

< 논 문 >

공압인공근육을 이용한 조작기 위치의 강인제어

박노철* · 양현석** · 박영필**

(1996년 1월 15일 접수)

Robust Control of the Position of a Manipulator Using Pneumatic Artificial Muscle

No-Cheol Park, Hyun-Seok Yang and Young-Pil Park

Key Words: Pneumatic Artificial Muscle(공압인공근육), μ -Synthesis(μ -합성법), H_∞ Control (H_∞ 제어), Robust Control(강인제어)

Abstract

This paper is concerned with the position control of the one degree-of-freedom manipulator using pneumatic artificial muscle actuator which is built to have a proper compliance. For this pneumatic artificial muscle actuator though, it is difficult to make an effective control scheme due to the nonlinearity and uncertainties on the dynamics of the actuator. In this paper, a third-order equation of motion is derived for the actuator including the dynamics of the pneumatic servo valve. Later, various modeling uncertainties due to the nonlinearity and unmodeled dynamics of the servo valve and the actuator are taken care of, as a trade-off between the closed-loop performance of the controlled system and its robustness to uncertainties. A controller using μ synthesis technique is designed, and robust performance against measurement noise, various modeling uncertainties due to the dynamics of the servo valve and actuator is achieved. The effectiveness of the proposed control methods is illustrated through simulations and experiments.

기 호 설 명			
a	: 허브의 길이, m	P	: 구동기의 내압, kPa
c_o	: 구동기의 점성감쇠계수 Ns/m	P_o	: 기준위치에서의 구동기의 내압, kPa
F, F_a, F_b	: 구동기의 수축력, N	r	: 풀리반경, m
G	: 구동기의 회전강성계수, Nm	T	: 구동기의 수축에 의한 발생토크, Nm
J, J_o, \tilde{J}	: 관성질량모멘트, kgm^2	u	: 기준위치를 원점으로 한 공압서보밸브의 제어전압, volt
K_p	: 구동기 토크상수, Nm/kPa	α, β, γ	: 구동기의 수축력특성식 계수
K_v	: 서보밸브게인, kPa/volt	ε	: 구동기의 수축률
L_o	: 기준위치에서의 구동기의 길이, m	ε_o	: 기준위치에서의 구동기의 수축률
l	: 조작기의 길이, m	$\theta(t)$: 조작기의 회전각, rad
M	: 침단질량, kg	μ	: 구조화된 특이치
m	: 조작기의 단위길이당 질량, kg/m	ρ	: 스펙트랄 반경
		$\bar{\sigma}$: 최대 특이치
		τ_v	: 서보밸브의 시정수, s

*연세대학교 대학원 기계공학과

**회원, 연세대학교 기계공학과

$\|\cdot\|_{\infty}$: ∞ norm
 (·) : 시간에 대한 미분

1. 서 론

로봇의 성능이나 기능이 고도화될수록, 주변환경과 심지어는 인간과도 물리적인 접촉을 가지며 작업을 수행할 수 있어야 한다는 점이 요구될 수 있다. 이런 경우, 기존의 전기모터나 유압모터를 구동기(actuator)로 하고 몸체가 강체로 설계된 로봇이 가지고 있는 출력이 크고, 강성이 높다는 장점이 오히려 그러한 작업을 수행하는데 장애요인이 되거나 큰 위험요소가 된다. 또한, 폭발 및 발화 위험이 있는 곳에서는 스파크 발생 가능성이 있는 전기식 구동기를 사용할 수 없는 등 구동기의 구동 방식에도 제한이 따른다. 이러한 제약들을 극복하고 로봇의 응용을 확대하기 위한 해결 방안으로 구동기 자체가 적절한 컴플라이언스를 갖는 로봇을 생각할 수 있다. 이를 위한 구동기는 연성이 좋으면서도 큰 구동력을 발휘해 고속작업의 수행은 물론, 주변환경과의 접촉 특히 인간과의 접촉 시에도 기존의 로봇이 가질 수 없는 안전성을 확보하고, 작업내용의 다양화를 가져올 수 있는 것이어야 한다. 최근 선진국에서는 이를 위해 인간의 근육과 비슷한 운동특성을 가지면서 안전성과 유연성을 확보할 수 있는 구동기에 대한 연구가 활발히 진행되고 있는데,^(1,2) 그 중 '라바추에이터(rubberuator)'라고 하는 공압인공근육(pneumatic artificial muscle)이 비교적 많은 관심을 끌고 있으며 산업용 로봇뿐만 아니라 의료, 간호용 로봇 등 다양한 분야에의 응용에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽³⁻⁵⁾ 그러나 이 구동기는 비선형성이 있으며, 응답 지연이 발생하고, 부하에 대한 영향을 받기 쉽다는 등 구동기로서 많은 문제를 가지고 있다. 따라서 정확한 모델링이 어려울 뿐 아니라 구동기에 대한 제어도 매우 복잡해지게 된다. 대부분의 경우, 구동기를 선형계로 모델링하는 경우가 많으며, 비선형성 및 시간지연 등으로 인하여 실제 계와 모델과의 오차가 존재하여도 만족할 만한 성능을 얻을 수 있도록 여러 가지 제어이론을 적용하여 연구하는 예가 많이 볼 수 있다. Taniguchi 등⁽⁶⁾은 슬라이딩모드(sliding mode)제어를 적용하여 공압인공근육을 이용한 수지기구(finger mechanism)의 누르는 힘에

대하여 강인제어(robust control)를 행하였다. 또한 Jin 등⁽⁷⁾은 2자유도 강체 조작기(manipulator)의 궤적추종(trjectory tracking) 제어에 대하여 각각의 링크에 대한 서보밸브, 구동기 및 조작기등을 포함한 계를 2차 선형계로 모델링하고 토크제산제어(computed torque control) 및 시간지연(time delay)을 고려한 최적 서보제어를 적용하였다. 공압인공근육을 이용한 조작기의 위치에 대한 선형강인제어로는 Osuka 등⁽⁸⁾의 연구가 있다. 이들은 구동기를 포함하는 1자유도 조작기계 전체를 2차 선형계로 모델링하고, 실험을 통하여 계의 파라미터를 추정하였고, 모델과 실험과의 차이로부터 모델의 불확실성에 대한 정보를 얻고 H_{∞} 제어를 이용하여 강인제어를 행하였다. 그러나 모델설정의 근거에 대한 설명이 부족하고, 제어성능에도 정상상태 오차가 존재하는 등의 문제가 있다. 따라서 강인안정성뿐 아니라 제어성능의 강인성에 대한 고려가 필요하고, 조작기의 부하질량이 변화에 따른 계의 파라미터변화에 대한 강인성도 고려해야 할 것으로 판단된다.

