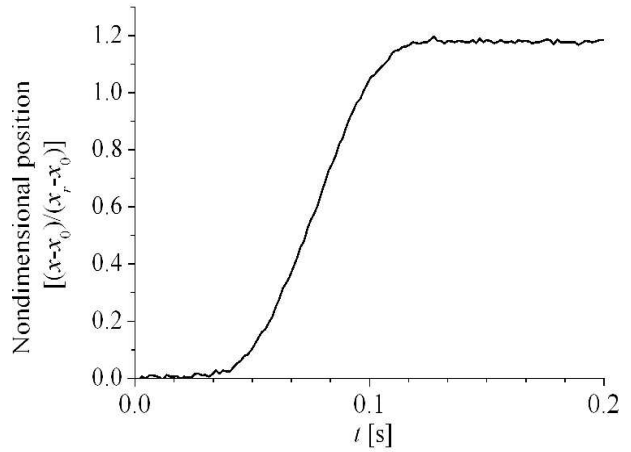


Fig. 6 Position response of cylinder piston

Table 3 Estimated delay times of position control systems

d	L	T_v	T_l	T_{cyl}	T_C
0.0065	0.5	0.003	0.0015	0.015	0.0195
	1.0	0.003	0.003	0.015	0.021
	2.0	0.003	0.006	0.015	0.024
0.004	0.5	0.003	0.0015	0.015	0.0195
	1.0	0.003	0.003	0.015	0.021
	2.0	0.003	0.006	0.015	0.024
	10.0	0.003	0.03	0.015	0.048
0.005	10.0	0.003	0.03	0.015	0.048

4.3 실험 결과와 시뮬레이션 결과와의 비교

Fig. 7~14는 Table 2 의 제어기를 이용한 실험 결과와 Fig. 3, 4 에 나타낸 블록 선도를 이용한 시뮬레이션 결과를 비교한 결과를 나타낸다. Fig. 7~14 에서 실선은 실험 결과, 점선과 일점 쇄선은 각각 제안한 모델과 기존 모델을 이용한 시뮬레이션 결과를 나타내고, 피스톤의 초기 위치를 0.25[m], 목표 스텝을 0.1[m]로 설정하여 실험 및 시뮬레이션을 수행하였다.

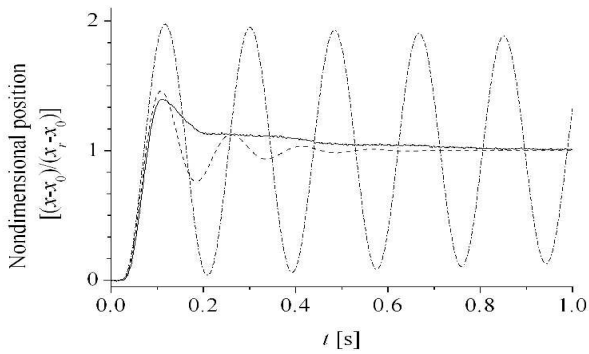


Fig. 7 Comparison of experimental result with simulation results($d : 0.0065[\text{m}], L : 0.5[\text{m}]$)

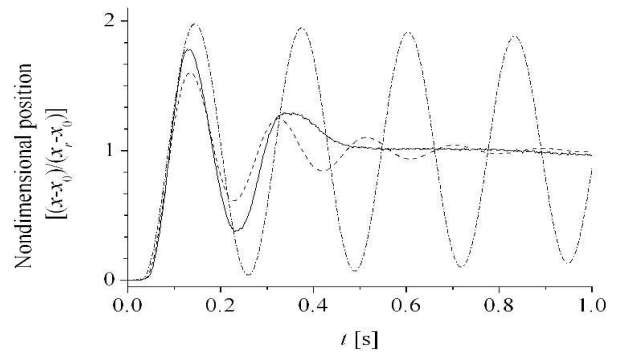


Fig. 11 Comparison of experimental result with simulation results($d : 0.0065[\text{m}], L : 2.0[\text{m}]$)

