

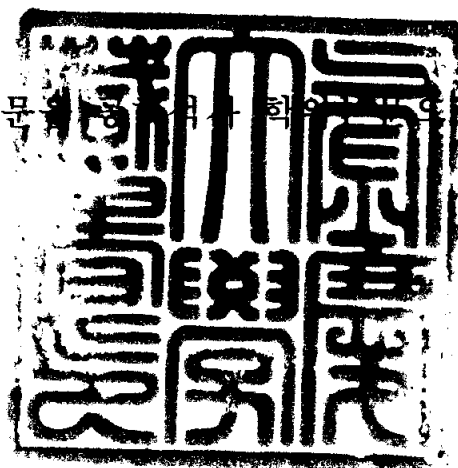
710
4/1
116
= 2

공학석사 학위논문

공기압 실린더 구동장치를 이용한 힘과 위치 동시제어에 관한 연구

지도교수 장 지 성

이 논문은 공학석사 학위논문으로 제출함



2003년 2월

부경대학교 대학원

제어기계공학과

조 민 수

조민수의 공학석사 학위논문을 인준함

2002년 12월 26일

주 심 공 학 박 사 김 영 복



위 원 공 학 박 사 양 주 호



위 원 공 학 박 사 장 지 성



목 차

Abstract	1
기호설명	3
제 1 장 서 론	5
제 2 장 제어장치의 구성	7
제 3 장 제어계의 모델링	9
3.1 실린더 구동계의 기초 방정식	9
3.2 실린더의 상호 간섭을 고려하지 않은 제어계의 선형 모델	14
3.3 실린더의 상호 간섭을 고려한 제어계의 선형 모델	17
제 4 장 제어기 설계	19
4.1 실린더의 상호 간섭을 고려하지 않은 제어기 설계	19
4.2 실린더의 상호 간섭을 고려한 제어기 설계	24
4.2.1 비 간섭 제어기 설계	24
4.2.2 외란 관측기과 비 간섭 제어를 병용한 제어기 설계	29
제 5 장 실험 결과 및 고찰	32
5.1 LQ 제어를 이용한 실험 결과	32
5.2 비 간섭 제어를 이용한 실험 결과	38
5.3 외란 관측기과 비 간섭 제어를 병용한 제어를 이용한 실험 결과	44
제 6 장 결론	52
참고 문헌	53

Position and Force Simultaneous Control of Pneumatic Cylinder Driving System

Min-Su Cho

Department of Control and Mechanical Engineering

The Graduate School

Pukyong National University

Abstract

In this paper, a controller design method which controls position and force of two-link pneumatic cylinder driving system simultaneously is proposed.

The controller developed in this paper is composed of a non-interacting controllers and two disturbance observers. The non-interacting controller is derived from the dominating equations of the pneumatic cylinder driving system to compensate for interaction of two cylinders. The disturbance observers including simplified linear model are designed to reduce the effect of model discrepancy of the driving system in the low frequency range which cannot be suppressed by the non-interacting controller.

A control equipment used in this paper is composed of two pneumatic cylinders connected in series and two control valves. The control

equipment offers a considerable advantage as to non-interaction of the cylinders because of the low stiffness of the pneumatic driving system.

The experimental results with the designed controller show that the interacting effect of two cylinders is eliminated remarkably and two cylinders track the given trajectory more accurately than a state feedback controller does.

기호설명

본 논문에서 사용한 기호는 아래와 같다.

A : 실린더 수압면적 [m^2]

B : 동마찰 계수 [N/m/s]

F_L : 외부 부하력 [N]

G : 질량 유량 [kg/s]

k : 비열비

k_q : 제어 밸브 유량이득 [kg/s/V]

k_p : 제어 밸브 압력-유량이득 [kg/s/Pa]

L : 실린더 총 스트로크 [m]

m : 부하 질량 [kg]

P : 실린더 실 압력 [Pa]

R : 기체상수 [J/kg/K]

s : 라플라스 연산자

s_e : 밸브 유효 단면적 [m^2]

T : 온도 [K]

t : 시간 [s]

u : 제어 밸브 입력 [V]

V : 실린더 내부 체적 [m^3]

x : 피스톤 위치 [m]

ω_n : 고유진동수 [rad/s]

ζ : 감쇠비

참자

a : 위치 제어 실린더

b : 힘 제어 실린더

1 : 공기의 유입

2 : 공기의 유출

s : 공급

atm : 대기

제 1 장 서 론

공기압 실린더를 이용한 구동 장치는 구성이 간단하고 또한 산업현장에서 압축공기를 사용하고 있기 때문에 동력원인 압축공기 공급장치를 별도로 설치하지 않아도 되는 장점이 있으므로, 자동화 시스템을 저렴한 가격으로 구성하고자 하는 경우에 폭넓게 이용되고 있다⁽¹⁾. 그러나 공기의 특성에 기인하는 비선형 특성 때문에 고성능의 제어를 실현하기가 용이하지 않으므로 단순한 반복작업에 주로 사용되고 있다⁽²⁾. 이러한 문제점을 극복하기 위해서는 구성요소의 고 기능화, 공기압 구동 장치가 장점을 가지는 응용영역의 파악 및 적절한 제어기법의 도입에 의한 공기압 제어 기구의 고 성능화가 실현되어야 하고, 공기압 제어 기구의 고 성능화가 이루어진다면 최근의 로봇틱스, 메카트로닉스 기술이 다양한 형태의 구동수단을 요구하고 있으므로 현재의 단순한 응용형태를 탈피하여 고 기능이 요구되는 새로운 응용분야에 적용할 수 있을 것이다.

본 논문에서는 피로시험기 제작을 목적으로 2개의 공기압 실린더를 직렬로 연결한 장치를 구성하고 위치와 힘을 동시에 제어하는 제어기를 설계한다. 제작한 장치는 강성이 작은 공기압 구동장치의 특징에 의하여 축간의 간섭이 작으므로 직렬로 연결된 2개의 실린더를 동시에 구동하여 독립적인 출력을 원하는 경우에 유리하고, 부드러운 재질(예, 자동차 서스펜션에 사용되는 방진고무 등)로 만들어진 부품의 특성 분석 및 내구 시험과 같은 저 부하가 요구되는 저 주파수의 가진 장치로써 적합할 것으로 생각된다. 설계한 제어기는 위치 제어 실린더와 힘 제어 실린더 상호간의 간섭을 억제하기 위한 비간섭 제어기⁽³⁾와 모델링 오차를 보상하기 위한 외란 관측기⁽⁴⁾를 병용하는 구조로 구성하였다.

본 논문에서 제안하는 제어 장치의 성능은 실험을 통하여 검증하였고, 다양한 목표 입력에 대하여 양호한 제어 성능을 얻을 수 있었다.

본 논문은 1~6장으로 구성되고, 각 장을 요약하면 다음과 같다.

제 1장 「서론」에서는 공기압 실린더 구동 장치를 이용하는 경우의 장·단점을 거론하고, 본 논문에서 제안하는 제어 장치의 개요, 목적 및 논문의 구성을 소개한다.

제 2장 「제어 장치의 구성」에서는 본 논문에서 제작한 제어 장치의 구조, 구성 부품 및 구성 요소의 재원을 설명한다.

제 3장 「제어계의 구성 방정식」에서는 공기압 실린더 구동장치의 동특성을 표현하는 비 선형 수학 모델을 제시한 후, 실린더 상호간의 간섭을 고려하지 않은 선형화 입·출력 모델과 실린더 상호간의 간섭을 유체 스프링 형태로 가정하여 도출한 선형화 입·출력 모델을 기술한다.

제 4장 「제어기 설계」에서는 위치 제어 실린더와 힘 제어 실린더 상호간의 간섭과 모델링 오차를 보상하기 위한 제어기와 실린더 상호간의 간섭을 고려하지 않은 최적 제어기를 설계하고 각 제어기의 특징을 기술한다.

제 5장 「실험 결과 및 고찰」에서는 제 4장에서 설계한 제어기를 이용하여 다양한 목표 입력을 인가하였을 때의 제어 결과를 제시하고 제어 장치의 성능 및 제어 결과를 고찰한다.

제 6장 「결론」에서는 본 논문에서 얻어진 성과 및 향후의 연구 과제를 기술한다.

제 2 장 제어장치의 구성

본 논문에서 제작한 공기압 실린더 구동장치를 Fig. 2.1에 나타낸다.

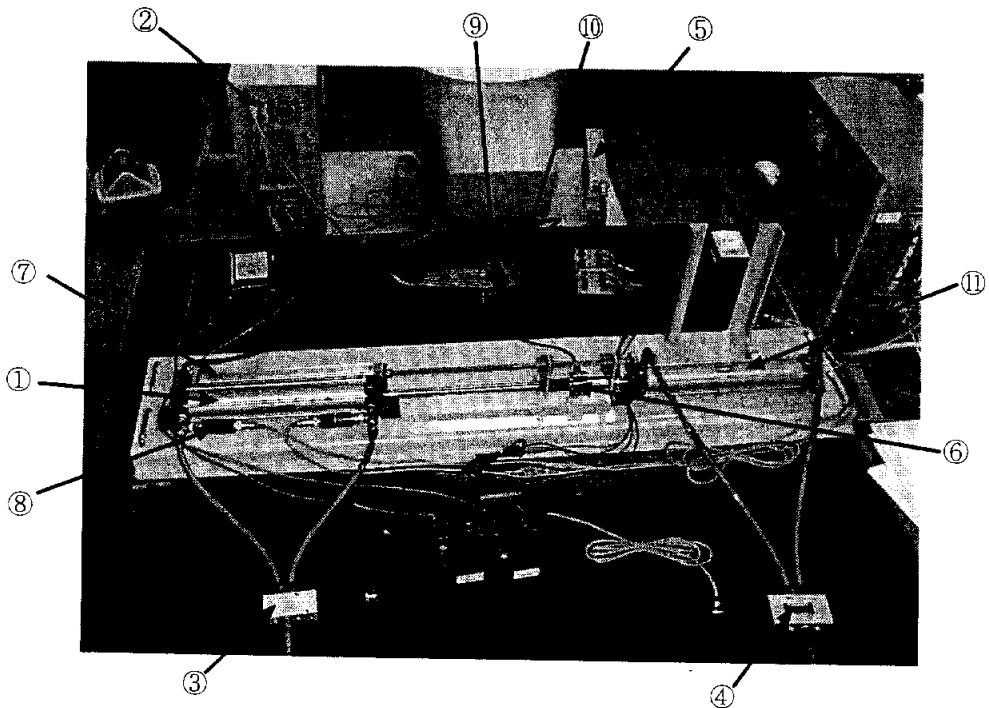


Fig. 2.1 Pneumatic cylinder driving system

공기압 실린더(①, ⑪)는 복동식 편로드 실린더를 사용하였다. 힘 제어 실린더(⑪)에서 발생하는 부하력을 계측하기 위한 로드셀(⑥)은 양 실린더 로드 중양에 설치했고, 실린더의 위치 변화를 측정하기 위한 포텐쇼미터(⑦)는 위치 제어 실린더(①)의 측면부분에 실린더 로드와 평행하도록 장착했다. 각 센서에서 검출된 신호는 A/D 변환기(⑨)를 이용하여 제어용 컴퓨터(②)로 입력하였고, 각 실린더를 제어하는 제어 밸브(③, ④)로의 입력신호는 D/A변환기(⑩)를 통하여 제어용 컴퓨터로부터 출력하였다. 공기압 실린더 구동장치를 구성하는 각 구성요소의 재원을 Table 2.1에 나타낸다.

**Table 2.1 Characteristics of components used in the
pneumatic cylinder driving system**

Component	Characteristics
①, ⑪ Pneumatic cylinder	model : CA1B40-300 piston diameter : 40 [mm] load diameter : 16 [mm] full stroke : 300 [mm] company : (株) SMC
② Control pc	CPU : Intel Pentium MMX 233 [MHz]
③ Control valve	model : MPYE-5-1/8-HF-010B input voltage : 0 ~ 10 [V] company : FESTO
④ Control valve	model : MPYE-5-1/4-010B input voltage : 0 ~ 10 [V] company : FESTO
⑤ DC strain amplifier	model : AS 2103 company : NEC Instruments,Ltd
⑥ Load cell	model : MNT-100L rated output : 2.0 ± 0.005 [mV/V] company : (株) CAS
⑦ Potentiometer	model : LTM300S stroke : 300 [mm] linearity : ± 0.05 % company : GEFran
⑧ Pressure transducer	model : PSHK0010KCAG resolution : 1.5 kPa company : (株) Sensys
⑨ A/D converter	model : PCL-812PG resolution : 12 bit company : Advantech.
⑩ D/A converter	model : PCL-812PG resolution : 12 bit company : Advantech.

제 3 장 제어계의 모델링

3.1 실린더 구동계의 기초방정식

공기압 실린더를 이용한 제어장치의 개략도를 Fig. 3.1에 나타낸다.

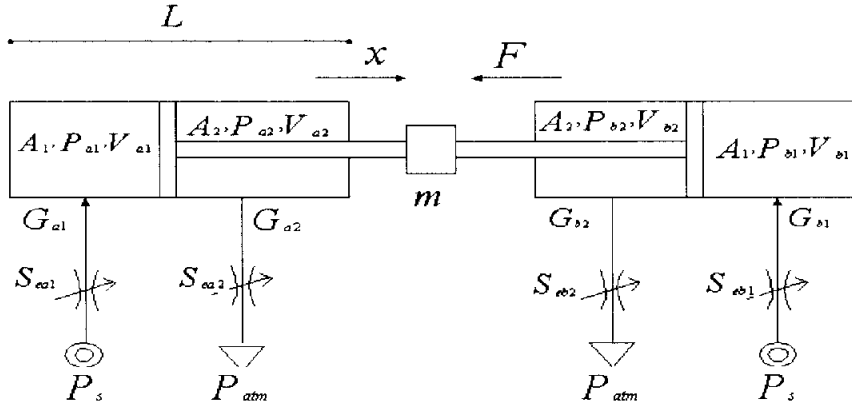


Fig. 3.1 Schematic diagram of a pneumatic cylinder driving system

실린더의 운동을 나타내는 기초 방정식은 다음과 같다.