본 연구에서는 공압인공근육에 의해 구동되는 1자유도의 조작기를 모델링 오차 및 부하질량의 변화에 대해서도 계의 안정성뿐만 아니라 제어성능도 강인하게 유지하면서 목표위치로 제어하기 위한 연구를 모의실험(simulation)과 실험을 통해 행하였다. 제어대상계에 대한 모델링은 공압서보밸브의 고차의 동특성, 압축공기의 동특성, 구동기의 비선형성, 그리고 마찰의 영향 등을 고려하지 않은 선형계로 하였다. 따라서 모델에는 불확실성이 존재하게 된다. 이러한 모델의 불확실성과 부하질량의 변화에 따른 계의 파라미터변동, 그리고 계의 출력에 대한 측정잡음에 대해서도 계의 안정성과 제어성능이 강인하게 유지될 수 있도록 하고, 제어입력의 크기도 선형성이 유지되는 범위 이내로 제한할 수 있도록 μ -합성법(μ -synthesis)을 이용하여 제어를 설계하고, 모의실험 및 실험을 통하여 모델의 타당성과 설계된 제어기의 효과를 검증하였다.

2. 계의 모델링

공압인공근육에 의해 구동되는 조작기 계의 모델은 Fig. 1과 같다.

공압인공근육의 내압을 P 로 하였을 때의 구동기의 수축력은 식 (1)과 같다.⁽¹²⁾

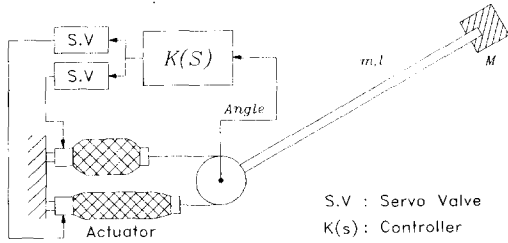


Fig. 1 1 D.O.F. manipulator model

$$F = P(\beta - \alpha\epsilon) - \gamma \tag{1}$$

여기서, ϵ 은 구동기의 수축률로서 초기길이와 설정된 길이의 비를 나타낸다. 또한 구동기의 수축력에 대한 계수인 α , β , γ 는 실험에 의해 결정되는 값이다. Fig. 1의 각각의 구동기에 $P_o + \Delta P$ 와 $P_o - \Delta P$ 를 가할 경우, 풀리(pulley)에서 발생하는 토크 T 는 식 (2)와 같다.

$$\begin{aligned} T &= r(F_a - F_b) \\ T &= r[(P_o + \Delta P)\{\beta - \alpha(\epsilon_o + \Delta\epsilon)\} \\ &\quad - (P_o - \Delta P)\{\beta - \alpha(\epsilon_o - \Delta\epsilon)\}] \\ T &= 2r(\beta - \alpha\epsilon_o)\Delta P - 2r\alpha P_o\Delta\epsilon \end{aligned} \tag{2}$$

여기서, F_a 와 F_b 는 각각 압력이 $P_o + \Delta P$ 와 $P_o - \Delta P$ 인 경우에 대한 구동기의 수축력이다. 양 구동기에 동일압력 P_o 를 가하면 조작기는 기준위치에서 평형을 이루게 되는데 이때의 압력 P_o 를 기준압이라 하고, ΔP 는 이러한 기준압으로 부터의 압력변화량을 나타낸다. 또한 r 은 풀리의 반경을 나타내고, $\Delta\epsilon$ 은 압력변화량 ΔP 에 상응하는 구동기의 수축률의 변화량을 나타내며 다음 식 (3)과 같은 관계가 있다.

$$\Delta\epsilon = r\theta/L_o \tag{3}$$

여기서, θ 는 풀리의 회전각을 나타낸다. 식 (3)을 식 (2)에 대입하여 정리하면 식 (4)를 얻을 수 있다.

$$T = -G\theta + K_P\Delta P \tag{4}$$

여기서, G 는 구동기의 회전강성계수로, K_P 는 구동기 토크상수로 각각 정의되며, 식 (5), (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$G = 2\alpha(r^2/L_o)P_o \tag{5}$$

$$K_P = 2r(\beta - \alpha\epsilon_o) \tag{6}$$

또한 1자유도 조작기의 운동방정식은 식 (7)과 같

이 나타낼 수 있다.

$$J\ddot{\theta}(t) + c_o\dot{\theta}(t) = T \tag{7}$$

여기서,

$$J = J_o + \int_0^l m(x+a)^2 dx + M(l+a)^2$$

이고, J_o 는 허브까지는 포함되지만, 조작기는 제외한 회전 구동기계의 관성질량모멘트이다. 식 (4), (7)을 정리하면 식 (8)과 같은 계의 지배방정식을 얻을 수 있다.

