

공학석사 학위논문

공기압 동력 전달 관로의
동특성을 포함한 위치 제어계
모델링에 관한 연구

2006 년 2 월

부경대학교 대학원

제어기계공학과

지 상 원

공학석사 학위논문

공기압 동력 전달 관로의
동특성을 포함한 위치 제어계
모델링에 관한 연구

지도교수 장 지 성

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2006 년 2 월

부경대학교 대학원

제어기계공학과

지 상 원

지상원의 공학석사 학위논문을 인준함

2005 년 12 월 20 일

주 심 공 학 박 사 김 영 복 (인)

위 원 공 학 박 사 고 대 권 (인)

위 원 공 학 박 사 장 지 성 (인)

목 차

Abstract	1
제 1 장 서론.....	2
제 2 장 실험 장치의 구성.....	4
제 3 장 위치 제어계의 모델링.....	6
3.1 기존 모델.....	7
3.2 관로 동특성을 고려한 5 차계 모델.....	9
3.2.1 관로의 영향을 받지 않는 압력 변화.....	9
3.2.2 관로의 영향을 받는 압력 변화.....	9
3.2.3 관로 동특성을 포함한 5 차계 모델.....	12
3.2.4 모델 파라미터 산출.....	13
3.3 관로 동특성을 고려한 저차원화 3 차계 모델.....	16
제 4 장 실험과 시뮬레이션 결과 및 고찰.....	17
4.1 지연 시간 산출.....	17
4.2 제어기 설계.....	19
4.2.1 P 제어기 설계.....	19
4.2.2 PDD^2 제어기 설계.....	21
4.3 제어밸브의 비 선형성 보정.....	24
4.4 결과 및 고찰.....	25
4.4.1 P 제어기를 이용한 결과 및 고찰.....	25

4.4.2 PDD^2 제어기를 이용한 결과 및 고찰.....	33
제 5 장 결론.....	40
참고문헌.....	41

Modeling of Position Control System Considering Dynamic Characteristics of Pneumatic Transmission Line

Sang-Won Ji

Department of Control and Mechanical Engineering

The Graduate School

Pukyong National University

Abstract

In this study, a linearized model of position control system considering dynamic characteristics of pneumatic transmission line is proposed. The dynamic characteristics of transmission line using compressible fluid is changed by the pressure difference between both ends of transmission line. But, when the pressure difference is low, the effect of resonance characteristics of transmission line 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 with natural frequency, damping ratio and gain 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.

제 1 장 서 론

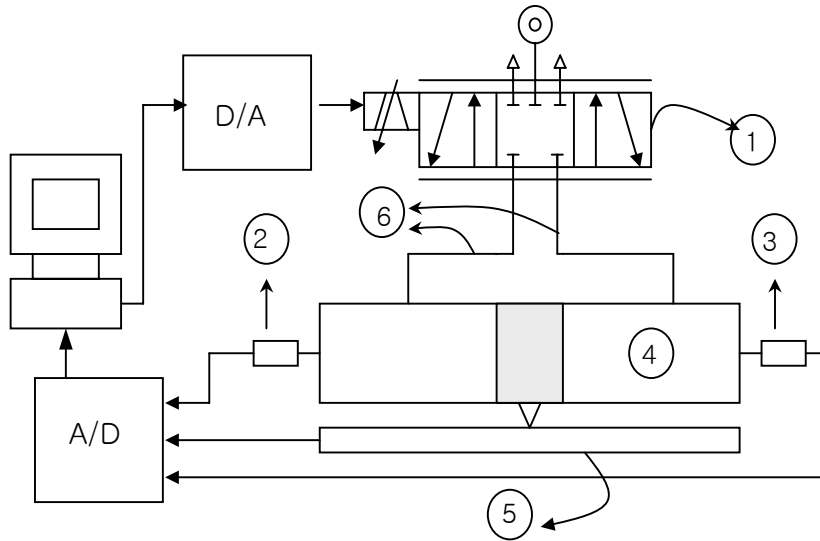
공기압 실린더를 이용한 위치 제어계는 공기의 유량 또는 압력을 제어하는 제어 밸브, 압축 공기를 전달하는 공기 동력 전달 관로 및 압축 공기로 구동되는 실린더로 구성된다. 상기한 구성 요소 중에서 관로는 압축 공기를 실린더로 공급하기 위한 필수 요소로서 경우에 따라서는 다양한 길이의 관로가 사용되지만 공기 동력 전달 관로의 주파수 전달 특성이 공기의 유동 상태에 따라서 무한개의 공진 주파수를 가지는 계¹⁾ 또는 1 개의 공진 모드를 갖는 임계 감쇠계 및 과감쇠계로 표현되므로^{2~3)} 전달 관로를 선형 모델로 근사하여 제어계 전체를 선형 모델로 표현하기가 용이하지 않다.

관로를 포함한 제어계 모델링에 관한 기존 연구로는 관로를 포함한 제어계 전체를 비선형계로 모델링하는 방법^{4~5)}과 관로를 단순한 용적으로 가정하거나⁶⁾ 용적과 시간 지연 요소로 가정하여⁷⁾ 제어계의 선형 모델을 기술하는 방법이 제안되고 있다. 그러나, 제어계 전체를 비선형계로 모델링하면 제어계의 안정성 평가가 곤란하므로 제어기 도출이 용이하지 않다. 그리고, 관로의 길이가 극단적으로 짧은 경우를 제외하면 관로를 단순한 용적으로 표현하기는 곤란하고 또한 관로를 용적과 시간 지연 요소로 선형화하는 경우에는 관로의 이득 감소를 고려하지 않았으므로 위치 제어계 모델이 타당하게 표현되었다고 평가하기는 곤란하다.

본 논문에서는 관로를 포함한 공기압 실린더 위치 제어계의 선형 모델을 유도하기 위하여 관로의 전달 특성을 고려한 위치 제어계의 선형화 모델링 기법을 제안한다. 전술한 공기압 관로 모델^{1~3)} 중에서 공기의 유동이 비압축성 유동인 경우에는 관로 양단의 압력차가 작으므로 관로의 공진 특성에 의한 압력 맥동이 발생하여도 실린더 구동부의 마찰 특성이 압력 맥동에 의한 구동력보다 크므로 1 차 공진 주파수를 제외한 관로의 고주파 공진 특성이 위치 제어계의 출력에 미치는 영향은 무시할 수 있다. 그러므로,

본 논문에서는 비 압축성 유동 모델에서 도출된 1 차 공진 주파수를 이용하여 관로의 전달 특성을 2 차계로 기술하고 관로 전달 특성의 감쇠비 및 이득은 관로의 길이와 직경에 따라서 변화한다고 가정하여 위치 제어계의 5 차계 선형 모델을 도출하였다. 이를 이용하여 공압 시스템에서 간편하게 사용할 수 있는 PDD^2 제어기에 적용시킬 수 있도록 저차원화 한 모델을 유도하였다. 제안한 5 차계 선형모델의 타당성은 제안한 모델을 이용한 시뮬레이션 결과와 실험 결과 및 기존 모델^{6~7)}을 이용한 시뮬레이션 결과와의 비교를 통하여 검증하였다, 5 차계 선형모델을 이용하여 저차원화 한 3 차계 모델의 유용성은 제안한 3 차계 모델과 기존 모델^{6~7)}을 이용한 실험 결과를 통하여 검증하였다.

제 2 장 실험 장치의 구성



①Control valve, ②③Pressure sensor, ④Cylinder,
⑤Potentiometer, ⑥Transmission line

Fig. 1 Schematic diagram of position control apparatus

Fig. 1 은 본 연구에서 사용한 위치제어 장치의 구성을 나타낸다. Fig. 1 에서 나타낸 위치제어 장치는 전달관로 입구부에 설치된 제어밸브를 통해 유량을 조절하여 전달관로 출구부에 설치된 실린더의 위치를 제어하는 장치이다.

실린더는 내경 25[mm], 행정길이 500[mm]인 로드레스(rodless) 실린더(MY H25-500H, SMC Co.)를 이용하였다. 피스톤의 위치는 선형 포텐서메터(Novotechnik Co., 분해능 0.01[mm], TLH500)를 실린더 내부의 피스톤과 연결된 실린더 상부 슬라이딩 테이블에 직접 연결하여 검출하였다. 압력은 압력센서(Sensys Co., PS HK001 OKCAG)를 실린더

입구부에 설치하여 검출하였다. 포텐서미터와 압력센서에서 검출된 신호는 A/D 변환기(Advantech Co., 분해능 12[bit], PCL-818L)를 이용하여 PC 로 입력하였다. 실린더를 구동시키는 제어 밸브는 최대 유효 단면적이 18.2[mm²]인 유량 비례 제어 밸브(FESTO Co., MPYE-5-1/4-010B)를 이용하였고, 제어밸브로의 입력신호는 D/A 변환기(Advantech Co., 분해능 12[bit], PCL-818L)를 통하여 PC로부터 출력하였다.

제 3 장 위치 제어계의 모델링

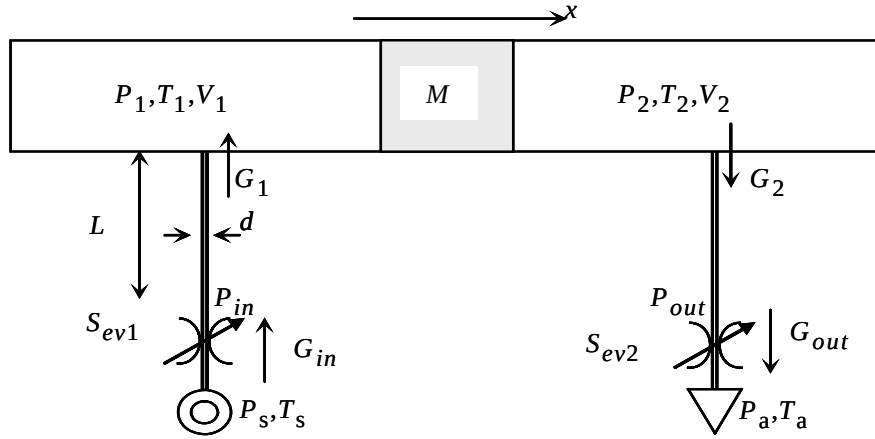


Fig. 2 Schematic diagram of cylinder driving system

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

d : 관로 직경[m], G : 실린더로 공급 또는 실린더로부터 방출되는 질량 유량[kg/s], L :관로 길이[m], M :가동부 질량[kg], P :압력[Pa], P_{in} :제어 밸브 출구 압력[Pa], P_{out} :제어 밸브 입구 압력[Pa], S_{ev} :제어 밸브 유효 단면적[mm²], T :온도[K], V :실린더 내부 체적[m³], x :피스톤 위치[m], 하첨자 s :공급, a :대기

3.1 기존 모델

공기의 상태변화를 단열 변화로 가정하고 관로를 단순한 용적으로 표현하면 실린더 실 내부 압력 변화는 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$\begin{aligned}\frac{dP_1}{dt} &= \frac{\kappa}{V_d + V_0} \left(-P_0 \frac{dV}{dt} + G_{in} RT_a \right) \\ \frac{dP_2}{dt} &= \frac{\kappa}{V_d + V_0} \left(P_0 \frac{dV}{dt} + G_{in} RT_a \right) \\ V_d &= L \cdot A_L, \quad V_0 = x_0 \cdot A_c\end{aligned}\tag{1}$$

식 (1)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

κ : 비열비, V_d : 관로 체적[m³], A_L : 관로 단면적[m²], A_c : 피스톤 수압면적[m²], 첨자 0:평형 상태

피스톤의 운동 방정식은 식 (2)로 표현된다.