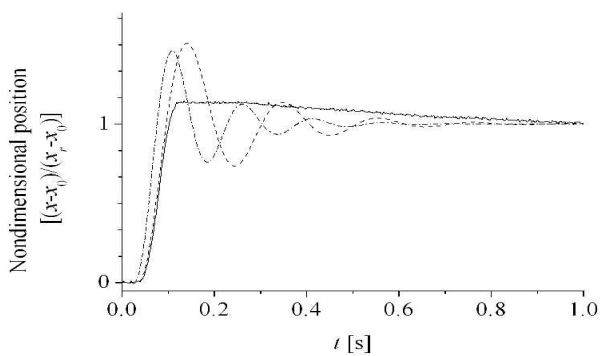


Fig. 8 Comparison of experimental result with simulation results($d : 0.004[\text{m}], L : 0.5[\text{m}]$)

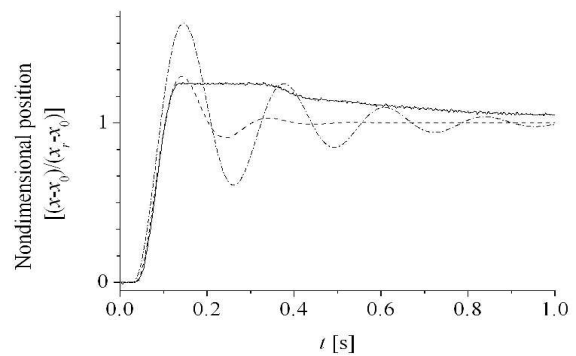


Fig. 12 Comparison of experimental result with simulation results($d : 0.004[\text{m}], L : 2.0[\text{m}]$)

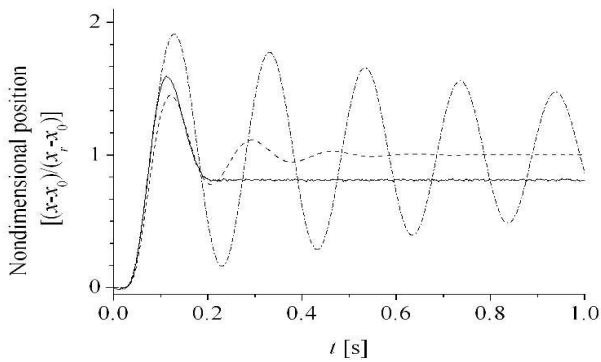


Fig. 9 Comparison of experimental result with simulation results($d : 0.0065[\text{m}], L : 1.0[\text{m}]$)

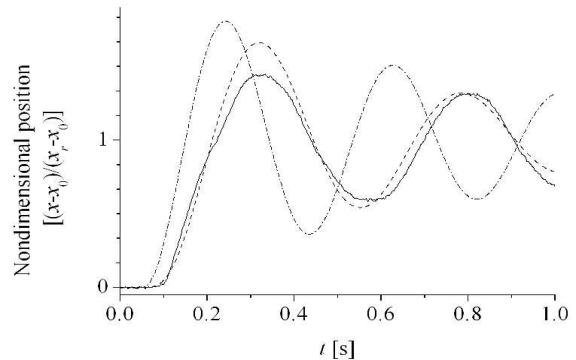


Fig. 13 Comparison of experimental result with simulation results($d : 0.004[\text{m}], L : 10.0[\text{m}]$)

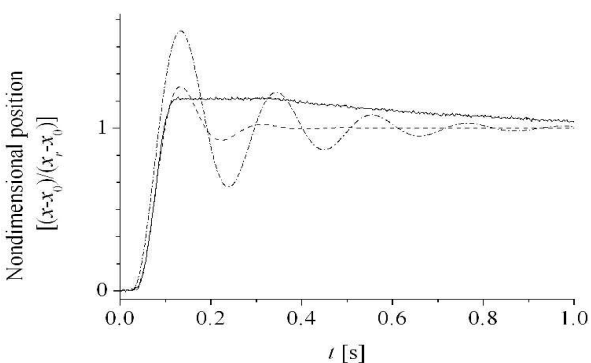


Fig. 10 Comparison of experimental result with simulation results($d : 0.004[\text{m}], L : 1.0[\text{m}]$)