$$J\ddot{\theta}(t) + c_o\dot{\theta}(t) + G\theta(t) = K_P\Delta P \tag{8}$$

압력조절형 공압서보밸브의 출력압력의 변화량과 기준지령전압으로 부터의 전압변화량 u 는 식 (9)와 같은 관계를 갖는다고 모델링한다. 서보밸브의 출력단과 구동기사이에는 압력손실이 없다고 가정하여 밸브출력압력의 변화량과 식 (8)의 ΔP 는 동일한 값으로 취급한다.

$$\tau_v\Delta\dot{P} + \Delta P = K_v u \tag{9}$$

여기서, 서보밸브의 시정수 τ_v 는 실험을 통하여 측정가능한 값이고, 밸브게인 K_v 는 적당한 범위 내에서 조정 가능한 값이다. 계의 상태변수를 조작기의 회전각, 각속도, 그리고 압력변화량으로 하면 상태변수벡터는 식 (10)과 같이 된다.

$$\underline{x} = \{\theta, \dot{\theta}, \Delta P\}^T \tag{10}$$

식 (8), (9), (10)에서 다음과 같은 상태방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{\underline{x}} = A\underline{x} + \underline{b}u \tag{11}$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -G/J & -c_o/J & K_P/J \\ 0 & 0 & -1/\tau_v \end{bmatrix}$$

$$\underline{b} = \{0 \ 0 \ K_v/\tau_v\}^T$$

이다. 계의 출력을 조작기의 회전각으로 하면 출력식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$y = \theta = \underline{c}^T \underline{x} \tag{12}$$

여기서,

$$\underline{c}^T = \{1 \ 0 \ 0\}$$

이다.

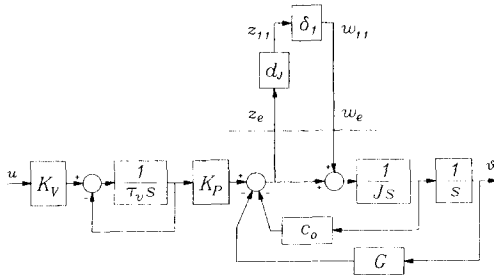


Fig. 2 Block diagram of the manipulator system with parametric uncertainty

첨단질량의 변화로 인한 관성질량모멘트의 변동은 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$(1 - d_j) \frac{1}{J} \leq \frac{1}{\tilde{J}} \leq (1 + d_j) \frac{1}{J} \quad (13)$$

여기서, J 는 공칭 관성질량모멘트를, \tilde{J} 는 실제의 관성질량모멘트를 나타내며, d_j 는 관성질량모멘트의 변동률을 나타낸다. Fig. 2는 관성질량모멘트의 변동을 포함한 확장계의 블록선도를 나타낸다.

그림에서 δ_1 는 관성질량모멘트의 변동을 나타내는 미지의 실수로 $|\delta_1| \leq 1$ 을 만족한다. 관성질량모멘트의 변동을 나타내는 블록의 입력과 출력을 각각 계에 대한 추가의 출력과 입력으로 한 확장계의 상태방정식과 출력식은 식 (14), (15)와 같다.

$$\dot{x} = Ax + bu + \underline{d}w_e \quad (14)$$

$$\begin{Bmatrix} y \\ z_e \end{Bmatrix} = C_E x \quad (15)$$

여기서

$$\underline{d} = \{0 \ 1/J \ 0\}^T$$

$$C_E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -G & -c_o & K_p \end{bmatrix}$$

이고, w_e , z_e 는 각각 관성질량모멘트의 변동을 나타내는 추가의 입, 출력이다. 식 (11), (12)의 상태방정식으로 표현된 해석적 모델과 실제 계 사이에는 공압서보밸브의 2차 이상의 동특성, 압축공기의 동특성, 구동기의 비선형성, 및 마찰의 영향과 파라미터의 변동으로 인한 모델의 불확실성이 존재한다. 이러한 모델의 불확실성의 특성을 파악하고 이를 제어기 설계에 반영해야 실제 계에 대해서도 원하는 제어 목적을 달성할 수 있게 된다. 서보밸브를 포함하는 구동기계에 대한 모델의 불확실성의 크기의 범위(bound)를 파악하기 위해, 조작기를

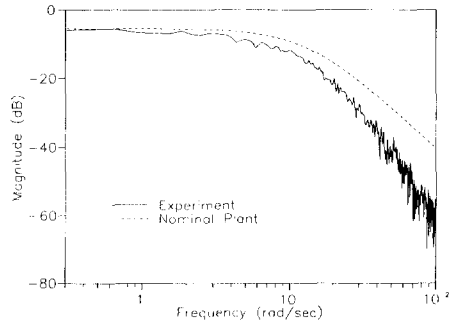


Fig. 3 Frequency response of the transfer function between valve input and angle output

제외한 허브까지를 포함하는 계에 대해서 서보밸브의 입력전압과 허브회전각 사이의 전달함수의 주파수응답을 실험을 통하여 구하고, 공칭 플랜트에 대한 해석적인 주파수응답과 비교하였다. Fig. 3은 그 결과를 도시한 것이다.

대체로 응답의 형태는 유사하지만 상대적으로 높은 주파수영역에서는 오차가 비교적 큰 것을 볼 수 있다.

3. 제어기 설계

본 연구에서는 모델의 불확실성을 출력단에서의 곱셈형 불확실성(multiplicative uncertainty)으로 가정하였다. 곱셈형 불확실성의 크기는 식 (16)과 같이 공칭플랜트의 주파수응답 $P_m(jw)$ 과 실험을 통해서 얻은 주파수응답 $P_{exp}(jw)$ 를 이용하여 나타낼 수 있다.

$$e_M(w) = \left| \frac{P_{exp}(jw) - P_m(jw)}{P_m(jw)} \right|, \quad w \in R \quad (16)$$

식 (16)에서의 $P_m(jw)$ 과 $P_{exp}(jw)$ 의 크기는 Fig. 3에 도시한 것과 같다.