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + F_c \operatorname{sgn} \left(\frac{dx}{dt} \right) = A_c (P_1 - P_2)\tag{2}$$

$G_{in} = -G_{out} = G_0 = k_q u$ 로 정의하고 식 (1), (2)를 이용하면 위치 제어계의 전달함수가 다음 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned}\frac{x(s)}{u(s)} &= \frac{k_{nc} \omega_{nc}^2}{s(s^2 + 2\zeta_c \omega_{nc} s + \omega_{nc}^2)} e^{-n_t s} = H_c(s) e^{-n_t s} \\ k_{nc} &= \frac{k_q R T_a}{A_c P_0}, \quad 2\zeta_c \omega_{nc} = \frac{b}{M}, \quad \omega_{nc}^2 = \frac{2\kappa P_0 A_c^2}{V_d + V_0}, \\ k_q &= \frac{\Delta G_0}{\Delta S_{ev}} \frac{\Delta S_{ev}}{\Delta u}, \quad n_t = n_v + n_L + n_c\end{aligned}\tag{3}$$

식 (3)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

u : 제어 입력[V], k_q : 제어 입력·유량 계수[(kg/s) /V], n : 지연 시간[s],
첨자 v : 제어 밸브, L : 전달 관로, c : 실린더

3.2 관로 동특성을 고려한 5차계 모델

본 논문에서 제안하는 모델을 구성하기 위하여 Fig. 2 에 나타난 실린더 내부 압력 P_1, P_2 를 관로 동 특성의 영향을 받지 않는 부분과 영향을 받는 부분으로 분리할 수 있다고 가정한다.

식 (1)에서 기술한 공진주파수와 압력 응답의 지연 시간을 이용하고, 위치 제어계의 동 특성에 영향을 미치는 과도 상태에서는 공기의 유동 상태가 압축성 유동임을 고려하면 관로 입구 압력과 출구 압력의 전달 함수를 다음 식으로 기술할 수 있다.

3.2.1 관로의 영향을 받지 않는 압력 변화

$G_{in} = G_{out} = 0$ 으로 가정하면 P_1, P_2 는 실린더실 체적 변화에 의하여 지배되므로 식 (4)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\frac{dP_1}{dt} &= \frac{\kappa}{V_d + V_0} \left(-P_0 \frac{dV}{dt} \right) \\ \frac{dP_2}{dt} &= \frac{\kappa}{V_d + V_0} \left(P_0 \frac{dV}{dt} \right)\end{aligned}\quad (4)$$

3.2.2 관로의 영향을 받는 압력 변화

제어 밸브를 통하여 유량을 공급 또는 방출하면 제어 밸브 출구 압력 P_{in} 과 입구 압력 P_{out} 이 관로 출구 압력 P_1 , 입구 압력 P_2 보다 빨리 변화하므로 G_{in}, G_{out} 과 P_{in}, P_{out} 사이의 관계를 다음 식으로 나타낼 수 있다. 이 때, $dV/dt = 0$ 으로 가정한다.

$$\frac{dP_{in}}{dt} = \frac{\kappa k_G G_{in} R T_a}{V_d + V_0}, \quad \frac{dP_{out}}{dt} = \frac{\kappa k_G G_{out} R T_a}{V_d + V_0} \quad (5)$$

식 (5)에서 k_G 는 관로에 의한 이득 감소를 나타낸다. $G_{in} = G_1$, $G_2 = G_{out}$ 로 가정하고 관로 양단의 임피던스 특성⁸⁾과 압력 전달 지연 시간을 고려하면 관로 양단의 압력 전달 특성을 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{P_1(s)}{P_{in}(s)} &= \frac{1/(I_L C_L)}{s^2 + (R_L/I_L)s + 1/(I_L C_L)} e^{-n_L s} \\ &= \frac{\omega_{nL}^2}{s^2 + 2\zeta_L \omega_{nL} s + \omega_{nL}^2} e^{-n_L s} = \frac{P_2(s)}{P_{out}(s)} \end{aligned} \quad (6)$$

식 (6)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

I_L : 관로 인덕턴스 $[(\text{Pa} \cdot \text{s}^2)/\text{m}^3]$, C_L : 관로 커패시턴스 $[(\text{m}^3/\text{s})/\text{Pa}]$,
 R_L : 관로 저항 $[\text{Pa}/(\text{m}^3/\text{s})]$, ω_{nL} : 고유 진동수 $[\text{rad/s}]$

식 (6)에 나타낸 고유 진동수 및 커패시턴스는 다음 식으로 나타낼 수 있다.^{3,8)}

$$\omega_{nL}^2 = \frac{\pi^2}{4L^2} \kappa R T_a, \quad C_L = \frac{A_L L}{\kappa P_0} \quad (7)$$

식 (6), (7)을 이용하면 인덕턴스는 다음 식으로 표현된다.

$$I_L = \frac{4L}{\pi^2} \frac{\rho_0}{A_L}, \quad \rho_0 = \frac{P_0}{R T_a} \quad (8)$$

관로 저항 R_L 은 관마찰에 의한 관로 양단 압력 변화를 이용하여 다음과 같이 유도할 수 있다. 단, 유속은 음속, 관 마찰 손실은 난류 손실로 가정한다.

$$R_L = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho_0}{2A_L^2}, \quad \lambda = \frac{0.316}{R_e^{1/4}} \quad (9)$$

식 (9)에서 λ 는 관 마찰계수를 나타낸다. 식 (9)에 나타낸 R_e 는 질량 유량을 이용하여 다음 식으로 표현된다

$$R_e = \frac{vd}{\nu_0} = \frac{vd}{\nu_0} \frac{(\pi d \rho_0)/4}{(\pi d \rho_0)/4} = \frac{4G_0}{\mu_0 \pi d} \quad (10)$$

식 (10)에서 v 는 유속[m/s], ν_0 는 동 점성 계수[m²/s], μ 는 점성 계수[Pa·s]를 나타낸다.

식 (6)과 (8)~(10)을 이용하고, 관로를 경유하는 질량 유량의 최소치가 0 임을 고려한다면 관로의 감쇠특성을 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$\begin{aligned} 2\zeta_L \omega_{nL} &= \frac{R_L}{I_L} = 0.316 \cdot R_e^{-1/4} \cdot \frac{\pi^2}{8dA_L} \\ &= 0.0395 \cdot \left(\frac{4G}{\mu_0 \pi d} \right)^{-1/4} \cdot \frac{\pi^2}{dA_L} \end{aligned} \quad (11)$$

식 (5)에 나타낸 k_G 는 다음과 같이 구할 수 있다. 공기압 유량 전달 요소가 직렬로 연결된 경우에는 각 요소의 유효 단면적을 다음과 같이 합성할 수 있다⁹⁾.

$$\frac{1}{S_e^2} = \frac{1}{S_{ev}^2} + \frac{1}{S_{eL}^2} \quad (12)$$

식 (12)에서 S_e 는 합성 유효 단면적[mm²], S_{eL} 은 관로 유효 단면적[mm²]을 나타낸다. 식 (12)는 관로가 극단적으로 짧은 경우와 비교하여 관로를 접속함에 따라서 전체 유효 단면적이 감소함을 의미한다. 그러므로 식 (3)에서 기술한 $k_q = \Delta G_0 / \Delta u$ 가 선형으로 표현된다면 k_G 를 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$k_G = \frac{\Delta S_e}{\Delta S_{ev}} \quad (13)$$

식 (5)를 라플라스 변환한 후, 식 (6)~(13)과 $G_{in} = -G_{out} = G_0 = k_q u$ 의 관계를 이용하면 관로의 영향을 받는 실린더 내부 압력을 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$P_1(s)s = H_L(s)e^{-n_L s} \frac{\kappa}{V_d + V_0} u k_q R T_a = -P_2(s),$$

$$H_L(s) = \frac{k_G \omega_{nL}^2}{s^2 + 2\zeta_L \omega_{nL} s + \omega_{nL}^2}, \quad n_L = \frac{L}{\sqrt{\kappa R T_a}} \quad (14)$$

3.2.3 관로 동특성을 포함한 5 차계 모델

식 (4)와 (14)를 이용하면 실린더 내부 압력 변화를 식 (15)로 나타낼 수 있고, 식 (15)와 식 (2)에 의해 관로 동 특성을 포함한 위치 제어계의 선형화 모델을 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_1(s) = \frac{\kappa}{s(V_d + V)} \left(-P_0 \frac{dV}{dt} + u k_q R T_a H_L(s) e^{-n_L s} \right) = -P_2(s) \quad (15)$$

$$\frac{x(s)}{u(s)} = H_L(s) H_C(s) e^{-n_v s} e^{-n_L s} e^{-n_C s} \quad (16)$$

3.2.4 모델 파라미터 산출

실험 장치의 물리 파라미터를 Table 1 에 표시하였다.

Table 1 Physical parameters of the driving apparatus

A [m ²]	4.90625×10^{-4}	P_0 [Pa]	310,000
b [N/m/s]	50.3	R	287
d [m]	0.0065, 0.004	S_{ev} [mm ²]	max. 18.46
k_q [(Kg/s)/V]	5.06×10^{-3}	T_a [K]	293
L [m]	0.5, 1.0, 2.0	x_0 [m]	0.25
M [Kg]	0.5	κ	1.4
P_s [Pa]	591,600	μ_0 [Pa·s]	1.834×10^{-5}

Table 2 에 실험에 사용한 각 관로의 유효 단면적을 나타낸다.

Table 2 Effective areas of transmission lines

d [m]	L [m]	S_{el} [mm ²]
0.0065	1.0	18.32
	2.0	12.95
0.004	1.0	10.38
	2.0	7.34
	10.0	3.28
0.005	1.0	11.1
	10.0	3.51

Table 2 에서 관로의 유효 단면적을 구하는 실험은 관로 길이 1[m]에 대하여 실시하였고, 나머지 길이에 대한 유효 단면적은 다음 식 ⁹⁾을 이용하여 계산하였다.

$$S_{el} = S_{el0} / \sqrt{L} \quad (17)$$

식 (17)에서 S_{el0} 는 관로 길이 1[m]에 대한 유효 단면적을 나타낸다.

식 (7)~(13)과 Table 1 과 2 를 이용하여 산출한 관로 파라미터를 Table 3 에 나타낸다.