① 위치 제어 실린더로 공급되는 질량 유량 G_{a1}

$P_{a1}/P_s > 0.528$ 인 경우

$$s_{ea1} P_s \sqrt{\frac{2k}{RT_s(k-1)} \left\{ \left(\frac{P_{a1}}{P_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{a1}}{P_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\}} \quad (3.1)$$

$P_{a1}/P_s \leq 0.528$ 인 경우

$$s_{ea1} P_s \sqrt{\frac{k}{RT_s} \left(\frac{2}{k} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3.2)$$

② 위치 제어 실린더에서 방출되는 질량 유량 G_{d2}

$P_{atm}/P_{d2} > 0.528$ 인 경우

$$s_{ed2}P_{d2}\sqrt{\frac{2k}{RT_2(k-1)}\left\{\left(\frac{P_{atm}}{P_{d2}}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{P_{atm}}{P_{d2}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}} \quad (3.3)$$

$P_{d2}/P_{atm} \leq 0.528$ 인 경우

$$s_{ed2}P_s\sqrt{\frac{k}{RT_s}\left(\frac{2}{k}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3.4)$$

③ 힘 제어 실린더로 공급되는 질량 유량 G_{b1}

$P_{b1}/P_s > 0.528$ 인 경우

$$s_{eb1}P_s\sqrt{\frac{2k}{RT_s(k-1)}\left\{\left(\frac{P_{b1}}{P_s}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{P_{b1}}{P_s}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}} \quad (3.5)$$

$P_{b1}/P_s \leq 0.528$ 인 경우

$$s_{eb1}P_s\sqrt{\frac{k}{RT_s}\left(\frac{2}{k}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3.6)$$

④ 힘 제어 실린더에서 방출되는 질량 유량 G_{b2}

$P_{atm}/P_{b2} > 0.528$ 인 경우

$$s_{eb2}P_{b2}\sqrt{\frac{2k}{RT_2(k-1)}\left\{\left(\frac{P_{atm}}{P_{b2}}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{P_{atm}}{P_{b2}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right\}} \quad (3.7)$$

$P_{b2}/P_{atm} \leq 0.528$ 인 경우

$$s_{eb2} P_s \sqrt{\frac{k}{RT_s} \left(\frac{2}{k} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (3.8)$$

⑤ 실린더 내부 압력 변화

실린더 내부 압력의 변동폭이 크다고 가정하여 실린더 내부 공기의 상태 변화를 단열 변화로 생각하면 아래의 식이 성립한다.

$$\frac{\Delta P_{a1}}{\Delta t} = -\frac{k}{V_{a1}} \left\{ -P_{a1} \frac{\Delta V_{a1}}{\Delta t} + \Delta G_{a1} RT_{a1} \right\} \quad (3.9)$$

$$\frac{\Delta P_{a2}}{\Delta t} = -\frac{k}{V_{a2}} \left\{ -P_{a2} \frac{\Delta V_{a2}}{\Delta t} - \Delta G_{a2} RT_{a2} \right\} \quad (3.10)$$

$$\frac{\Delta P_{b1}}{\Delta t} = -\frac{k}{V_{b1}} \left\{ -P_{b1} \frac{\Delta V_{b1}}{\Delta t} + \Delta G_{b1} RT_{b1} \right\} \quad (3.11)$$

$$\frac{\Delta P_{b2}}{\Delta t} = -\frac{k}{V_{b2}} \left\{ -P_{b2} \frac{\Delta V_{b2}}{\Delta t} - \Delta G_{b2} RT_{b2} \right\} \quad (3.12)$$

⑥ 실린더의 운동 방정식

$$m \frac{\Delta^2 x}{\Delta t^2} = A_1 \Delta P_{a1} - A_2 \Delta P_{a2} - A_1 \Delta P_{b1} + A_2 \Delta P_{b2} - B \frac{\Delta x}{\Delta t} - F_L \quad (3.13)$$

⑦ 제어장치에서 발생하는 힘

$$\Delta F = A_1 \Delta P_{a1} - A_2 \Delta P_{a2} + A_1 \Delta P_{b1} - A_2 \Delta P_{b2} \quad (3.14)$$

3.2 제어 밸브의 선형화

식 (3.1)~(3.8)에서 나타낸 비선형 유량방정식을 선형화⁽⁵⁾하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta G_{a1} = k_{qa} \Delta u_a - k_{pa} \Delta P_{a1} \quad (3.15)$$

$$\Delta G_{a2} = k_{qa} \Delta u_a + k_{pa} \Delta P_{a2} \quad (3.16)$$

$$\Delta G_{b1} = k_{qb} \Delta u_b - k_{pb} \Delta P_{b1} \quad (3.17)$$

$$\Delta G_{b2} = k_{qb} \Delta u_b + k_{pb} \Delta P_{b2} \quad (3.18)$$

식 (3.15)~(3.18)을 이용하기 위해서는 제어밸브의 유량이득과 압력-유량 이득을 구하여야 한다. 유량이득은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$k_{qa} = \frac{\partial G_a}{\partial s_{ea}} \frac{\partial s_{ea}}{\partial u_a} \quad (3.19)$$

$$k_{qb} = \frac{\partial G_b}{\partial s_{eb}} \frac{\partial s_{eb}}{\partial u_b} \quad (3.20)$$

식 (3.19), (3.20)에서 $\partial s_e / \partial u$ 는 실험에 의하여 구한 각 밸브의 유효 단면적과 제어입력의 기울기로부터 구할 수 있고, $\partial G / \partial s_e$ 는 실린더 내부의 평형 압력이 결정되면 식 (3.1)~(3.8)중 적절한 식을 유효 단면적에 대하여 편미분하면 얻을 수 있다.

Fig. 3.2와 같이 체적이 변하지 않는 용기로 공기를 공급하는 경우를 생각하면 용기 내부의 압력변화와 용기내부로 공급되는 질량 유량의 관계로부터 다음 식을 도출 할 수 있다.

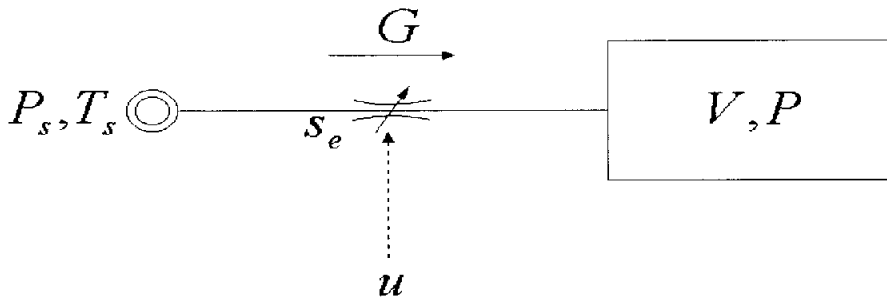
$$\frac{\Delta P}{\Delta t} = \frac{kRT_s}{V} G = \frac{kRT_s}{V} (k_q \Delta u - k_p \Delta P) \quad (3.21)$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta u} = \frac{k_q}{k_p} \left(\frac{1}{\frac{V}{kRT_s k_p} s + 1} \right) \quad (3.22)$$

그러므로, 제어밸브로 입력신호를 가한 후, 용기 내부의 압력 변화를 계측

하고 계측된 압력변화의 시정수 t_c 를 구하면 식 (3.22)를 이용하여 제어밸브의 압력-유량이득을 다음과 같이 도출할 수 있다.

$$k_p = \frac{V}{t_c k R T_s} \quad (3.23)$$



**Fig. 3.2 Schematic diagram of an experimental equipment
to obtain pressure-flow gain(k_p)**

3.3 실린더의 상호 간섭을 고려하지 않은 제어계의 선형 모델

두 실린더의 로드가 분리되어 간섭이 없다고 가정하면 위치 제어계 및 힘 제어계의 선형화 모델을 다음과 같이 구할 수 있다.

3.3.1 위치 제어계

평형상태에서 $x = x_0$, $V_{a1} = V_d + A_1 x_0$, $V_{a2} = V_d + A_2(L - x_0)$, $P_{a1} = P_{a10}$, $P_{a2} = P_{a20}$, $T_{a1} = T_{a2} = T_{atm}$ 로 가정하고, 힘 제어 실린더의 구속이 없으므로 $F_L = 0$ 으로 생각하여 위치 제어 실린더의 동특성을 기술하는 미분 방정식을 선형화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\frac{\Delta P_{a1}}{\Delta t} &= \frac{k}{V_{a1}} \left\{ -P_{a1} \frac{\Delta V_{a1}}{\Delta t} + \Delta G_{a1} R T_{a1} \right\} \\ &= \frac{k}{V_d + A_1 x_0} \left\{ -P_{a10} A_1 \frac{\Delta x}{\Delta t} + (k_{qa} \Delta u_a - k_{pa} \Delta P_{a1}) R T_{atm} \right\} \\ \therefore \Delta P_{a1} &= \frac{-\alpha_1 \Delta x s + \alpha_2 k_{qa} \Delta u_a}{s + \alpha_2 k_{pa}}, \\ \alpha_1 &= \frac{k}{V_d + A_1 x_0} P_{a10} A_1, \quad \alpha_2 = \frac{k}{V_d + A_1 x_0} R T_{atm}\end{aligned}\tag{3.24}$$

$$\begin{aligned}\frac{\Delta P_{a2}}{\Delta t} &= \frac{k}{V_{a2}} \left\{ -P_{a2} \frac{\Delta V_{a2}}{\Delta t} - \Delta G_{a2} R T_{a2} \right\} \\ &= \frac{k}{V_d + A_2(L - x_0)} \left\{ P_{a20} A_2 \frac{\Delta x}{\Delta t} - (k_{qa} \Delta u_a + k_{pa} \Delta P_{a2}) R T_{atm} \right\} \\ \therefore \Delta P_{a2} &= \frac{\alpha_3 \Delta x s - \alpha_4 k_{qa} \Delta u_a}{s + \alpha_4 k_{pa}}, \\ \alpha_3 &= \frac{k}{V_d + A_2(L - x_0)} P_{a20} A_2, \quad \alpha_4 = \frac{k}{V_d + A_2(L - x_0)} R T_{atm}\end{aligned}\tag{3.25}$$

식 (3.24), (3.25)에서 V_d 는 접속 관로 용적을 포함한 데드 볼륨(dead volume)을 나타낸다.

$$m \frac{\Delta^2 x}{\Delta t^2} = A_1 \Delta P_{a1} - A_2 \Delta P_{a2} - B \frac{\Delta x}{\Delta t}$$

$$\therefore \Delta x = \frac{A_1 \Delta P_{a1} - A_2 \Delta P_{a2}}{ms^2 + Bs} \quad (3.26)$$

식 (3.26)에 식 (3.24)와 (3.25)를 대입하여 정리하면 다음과 같은 선형 모델을 구할 수 있다. 단, 식 (3.24)와 (3.25)에서 $\alpha_2 = \alpha_4 = \alpha$ 로 정의한다.

$$\frac{\Delta x(s)}{\Delta u_a(s)} = H_a(s) = \frac{k_{na} \omega_{na}^2}{s(s^2 + 2\zeta_a \omega_{na} s + \omega_{na}^2)}, \quad \omega_{na}^2 = \frac{ak_{pa}B + A_1\alpha_1 + A_2\alpha_3}{m},$$

$$2\zeta_a \omega_{na} = \frac{B}{m} + ak_{pa}, \quad k_{na} \omega_{na}^2 = \frac{\alpha}{m} k_{qa}(A_1 + A_2) \quad (3.27)$$

3.3.2 힘 제어계

평형상태에서 $x = x_0$, $V_{b1} = V_d + A_1(L - x_0)$, $V_{b2} = V_d + A_2x_0$, $P_{b1} = P_{b10}$, $P_{b2} = P_{b20}$, $T_{b1} = T_{b2} = T_{atm}$ 로 가정하고, 위치 제어 실린더의 구속이 없으므로 $\Delta x / \Delta t = 0$ 으로 생각하여 힘 제어 실린더의 동특성을 기술하는 미분 방정식을 선형화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{b1}}{\Delta t} &= \frac{k}{V_{b1}} \left\{ -P_{b1} \frac{\Delta V_{b1}}{\Delta t} + \Delta G_{b1} R T_{b1} \right\} \\ &= \frac{k}{V_d + A_1(L - x_0)} \left\{ P_{b10} A_1 \frac{\Delta x}{\Delta t} + (k_{qb} \Delta u_b - k_{pb} \Delta P_{b1}) R T_{atm} \right\} \\ \Delta P_{b1} &= \frac{\alpha_5 \Delta x s + \alpha_6 k_{qb} \Delta u_b}{s + \alpha_6 k_{pb}}. \end{aligned}$$

$$\alpha_5 = \frac{k}{V_d + A_1(L - x_0)} P_{b10} A_1, \quad \alpha_6 = \frac{k}{V_d + A_1(L - x_0)} R T_{atm} \quad (3.28)$$

$$\therefore \Delta P_{b1} = \frac{\alpha_6 k_{qb} \Delta u_b}{s + \alpha_6 k_{pb}} \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\Delta P_{b2}}{\Delta t} &= \frac{k}{V_{b2}} \left\{ -P_{b2} \frac{\Delta V_{b2}}{\Delta t} - \Delta G_{b2} RT_{b2} \right\} \\
&= \frac{k}{V_d + A_2 x_0} \left\{ -P_{b20} A_2 \frac{\Delta x}{\Delta t} - (k_{qb} \Delta u_b + k_{pb} \Delta P_{b2}) RT_{atm} \right\} \\
\Delta P_{b2} &= \frac{-\alpha_7 \Delta x s - \alpha_8 k_{qb} \Delta u_b}{s + \alpha_8 k_{pb}}, \\
\alpha_7 &= \frac{k}{V_d + A_2 x_0} P_{b20} A_2, \quad \alpha_8 = \frac{k}{V_d + A_2 x_0} RT_{atm}
\end{aligned} \tag{3.30}$$

$$\therefore \Delta P_{b2} = -\frac{\alpha_8 k_{qb} \Delta u_b}{s + \alpha_8 k_{pb}} \tag{3.31}$$

$$\Delta F = A_1 \Delta P_{b1} - A_2 \Delta P_{b2} \tag{3.32}$$

식 (3.32)에 식 (3.29)와 (3.31)을 대입하여 정리하면 다음과 같은 선형 모델을 구할 수 있다. 단, 식 (3.29)와 (3.31)에서 $\alpha_6 = \alpha_8 = \alpha$ 로 정의한다.

$$\frac{\Delta F(s)}{\Delta u_b(s)} = H_b(s) = \frac{(A_1 + A_2) \alpha k_{qb}}{s + \alpha k_{pb}} \tag{3.33}$$

Fig. 3.3은 제어계의 블록선도를 나타낸다.

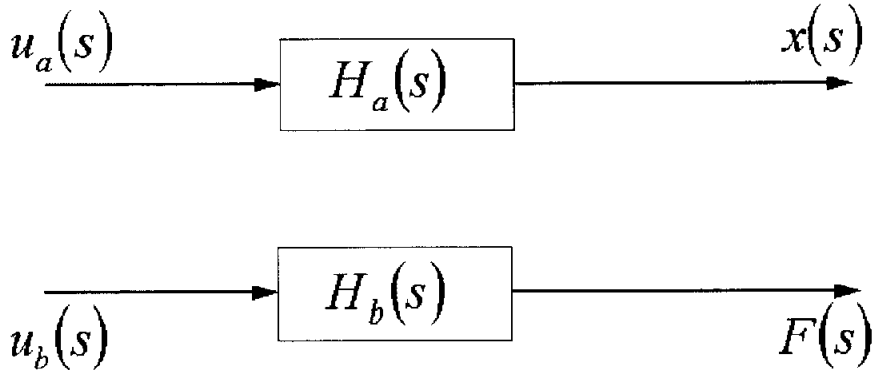


Fig. 3.3 Block diagram of the control system in case of ignoring interaction of cylinders

3.4 실린더의 상호 간섭을 고려한 제어계의 선형 모델

두 실린더의 로드가 연결되어 상호간에 간섭이 있고, 평형상태에서 $x = x_0$, $V_{a1} = V_d + A_1 x_0 = V_{b2}$, $V_{a2} = V_d + A_2(L - x_0) = V_{b1}$, $P_{a1} = P_{a10}$, $P_{a2} = P_{a20}$, $P_{b1} = P_{b10}$, $P_{b2} = P_{b20}$, $T_{a1} = T_{a2} = T_{b1} = T_{b2} = T_{atm}$ 로 가정하면 위치 제어계 및 힘 제어계의 선형화 모델을 다음과 같이 구할 수 있다.