또한 불확실성의 블록구조 $\underline{\Delta}$ 및 그의 노름유계(norm bounded)부분집합 $B\Delta$ 는 다음의 식 (17)과 같이 설정한다.

$$\underline{\Delta} = \{diag[\delta_1, \Delta_1] | \delta_1 \in C, \Delta_1 \in C^{1 \times 1}\}$$

$$B\Delta = \{\Delta \in \underline{\Delta} | \bar{\sigma}(\Delta) \leq 1\} \quad (17)$$

식 (17)에서 Δ_1 은 모델의 불확실성을 의미한다. δ_1 은 첨단질량의 변화로 인한 실수의 파라미터 불확실성이다. 실수의 파라미터 불확실성의 경우, μ -K 반복과정과 같은 방법으로 실수의 μ 제어기

를 구하고, 실수의 μ 값을 계산하여 제어계를 해석하는 것이 타당하다고 볼 수 있으나, 위와 같은 방법들은 아직 일반적으로 응용되고 않고 있으며, 많은 연구자들은 실수의 파라미터 불확실성을 허수의 불확실성으로 모델링하고 Doyle 등의 D-K iteration을 통해 허수의 μ 제어기를 구하고, 허수의 μ 값을 계산함으로써 제어계를 해석하고 있다.^(9~11) 본 연구에서도 δ 을 허수의 불확실성으로 모델링하였다. Fig. 4에 일반화 플랜트(generalized plant)를 도시하였다.

그림에서와 같이 일반화 플랜트 P 에는 공칭플랜트 P_m 외에 불확실성 가중치(uncertainty weight) W_m , 파라미터 변동률 d_j 및 성능에 대한 가중치 함수 W_p , W_{in} , W_n 등을 포함한다. 불확실성 가중치 $W_m(s)$ 은 주파수 영역에서의 불확실성의 정도(level of uncertainty)를 나타내는데, 식 (16)에서 구한 곱셈형 불확실성의 크기를 고려하여 다음의 식 (18)과 같이 선정하였다.

$$W_m(s) = \frac{0.14(s/3+1)}{(s/1000+1)} \quad (18)$$

Fig. 5에 곱셈형 불확실성의 크기와 불확실성 가중치를 도시하였다.

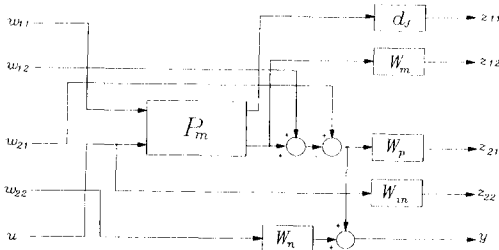


Fig. 4 Block diagram of the generalized plant

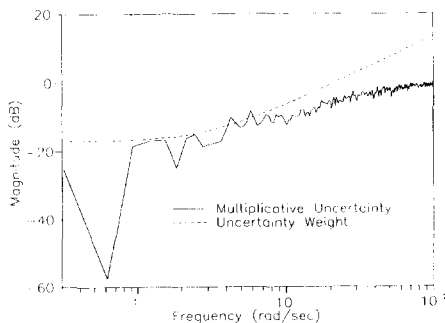


Fig. 5 Multiplicative uncertainty and uncertainty weight

그림에서 실선은 불확실성의 크기를 점선은 불확실성 가중치를 나타낸다. 보통 불확실성 가중치는 불확실성의 크기보다 모든 주파수에서 크도록 선정하는데, 일부 불확실성의 크기의 피크 값이 가중치의 크기보다 큰 것을 볼 수 있다. 제어성능을 높이기 위해서는 가능한 넓은 주파수대역에서 불확실성 가중치의 크기를 작게 설정하는 것이 좋으나, 이 경우 피크를 포함하기 위해서는 좁은 주파수영역에서 크기가 급격히 커지도록 차수가 높은 가중치함수를 설정해야 하는데, 결과적으로 제어기의 차수가 높아지게 된다. 따라서 본 연구에서는 실험을 통해 강인제어성능이 유지됨을 확인할 수 있는 범위에서 가중치함수의 크기와 차수를 작게 하였다. 파라미터 변동률 d_j 는 예상되는 첨단질량의 변화율 0~0.3 kg 정도로 가정하여 0.37로 선정하였다. 조작기회전각 제어성능에 대한 가중치 함수를 선정하기 위해서 회전각 기준입력(Fig. 4의 w_{21})과 공칭플랜트의 출력(조작기회전각)사이의 페루프 전달함수의 이상적인 형태를 식 (19)와 같은 일반적인 2차 선형계의 전달함수로 설정하였다.

$$T_{id}(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (19)$$

여기서, ω_n , ζ 는 제어기의 설계 파라미터로 정착 시간(settling time), 오버슈트(overshoot) 등 목적하는 제어성능에 따라 결정한다. 이상적인 감도함수 $S_{id}(s)$ 는 식 (20)과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_{id}(s) = 1 - T_{id}(s) = \frac{s^2 + 2\zeta\omega_n s}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (20)$$

가중치함수 $W_p(s)$ 를 $S_{id}(s)$ 가 되도록 식 (21)과 같이 설정한다.

$$W_p(s) = \frac{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s} \quad (21)$$

본 연구에서는 $\omega_n=9$, $\zeta=0.9$ 로 정하고 식 (21)을 식 (22)와 같이 수정하여 사용하였다.

$$W_p(s) = \frac{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}{(s+0.001)(s+2\zeta\omega_n)(0.01s+2.8)} \quad (22)$$

위 식에서 허수축의 극점을 매우 낮은 주파수에서의 극점으로 대체하였고, 분모의 세 번째 항을 통하여 높은 주파수영역에서 가중치 함수의 크기가 감소하도록 하여 해당 영역에서의 불확실성에 대한 감도를 줄였고, 강인성능조건을 만족하는 제어기가

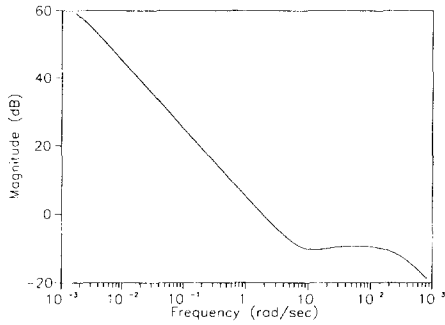


Fig. 6 Magnitude plot of performance weighting function

존재하도록, 시행착오적으로 식 (21)보다 그 크기를 전 주파수영역에 걸쳐 8.9dB만큼 낮추었다. Fig. 6에 제어성능에 관한 가중치함수 $W_p(s)$ 의 크기를 도시하였다.