Table 3 Estimated parameters of transmission lines

d [m]	L [m]	k_G	$2\zeta_{nL}\omega_{nL}$
0.0065	1.0	0.71	169
	2.0	0.58	130
0.004	1.0	0.5	419
	2.0	0.37	323
	10.0	0.18	177
0.005	10.0	0.19	101

Table 3 에 나타낸 k_G 는 식 (3)에서 기술한 k_q 의 $\Delta S_{ev}/\Delta u$ 를 선형으로 가정하고 산출한 값이다. 제어 밸브의 실제 입력·유효 단면적과 k_q 산출에 이용한 $\Delta S_{ev}/\Delta u$ 의 관계를 Fig. 3 에 나타낸다.

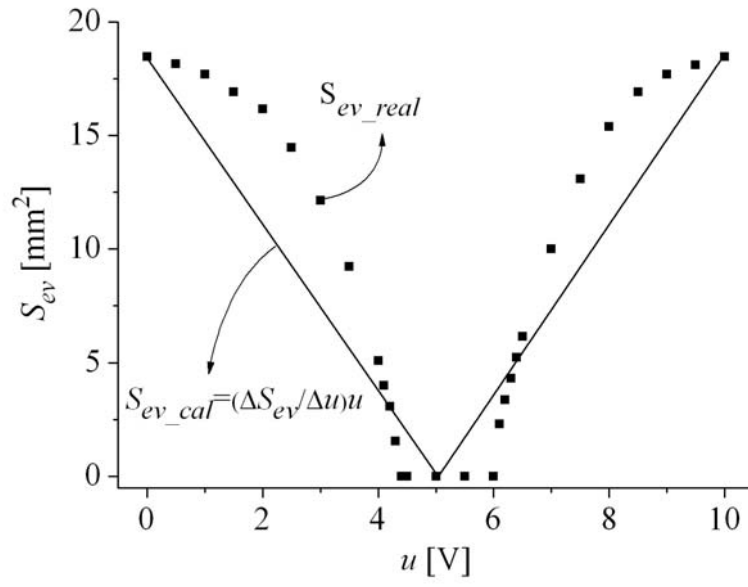


Fig. 3 Relation between and real effective area of control valve

3.3 관로 동특성을 고려한 저차원화 3차계 모델

본 논문의 목적은 관로의 동특성을 포함한 모델링 기법을 제공함으로써 제어기 설계를 용이하게 하고자 함이다. 하지만 관로의 동특성을 포함한 모델은 기존 모델과 달리 5 차계로 구성되므로 기존 제어계에서 주로 사용되어지던 제어기의 사용이 곤란하다. 그러므로 기존의 제어기를 적용할 수 있는 모델을 구현하기 위해 관로 동특성을 고려한 5 차계 모델을 저차원화 하여 3 차계 모델을 유도한다.

기존 모델 $H_C(s)$ 와 관로를 포함한 5 차계 모델을 3 차계로 저차원화 한 $H_{LC}(s)$ 를 Table 4 에 나타낸다.

Table 4 Linearized model used in design of a state feedback controller

d [m]	L [m]	$H_C(s)$	$H_{LC}(s)$
0.0065	1	$\frac{7503}{s(s^2 + 100.6s + 3633)}$	$\frac{5322}{s(s^2 + 100.6s + 3630)}$
	2	$\frac{6186}{s(s^2 + 100.6s + 2996)}$	$\frac{3684}{s(s^2 + 102.3s + 3077)}$
0.004	1	$\frac{8646}{s(s^2 + 100.6s + 4187)}$	$\frac{4330}{s(s^2 + 100.7s + 4194)}$
	2	$\frac{7911}{s(s^2 + 100.6s + 3831)}$	$\frac{3000}{s(s^2 + 101.6s + 3926)}$
	10	$\frac{4709}{s(s^2 + 100.6s + 2281)}$	$\frac{212}{s(s^2 + 47.8s + 571)}$
0.005	10	$\frac{3666}{s(s^2 + 100.6s + 1775)}$	$\frac{331}{s(s^2 + 58.1s + 844)}$

제 4 장 실험과 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.1 지연 시간 산출

식 (3)과 (16)에 나타난 지연 시간 중에서 n_v 와 n_L 의 합은 Fig. 4 에 나타난 실린더 내부 압력 응답으로부터 추정할 수 있다. Fig. 4 에서 압력이 변화하기 시작하는 시간이 6[ms]이므로 식 (14)를 이용하여 n_L 과 n_L 을 산출하면 각각 3[ms]가 됨을 알 수 있다. 그리고, 피스톤의 위치가 변화하기 시작하는 시간이 $n_v + n_L + n_C$ 임을 생각한다면 Fig. 4 와 5 를 이용하여 n_C 를 15[ms]로 추정할 수 있다.

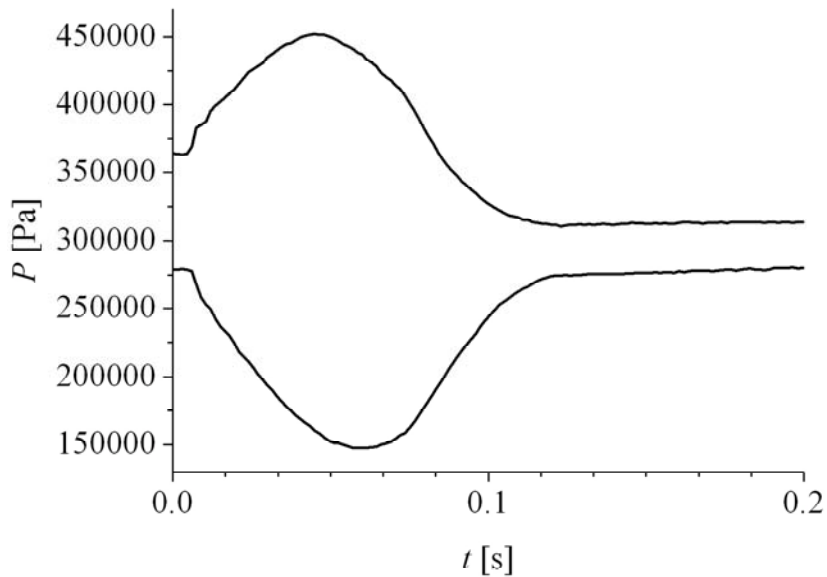


Fig. 4 Pressure response in the cylinder chamber

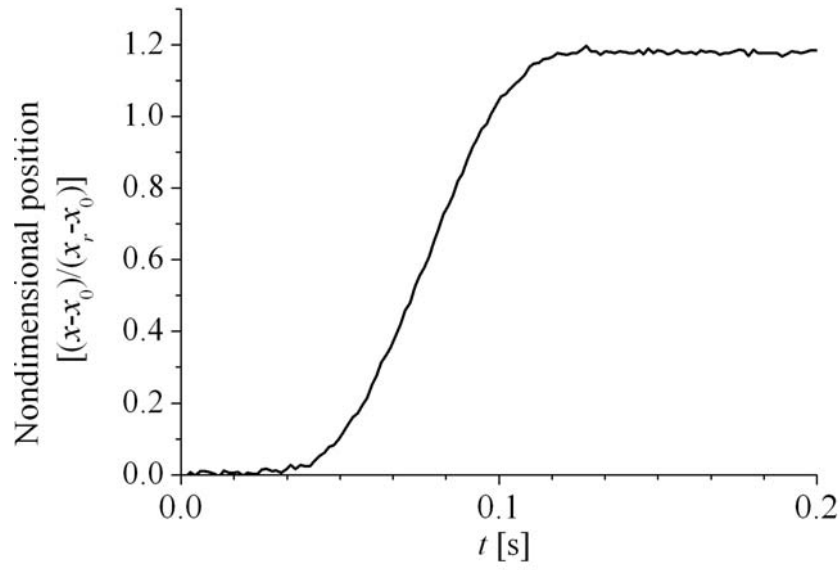


Fig. 5 Position response

Table 2 에 나타난 각각의 관로를 사용하는 제어계에 대하여 전술한 방법으로 산출한 지연 시간을 Table 5 에 나타낸다.

Table 5 Estimated delay times of position control systems

d [m]	L [m]	n_v [s]	n_L [s]	n_c [s]
0.0065	1.0	0.003	0.003	0.015
	2.0	0.003	0.006	0.015
0.004	1.0	0.003	0.003	0.015
	2.0	0.003	0.006	0.015
	10.0	0.003	0.03	0.015
0.005	10.0	0.003	0.03	0.015

4.2 제어기 설계

4.2.1 P 제어기 설계

식 (3)과 (16)을 이용하여 피드백 제어계를 구성하는 경우에는 다음과 같이 가정한다.

① 실린더 구동계와 전달 관로가 제어계의 안정성에 미치는 영향은 식 (3)과 (16)에 나타난 전달함수 중 $H_L(s)$, $H_c(s)$ 및 시간 지연 요소에 의하여 평가된다.

② 시간 지연 요소 중 전달 함수 형태로 표시한 요소는 제어계의 안정성에 영향을 미치지 않고 단순한 시간 지연 특성만을 나타낸다.

식 (3), (16)과 상기한 가정을 이용하여 제어계를 구성하면 Fig. 6~7 로 나타낼 수 있다. Fig. 6~7 에서 K 는 제어기를 나타낸다.

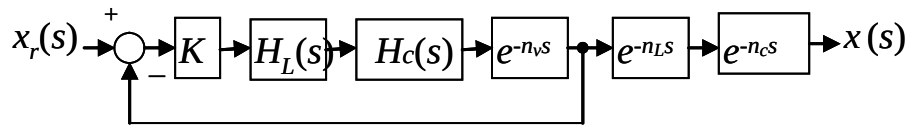


Fig. 6 Proposed model of position control system considering transmission

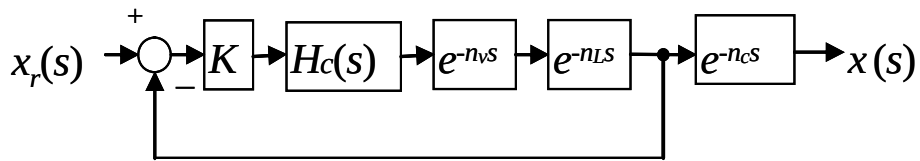


Fig. 7 Conventional model of position control system considering transmission

위치 제어 실험 및 시뮬레이션에는 비례제어기를 사용하였으며, 비례 제어기의 이득은 식 (3) 및 (16)에 나타낸 전달 함수 중에서 관로를 용적 요소로 가정한 실린더 구동계 모델 $H_c(s)$ 를 이용하여 페루프 제어계의 감쇠비가 0.5, 0.3 이 되도록 설정하였다. 각 전달 관로에 대한 제어기 이득을 Table 6 에 나타낸다.

Table 6 Controller gains used in the experiments and simulations

d [m]	L [m]	K_p [V/m]	
		Damping ratio of closed loop control system	
		0.3	0.5
0.0065	1.0	20.41	13.00
	2.0	24.76	15.77
0.004	1.0	17.71	11.28
	2.0	19.36	12.83
	10.0	32.52	20.72
0.005	10.0	41.78	26.61

4.2.2 PDD^2 제어기 설계

Table 4 에 나타낸 기존모델 $H_C(s)$ 와 관로 동특성을 고려하여 저차원화한 $H_{LC}(s)$ 를 이용하여 위치 오차, 속도 및 가속도를 피드백하는 Fig. 8~9 와 같은 상태 피드백 제어기를 설계한다.