3.4.1 위치 제어계

힘 제어 실린더에서 위치 제어 실린더로 가해지는 외부 부하력을 힘 제어 실린더의 유체 스프링⁽⁶⁾에 의한 반력으로 가정하면 외부 부하력은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$F_L = K_{Eb} \Delta x, \quad K_{Eb} = A_1 \alpha_5 + A_2 \alpha_7 \quad (3.34)$$

식 (3.24), (3.25), (3.28), (3.30) 및 (3.34)를 식 (3.13)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 선형 모델을 구할 수 있다. 단, 식 (3.24), (3.25), (3.28) 및 (3.30)에서 $\alpha_2 = \alpha_4 = \alpha_6 = \alpha_8 = \alpha$ 로 정의한다.

$$\Delta x(s) = H_{aa}(s) \Delta u_a(s) - H_{ab}(s) \Delta u_b(s),$$

$$H_{aa}(s) = \frac{H_{aan}(s)}{H_{aad}(s)}, \quad H_{ab}(s) = \frac{H_{abn}(s)}{H_{abd}(s)}$$

$$H_{aad}(s) = ms^4 + [B + m\alpha(k_{pa} + k_{pb})]s^3 + [K_{Ea} + K_{Eb} + B\alpha(k_{pa} + k_{pb}) + m\alpha^2 k_{pa} k_{pb}]s^2 + [K_{Ea}\alpha k_{pb} + K_{Eb}\alpha(k_{pa} + k_{pb}) + B\alpha^2 k_{pa} k_{pb}]s + \alpha^2 k_{pa} k_{pb} K_{Eb}$$

$$K_{Ea} = A_1 \alpha_1 + A_2 \alpha_3$$

$$H_{aan}(s) = \alpha k_{qa}(A_1 + A_2)s + \alpha^2 k_{qa} k_{pb}(A_1 + A_2)$$

$$H_{abd}(s) = H_{aad}(s)$$

$$H_{abn}(s) = \alpha k_{qb}(A_1 + A_2)s + \alpha^2 k_{qb} k_{pa}(A_1 + A_2) \quad (3.35)$$

3.4.2 힘 제어계

위치 제어 실린더의 구속을 고려하고, 실린더의 체적 변화를 무시하면 $\Delta x/\Delta t \approx 0$ 이 되므로 힘 제어 실린더의 동특성을 기술하는 미분 방정식을 선형화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\Delta F &= A_1 \Delta P_{a1} - A_2 \Delta P_{a2} + A_1 \Delta P_{b1} - A_2 \Delta P_{b2} \\ &= \frac{1}{s + \alpha k_{pa}} [\alpha k_{qa} (A_1 + A_2) \Delta u_a] + \frac{1}{s + \alpha k_{pb}} [\alpha k_{qb} (A_1 + A_2) \Delta u_b] \quad (3.36)\end{aligned}$$

$$\Delta F(s) = H_{ba}(s) \Delta u_a(s) + H_{bb}(s) \Delta u_b(s)$$

$$H_{ba}(s) = \frac{H_{ban}(s)}{H_{bad}(s)}, \quad H_{bb}(s) = \frac{H_{bbn}(s)}{H_{bbd}(s)}$$

$$H_{bad}(s) = s + \alpha k_{pa}$$

$$H_{ban}(s) = \alpha k_{qa} (A_1 + A_2) \Delta u_a$$

$$H_{bbd}(s) = s + \alpha k_{pb}$$

$$H_{bbn}(s) = \alpha k_{qb} (A_1 + A_2) \Delta u_b \quad (3.37)$$

Fig. 3.4는 제어계의 블록선도를 나타낸다.

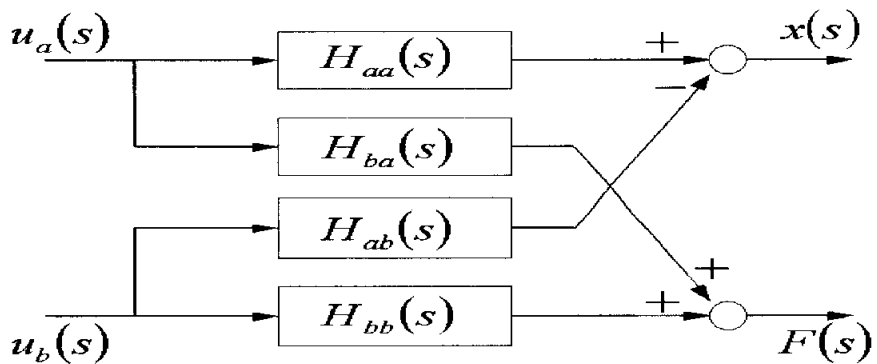


Fig. 3.4 Block diagram of the control system in case of considering interaction of cylinders

제 4 장 제어기 설계

제어기 설계에 이용한 제어 장치의 파라미터를 Table 4.1에 나타낸다

Table 4.1 Physical parameters of the control system

A_1	0.000804	A_2	0.0006
B	36.2	k	1.4
k_{pa}	7.6×10^{-9}	k_{pb}	1.3×10^{-8}
k_{qa}	0.002579	k_{qb}	0.003483
L	0.3	m	1
P_{a10}	491,300(abs)	P_{a20}	531,300(abs)
P_{b10}	531,300(abs)	P_{b20}	491,300(abs)
P_s	601,300(abs)	P_{atm}	101,300(abs)
R	287	T_{atm}	293
V_d	5.69×10^{-5}	x_o	0.123

4.1 실린더의 상호 간섭을 고려하지 않은 제어기 설계

본 절에서는 3.3절에서 유도한 선형화 모델을 이용하여 양 실린더의 힘과 위치를 제어하는 제어기를 설계한다.

4.1.1 위치 제어기 설계

본 항에서는 식 (3.27)에서 기술한 전달함수를 이용하여 LQ 제어기를 설계한다. 식 (3.27)에서 기술한 전달함수를 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{\hat{x}}(t) = \hat{A}\hat{x}(t) + \hat{B}u_a(t)$$

$$\hat{y}(t) = \hat{C}\hat{x}(t) + \hat{D}u_a(t)$$

$$\hat{x}(t) = [x(t) \ v(t) \ a(t)]^T$$

$$\hat{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_{na}^2 & -2\zeta_a\omega_{na} \end{bmatrix}, \quad \hat{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_{na}\omega_{na}^2 \end{bmatrix}, \quad \hat{C} = [1 \ 0 \ 0], \quad \hat{D} = [0]$$

$$v(t) = \frac{dx(t)}{dt}, \quad a(t) = \frac{d^2x(t)}{dt^2} \quad (4.1)$$

LQ 제어기의 설계를 위한 평가함수 J 를 다음과 같이 정의한다.

$$J = \int_0^\infty [\hat{x}^T(t)Q_a\hat{x}(t) + u_a^T(t)R_a u_a(t)]dt \quad (4.2)$$

식 (4.2)에서 상태 가중행렬 Q_a 는 양의 반 한정 대칭행렬이고, 제어 가중행렬 R_a 는 양의 한정 대칭행렬이다.

실시간에서 모든 상태 변수를 측정할 수 있다면 제어대수 Riccati식⁽⁷⁾의 해로부터 최적 제어 입력 $u_a(t)$ 를 다음과 같은 상태 피드백 형태로 실현시킬 수 있다.

$$u_a(t) = -N_a\hat{x}(t) \quad (4.3)$$

식 (4.3)에서 구한 LQ 제어기는 모델링 오차에 의한 정상상태 오차가 발생할 수 있으므로, 정상상태 오차를 억제하기 위해서는 각 오차 채널의 포워드 루프방향에 적분제어 요소를 포함시켜야 한다⁽⁸⁾.

적분제어 요소를 상태 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{z}_p(t) = -e_a(t) = -(x_r(t) - \hat{y}(t)) = \hat{y}(t) - x_r(t) = \hat{C}\hat{x}(t) - x_r(t) \quad (4.4)$$

식 (4.4)에서 $e_a(t)$ 는 위치 제어 오차, $x_r(t)$ 는 목표 위치를 나타낸다. 식 (4.4)에서 기술한 적분제어 요소를 식 (4.1)에 포함시킨 확장 모델은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\dot{x}_p(t) = A_p x_p(t) + B_p u_a(t)$$

$$y_p(t) = C_p x_p(t)$$

$$x_p(t) = \begin{bmatrix} z_p(t) \\ \hat{x}(t) \end{bmatrix}, A_p = \begin{bmatrix} 0 & \hat{C} \\ 0 & \hat{A} \end{bmatrix}, B_p = \begin{bmatrix} 0 \\ \hat{B} \end{bmatrix}, C_p = [0 \quad \hat{C}] \quad (4.5)$$

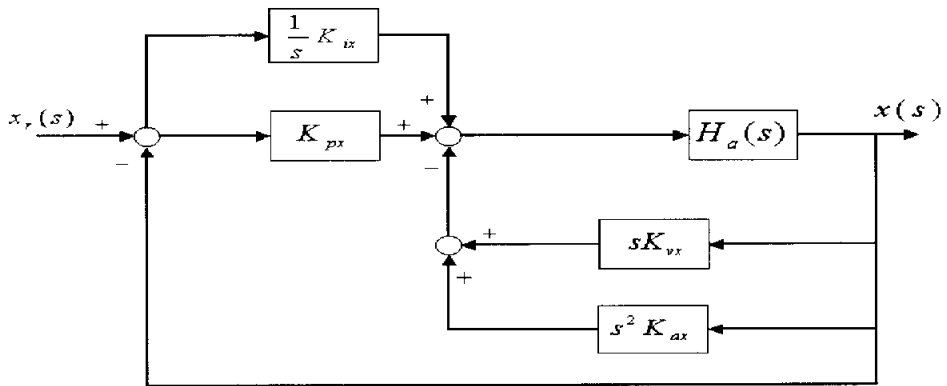
제어기 설계에 이용한 상태 가중행렬 Q_a 와 제어 가중행렬 R_a 는 다음과 같다.

$$Q_a = \begin{bmatrix} 5000 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 50000 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, R_a = [1] \quad (4.6)$$

식 (4.6)에서 기술했던 Q_a 와 R_a 를 이용하여 구해진 LQ제어기 이득은 다음과 같다.

$$N_a = [K_{ix} \quad K_{px} \quad K_{vx} \quad K_{ax}] = [70.7 \quad 225.4 \quad 4.3 \quad 0.0035] \quad (4.7)$$

이상에서 설계한 LQ 제어기를 포함한 위치 제어계의 블록 선도를 Fig. 4.1에 나타낸다.



**Fig. 4.1 Block diagram of position control system
including LQ controller**

4.1.2 힘 제어기 설계

본 항에서는 식 (3.33)에서 나타낸 전달함수를 이용하여 LQ 제어기를 설계한다. 식 (3.33)에서 기술한 전달함수를 상태방정식으로 표현하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{F}(t) = -\alpha k_{pb} F(t) + (A_1 + A_2) \alpha k_{qb} u_b(t) \quad (4.8)$$

정상 상태 오차를 억제하기 위한 적분제어 요소는 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{z}_p(t) = -e_b(t) = -(F_r(t) - F(t)) = F(t) - F_r(t) \quad (4.9)$$

식 (4.9)에서 $e_b(t)$ 는 힘 제어 오차, $F_r(t)$ 는 목표 힘을 나타낸다. 식 (4.9)로 표현된 적분제어 요소를 포함시켜서 확장 모델을 구하면 다음 식으로 표현된다.

$$\dot{F}_p(t) = A_p F_p(t) + B_p u_b(t)$$

$$y_p(t) = C_p F_p(t)$$

$$F_p(t) = \begin{bmatrix} z_p(t) \\ F(t) \end{bmatrix}, \quad A_p = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\alpha k_{pb} \end{bmatrix}, \quad B_p = \begin{bmatrix} 0 \\ (A_1 + A_2) \alpha k_{qb} \end{bmatrix}, \quad C_p = [0 \quad 1] \quad (4.10)$$

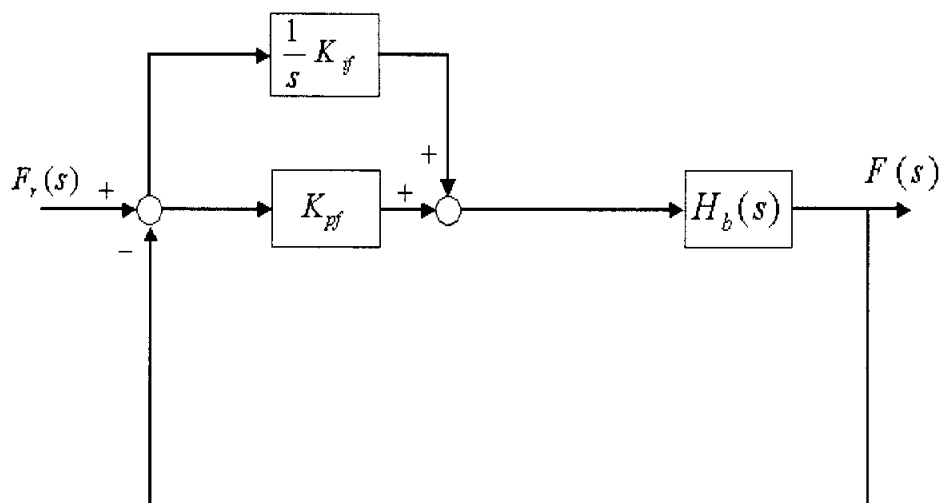
제어기 설계에 이용한 상태 가중행렬 Q_b 와 제어 가중행렬 R_b 는 다음과 같다.

$$Q_b = \begin{bmatrix} 0.5 & 0 \\ 0 & 0.05 \end{bmatrix}, \quad R_b = [1] \quad (4.11)$$

식 (4.11)에서 기술한 Q_b 와 R_b 를 이용하여 구해진 LQ제어기 이득은 다음과 같다.

$$N_b = [K_{if} \quad K_{pf}] = [2.23 \quad 0.23] \quad (4.12)$$

이상에서 설계한 LQ 제어기를 포함한 힘 제어계의 블록 선도를 Fig. 4.2에 나타낸다.



**Fig. 4.2 Block diagram of force control system
including LQ controller**

4.2 실린더의 상호 간섭을 고려한 제어기 설계

본 절에서는 3.4절에서 유도한 선형화 모델을 이용하여 힘과 위치를 제어하는 제어기를 설계한다.

4.2.1 비 간섭 제어기 설계

Fig. 3.4에서 알 수 있는 바와 같이 실린더 상호간의 간섭을 고려하면 특정 실린더로의 제어입력이 외란 형태로 다른 실린더의 제어출력에 영향을 미치게 된다. 그러므로 목표 입력을 정확하게 추종하기 위해서는 각 실린더의 출력에 영향을 미치는 상호간섭을 억제할 수 있는 제어기를 설계해야 한다.

Fig. 4.3은 비 간섭 제어기를 포함한 제어계의 블록선도를 나타낸다. Fig. 4.3에서 나타낸 제어기는 $C_{aa}(s)$, $C_{ba}(s)$, $C_{ab}(s)$, $C_{bb}(s)$ 를 유도하여 외란으로 작용하는 $H_{ba}(s)$ 와 $H_{ab}(s)$ 의 영향을 없애고, 그 결과 $x(s)/x_r(s)$, $F(s)/F_r(s)$ 가 $H_{ba}(s)$ 및 $H_{ab}(s)$ 와는 무관하게 지정한 폐루프 성능을 달성하도록 하는 기능을 한다.

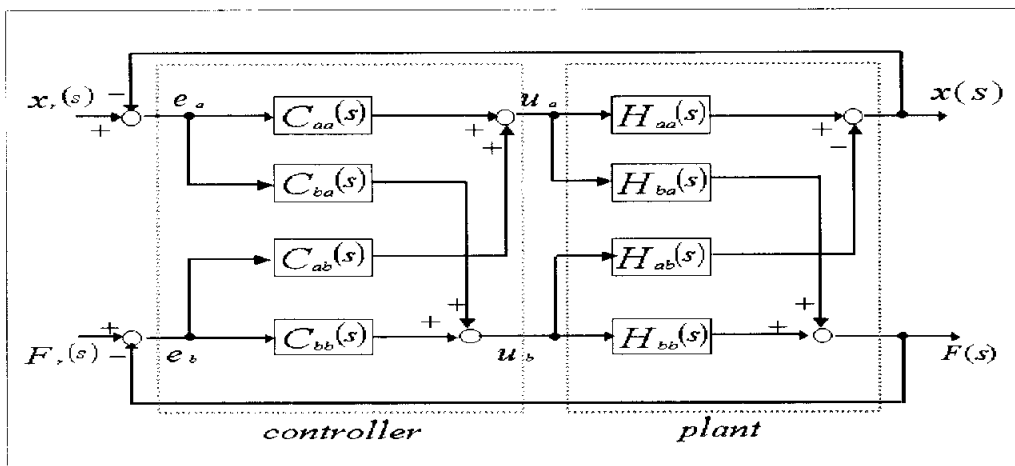


Fig. 4.3 Block diagram of the control system including non-interacting controller

$C_{aa}(s)$, $C_{ba}(s)$, $C_{ab}(s)$, $C_{bb}(s)$ 는 다음과 같이 유도한다. 그리고 이하에서는 라플라스 연산자 s 를 생략한다.