Fig. 4에서 W_m 은 제어입력에 대한 가중치함수로 D/A변환기, 서보밸브, 구동기 등이 포화되지 않고 선형적으로 동작할 수 있도록 제어입력의 크기를 제한하기 위해 사용하였다. 본 연구에서는 상수값 0.2로 설정하였는데, 이와 같이 가장 간단한 형태의 함수를 사용함으로써 설계된 제어기의 차수를 가능한 적게 하였다. 또한 W_n 은 회전각 측정잡음에 관련된 가중치함수로, 잡음의 영향을 줄이기 위해 사용하였는데 카운터의 변환오차등을 고려하여 5×10^{-4} 의 상수로 하였다.

제어성능에 관한 가상적인 불확실성의 구조를 2×2 크기의 완전한 블록(full block)으로 설정하면, 식 (17)의 블록구조의 불확실성에 대한 강인성능(robust performance)의 조건은 다음의 식 (23)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sup_{w \in K} \mu_{\Delta_P}[G(jw)] \leq 1, \Delta_P \in \underline{\Delta}_P \quad (23)$$

여기서, $G(s)$ 는 Fig. 4의 일반화 플랜트 $P(s)$ 와 제어기 $K(s)$ 로 구성되는 폐루프계로 다음의 식 (24)와 같이 P 의 K 에 의한 LFT(linear fractional transformation)로 나타낼 수 있다.

$$G = F_l(P, K) = P_{22} + P_{21}K(I - P_{11}K)^{-1}P_{12} \quad (24)$$

여기서, P_{ij} 는 식 (25)와 같이 P 의 적당한 크기의 부분행렬이다.

$$P = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} \quad (25)$$

또한 집합 $\underline{\Delta}_P$ 는 식 (26)과 같으며, $RH_{\infty}^{2 \times 2}$ 은 크기가 2×2 인 proper, 안정한 실계수 전달함수행렬의 집합을 의미한다.

$$\begin{aligned} \underline{\Delta}_P &= \{diag(\Delta, \Delta_F) | \Delta \in BA \cap RH_{\infty}^{2 \times 2} \\ &\Delta_F \in RH_{\infty}^{2 \times 2}, \|\Delta_F\|_{\infty} \leq 1\} \end{aligned} \quad (26)$$

강인성능조건을 만족하는 제어기 $K(s)$ 는 D-K 반복(D-K iteration) 과정에 의해 계산한다. 본 연구의 경우 4회 반복과정을 수행하여 구조화된 특이치의 피크값을 가장 작게 할 수 있었다. Fig. 7에 4회 반복과정 후의 폐루프계에 대한 구조화된 특이치(실선)와 첫 번째 H_{∞} 최적화 수행 후의 구조화된 특이치(점선)를 각각 도시하였다.

그림에서 첫 번째 H_{∞} 최적화과정으로는 강인성능조건을 만족시킬 수 없으나 4회 반복과정 후에는 구조화된 특이치의 피크값이 1.02가 되어 강인성능조건을 거의 만족시키는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 8에 계산된 제어기의 주파수영역에서의 크기를 도시하였다.

그림에서 제어기의 저주파영역에서의 크기가 매우 큰 것을 볼 수 있는데, 이는 회전각의 정상상태

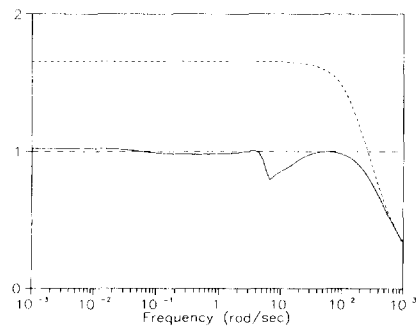


Fig. 7 μ plot for the robust performance (solid) and μ plot after first H_{∞} optimization (dotted)