Table 4 에 나타낸 기존 모델 $H_C(s)$ 및 관로를 포함한 5 차계 모델을 3 차계로 저차원화 한 $H_{LC}(s)$ 를 이용하여 Fig. 8 과 Fig. 9 에 나타낸 PDD^2 제어기를 구성하였다. Fig. 8~9 에서 K_P 는 비례 이득, K_V 는 속도 이득, K_a 는 가속도 이득을 나타낸다.

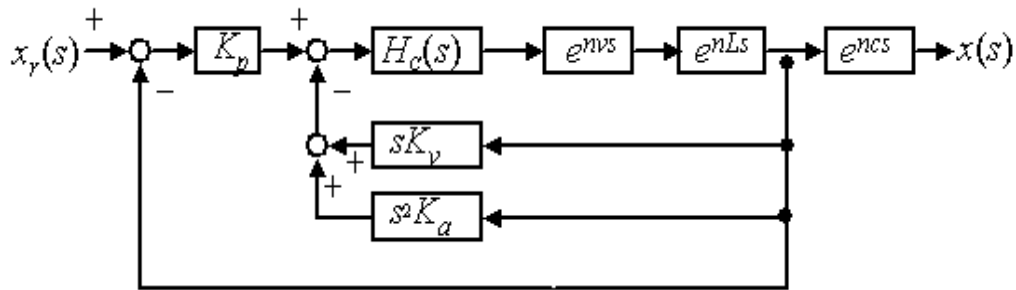


Fig. 8 Conventional model of position control system considering transmission

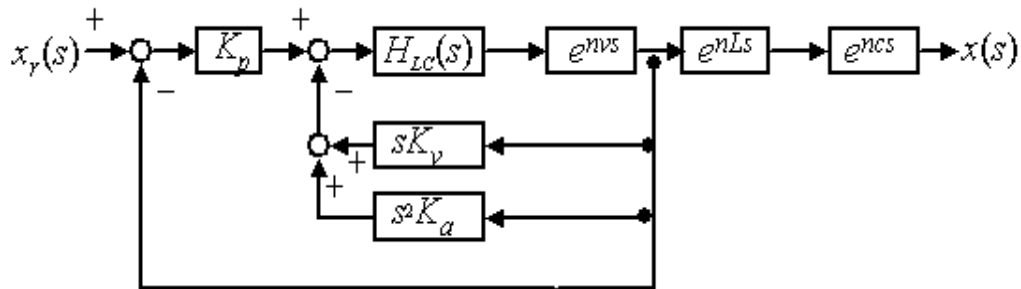


Fig. 9 Proposed model of position control system considering transmission

Fig. 8~9 와 같은 형태의 제어기는 비례이득 K_p [V/m]를 적절히 선정한 후, 식 (18)의 α 와 β 를 조절하여 속도이득 K_v [V/(m/s)] 및 가속도이득 K_a [V/(m/s²)]를 결정하면 이득여유와 위상여유를 임의로 설정할 수 있다.⁽¹¹⁾

$$K_v = \frac{\beta(a_1 K_p)^{2/3} - a_3^2}{a_1}, K_a = \frac{\alpha(a_1 K_p)^{1/3} - a_2}{a_1} \quad (18)$$

식 (18)에서 a_1 은 Table 4 에 나타낸 전달함수의 분자항의 계수를 나타내고, a_2 및 a_3 는 각각 분모의 1 차항 및 상수항의 계수를 나타낸다. 식 (18)에 의하여 설계된 제어기와 Table 4 에 나타낸 전달함수를 이용하여 Fig. 8~9 의 제어계를 구성하면 위치제어계의 폐루프 전달함수를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{x}{x_r} = \frac{K_p a_1}{s^3 + (a_2 + K_a a_1)s^2 + (a_3 + K_v a_1)s + K_p a_1} = Q(s) \quad (19)$$

$H_C(s)$ 를 이용하여 설계한 제어기와 $H_{LC}(s)$ 를 이용하여 설계한 제어기의 성능을 비교하기 위해서는 제어기의 이득과 $H_C(s)$ 및 $H_{LC}(s)$ 를 이용하여 구성된 식 (19)와 동일한 형태가 되어야 한다. 그러므로 본 논문에서는 $H_{LC}(s)$ 를 이용하여 제어계를 구성한 후 $H_C(s)$ 를 이용하여 구성한 제어계의 폐루프 전달함수가 $H_{LC}(s)$ 를 이용하여 구성한 제어계와 폐루프 전달함수와 동일한 형태가 되도록 제어기를 설계하였다. 설계한 제어기를 Table 7 에 나타낸다.

Table 7 Designed control gains using $H_{LC}(s)$ and $H_C(s)$

d [m]	L [m]	$H_{LC}(s)$			$H_C(s)$		
		K_p	K_v	K_a	K_p	K_v	K_a
0.0065	1	50	1.65	0.0174	35	1.17	0.0123
	2	50	1.80	0.0188	30	1.09	0.0114
0.004	1	50	1.53	0.0184	25	0.77	0.0092
	2	50	1.51	0.0193	20	0.63	0.0078
	10	50	4.14	0.0854	2.3	-0.17	-0.0073
0.005	10	50	3.34	0.0554	4.5	0.046	-0.0066

4.3 제어 밸브의 비 선형성 보정

Fig. 3 에 나타낸 $\Delta S_{ev}/\Delta u$ 를 사용하여 k_q 를 추정한 후 실험과 시뮬레이션 결과를 비교한다면 Fig. 3 에서 알 수 있는 실제 밸브 유효 단면적 S_{ev_real} 과 추정치 S_{ev_cal} 과의 차이에 의하여 실험과 시뮬레이션이 상이한 결과를 나타낼 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 Fig. 10 에 나타낸 $S_{ev_cal}(=(\Delta S_{ev}/\Delta u)u)$ 과 S_{ev_cal} 과의 관계를 Fig. 6 과 7 의 $H_C(s)$ 앞부분에 삽입하여 시뮬레이션을 수행하였다. 본 절에서 기술한 제어 밸브의 비 선형성 보정항을 시뮬레이션에서 제외하여 제어계의 선형화를 달성하기 위해서는 선형화 입력 ¹⁰⁾을 사용하여 Fig. 3 에 나타낸 제어 밸브의 실제 입력과 유효 단면적과의 관계가 Fig. 3 의 실선으로 나타낸 특성이 되도록 수정해야 하지만, 본 논문에서는 전달 관로의 특성을 선형화하여 제어계 모델에 포함시키는 것이 주 목적이므로 선형화 입력을 사용한 전체 제어계의 선형화는 수행하지 않았다.

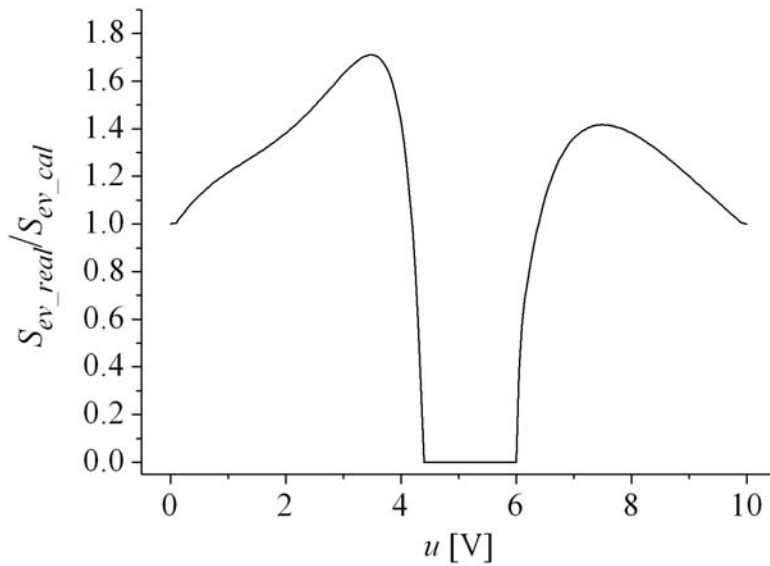


Fig. 10 Relation between estimated S_{ev} and measured S_{ev} of control valve

4.4 결과 및 고찰

4.4.1 P 제어기를 이용한 결과 및 고찰

Table 6 에 나타낸 제어기를 이용한 실험 결과와 Fig. 6, 7 및 10 을 이용한 시뮬레이션 결과를 비교하여 Fig. 11~16 에 나타낸다. Fig. 11~16 에서 실선은 실험 결과, 일점쇄선과 점선은 각각 제안한 모델(Fig. 6, 10)과 기존 모델(Fig. 7, 10)을 이용한 시뮬레이션 결과를 나타내고, 피스톤의 초기 위치를 0.25[m], 목표 스텝을 0.1[m]로 설정하였다. Fig. 11~16 에서 횡축은 시간, 종축은 피스톤 위치의 초기치와 최종치 및 목표 스텝을 사용하여 무차원화한 위치 응답을 나타낸다.

Fig. 11 은 직경 4[mm], 길이 1[m]인 관로를 사용한 경우이고, 결과로부터 비교적 길이가 짧은 관로를 사용한 경우에도 기존 모델과 비교하여 제안한 모델이 실험 결과를 잘 나타내고 있음을 알 수 있다. 기존 모델을 이용한 결과는 응답 지연 시간이 실험 결과와 일치하지 않으며 또한, 실험에서는 나타나지 않는 오버슈트가 나타나고 있음을 확인할 수 있다. 실험 결과와 제안한 모델을 이용한 시뮬레이션 결과의 정상 상태 값이 일치하지 않는 이유로는 시뮬레이션에서 무시한 마찰력과 실린더 내부 공기의 상태 변화 및 제어 밸브 랩 영역의 누설 유량이 위치 응답에 영향을 미치기 때문으로 생각할 수 있다.