제어입력 u_a , u_b 와 위치 x , 힘 F 사이에는 다음과 같은 관계가 성립함을 알 수 있다.

$$x = H_{aa}u_a - H_{ab}u_b \quad (4.13a)$$

$$F = H_{ba}u_a + H_{bb}u_b \quad (4.13b)$$

오차 e_a , e_b 와 제어입력 u_a , u_b 사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$u_a = C_{aa}e_a + C_{ab}e_b \quad (4.14a)$$

$$u_b = C_{ba}e_a + C_{bb}e_b \quad (4.14b)$$

식 (4.14)를 식 (4.13)에 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$x = H_{aa}(C_{aa}e_a + C_{ab}e_b) - H_{ab}(C_{ba}e_a + C_{bb}e_b) \quad (4.15a)$$

$$F = H_{ba}(C_{aa}e_a + C_{ab}e_b) + H_{bb}(C_{ba}e_a + C_{bb}e_b) \quad (4.15b)$$

식 (4.15)를 오차 e_a, e_b 에 관하여 정리하면 다음과 같다.

$$x = (H_{aa}C_{aa} - H_{ab}C_{ba})e_a + (H_{aa}C_{ab} - H_{ab}C_{bb})e_b \quad (4.16a)$$

$$F = (H_{ba}C_{aa} + H_{bb}C_{ba})e_a + (H_{ba}C_{ab} + H_{bb}C_{bb})e_b \quad (4.16b)$$

e_b 가 x 에 미치는 영향과 e_a 가 F 에 미치는 영향을 억제하여 실린더 상호간의 간섭을 없애기 위해서는 식 (4.16)으로부터 다음과 같은 식을 유도할 수 있다.

$$H_{aa}C_{ab} - H_{ab}C_{bb} = 0 \quad (4.17a)$$

$$H_{ba}C_{aa} + H_{bb}C_{ba} = 0 \quad (4.17b)$$

위치 제어계에서 요구되는 페루프 전달 특성이 H_{xm} , 힘 제어계에서 요구되는 페루프 전달 특성이 H_{fm} 이라고 하면 목표 입력과 출력 사이에는 다음

과 같은 관계가 성립해야 한다.

$$x = H_{xn}x_r \quad (4.18a)$$

$$F = H_{fn}F_r \quad (4.18b)$$

식 (4.18)에 $x_r = x + e_a$, $F_r = F + e_b$ 를 대입하여 정리하면 다음 식이 구해진다.

$$x = \frac{H_{xn}}{1 - H_{xn}} e_a \quad (4.19a)$$

$$F = \frac{H_{fn}}{1 - H_{fn}} e_b \quad (4.19b)$$

식 (4.17)을 식 (4.16)에 대입하고, 식 (4.19)와 비교하면 다음과 같은 식이 유도된다.

$$\frac{H_{xn}}{1 - H_{xn}} = H_{aa}C_{aa} - H_{ab}C_{ba} \quad (4.20a)$$

$$\frac{H_{fn}}{1 - H_{fn}} = H_{ba}C_{ab} + H_{bb}C_{bb} \quad (4.20b)$$

식 (4.17)과 식 (4.20)을 연립하여 계산하면 C_{aa} , C_{ba} , C_{ab} , C_{bb} 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$C_{aa} = \frac{H_{bb}H_{xn}}{\Theta(1 - H_{xn})} \quad (4.21a)$$

$$C_{ab} = \frac{H_{ab}H_{fn}}{\Theta(1 - H_{fn})} \quad (4.21b)$$

$$C_{ba} = -\frac{H_{ba}H_{xn}}{\Theta(1 - H_{xn})} \quad (4.21c)$$

$$C_{bb} = \frac{H_{aa}H_{fn}}{\Theta(1 - H_{fn})} \quad (4.21d)$$

식 (4.21)에서 $\Theta = H_{aa}H_{bb} + H_{ab}H_{ba}$ 이다.

식 (3.35), (3.37)과 Table 4.1을 이용하여 제어계의 개루프 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$H_{aa} = \frac{2750s + 27155.2}{s^4 + 88s^3 + 10357.8s + 121111.5s + 261272.5} \quad (4.22a)$$

$$H_{ab} = \frac{3714s + 21440}{s^4 + 88s^3 + 10357.8s + 121111.5s + 261272.5} \quad (4.22b)$$

$$H_{ba} = \frac{2750}{s + 5.8} \quad (4.22c)$$

$$H_{bb} = \frac{3714}{s + 9.8} \quad (4.22d)$$

식 (4.18)에서 기술한 H_{xn} 과 H_{fn} 은 LQ 제어기를 이용한 제어시스템과의 비교를 목적으로 H_{xn} , H_{fn} 의 고유진동수가 4.1절에서 설계한 위치 제어 LQ 제어시스템 및 힘 제어 LQ 제어시스템의 폐루프 고유 진동수와 같아지도록 설계하였다.

설계한 H_{xn} 및 H_{fn} 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} H_{xn} &= \frac{\beta_{x1}s + \beta_{x0}}{s^4 + \beta_{x3}s^3 + \beta_{x2}s^2 + \beta_{x1}s + \beta_{x0}} \\ &= \frac{620131s + 194468.7}{s^4 + 169.9s^3 + 16409s^2 + 620131s + 194468.7} \\ \beta_{x0} &= k_{na}\omega_{na}^2 K_{ix}, \quad \beta_{x1} = k_{na}\omega_{na}^2 K_{px}, \quad \beta_{x2} = k_{na}\omega_{na}^2 K_{ix} + \omega_{na}^2, \\ \beta_{x3} &= k_{na}\omega_{na}^2 K_{ax} + 2\zeta_a\omega_{na} \end{aligned} \quad (4.23a)$$

$$\begin{aligned} H_{fn} &= \frac{\beta_{f2}s + \beta_{f0}}{s^2 + \beta_{f1}s + \beta_{f0}} = \frac{854.25s + 8282.2}{s^2 + 864s + 8282.2} \\ \beta_{f0} &= K_{if}\alpha k_{qb}(A_1 + A_2), \quad \beta_{f1} = \alpha k_{pb} + K_{pf}\alpha k_{qb}(A_1 + A_2), \\ \beta_{f2} &= K_{pf}\alpha k_{qb}(A_1 + A_2) \end{aligned} \quad (4.23b)$$

식 (4.22), (4.23)을 이용하여 설계된 제어기는 다음과 같다.

$$C_{aa} = \frac{112.7s^4 + 8848.7s^3 + 1083508.2s^2 + 3322188.3s + 935533.4}{s^4 + 169.9s^3 + 16409.1s^2} \quad (4.24a)$$

$$C_{ab} = \frac{0.0165s + 0.0956}{s} \quad (4.24b)$$

$$C_{ba} = \frac{-(83.5s^5 + 7376.4s^4 + 866982.3s^3 + 10381646.4s^2 + 24981825.4s + 6839850)}{s^5 + 175.7s^4 + 17390.2s^3 + 94720.3s^2} \quad (4.24c)$$

$$C_{bb} = \frac{0.0122s + 0.121}{s} \quad (4.24d)$$

Fig. 4.4는 H_{xn} (파선)과 H_{fn} (실선)의 보드 선도를 나타낸다.

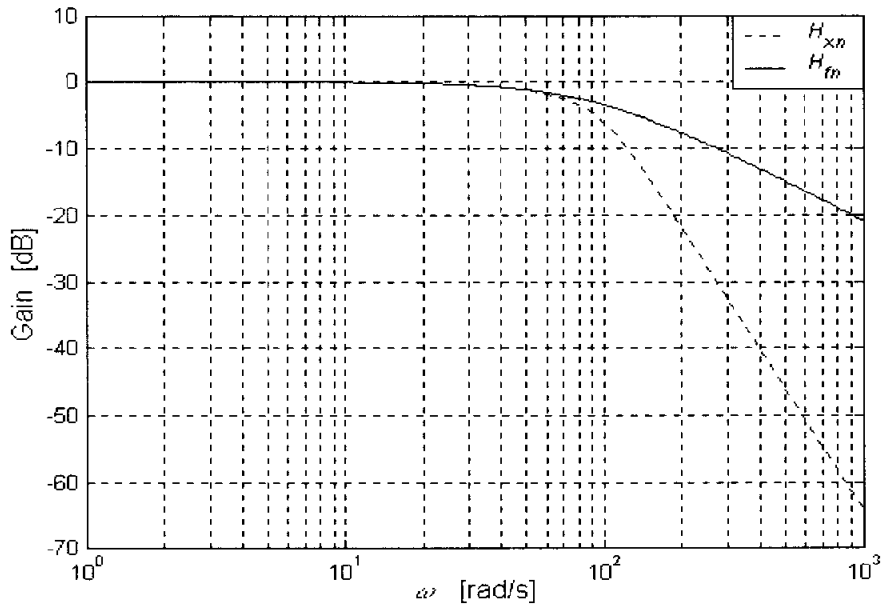


Fig. 4.4 Bode plot of H_{xn} and H_{fn}

4.2.2 외란 관측기와 비 간섭 제어를 병용한 제어기 설계

4.2.1에서 설계한 비 간섭 제어기가 지정한 제어 성능을 발휘하기 위해서는 3.4에서 기술한 모델이 정확해야 한다. 그러나, 제어계를 오차 없이 정확하게 모델링 하기는 불가능하므로 외란 관측기⁽⁶⁾를 도입하여 제어계의 저 주파수 영역 모델링 오차를 보상함으로써 제어성능을 향상시키고자 한다.

Fig. 4.5에 외란 관측기와 비 간섭 제어를 병용한 제어계의 블록선도를 나타낸다.

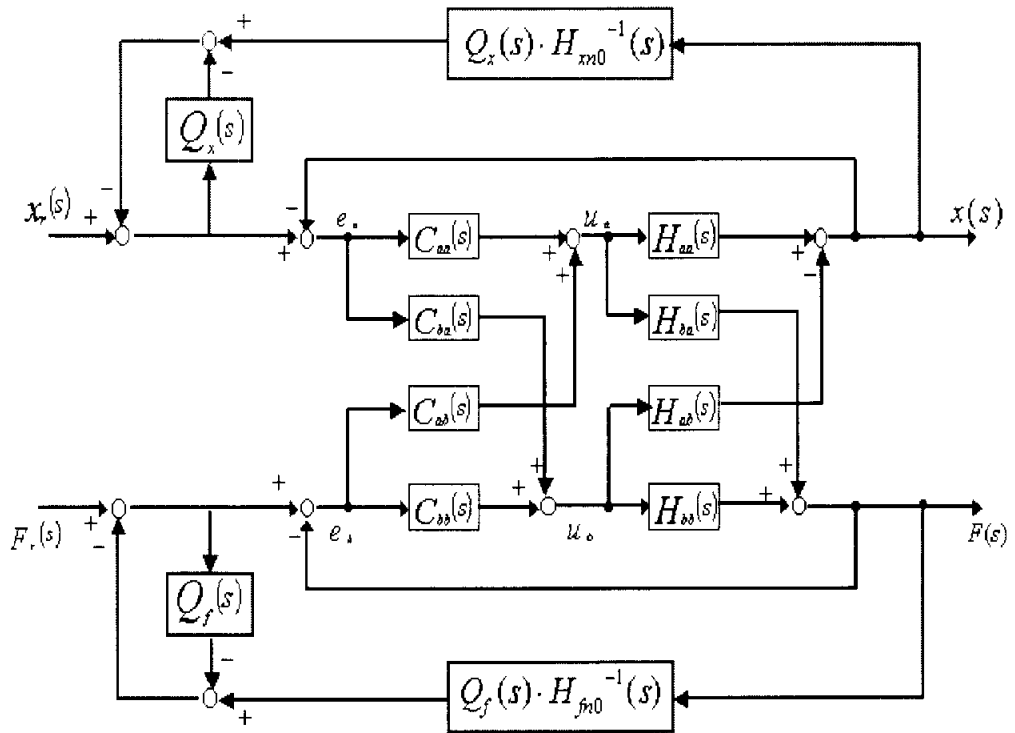


Fig. 4.5 Block diagram of the control system with disturbance observer including non-interacting controller

Fig. 4.5에서 $Q_x(s)$ 와 $Q_f(s)$ 는 각 제어루프의 안정화 필터를 나타내고, $H_{xm0}(s)$ 와 $H_{fm0}(s)$ 는 각 제어루프의 공칭 모델을 나타낸다. $H_{xm0}(s)$, $H_{fm0}(s)$ 와 $H_{xn}(s)$, $H_{fn}(s)$ 가 일치한다고 가정하면 Fig. 4.5에 나타낸 제어계의 감도 함수와 상보 감도 함수는 다음과 같이 구해진다.

$$S_x(s) = 1 - Q_x(s) \quad (4.25)$$

$$T_x(s) = Q_x(s) \quad (4.26)$$

$$S_f(s) = 1 - Q_f(s) \quad (4.27)$$

$$T_f(s) = Q_f(s) \quad (4.28)$$

$Q_x(s)$ 와 $Q_f(s)$ 는 식 (4.23)에서 기술한 $H_{xn}(s)$ 와 $H_{fn}(s)$ 를 각 제어루프의 공칭 모델 $H_{xm0}(s)$, $H_{fm0}(s)$ 로 가정하여 외란 관측기를 병용한 제어계의 감도 특성이 비 간섭 제어기만을 이용한 제어계의 감도 특성보다 향상되고, 또한, 제어계의 안정성을 고려하여 동일차원 관측기가 되도록 다음과 같이 구성하였다.

$$Q_x(s) = \frac{3\beta_{x0}}{(s + \sqrt[4]{3\beta_{x0}})^4} \quad (4.29)$$

$$Q_f(s) = \frac{3\beta_{f0}}{(s + \sqrt{3\beta_{f0}})^2} \quad (4.30)$$

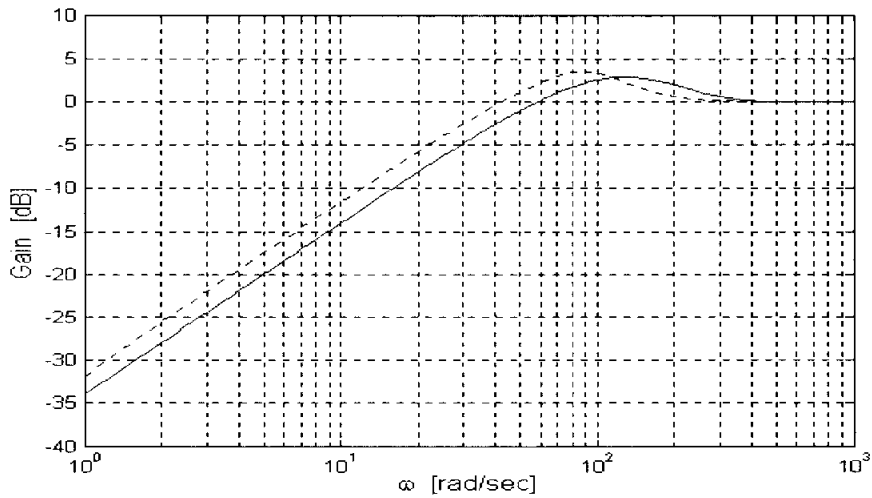
식 (4.31), (4.32)는 $|Q_x(s)| = 1$, $|Q_f(s)| = 1$ 인 제어계의 저 주파수 영역 폐루프 전달 특성을 나타내고, 저 주파수 영역에서는 제어계의 전달 특성이 공칭 모델과 일치함을 알 수 있다.

$$x(s)/x_r(s) = H_{xcl}(s) = H_{xm0}(s) \quad (4.31)$$

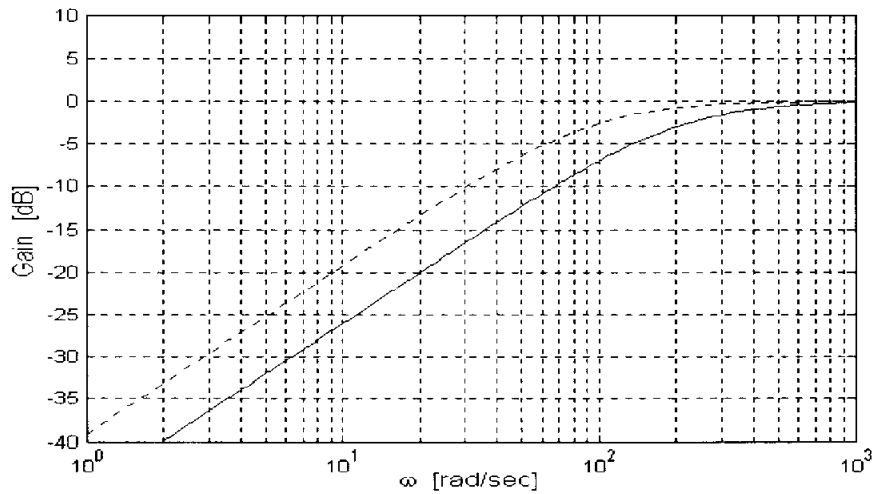
$$F(s)/F_r(s) = H_{fcl}(s) = H_{fm0}(s) \quad (4.32)$$

Fig. 4.6은 제어계의 감도 특성을 나타낸다. 그림에서 파선과 실선은 각각

비 간섭 제어기만을 이용한 제어계의 감도 특성과 외란 관측기와 비 간섭 제어기를 병용한 제어계의 감도 특성을 나타낸다.