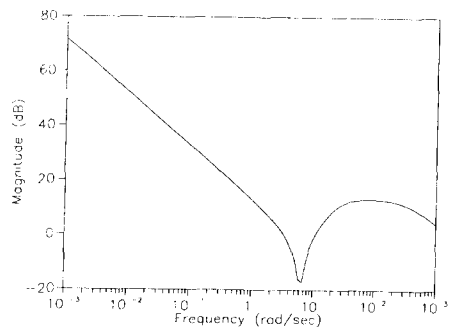


Fig. 8 Magnitude plot of the controller

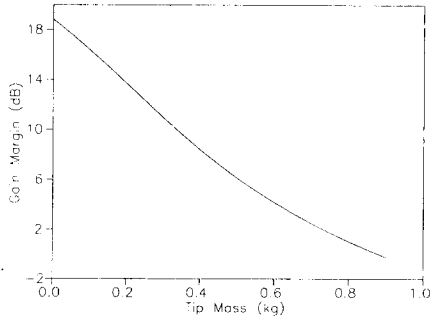


Fig. 9 Gain margin of the compensated loop transfer function

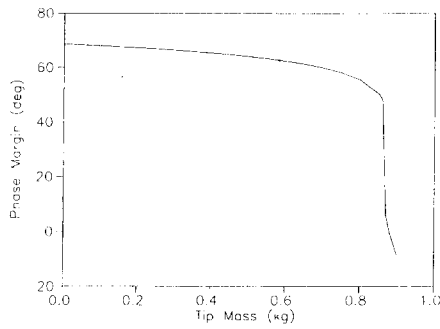


Fig. 10 Phase margin of the compensated loop transfer function

오차를 줄이는 데 효과적이다. 반면 높은 주파수 영역에서는 크기가 작고, 주파수가 증가할수록 감소되어 감을 볼 수 있어 고주파영역의 불확실성에 대한 영향이 작을 것으로 판단할 수 있다. 특히 공칭 플랜트의 고유진동수인 7.5 rad/sec를 중심으로 한 일부 주파수 대역에서 제어기의 크기가 매우 작음을 볼 수 있어, 계의 파라미터의 변동에 따른 고유진동수의 변화에도 계가 민감하지 않다는 것을 알 수 있다. 첨단질량변화에 따른 상대안정도의 변화를 조사하기 위해 각 첨단질량에 대해서 보상된 루프전달함수(compensated loop transfer function)의 게인여유(gain margin)와 위상여유(phase margin)를 구하여 Figs. 9, 10에 각각을 도시하였다.

그림에서 약 0.8 kg 까지의 첨단질량 변화에 대해서는 계의 안정성이 유지되는 것을 볼 수 있다. 특히 제어기 설계시 고려한 0.3 kg 까지의 첨단질량 변화에 대해서는 위상여유는 거의 변화 없이 유지되고, 게인여유도 약 11dB 이상 유지되는 것을 볼 수 있다. 또한 첨단질량에 따른 제어성능의 변화를 조사하기 위해 각 첨단질량에 대해서 페루프

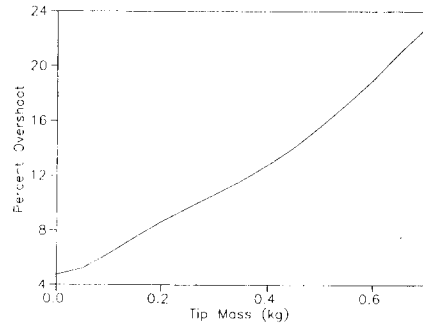


Fig. 11 Percent overshoot of the closed loop system

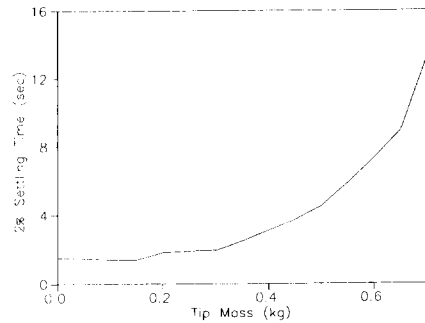


Fig. 12 2% settling time of the closed loop system

계의 오버슈트와 2% 정착시간을 구하여 Figs. 11, 12에 각각을 도시하였다.

그림에서 계의 파라미터변화에도 제어성능의 저하는 어느 정도이하로 유지됨을 볼 수 있다.

4. 실험결과

4.1 실험장치

실험장치의 구성도를 Fig. 13에 나타내었다. 회전조작기의 허브(hub)가 직결되어 있는 타이밍 벨

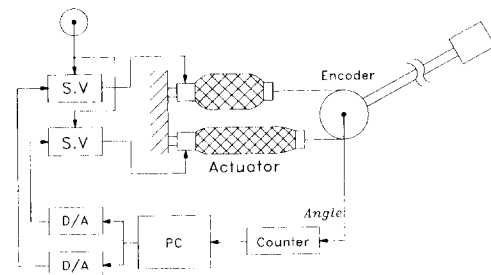


Fig. 13 Schematic diagram of the experimental set-up

Table 1 Parameters of the system

Manipulator	Length	l	1 m
	Mass per unit length	m	0.72 kg/m
	Length of hub	a	0.05 m
Actuator	Actuator coefficients	α	20
		β	5.6
		γ	230
	Radius of pulley	r	0.025 m
	Initial reduction ratio	ϵ_0	0.09
	Initial pressure	P_0	250 kPa
	Initial length	L_0	0.25 m
Damping coefficient	c_0	1.7 Ns/m	
Servo valve	Gain	K_v	70 kPa/volt
	Time constant	τ_v	0.08 s

트 풀리는 1쌍의 공압인공근육에 의해 회전되며, 공압인공근육 내부의 공기압은 1쌍의 공압서보밸브에 의해 각각 독립적으로 $0 \sim 5 \text{ kgf/cm}^2$ 사이에서 조절된다. 조작기는 각 구동기에 같은 기준압 P_0 를 공급하면 기준위치에 있게 되고, 어느 한 구동기에 차압 ΔP 를 더하고 다른 구동기에서 같은 양의 차압을 빼주면 압력이 증가된 구동기쪽으로 차압에 비례한 각도로 회전하게 된다.

타이밍벨트를 통해 조작기축과 연동된 로터리엔코더(rotary encoder)로 측정된 조작기의 회전각은 카운터(counter)에서 계수되어 PC로 입력된다. 이때 회전각 측정 해상도는 $7.85 \times 10^{-4} \text{ rad}$ 이다. μ -합성법을 이용하여 설계된 13차의 1입력, 1출력의 제어기는 5 ms의 샘플링주기(sampling period)로 이산화시켜 13차의 차분방정식 형태로 변환시킨 후 PC에 구현하였다. PC에서는 매 샘플링주기마다 조작기회전각의 측정과 제어법칙(control law)의 계산이 수행된다. 이 제어법칙은 각 구동기에 대한 차압지령으로 변환된 후 2개의 12bit 해상도의 D/A변환기를 통해 1쌍의 공압서보밸브에 각각 인가된다. Table 1에 실험장치의 파라미터를 나타내었다.