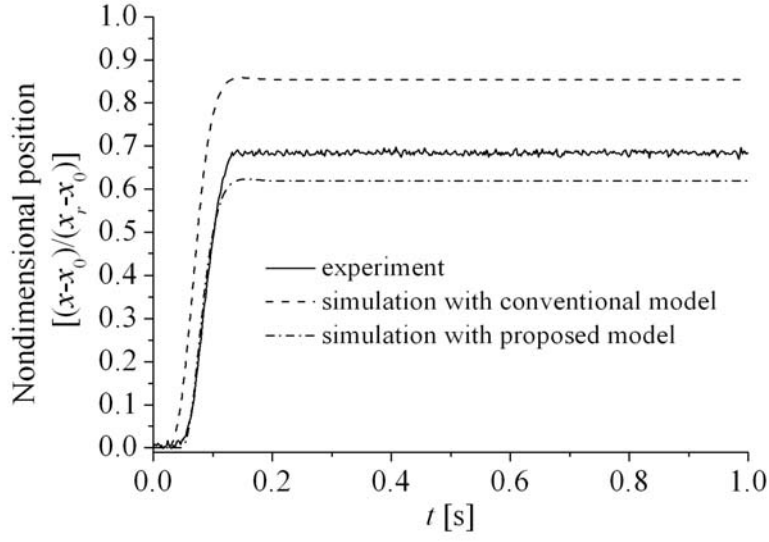
Fig. 12 와 13 은 Fig. 11 과 동일한 직경의 관로를 사용하고 길이를 2[m]와 10[m]로 설정한 결과이다. Fig. 12, 13 으로부터 제안한 모델을 이용한 결과가 실험 결과를 잘 나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig. 12 와 13 에서 기존 모델을 이용한 결과는 관로가 길어짐에 따라서 실험 결과와 상이한 결과가 얻어짐을 확인할 수 있고, Fig. 13(a)에 나타낸바와 같이 관로 길이를 10[m]로 설정한 경우에는 불안정한 응답이 나타나므로 Fig. 13(b)에서는 기존 모델을 이용한 시뮬레이션 결과를 제외하였다

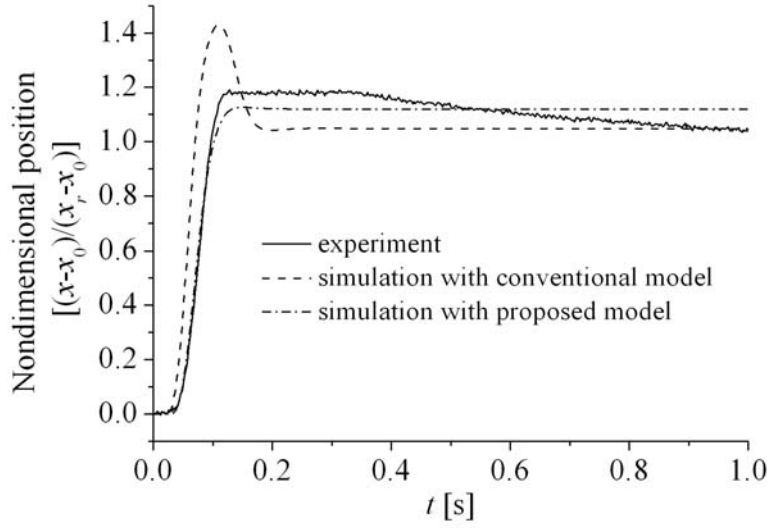
Fig. 14 와 15 는 직경이 6.5[mm]이고 길이 1[m], 2[m]인 관로를 사용한 결과를 나타낸다. 결과로부터 제안한 모델을 이용한 결과가 실험 결과를 잘 나타내고 있고, 또한 기존 모델을 이용하면 관로 길이가 길어짐에 따라 불안정한 응답을 보임을 알 수 있다.

Fig. 16 는 직경 5[mm], 길이 10[m]인 관로를 접속한 결과를 나타내고, 전술한 경우와 마찬가지로 제안한 모델을 이용한 결과가 실험 결과를 잘 나타내고 있음을 알 수 있다.

상기한 결과로부터 기존 모델을 이용한 경우에는 실험과 동일한 제어기를 사용하여도 위치 응답이 불안정해지는 경우가 나타나고, 위치 응답의 지연 시간이 상이하지만, 제안한 모델을 이용한 경우에는 위치 응답의 지연 시간과 초기 응답 양상 및 오버슈트가 발생할 때의 진동주기가 실험 결과와 유사한 응답을 나타냄을 알 수 있다.

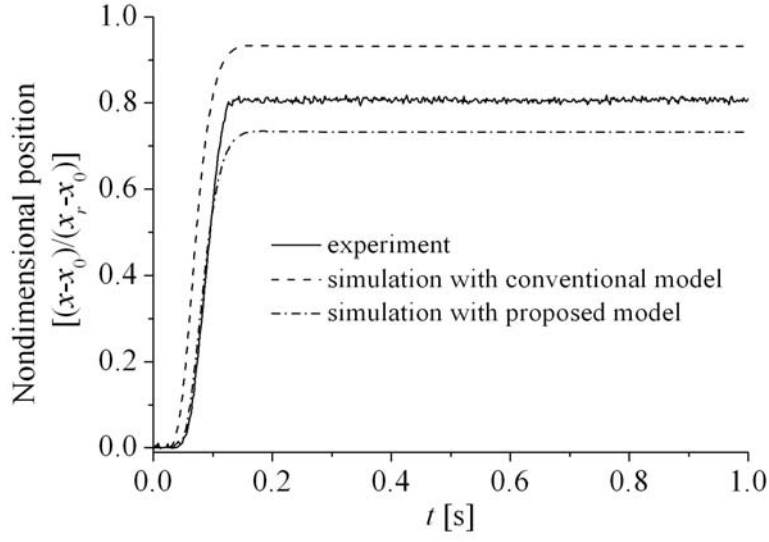


(a) $K_p : 11.28 \text{ [V/m]}$

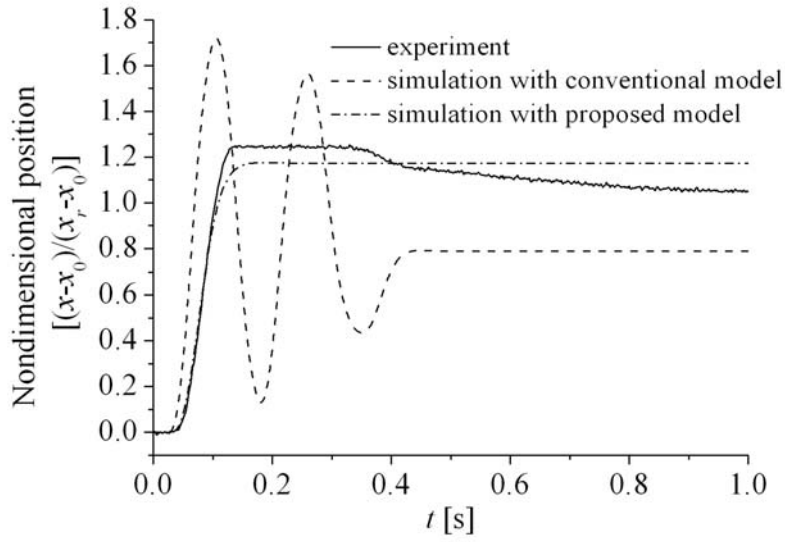


(b) $K_p : 17.71 \text{ [V/m]}$

Fig. 11 Comparison of experimental results with simulation results ($d : 4 \text{ [mm]}$, $L : 1 \text{ [m]}$)

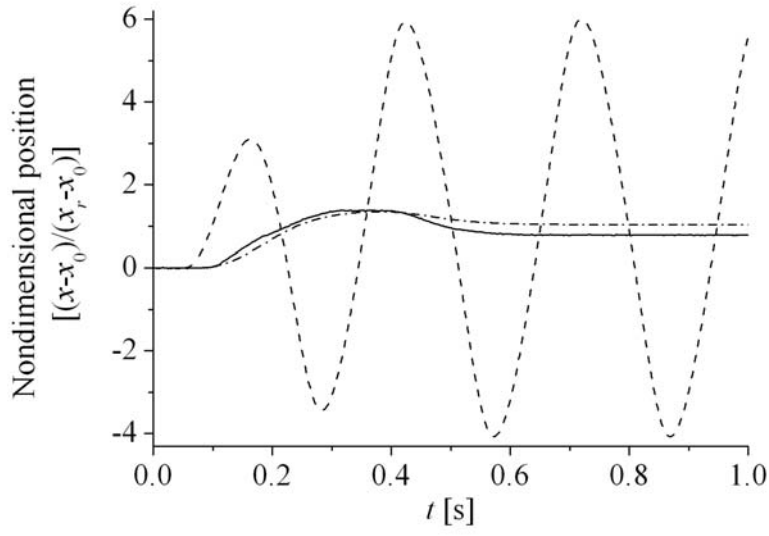


(a) $K_p : 12.33 [\text{V/m}]$

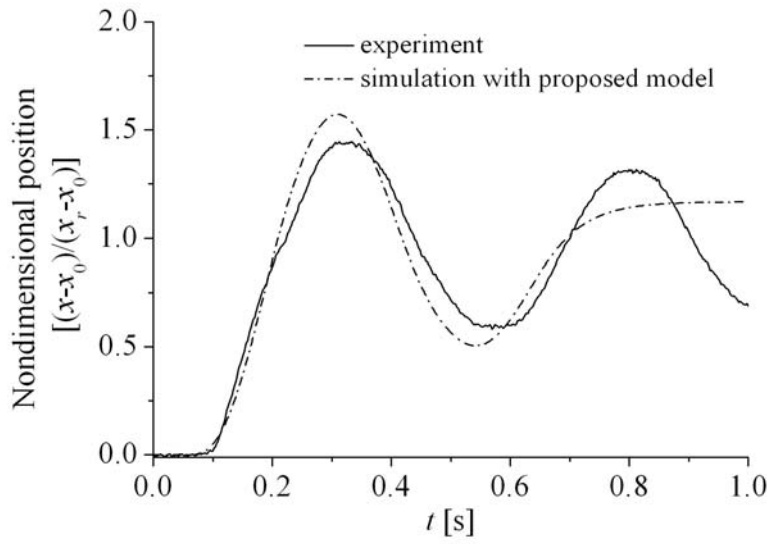


(b) $K_p : 19.36 [\text{V/m}]$

Fig. 12 Comparison of experimental results
with simulation results ($d : 4 [\text{mm}]$, $L : 2 [\text{m}]$)

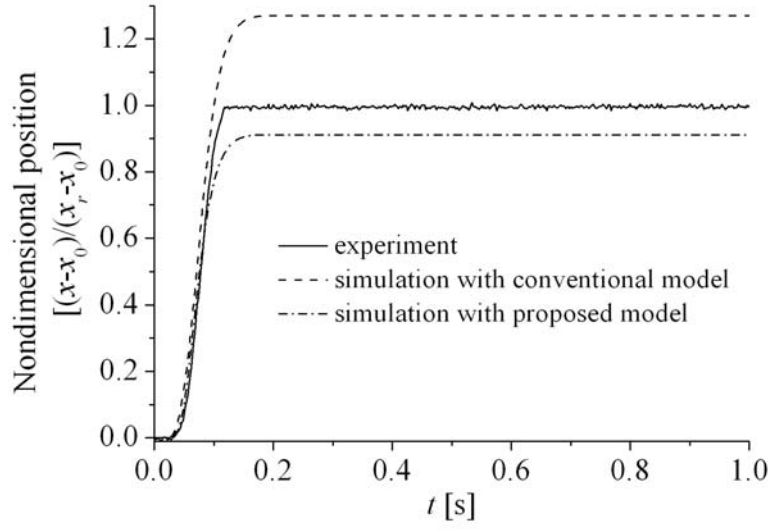


(a) $K_p : 20.72 [\text{V/m}]$

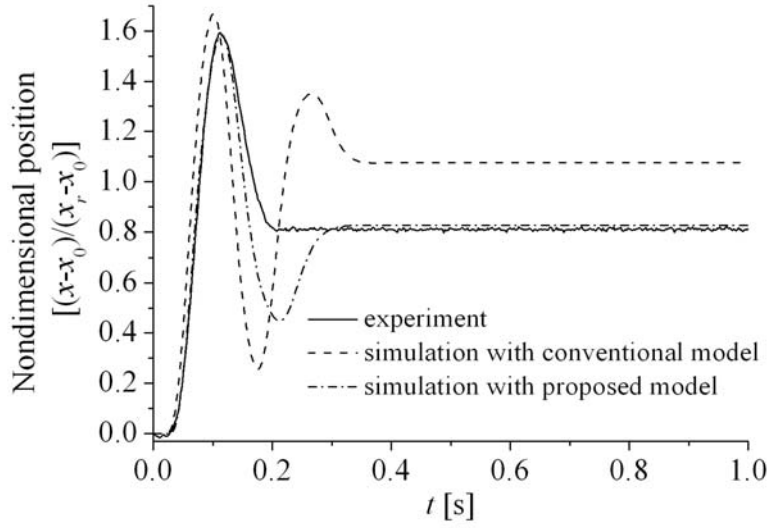


(b) $K_p : 32.52 [\text{V/m}]$

Fig. 13 Comparison of experimental results
with simulation results ($d : 4 [\text{mm}]$, $L : 10 [\text{m}]$)