(a) Position control loop



(b) Force control loop

Fig. 4.6 Sensitivity characteristics of the control system

제 5 장 실험 결과 및 고찰

본 장에서는 4장에서 설계한 제어기를 이용하여 공기압 실린더의 힘과 위치 동시제어를 수행하고 그 결과를 고찰한다.

5.1 LQ 제어기를 이용한 실험 결과

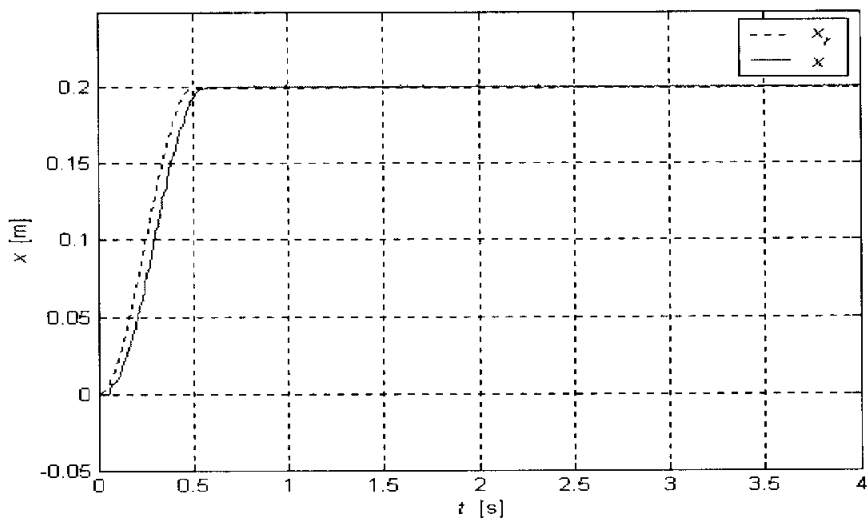
본 절에서는 4.1절에서 설계한 LQ 제어기를 이용하여 힘과 위치를 동시에 제어한 실험 결과를 Fig. 5.1.1 ~ Fig. 5.1.3에 나타내었다. Fig. 5.1.1에서는 피스톤의 평형위치 x_0 와 평형 힘 F_0 는 각각 0.05 [m]와 0 [N]으로 설정하였고, Fig. 5.1.2 ~ Fig. 5.1.3에서는 피스톤의 평형위치를 0.15 [m]와 0 [N]으로 설정하여 실험을 수행하였다.

Fig. 5.1.1는 목표 스텝을 각각 0.20 [m], 400 [N]으로 설정한 실험 결과이다.

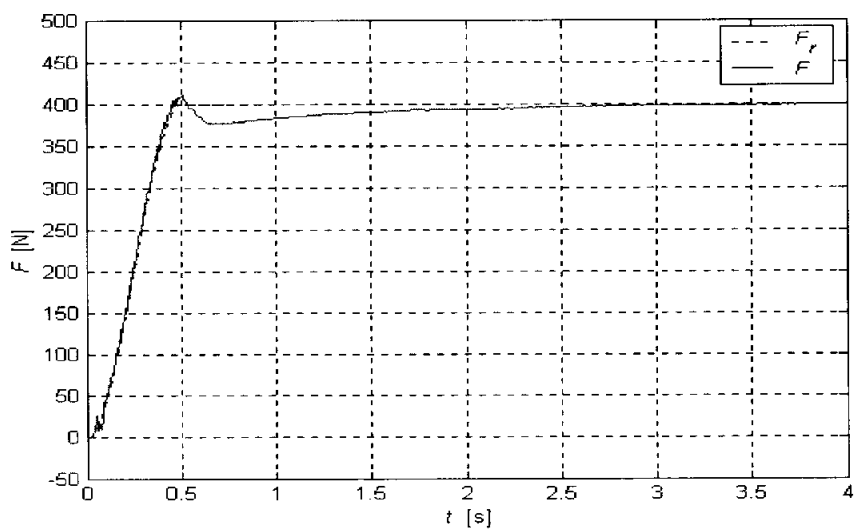
Fig. 5.1.2(a)는 위치 제어계의 목표 입력을 0.20 [m]의 스텝 입력으로 설정하고, 힘 제어계의 목표 입력을 주기 2 [Hz], 진폭 400 [N]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이다. Fig. 5.1.2(b)는 힘 제어계의 목표 입력을 400 [N]의 스텝 입력으로 설정하고, 힘 제어계의 목표 입력을 주기 2 [Hz], 진폭 0.05 [m]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이다.

Fig. 5.1.3(a)는 위치 제어계와 힘 제어계의 목표 입력을 각각 주기 2 [Hz], 진폭 0.05 [m]와 주기 2 [Hz], 진폭 400 [N]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이고, Fig. 5.1.3(b)는 위치 제어계와 힘 제어계의 목표 입력을 각각 주기 1 [Hz], 진폭 0.05 [m]와 주기 3 [Hz], 진폭 400 [N]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이다.

Fig. 5.1.1 ~ Fig. 5.1.3에서 점선은 목표 입력을 나타내고, 실선은 제어결과를 나타낸다.

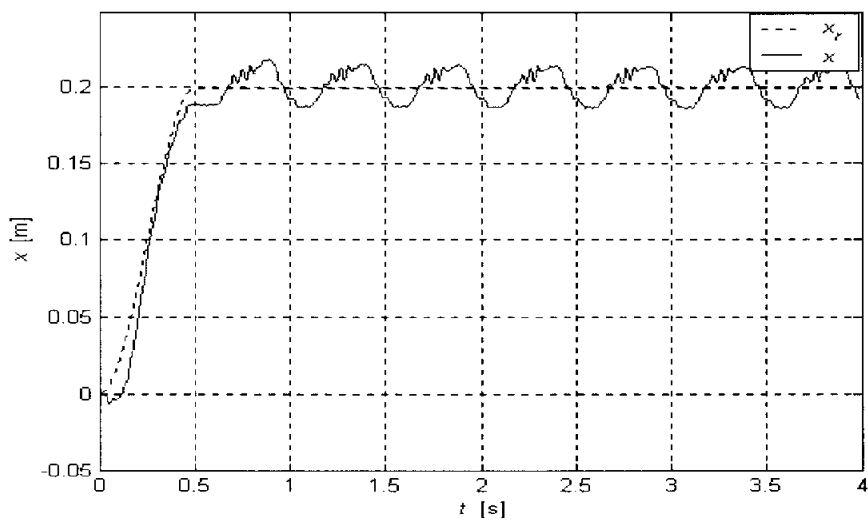


(a) Response of position ($x_0 : 0.05$ [m], step width : 0.20 [m])

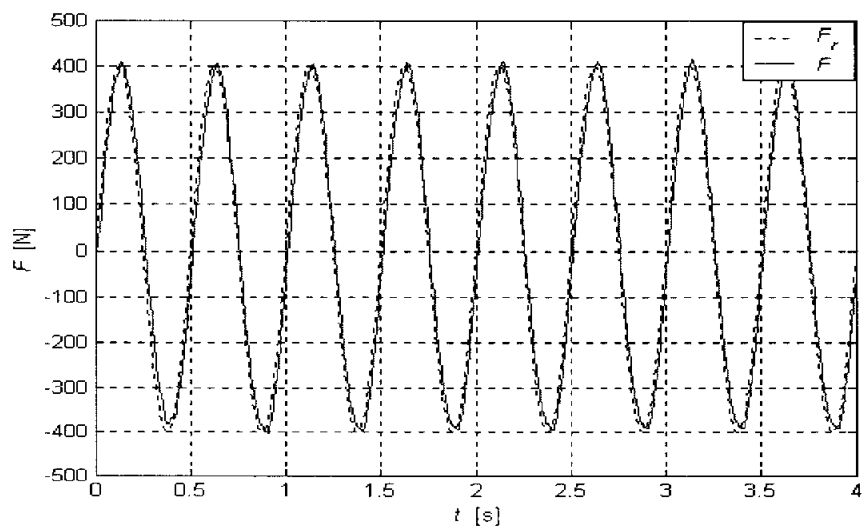


(b) Response of force ($F_0 : 0$ [N], step width : 400 [N])

Fig. 5.1.1 Experimental results with the LQ controller

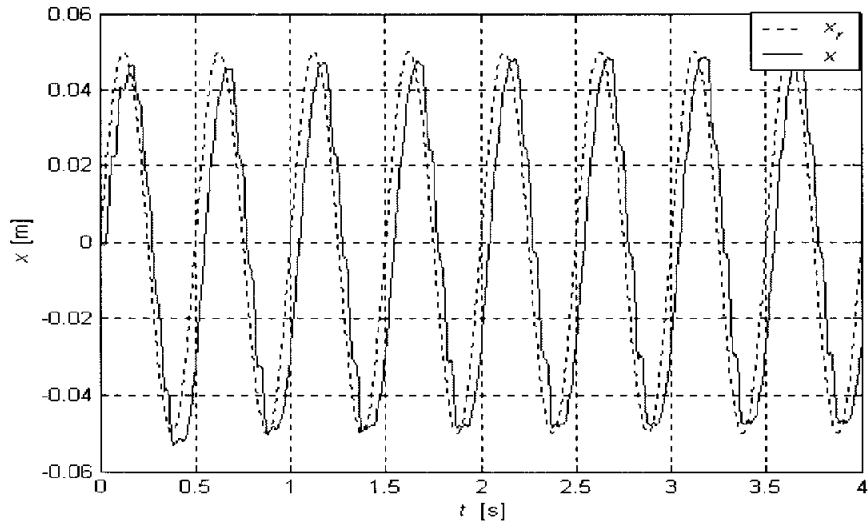


(a) Response of position ($x_0 : 0.05$ [m], step width : 0.20 [m])

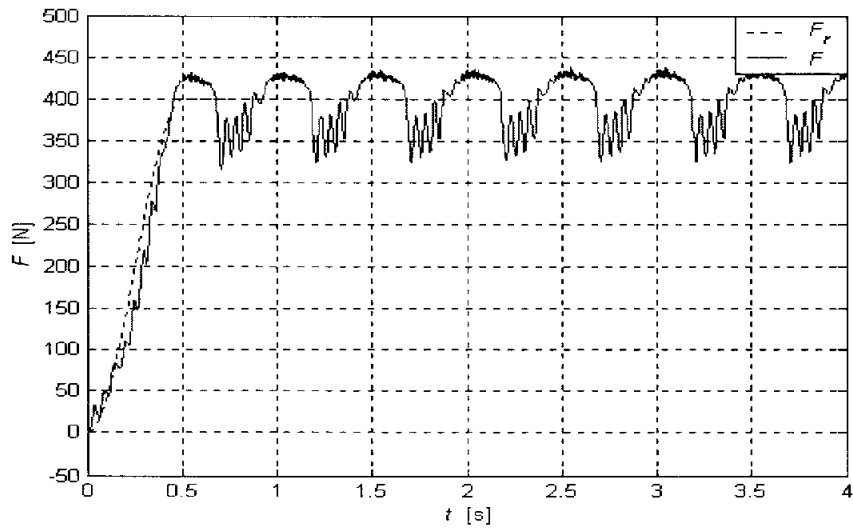


(b) Response of force (F_r : amplitude 400[N] frequency 2[Hz])

Fig. 5.1.2(a) Experimental results with the LQ controller

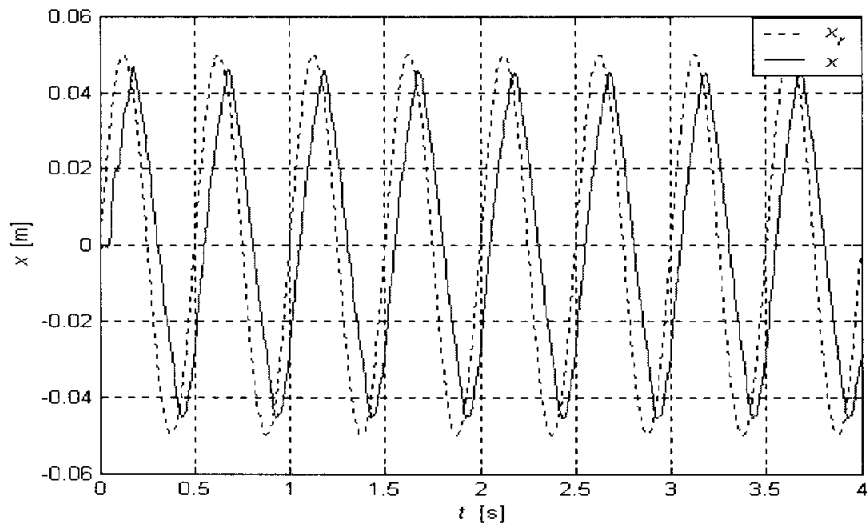


(a) Response of position (x_r : amplitude 0.05[m] frequency 2[Hz])

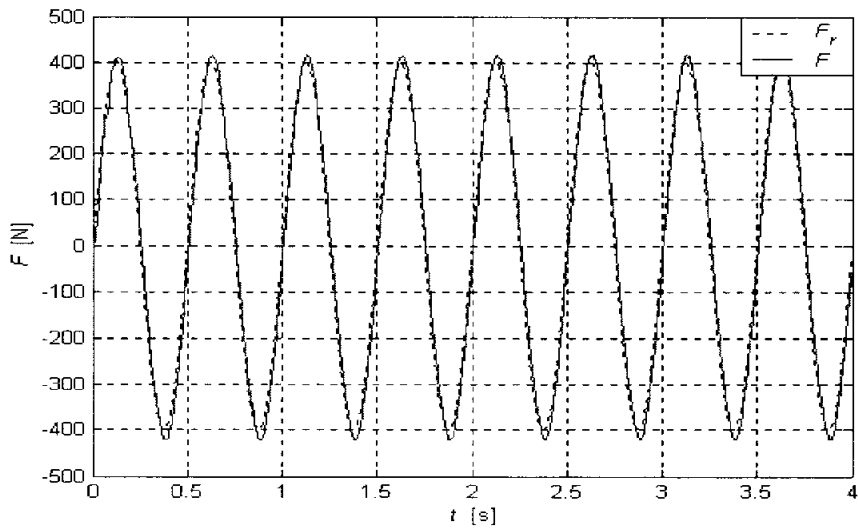


(b) Response of force (F_0 : 0 [N], step width : 400 [N])