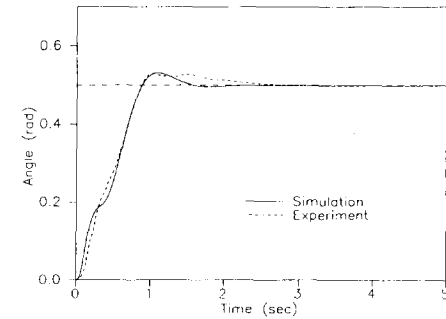
4.2 실험결과 및 고찰

회전각 기준입력에 0.5rad의 스텝을 가한 경우

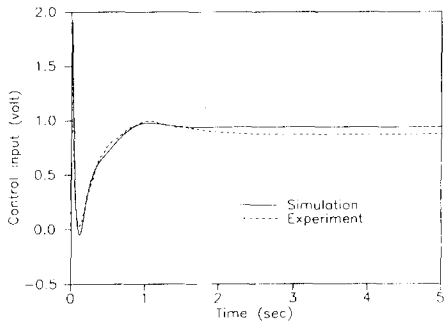
에 대해 실험과 모의실험을 통하여 회전각 응답을 조사하였다. 또한 첨단질량을 각각 0.1, 0.15, 0.3, 그리고 0.5 kg으로 변화시켜가며 계의 파라미터 변화에 대한 계의 안정성 및 제어성능의 강인성을 조사하였다. Figs. 14, 15, 16, 17에 각 첨단질량에 대한 실험 및 모의실험 결과를 나타내었다.

그림에서 (a)는 조작기의 회전각, (b)는 제어입력에 대한 결과이며, 실선은 모의실험결과를, 점선은 실험결과를 각각 나타낸다. 구동기계의 마찰, 압축공기의 유동 및 압력의 동적특성, 서보밸브의 2차 이상의 동특성을 모델링하지 않았기 때문에 실험과 모의실험 사이에는 어느 정도의 차이가 있음을 볼 수 있으나, 회전각의 오버슈트량과 정착시간, 제어입력의 크기 등을 비교해 볼 때 대체로 실험과 모의실험결과는 부합된다고 판단할 수 있다.

Figs. 14, 15에서, 0.15 kg까지의 첨단질량의 변화에 대해서는 계의 제어성능의 변화가 거의 없다는 것을 확인할 수 있을 뿐 아니라, 실험과 모의실험이 거의 일치하는 것으로부터 제어성능이 실제 플랜트에서도 강인하게 유지된다는 것을 확인할 수 있었다. 제어입력 또한 선형한도인 $\pm 2.5\text{v}$ 이내로 유지됨을 볼 수 있어, 설계시 고려한 입력에 대한 가중치 향이 유효함을 알 수 있었다. Fig. 16에서, 첨단질량이 0.3 kg인 경우, 실험에서의 오버슈트량이 모의실험에 비해 다소 큰 것을 볼 수 있다. 그