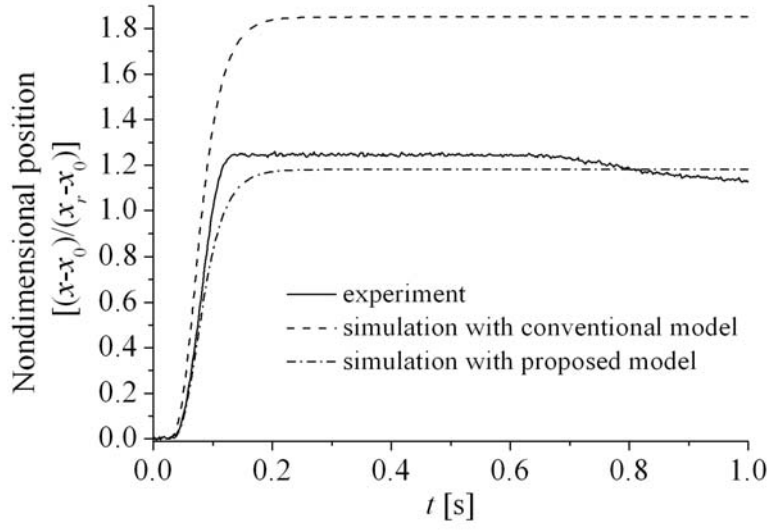


(a) $K_p : 13.00 \text{ [V/m]}$

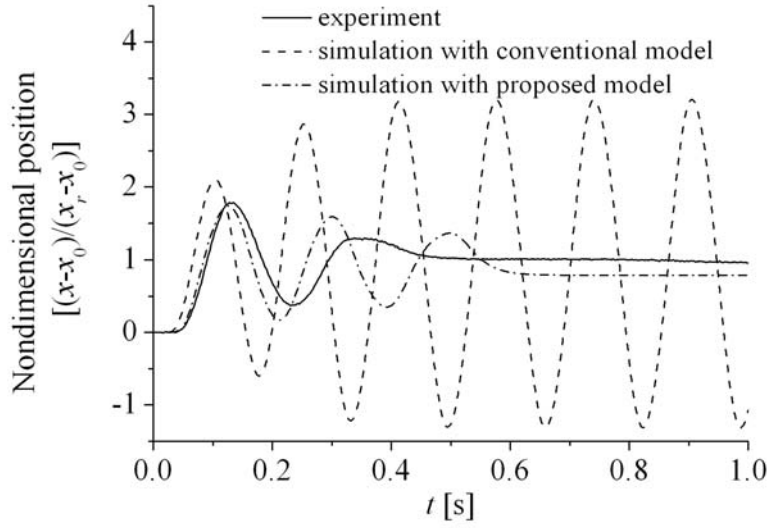


(b) $K_p : 20.41 \text{ [V/m]}$

Fig. 14 Comparison of experimental results
with simulation results ($d : 6.5 \text{ [mm]}$, $L : 1 \text{ [m]}$)

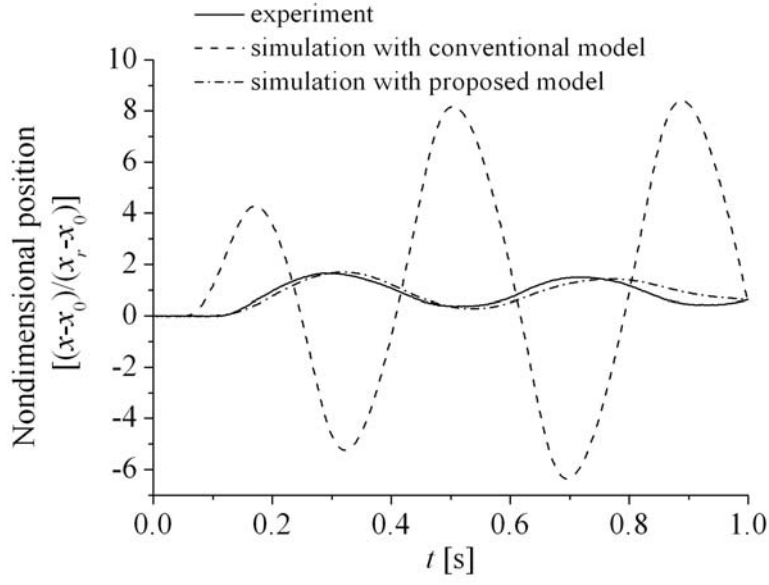


(a) $K_p : 15.77 [\text{V/m}]$

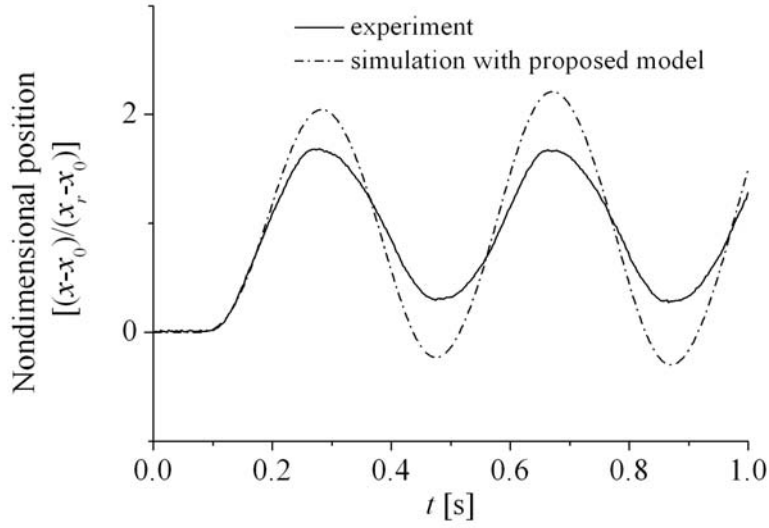


(b) $K_p : 24.76 [\text{V/m}]$

Fig. 15 Comparison of experimental results
with simulation results ($d : 6.5 [\text{mm}]$, $L : 2 [\text{m}]$)



(a) K_p 26.61 [V/m]



(b) K_p :41.78 [V/m]

Fig. 16 Comparison of experimental results
with simulation results(d : 5 [mm], L : 10 [m])

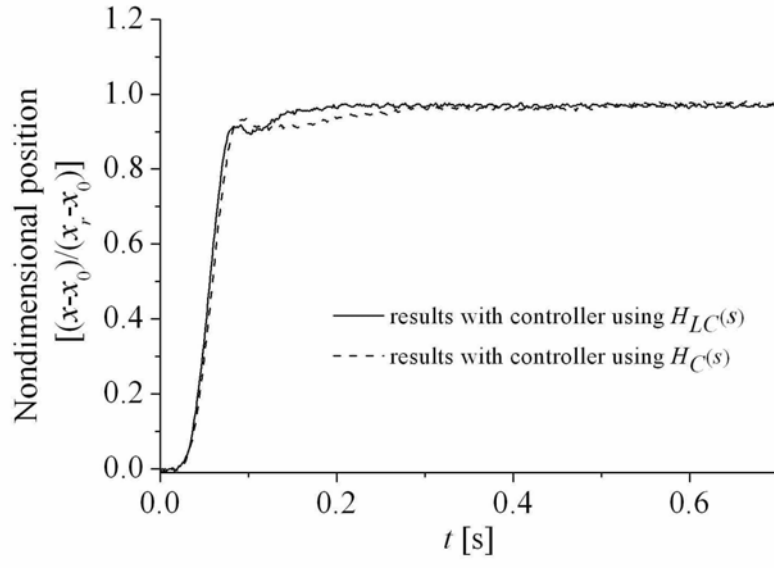
4.4.2 PDD^2 제어기를 이용한 결과 및 고찰

Fig. 17~22 는 Table 7 에 나타낸 제어기를 사용하여 위치 제어 실험을 수행한 결과이고, 실선은 $H_{LC}(s)$ 를 이용하여 설계한 제어기를 사용한 실험 결과, 파선은 $H_C(s)$ 를 이용하여 설계한 제어기를 사용한 실험 결과를 각각 나타낸다. Fig. 17~22 에서 피스톤의 초기 위치는 0.25[m], 목표 위치는 ± 0.1 [m]로 설정하였고, 종축은 시간, 횡축은 무차원화한 위치 응답을 나타낸다.

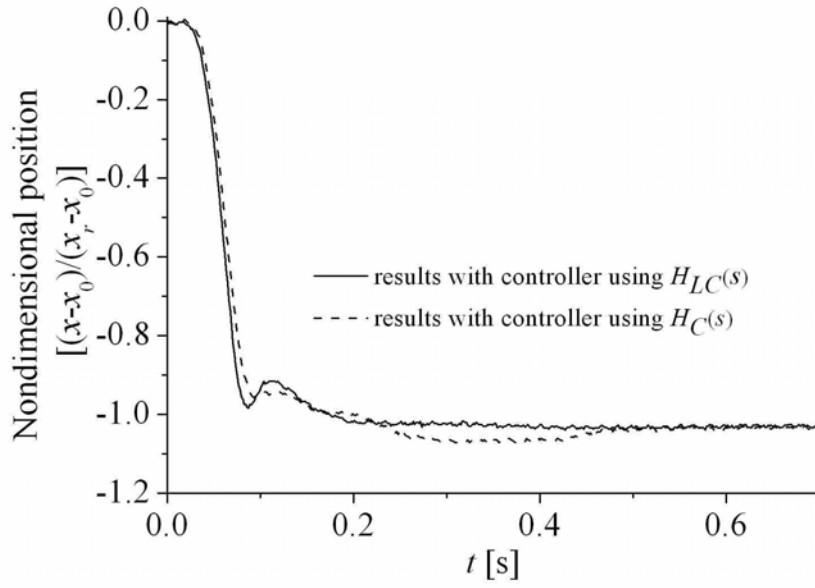
Fig. 17 과 18 은 내경 6.5[mm]인 관을 사용한 결과이고, 길이가 비교적 짧은 관을 사용한 경우에는 어느 모델을 사용하여 제어기를 설계해도 비슷한 응답이 얻어지지만 $H_{LC}(s)$ 를 사용하여 설계된 제어기를 이용하면 목표치 부근에서 보다 안정된 응답이 얻어짐을 알 수 있다.