Fig. 5.1.2(b) Experimental results with the LQ controller

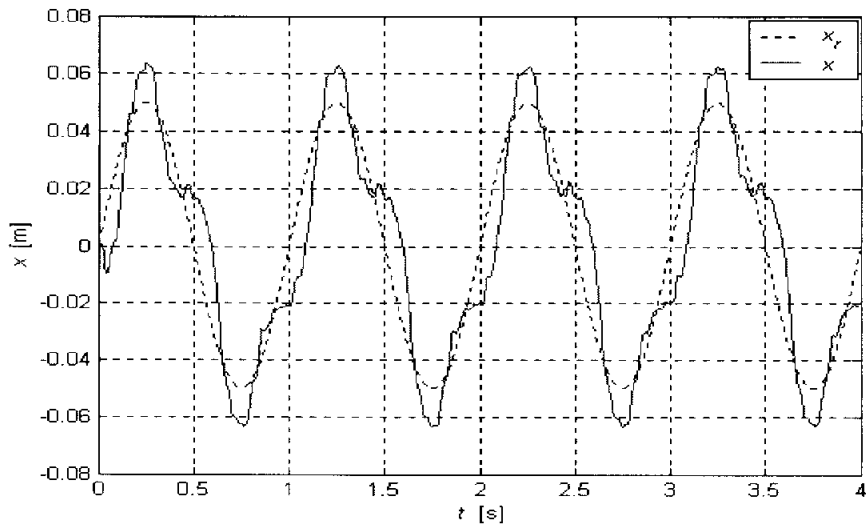


(a) Response of position (x_r : amplitude 0.05[m] frequency 2[Hz])

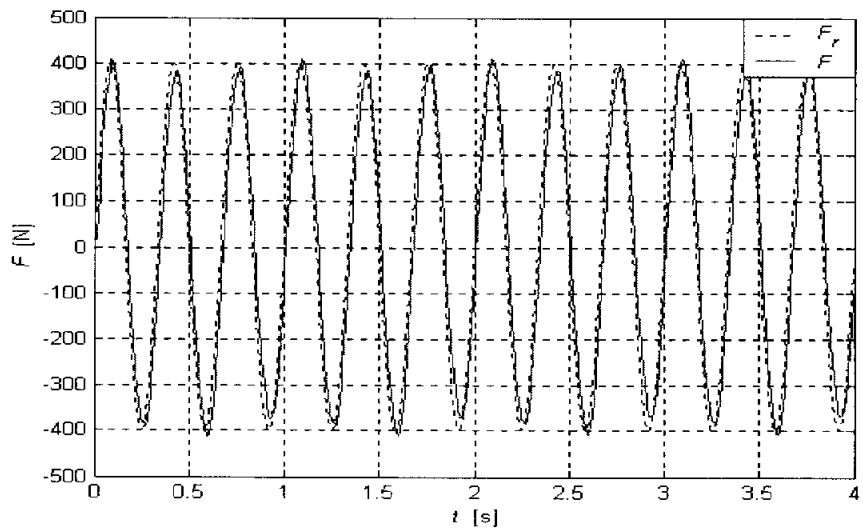


(b) Response of force (F_r : amplitude 400[N] frequency 2[Hz])

Fig. 5.1.3(a) Experimental results with the LQ controller



(a) Response of position (x_r : amplitude 0.05[m] frequency 1[Hz])



(b) Response of force (F_r : amplitude 400[N] frequency 3[Hz])

Fig. 5.1.3(b) Experimental results with the LQ controller

5.2 비 간섭 제어를 이용한 실험 결과

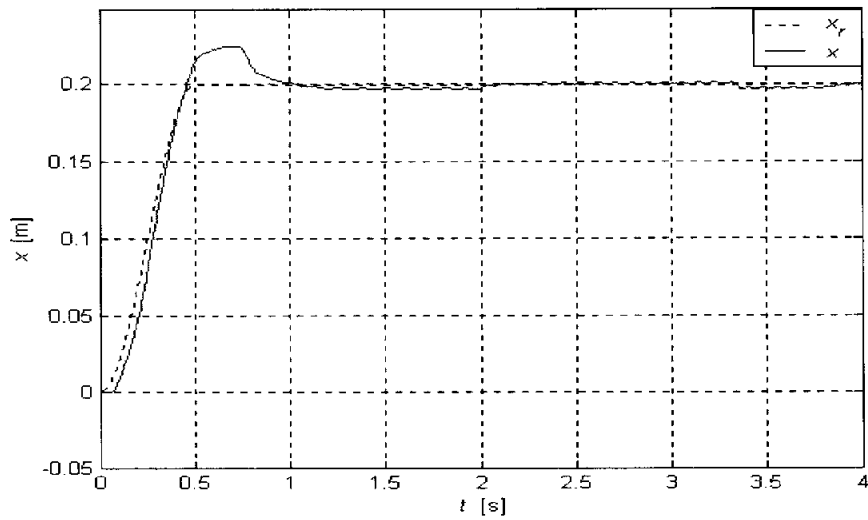
본 절에서는 4.2절에서 설계한 비 간섭 제어를 이용하여 힘과 위치를 동시에 제어한 실험 결과를 Fig. 5.2.1 ~ Fig. 5.2.3에 나타내었다. Fig. 5.2.1에서는 피스톤의 평형위치 x_0 와 평형 힘 F_0 는 각각 0.05 [m]와 0 [N]으로 설정하였고, Fig. 5.2.2 ~ Fig. 5.2.3에서는 피스톤의 평형위치를 0.15 [m]와 0 [N]으로 설정하여 실험을 수행하였다.

Fig. 5.2.1는 목표 스텝을 각각 0.20 [m], 400 [N]으로 설정한 실험 결과이다.

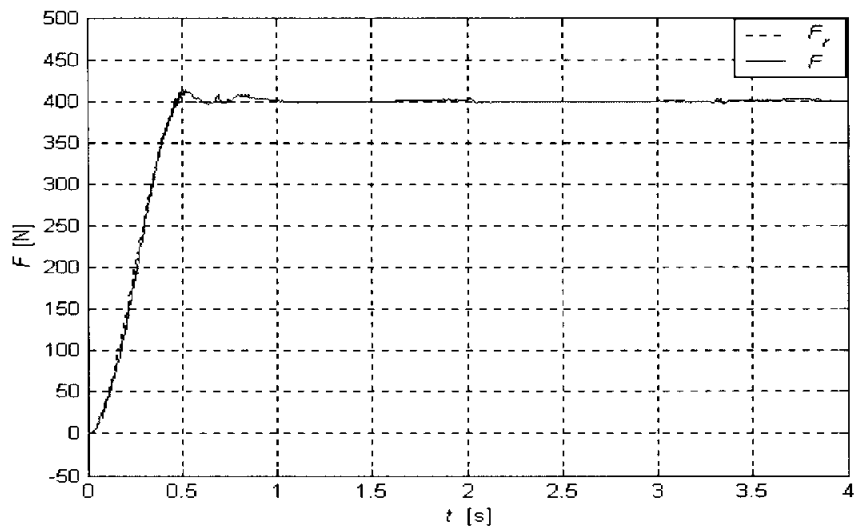
Fig. 5.2.2(a)는 위치 제어계의 목표 입력을 0.20 [m]의 스텝 입력으로 설정하고, 힘 제어계의 목표 입력을 주기 2 [Hz], 진폭 400 [N]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이다. Fig. 5.2.2(b)는 힘 제어계의 목표 입력을 400 [N]의 스텝 입력으로 설정하고, 힘 제어계의 목표 입력을 주기 2 [Hz], 진폭 0.05 [m]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이다.

Fig. 5.2.3(a)는 위치 제어계와 힘 제어계의 목표 입력을 각각 주기 2 [Hz], 진폭 0.05 [m]와 주기 2 [Hz], 진폭 400 [N]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이고, Fig. 5.2.3(b)는 위치 제어계와 힘 제어계의 목표 입력을 각각 주기 1 [Hz], 진폭 0.05 [m]와 주기 3 [Hz], 진폭 400 [N]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이다.

Fig. 5.2.1 ~ Fig. 5.2.3에서 점선은 목표 입력을 나타내고, 실선은 제어결과를 나타낸다.

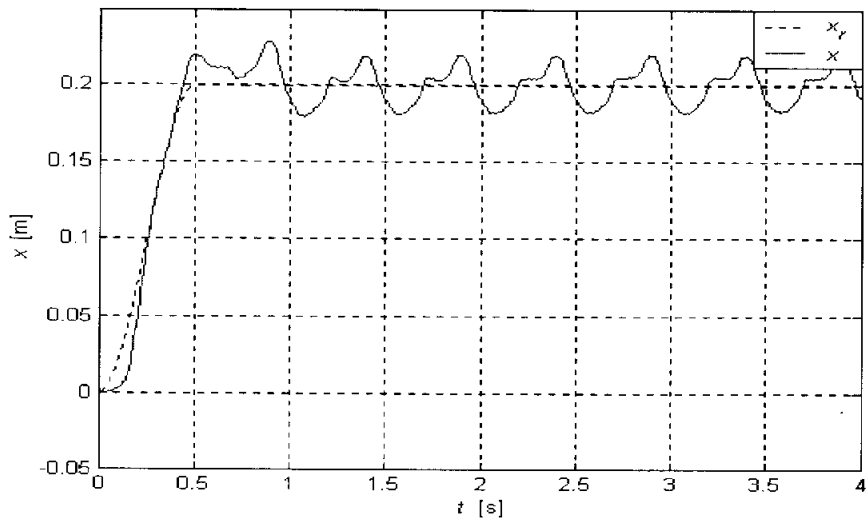


(a) Response of position ($x_0 : 0.05$ [m], step width : 0.20 [m])

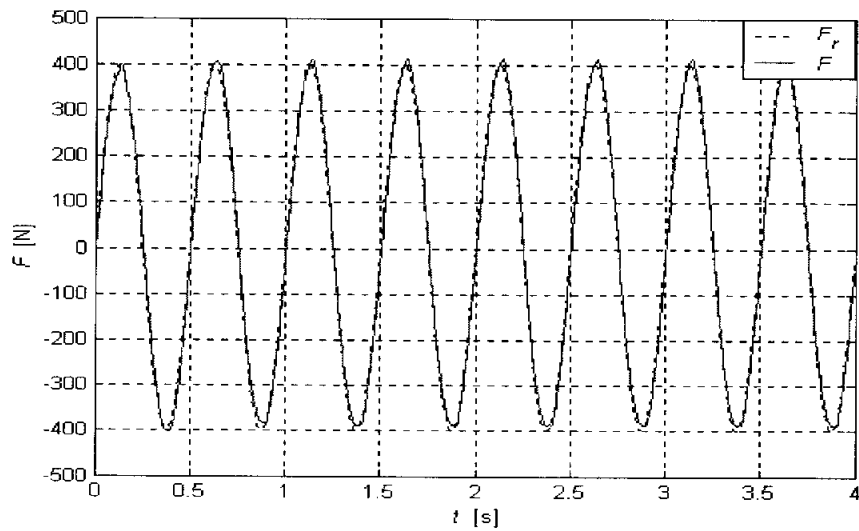


(b) Response of force ($F_0 : 0$ [N], step width : 400 [N])

Fig. 5.2.1 Experimental results with the noninteracting controller

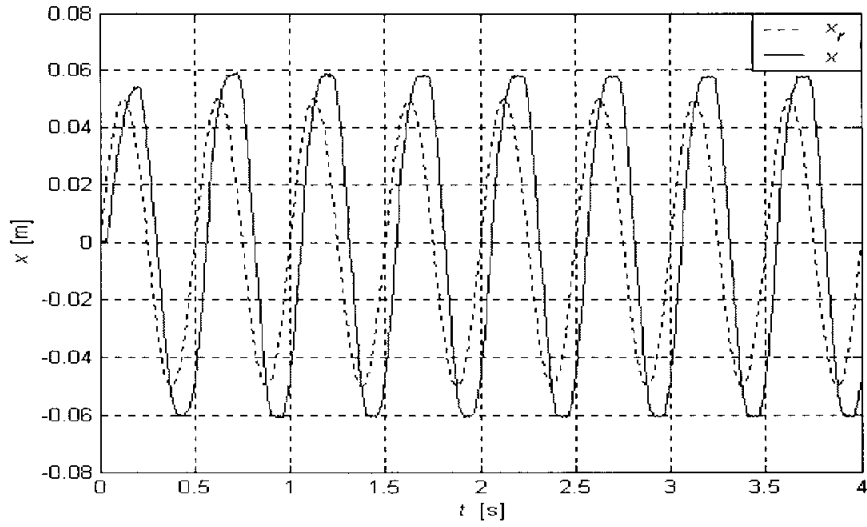


(a) Response of position ($x_0 : 0.05$ [m], step width : 0.20 [m])

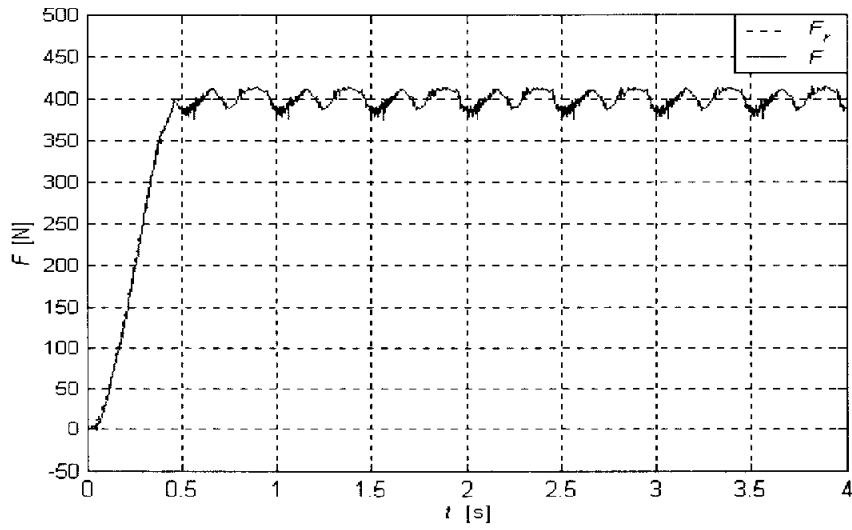


(b) Response of force (F_r : amplitude 400 [N] frequency 2 [Hz])

Fig. 5.2.2(a) Experimental results with the noninteracting controller

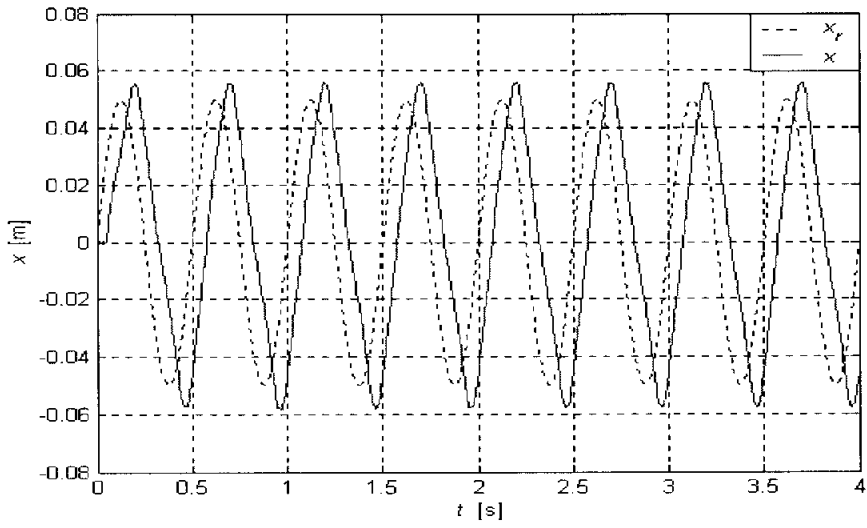


(a) Response of position (x_r : amplitude 0.05[m] frequency 2[Hz])