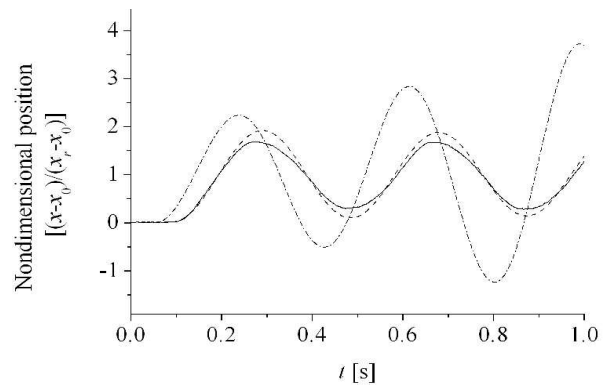


Fig. 14 Comparison of experimental result with simulation results($d : 0.005[\text{m}], L : 10.0[\text{m}]$)

Table 4 Estimated parameters of transmission lines used in the simulation

d	L	k_{nl}	ζ_{nl}
0.0065	0.5	1.0	0.7
	1.0	0.8	0.7
	2.0	0.7	0.7
0.004	0.5	0.7	0.7
	1.0	0.7	0.7
	2.0	0.6	0.7
	10.0	0.25	1.7
0.005	10.0	0.27	1.2

Fig. 7~14 를 살펴보면 동일한 비례 이득을 사용하여도 기존 모델과 제안한 모델의 응답 결과가 상이함을 알 수 있다. 기존 모델을 이용한 경우에는 실험과 동일한 이득을 사용하여도 위치 응답이 불안정해지는 경우가 나타나고(Fig. 7, 11, 14) 또한, 피스톤의 응답 지연 시간이 상이하게 나타나는 경우가 있음을 알 수 있다.(Fig. 13, 14) 그러나, 제안한 모델을 이용한 경우에는 피스톤의 응답 지연 시간 및 첫 번째로 발생하는 진동 주기가 잘 일치하고(Fig. 7, 9, 11, 13, 14), 또한 피스톤의 초기 응답 양상이 실험 결과와 유사함을 알 수 있다.(Fig. 8, 10, 12). 제안한 모델과 실험 결과가 정확하게 일치하지 않는 것은 모델링 과정에서 실린더의 마찰 특성과 제어 밸브의 불감대를 고려하지 않았기 때문으로 생각된다.

Table 4 는 Fig. 7~14에서 사용한 모델 중에서 제안한 모델의 관로 파라미터 추정치를 나타낸다.

5. 결 론

관로는 압축 공기를 실린더로 공급하기 위한 필수 요소이지만 모델링이 용이하지 않기 때문에 현재까지의 연구에서는 단순한 시간 지연 요소로 가정하였다. 본 논문에서는 관로를 포함한 공기압 실린더 위치 제어계의 선형 모델을 유도하기 위하여 관로의 동 특성을 고려한 위치 제어계 모델을 제안하였다. 본 논문에서 제안한 관로 모델은 시간 지연 요소와 관로 양단 압력의 전달 특성을 고려한 모델이고 관로의 길이와 직경에 따라서 변화하는 선형 전달 함수의 형태이므로 관로 모델을 포함한 제어기를 용이하게 설계할 수 있다. 본 논문에서 제안한 모델의 타당성은 실험 결과와의 비교를 통하여 검증하였고, 기존 모델과 비교하여 제안한 모델이 실험 결과와 유사한 결과를 보임을 확인하였다.

참고문헌

- (1) Rohmann, C. P. and Grogan, E. C., 1957, "On the Dynamics of Pneumatic Transmission Lines," *Transactions of the ASME*, Vol. 97, pp. 853~874.
- (2) Yoshioka, M. and Morikawa, Y., 1981, "Transient Response of Volume-Terminated Pneumatic Transmission Lines," *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol. 17, No. 9, pp. 920~926.
- (3) Jang, J. S., Lee, K. K. and Choi, M. S., 2003, "Pressure Control of a Pneumatic Control system with a Long Transmission Line," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 27, No. 4, pp. 567~576.
- (4) TUKAMOTO, N., KAWAKAMI, Y. and NAKANO, K., 2002, "An Application of Gain-scheduling Control to a Pneumatic Servo System," *Transactions of the Japan Fluid Power Systems Society*, Vol. 33, No. 1, pp. 15~20.
- (5) Noritugu, T. and Takaiwa, M., 1995, "Design of Pneumatic Servo System Using Disturbance Observer," *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol. 31, No. 1, pp. 82~88.
- (6) McCloy, D. and Martin, H. R., 1980, "Control of Fluid Power," *JOHN WILEY & SONS INC.*, pp. 255~258.