Fig. 19~21 은 내경 6.5[mm]인 관을 사용한 결과이고, 길이가 1[m]와 2[m]인 비교적 짧은 관을 사용한 경우에는 Fig. 17,18 과 유사한 결과가 얻어지지만 관이 길어지면 $H_{LC}(s)$ 를 사용하여 설계된 제어기를 이용한 경우가 $H_C(s)$ 를 사용하여 설계된 제어기를 이용한 경우보다 동특성과 정특성에서 뛰어난 응답을 보임을 알 수 있다.

Fig. 22 는 내경 5[mm], 길이 10[m]인 관을 사용한 결과이고, 관의 길이가 길어지면 $H_{LC}(s)$ 를 사용하여 설계된 제어기를 이용한 경우가 뛰어난 응답을 보임을 알 수 있다.

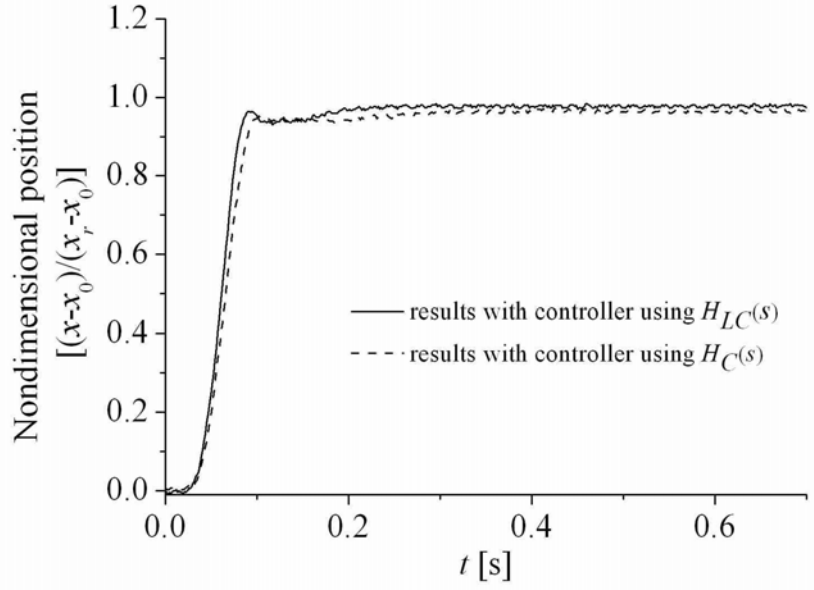


(a) $x_r: 0.1$ [m]

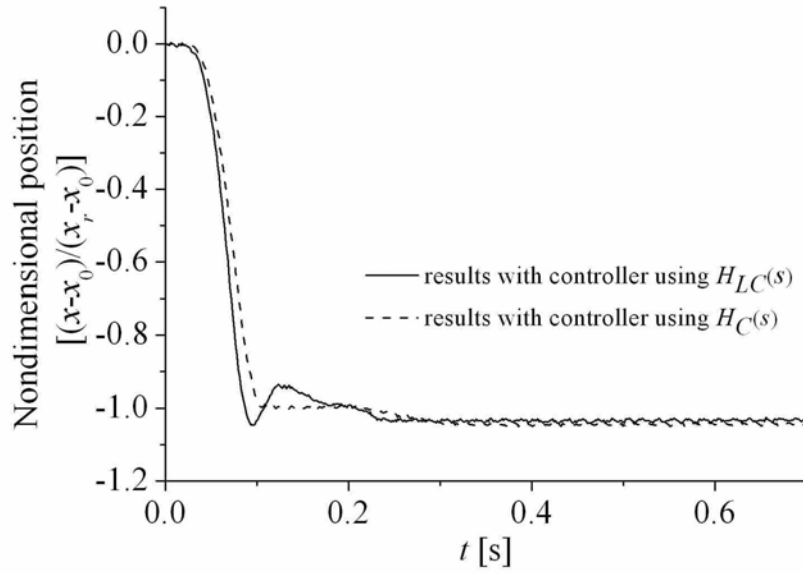


(b) $x_r: -0.1$ [m]

Fig. 17 Position control results with a state feedback controller ($d: 0.0065$ [m], $L: 1.0$ [m])

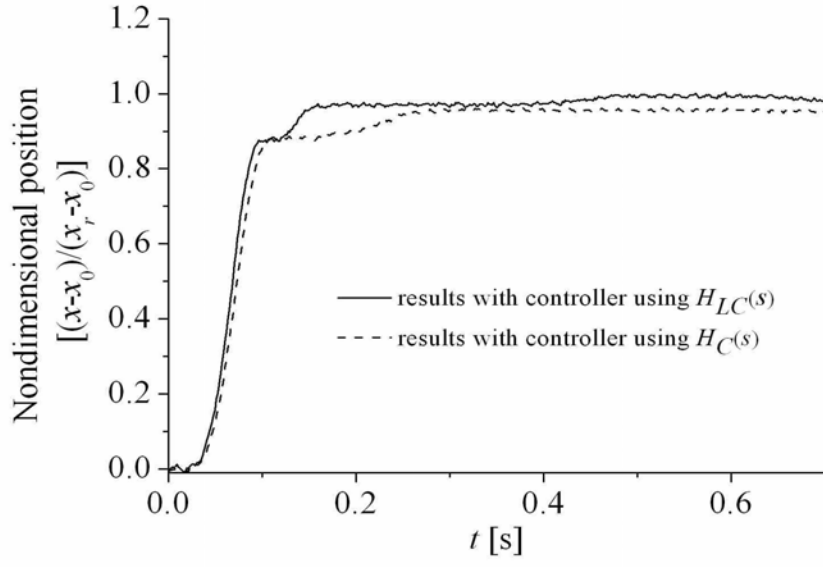


(a) $x_r: 0.1$ [m]

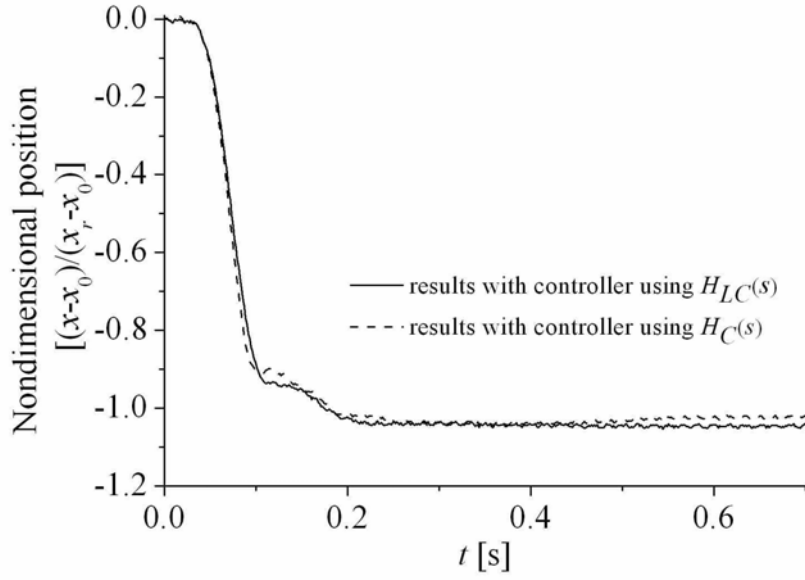


(b) $x_r: -0.1$ [m]

Fig. 18 Position control results with a state feedback controller ($d: 0.0065$ [m], $L: 2.0$ [m])

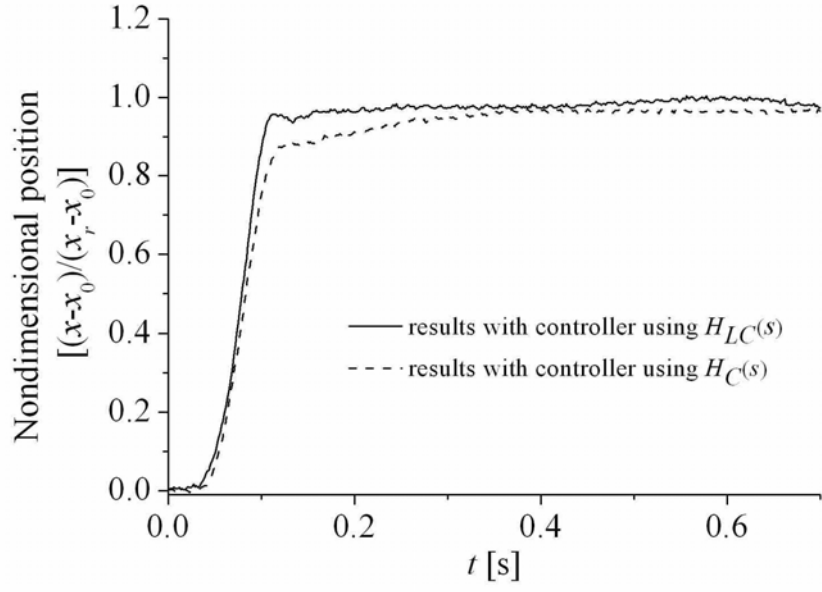


(a) $x_r : 0.1$ [m]

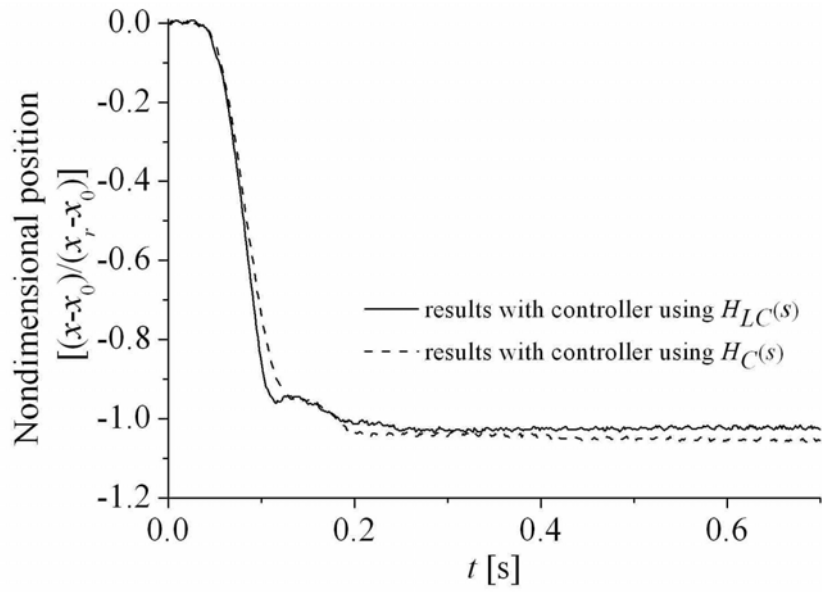


(b) $x_r : -0.1$ [m]