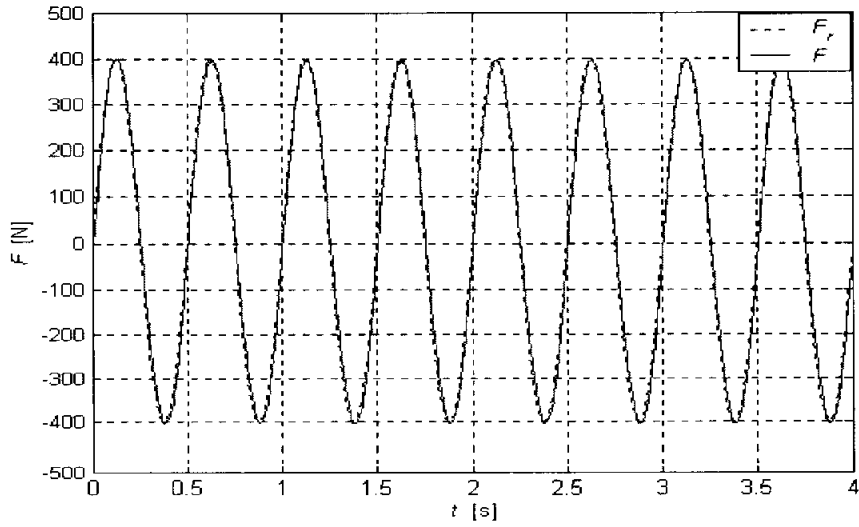


(b) Response of force (F_0 : 0 [N], step width : 400 [N])

Fig. 5.2.2(b) Experimental results with the noninteracting controller

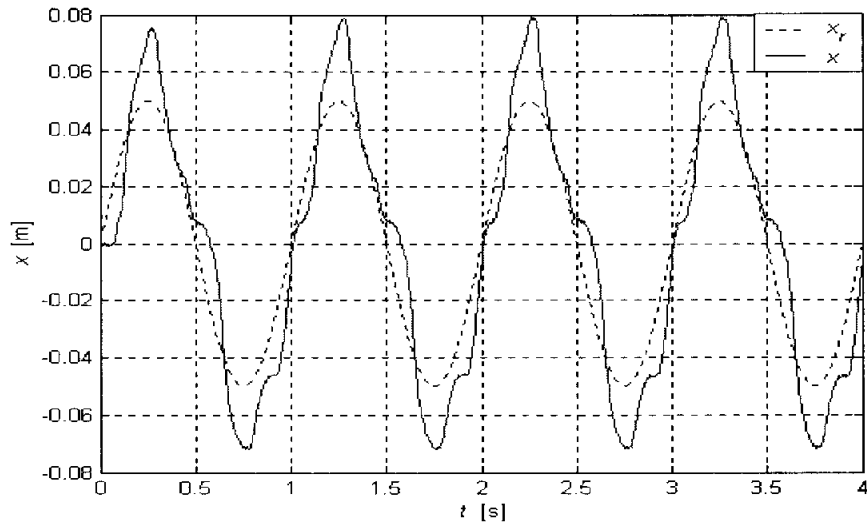


(a) Response of position (x_r : amplitude 0.05[m] frequency 2[Hz])

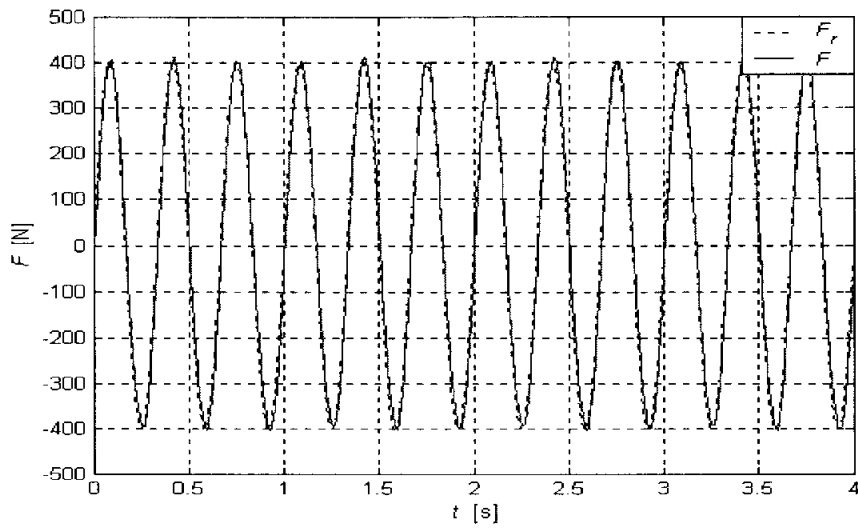


(b) Response of force (F_r : amplitude 400[N] frequency 2[Hz])

Fig. 5.2.3(a) Experimental results with the noninteracting controller



(a) Response of position (x_r : amplitude 0.05[m] frequency 1[Hz])



(b) Response of force (F_r : amplitude 400[N] frequency 3[Hz])

Fig. 5.2.3(b) Experimental results with the noninteracting controller

5.3 외란 관측기와 비 간섭 제어를 병용한 제어를 이용한 실험 결과

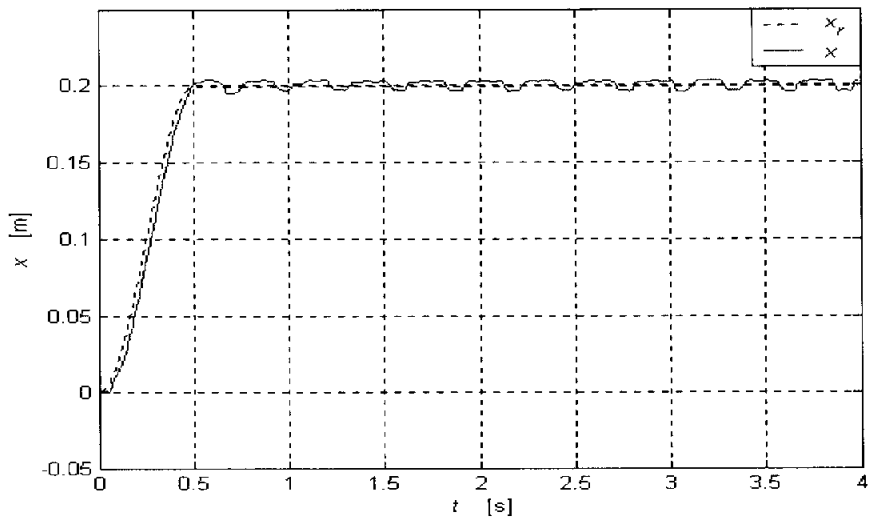
본 절에서는 4.3절에서 설계한 외란 관측기와 비 간섭 제어를 병용한 제어를 이용하여 힘과 위치를 동시에 제어한 실험 결과를 Fig. 5.3.1 ~ Fig. 5.3.3에 나타내었다. Fig. 5.3.1에서는 피스톤의 평형위치 x_0 와 평형 힘 F_0 는 각각 0.05 [m]와 0 [N]으로 설정하였고, Fig. 5.3.2 ~ Fig. 5.3.3에서는 피스톤의 평형위치를 0.15 [m]와 0 [N]으로 설정하여 실험을 수행하였다.

Fig. 5.3.1(a)는 목표 스텝을 각각 0.20 [m], 400 [N]으로 설정한 실험 결과이고, Fig. 5.3.1(b)는 시간지연 보상필터를 포함한 실험결과이다.

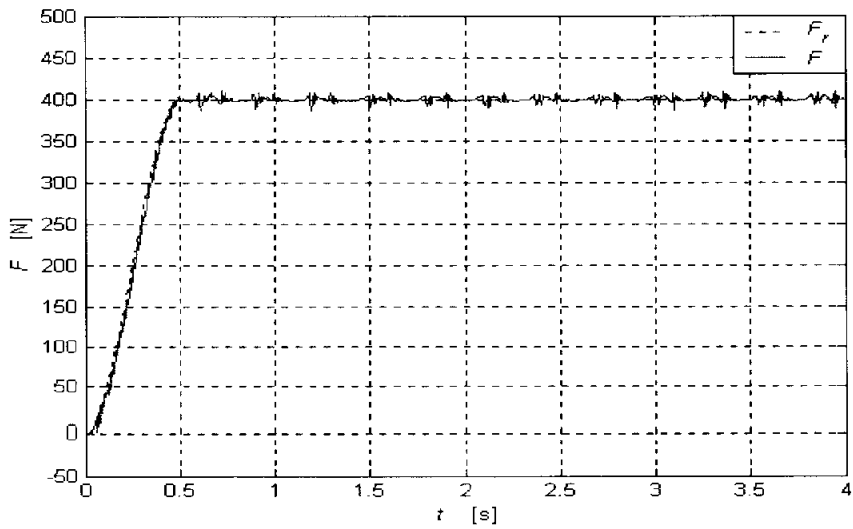
Fig. 5.3.2(a)는 위치 제어계의 목표 입력을 0.20 [m]의 스텝 입력으로 설정하고, 힘 제어계의 목표 입력을 주기 2 [Hz], 진폭 400 [N]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이다. Fig. 5.3.2(b)는 힘 제어계의 목표 입력을 400 [N]의 스텝 입력으로 설정하고, 위치 제어계의 목표 입력을 주기 2 [Hz], 진폭 0.05 [m]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이다.

Fig. 5.3.3(a)는 위치 제어계와 힘 제어계의 목표 입력을 각각 주기 2 [Hz], 진폭 0.05 [m]와 주기 2 [Hz], 진폭 400 [N]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이고, Fig. 5.3.3(b)는 위치 제어계와 힘 제어계의 목표 입력을 각각 주기 1 [Hz], 진폭 0.05 [m]와 주기 3 [Hz], 진폭 400 [N]의 정현파 입력으로 설정한 실험 결과이다.

Fig. 5.3.1 ~ Fig. 5.3.3에서 점선은 목표 입력을 나타내고, 실선은 제어결과를 나타낸다.

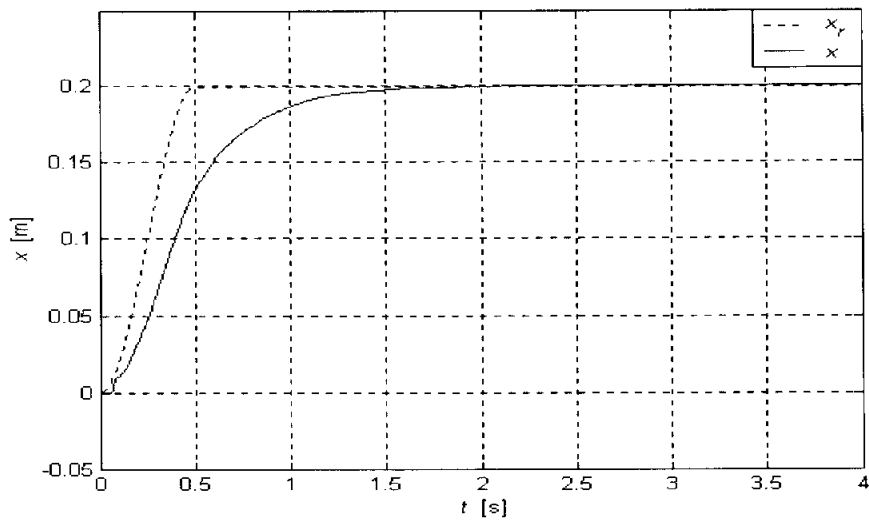


(a) Response of position ($x_0 : 0.05$ [m], step width : 0.20 [m])

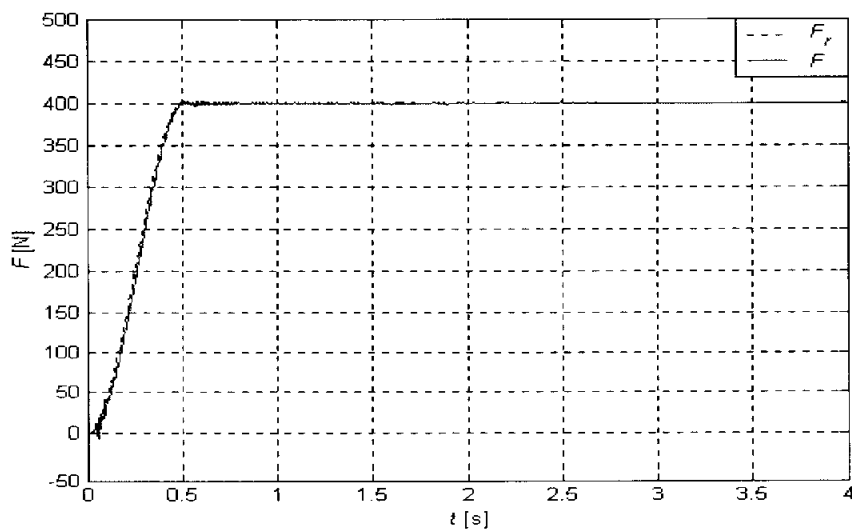


(b) Response of force ($F_0 : 0$ [N], step width : 400 [N])

Fig. 5.3.1(a) Experimental results with the proposed controller

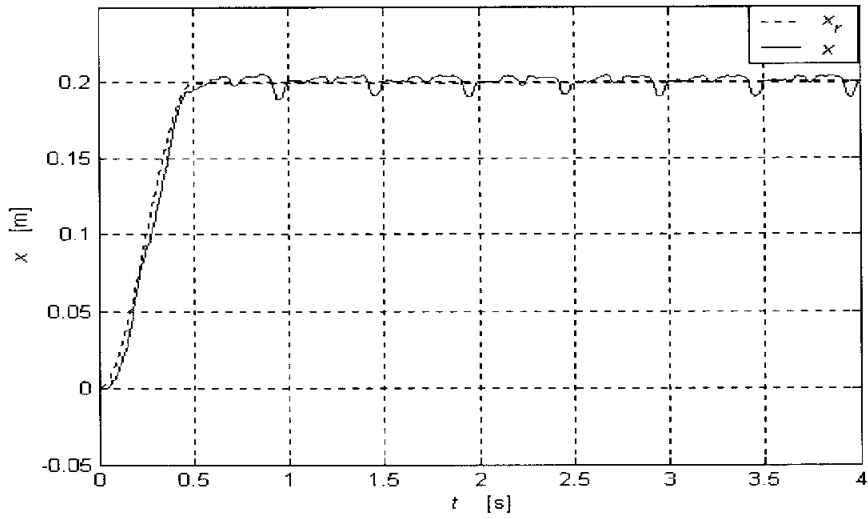


(a) Response of position ($x_0 : 0.05$ [m], step width : 0.20 [m])

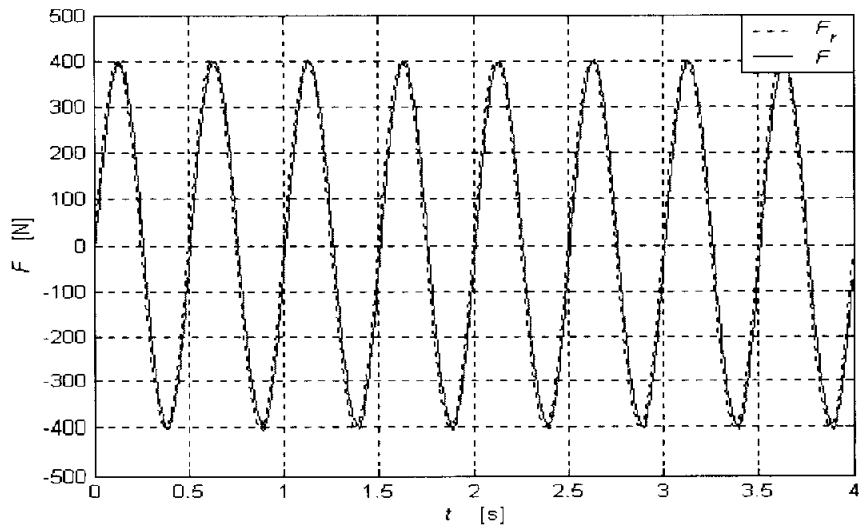


(b) Response of force ($F_0 : 0$ [N], step width : 400 [N])