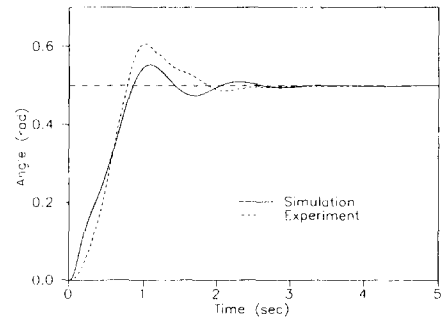


(a) Angle output

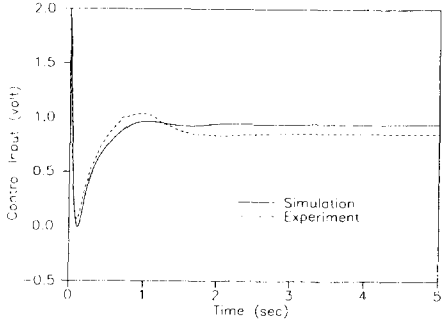


(b) Control input

Fig. 14 Simulation and experimental result with 0.1 kg tip mass

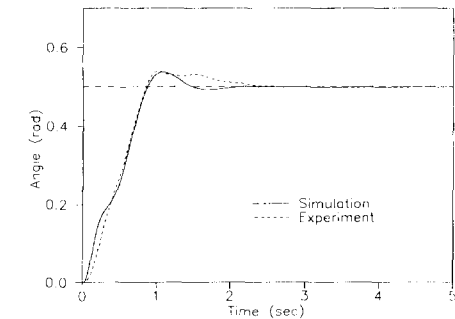


(a) Angle output

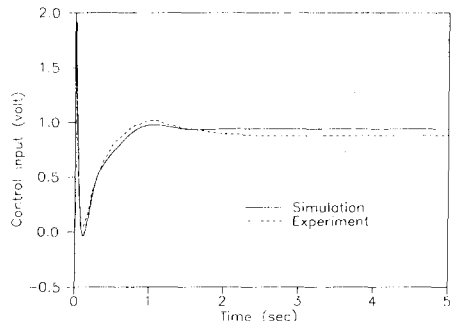


(b) Control input

Fig. 16 Simulation and experimental result with 0.3 kg tip mass

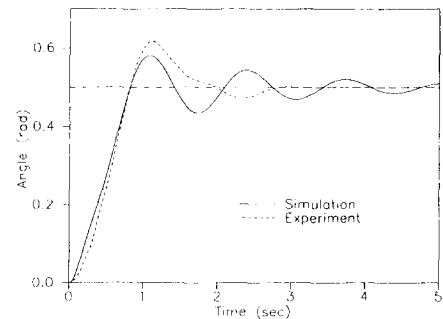


(a) Angle output

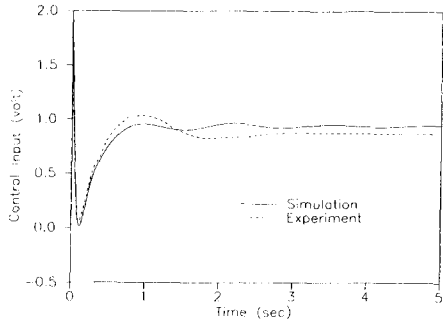


(b) Control input

Fig. 15 Simulation and experimental result with 0.15 kg tip mass



(a) Angle output



(b) Control input

Fig. 17 Simulation and experimental result with 0.5 kg tip mass

러나 정착시간은 모의실험과 유사한 것을 볼 수 있어 이 정도의 첨단질량 변화까지는 제어성능이 강인하게 유지된다고 판단할 수 있다. Fig. 17에서 0.5 kg의 첨단질량에 대해서는 계의 안정성은 강인하게 유지되지만 제어성능의 저하는 큰 것을 볼 수 있다. 실험의 경우가 모의실험에 비해 기준각에 대한 수렴성이 좋은 것은 고려하지 않은 마찰의 영향 때문으로 판단된다. 제어계를 해석하면서 제어기의 이산화에 대한 영향을 고려하지 않았지만, 실험을 통해서 제어기를 5ms의 샘플링시간으로 이산화 시킨 것에 따른 계의 안정성 및 제어성능 악화와 같은 악영향은 거의 없는 다는 것을 알 수 있었다. 이상에서와 같이 실험과 모의실험을 통하여 제안된 제어기를 적용함으로써 모델의 불확실성 및 파라미터의 변동에 대해 계의 안정성이 유지됨을 확인하였고, 회전각에 대한 제어성능의 저하가 크지 않음을 볼 수 있어 제어성능 또한 강인하게 유지됨을 알 수 있었다.

5. 결 론

공압인공근육에 의해 구동되는 1자유도의 조작기 계에 대하여, 선형근사모델을 설정하고, 서보밸브 및 구동기계의 비선형성과 모델링하지 않은 동특성 등으로 인한 모델의 불확실성, 첨단질량의 변화에 따른 계의 파라미터의 변화, 그리고 측정잡음의 영향에 대해서도 계의 안정성과 제어성능이 강인하게 유지될 수 있을 뿐 아니라, 제어입력도 선형동작 범위로 유지될 수 있도록 μ -합성법을 이용하여 제어기를 설계하고, 이를 이용하여 조작기의 회전각을 목표위치로 제어하는 연구를 실험과 모의실험을 통해 행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모의실험과 실험결과가 잘 일치함을 보임으로써 공압인공근육을 이용한 회전조작기의 위치제어에 대한 모델링기법, μ -합성법의 응용기법의 타당성을 입증하였다.

(2) 선형근사모델을 설정함에 따라 서보밸브 및 구동기계의 비선형성과 모델링하지 않은 동특성으로 인한 모델의 불확실성의 악영향이 문제가 될 수 있었으나, μ -합성법을 이용하여 제어기 설계에 이들의 체계적으로 반영함으로써, 제어계는 모델의 불확실성에 대해 강인안정도와 강인성능을 가질 수 있었다.

(3) 제어기 설계에 첨단질량변화로 인한 계의 파

라미터변화와 제어입력의 크기에 대한 고려를 함으로써, 제어입력을 선형동작범위 이내로 제한할 수 있었으며 계의 파라미터 변화에도 안정성과 제어성능을 강인하게 유지할 수 있었다.

후 기

본 연구는 1995년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 : ME95-D-11)에 의하여 연구되었습니다.

참고문헌

- (1) Norotsugu, T., 1994, "Mechanism and Control of Actuator," *Science of Machine (in Japanese)*, Vol. 46, No. 6, pp. 630~638.
- (2) Fukuda, T., Guo, S. X., Wang, J. R., Kosuge, K. and Arai, F., 1993, "A Study on Actuators of the Artificial Muscular Type," *Trans. JSME, Series C*, Vol. 59, No. 563, pp. 2169~2176.
- (3) Norotsugu, T. and Wada, T., 1991, "Application of Artificial Rubber Muscle to Robot Control," *J. of the Robotics Society of Japan*, Vol. 9, No. 4, pp. 502~506.
- (4) Kagawa, T., Fujita, T., Yamanaka, T., Kadan, T. and Kimura, T., 1993, "Power Assist Circuit using Artificial Muscle," *Trans. JSME, Series C*, Vol. 59, No. 564, pp. 2376~2382.
- (5) Ando, O., Noritsugu, T., Takaiwa, M., and Yamanaka, T., 1993, "Application of Rubber Artificial Muscle Manipulator to Rehabilitation Aided Robot," *Proc. Conf. Robotics Society of Japan '93*, pp. 993~996.
- (6) Taniguchi, T. and Yamashita, T., 1990, "Pressed Force Control of a Finger Mechanism with Artificial Rubber Muscle," *Proc. Conf. Robotics-Mechatronics '90 (in Japanese)*, 900-30, pp. 3~6.
- (7) Jin, S., Watanabe, K. and Nakamura, M., 1993, "Trajectory Tracking Controls for a Two-Link Manipulator with Artificial Rubber Muscles," *Trans. JSME, Series C*, Vol. 59, No. 565, pp. 2745~2752.
- (8) Osuka, K., Kimura, T. and Ono, T., 1990, H., Control of Rubbertuator, *Proc. Conf. Robotics*

- Mechatronics '90 (in Japanese)*, 900-30, pp. 167~170.
- (9) Maciejowski, J. M., 1991, *Multivariable Feedback Design*, Addison-Wesley.
- (10) Chiang, R. Y. and Safonov, M. G., 1988, *Robust Control Toolbox*, The Math Works Inc.
- (11) Balas, G. J., Doyle, J. C., Glover, K., Packard, A., and Smith, R., 1991, *μ -Analysis and Synthesis Toolbox*, The Math Works Inc.
- (12) Bridgestone Corp., 1987, *The Rubbertuator Product Literature*.