Fig. 19 Position control results with a state feedback controller ($d : 0.004$ [m], $L : 1.0$ [m])

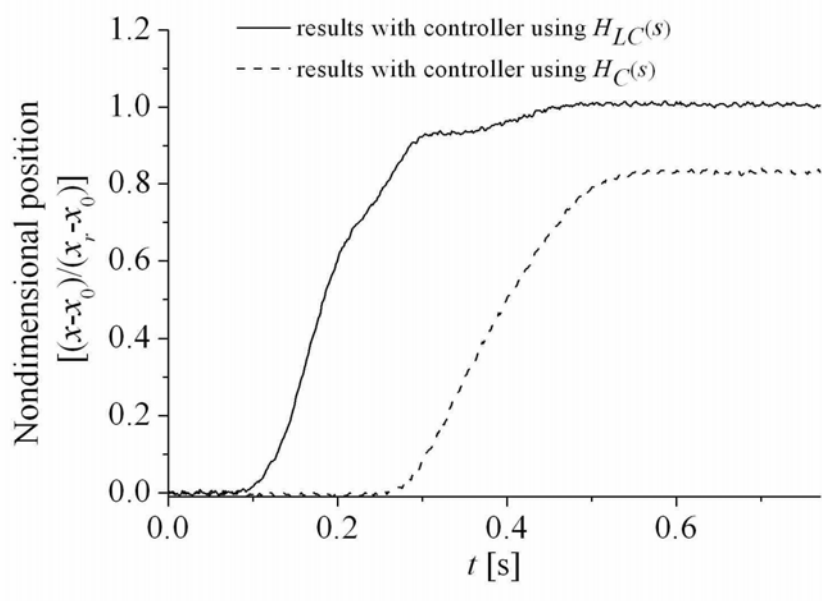


(a) $x_r : 0.1$ [m]

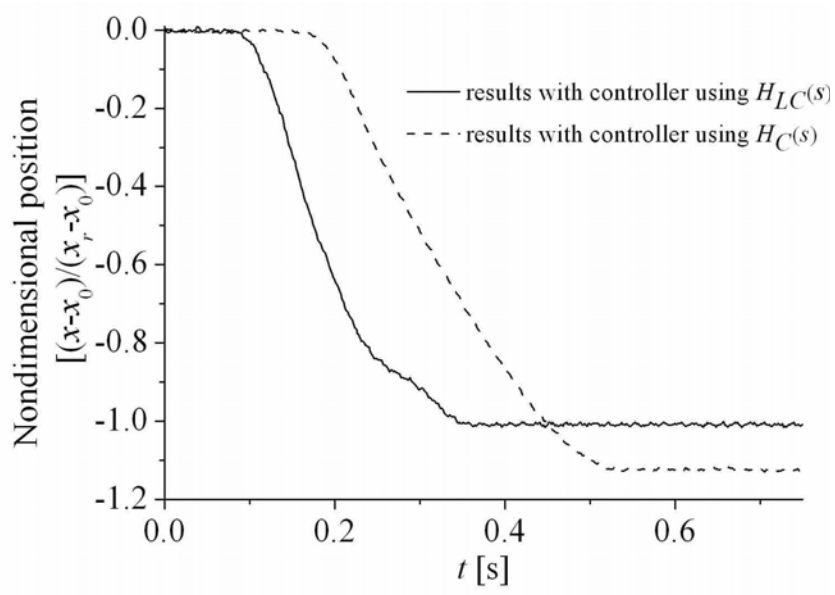


(b) $x_r : -0.1$ [m]

Fig. 20 Position control results with a state feedback controller ($d : 0.004$ [m], $L : 2.0$ [m])

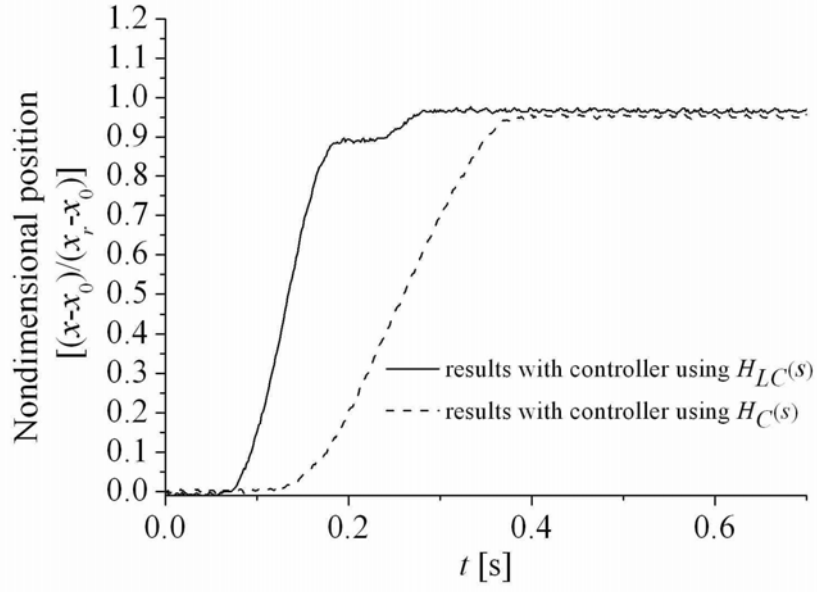


(a) $x_r : 0.1$ [m]

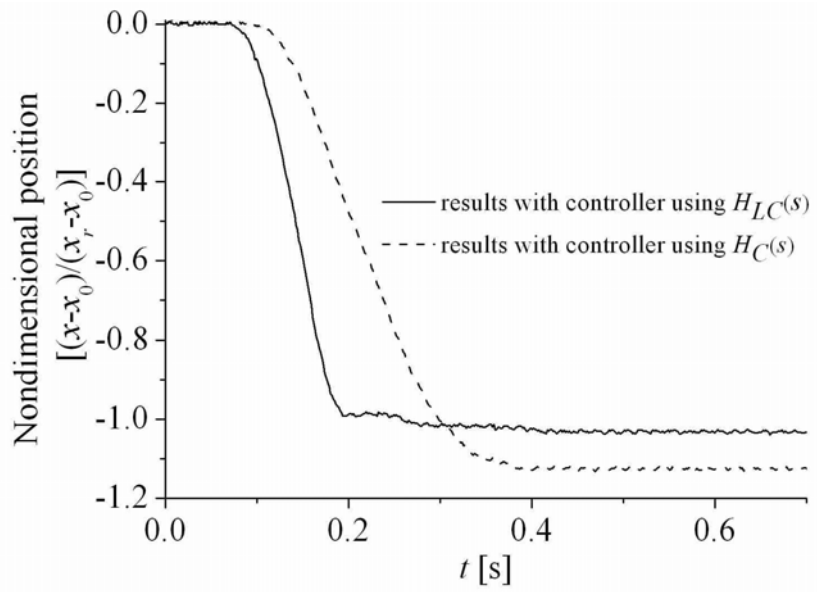


(b) $x_r : -0.1$ [m]

Fig. 21 Position control results with a state feedback controller ($d : 0.004$ [m], $L : 10.0$ [m])



(a) $x_r : 0.1$ [m]



(b) $x_r : -0.1$ [m]

Fig. 22 Position control results with a state feedback controller ($d : 0.005$ [m], $L : 10.0$ [m])

제 5 장 결 론

공기압 동력 전달 관로는 압축 공기를 액추에이터로 공급하기 위한 필수 요소이지만, 모델링이 용이하지 않기 때문에 기존 연구에서는 단순한 시간 지연요소 또는 편미분 방정식으로 표현된 비선형요소로 기술하였다. 본 논문에서는 관로를 선형화한 공기압 실린더 위치 제어계의 모델을 도출하기 위하여 관로의 동특성을 2 차계로 근사한 5 차계 위치 제어계 모델을 유도하였고 유도한 5 차계 모델을 실린더 구동부의 위치, 속도, 가속도를 피드백 하는 PDD^2 제어기에 적용시키기 위해 전달관로의 전달특성을 고려한 3 차계의 저차원 모델을 도출하였다. 본 논문에서 제안한 관로 모델은 시간 지연 요소와 관로 양단 압력의 전달 특성을 고려한 모델이고 관로의 길이와 직경에 따라서 변화하는 선형 전달 함수의 형태이므로 본 논문에서 제안한 모델을 이용하면 관로를 포함한 위치 제어기를 용이하게 설계할 수 있다. 본 논문에서 제안한 모델의 타당성은 실험 결과와의 비교를 통하여 검증하였고, 관로의 동특성을 고려하지 않는 기존 모델과 비교하여 제안한 모델이 실험 결과와 잘 일치함을 확인하였다. 또한, 저차원화 한 모델을 토대로 설계한 제어기를 이용하면, 기존모델을 이용한 제어기보다 우수한 제어 성능이 얻어짐을 확인하였다.

참고문헌

- 1) C. P. Rohmann and E .C. Grogan, “On the Dynamics of Pneumatic Transmission Lines”, Transactions of the ASME, Vol. 97, pp. 853~874, 1957.
- 2) M. Yoshioka and Y. Morikawa, “Transient Response of Volume-Terminated Pneumatic Transmission Lines”, Transactions of the SICE, Vol. 17, No. 9, pp. 920~926, 1981.
- 3) 장지성, 이광국, 최명수, “긴 전달관로를 갖는 공압제어계의 압력 제어”, 대한기계학회논문집 A 권, 제 27 권, 제 4 호, pp. 567~576, 2003.
- 4) R. Edmond and H. Yildirim, “A High Performance Pneumatic Actuator System: Part I –Nonlinear Mathematical Model”, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 122, September, pp. 416 ~ 425, 2000.
- 5) T. Kagawa et al., “A Study of Unsteady Flow in Pneumatic Pipe-Chamber System”, Transactions of the SICE, Vol. 28, No. 6, pp. 655~663, 1992.
- 6) N. Tukamoto, Y. Kawakami and K. Nakano, “An Application of Gain-scheduling Control to a Pneumatic Servo Systems”, Transactions of the Japan Fluid Power Systems Society, Vol. 33, No. 1, pp. 15~20, 2002.

- 7) T. Noritugu and M. Takaiwa, "Design of Pneumatic Servo System Using Disturbance Observer", Transactions of the SICE, Vol. 31, No. 1, pp. 82~88, 1995.
- 8) D. McCLOY and H. R. Martin, "Control of Fluid Power", JOHN WILLY & SONS Inc., pp. 236~240, 1980.
- 9) 일본 유공압 공업회 편집위원회, "實用空氣壓ポケットブック", タカラ印刷紙工株式會社, pp. 25~26, 1990.
- 10) J. S. Jang et al., "Pneumatic Servo System for Accurate and Speedy Positioning with Externally Pressurized Air Bearings", Proceedings of 11th Symposium on Fluid Control of SICE, pp. 101~106, 1996.
- 11) Hanafusa, H., "Design of Electrohydraulic Servo Control Systems for Articulated Robot Arm Control," The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 20, No. 7, pp. 429~436. 1982.