Fig. 5.3.1(b) Experimental results with the proposed controller

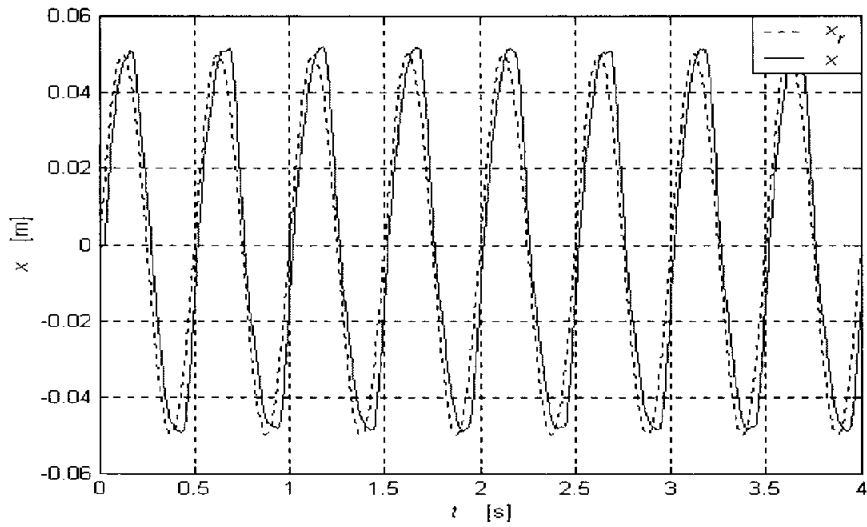


(a) Response of position ($x_0 : 0.05$ [m], step width : 0.20 [m])

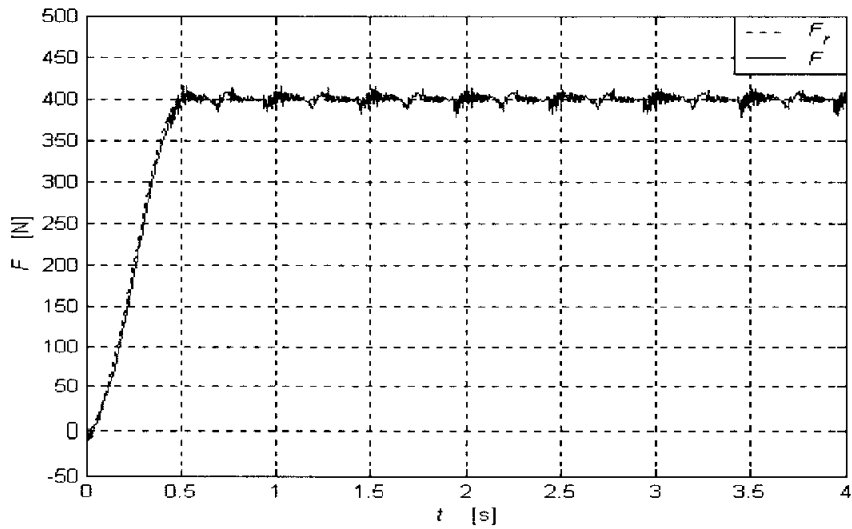


(b) Response of force (F_r : amplitude 400[N] frequency 2[Hz])

Fig. 5.3.2(a) Experimental results with the proposed controller

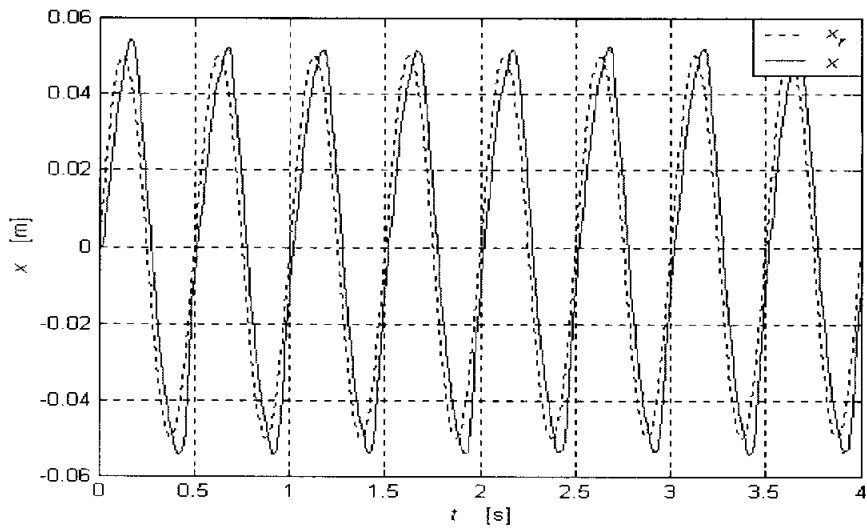


(a) Response of position (x_r : amplitude 0.05[m] frequency 2[Hz])

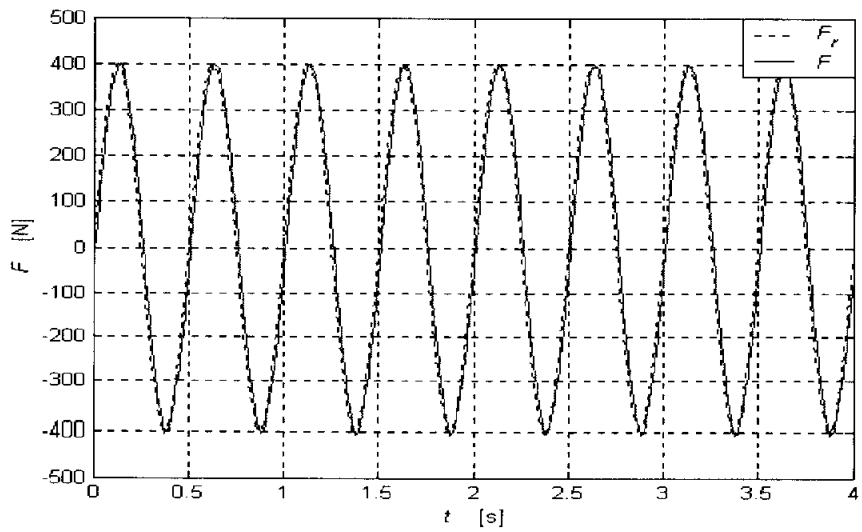


(b) Response of force (F_0 : 0 [N], step width : 400 [N])

Fig. 5.3.2(b) Experimental results with the proposed controller

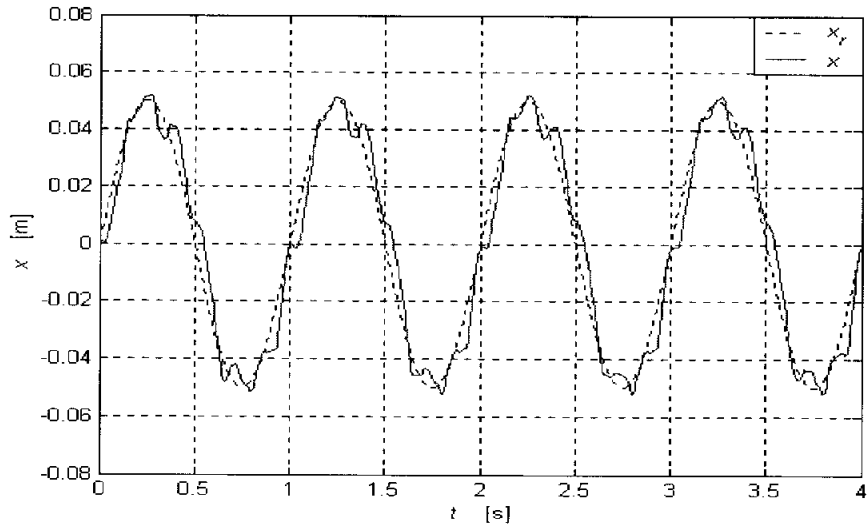


(a) Response of position (x_r : amplitude 0.05[m] frequency 2[Hz])

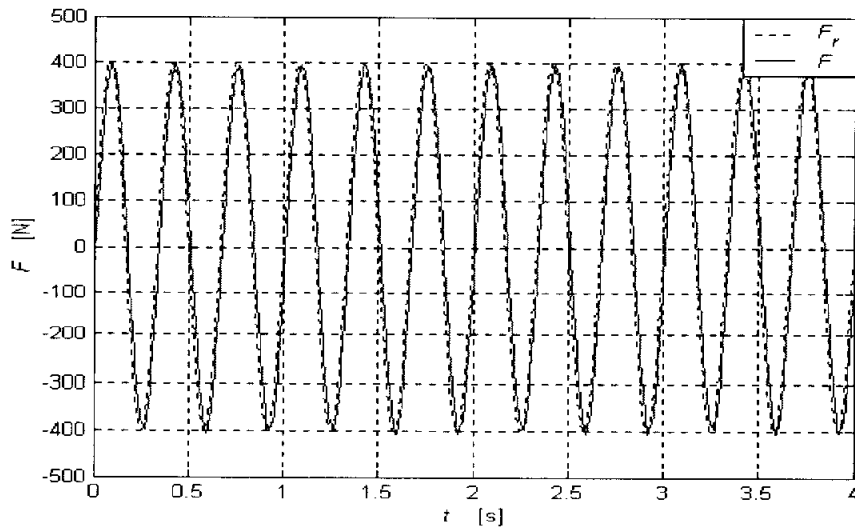


(b) Response of force (F_r : amplitude 400[N] frequency 2[Hz])

Fig. 5.3.3(a) Experimental results with the proposed controller



(a) Response of position (x_r : amplitude 0.05[m] frequency 1[Hz])



(b) Response of force (F_r : amplitude 400[N] frequency 2[Hz])

Fig. 5.3.3(b) Experimental results with the proposed controller

Fig. 5.3.2로 부터 제안하는 제어기를 이용한 제어계의 외란 제거 성능이 LQ 제어기를 이용한 제어계의 외란 제거 성능보다 양호함을 확인할 수 있다.

Fig. 5.3.3(a)에서는 위치 및 힘 제어계의 목표 입력을 동일한 주파수의 정현파 입력으로 인가했을 경우에 제안한 제어기는 목표 궤적을 양호하게 추종하고 있지만, LQ 제어기를 이용한 결과는 위치 궤적의 형상이 정현파 입력을 추종하지 못하고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 5.3.3(b)에서는 제안한 제어기의 성능을 LQ 제어기를 이용한 실험 결과와 비교하여 위치 제어계의 궤적 추적 오차가 절반 이하로 감소하였음을 확인할 수 있고, LQ 제어기를 이용한 결과에서는 힘 제어계의 응답에 위치 제어계의 목표 입력으로 인가한 1 [Hz]의 정현파가 중첩되어 나타나고 있지만, 제안한 제어기를 이용한 결과에서는 위치 제어계의 목표 입력에 관계없이 힘 제어계의 응답이 목표 입력을 잘 추종하고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 5.3.1(a)에 보이는 정상상태에서의 진동은 실험장치의 마찰력에 의한 진동으로 보여지며, 이를 보상하기 위해 시간지연 필터를 삽입하여 실험한 Fig. 5.3.1(b)의 실험 결과에서는 진동이 사라짐을 확인할 수 있다.

Fig. 5.2.1 ~ Fig. 5.2.3에 나타낸 비 간섭 제어기에 의한 실험결과에서는 위치 제어계와 힘 제어계의 상호 간섭항의 저 주파수 영역의 모델링 오차에 의하여 목표 입력에 대하여 양호한 궤적 추적 성능을 얻을 수 없음을 확인할 수 있다.

제 6 장 결 론

본 논문에서는 저 부하의 가진 장치 제작을 목적으로 공기압 실린더를 이용한 2축 구동장치를 구성하고 실린더 상호간의 간섭을 고려한 선형 모델을 유도한 후 위치와 힘을 동시에 제어하는 제어기를 설계하였다. 제안한 제어기는 제어계의 선형 모델을 이용하여 위치 제어계와 힘 제어계 상호간의 간섭 억제를 목적으로 설계한 비 간섭 제어기와 비 간섭 제어기에서 보상할 수 없는 저 주파수 영역의 모델링 오차 보상을 목적으로 내부 모델과 안정화 필터를 이용하여 구성한 외란 관측기를 병용하는 구조로 설계하였다.

본 논문에서 제안하는 제어기의 성능은 실험을 통하여 검증하였고, 스텝 및 정현파 등의 다양한 목표 입력에 대하여 양호한 궤적 추적 성능을 얻을 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) T. Johira, 1997, "Pneumatic Servo System", The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 28, No. 7, pp. 748~752
- (2) D. P. McGuirk, W. Pingdong, X. Xiao et al., 1998, "Fluid Power in the World", The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 29, No. 3, pp. 212~243
- (3) John G. Bollinger, Neil A. Dufie, 1989, "Computer Control of Machines and Processes", Addison-Wesley Publishing Company, pp. 155~162
- (4) T. Noritugu and M. Takaiwa, 1995, "Positioning Control of Pneumatic Servo system with Pressure Control Loop Using Disturbance observer" Transaction of the Society of Instrument and Control Engineers, Vol. 31, No. 12, pp. 1970~1977
- (5) Herbert E. Merritt, 1966, "Hydraulic Control System", John Wiley and Sons, pp. 132~173.
- (6) D. McCLOY, H. R. Martin, 1980, "Control of Fluid Power", John Wiley and Sons, pp. 337~356.
- (7) Bernard Friedland, 1987, "Control System Design", McGrew-Hill Book Company, pp. 337~368.
- (8) 김종식, 1996, "선형 제어 시스템 공학", 반도출판사, pp. 399~431.

감사의 글

어느덧 길었던 대학원 생활을 마치고 보다 큰 세상으로 나갈 준비를 해야 할 시간입니다. 대학원 생활동안 인생의 길을 보여주시고 이 논문을 완성할 수 있도록 학문적 지도와 관심을 아끼지 않으셨던 장지성 교수님께 먼저 머리 숙여 깊은 감사를 드립니다.

아울러 바쁘신 와중에도 지도와 조언을 아끼지 않으시며 좋은 논문이 되도록 심사하여 주신 양주호 교수님, 김영복 교수님께도 깊은 감사를 드립니다. 학부 및 대학원 생활동안 아낌없는 관심과 사랑으로 지도하여 주신 안수길 교수님, 문덕홍 교수님, 김시영 교수님, 고성위 교수님, 한규일 교수님, 고대권 교수님, 최명수 교수님께도 감사를 드립니다.

지난 2년을 돌이켜 보면 새로운 도전이 있어 즐거웠고, 사랑하는 선·후배, 그리고 동기들이 있어 행복했습니다. 늘 따뜻이 미운 후배 대해준 영완이 형, 하용이 형, 태형이 형, 종우 형, 성진이 형, 성호 형에게 고마움을 전합니다. 함께 생활했던 나홍섭 조교님, 그리고 사랑하는 동기 종구, 재운이, 광국이, 석철이, 종철이가 있어 많은 힘이 되었습니다. 공압제어실험실의 후배 용해, 경원이, 재홍이, 도환이, 그리고 제어기계공학과와 많은 선·후배님께 감사의 인사를 드립니다.

마지막으로 지난 2년 동안 내곁에서 믿음으로 힘과 격려가 되어준 사랑하는 정란이, 그리고 내 사랑하는 가족 형, 누나, 그리고 너무나 귀엽고 사랑스러운 우리 조카 민지, 민경이, 민욱이, 그리고 못난 막내아들 뒷바라지하시며 언제나 웃음으로 용기와 힘이 되어 주셨던 사랑하는 부모님께 이 결실을 드립니다.

2003년 1월 조 민 수 올림