

## 유압 비례 위치제어시스템의 적응 마찰력 보상기 설계에 관한 연구

이명호\*, 박형배<sup>+</sup>

(논문접수일 2003. 7. 4, 심사완료일 2003. 9. 17)

### A Study on the Adaptive Friction Compensator Design of a Hydraulic Proportional Position Control System

Myeong-Ho Lee\*, Hyung-Bae Park<sup>+</sup>

#### Abstract

This paper deals with a position control problem of a hydraulic proportional position control system using a nonlinear friction compensation control. As nonlinear friction, stiction and coulomb friction forces are considered and modeled as deadzone and external disturbance respectively. In order to compensate this nonlinearities, we designed the controller which is the adaptive friction compensator using discrete time Model Reference Adaptive Control method in this paper. Digital Signal Processing board is employed for data acquisition and manipulation. The experimental results show that response is slow and steady-state error cannot be compensated properly without friction compensation but this compensator is effective to obtain fast response and good steady-state response.

**Key Words :** Adaptive Friction Compensator(적응 마찰 보상기), Model Reference Adaptive Control(모델기준 적응제어), Digital Signal Processing(디지털 시그널 프로세싱), Hydraulic Proportional Position Control System(유압 비례 위치제어 시스템)

### 1. 서론

유압 비례 위치제어시스템에는 실린더 부하계에 존재하는 마찰특성인 쿨롱마찰, 정지마찰, 점성마찰 등이 내재되

어 있다. 그리고 유압유의 온도에 따라 변화하는 점도와 압력에 따라 변화하는 체적탄성계수등의 다양한 비선형성이 유압 시스템의 응답특성을 저해하는 요소로서 작용한다. 본 연구에서는 제어대상 플랜트로써 적용하기가 용이하

\* 주저자, 서울산업대학교 기계공학과 (myeong@snut.ac.kr)

주소: 139-743 서울시 노원구 공릉2동 172

+ 아이메카산업 대표

고 활용성이 높은 비례제어밸브에 의해 구동되는 단동실린더 시스템을 다루었다. 그리고 실린더 부하계에 존재하는 마찰특성을 보상하는 적응마찰 보상기 설계를 구성하고, 제어기로서 모델기준 적응제어(MRAC)를 이용하였다.

이에 관련된 연구로서는 Tamura<sup>(1)</sup>의 쿨롱마찰의 영향을 받는 D.C. 서보모터의 적응제어에서 쿨롱마찰만을 보상하였고, Konami<sup>(2)</sup>는 데드존 특성을 고려한 각도제어계의 요소특성에 대한 제어정도를 정지마찰만을 고려하여 보상하였으며, Yang<sup>(3)</sup>의 마찰력 보상기를 이용한 공기압 실린더의 위치제어에서는 PWM신호를 이용한 On-off 밸브의 제어에서 정지마찰력과 쿨롱마찰력을 동시에 보상하였다. 본 논문에서는 유압 비례제어 밸브를 이용한 편로드 유압실린더의 위치제어에 Ohkawa<sup>(4)</sup>의 정지마찰과 쿨롱마찰을 고려한 MRAC를 이용하여 보상기를 설계하였다. 또한 단동실린더를 가진 유압 비례 위치제어시스템의 모델링, 적응마찰 보상기 설계기법과 MRAC, 그리고 실험장치와 실험에 대한 결과를 분석하였다.

## 2. 유압 비례 위치제어시스템의 모델링

### 2.1 유압실린더-부하계의 마찰력 모델링

유압실린더-부하계에서 이론적인 마찰력 모델링은 비선형 마찰력인 정지마찰과 쿨롱마찰, 그리고 선형마찰토크인 점성마찰력으로 나누어 Fig. 1과 같이 구성하였다.

선형마찰력인 점성마찰력은 선형동적시스템 구성시에 파라미터로 이용되고, 비선형 마찰토크는 정지마찰력과 쿨롱마찰력을 보상하기 위한 알고리즘을 구현하는 적응제어 기법을 도입하였다<sup>(2)</sup>.

### 2.2 유압 비례 위치제어시스템의 모델링

편로드 유압실린더와 비례제어밸브로 구성된 유압 비례 위치제어시스템을 전진과 후진시로 나누어 다음과 같이 모델링하였다.

$$\text{전진시} : F = P_1 A_1 - P_2 A_2$$

$$\text{후진시} : F = P_2 A_2 - P_1 A_1 \quad (1)$$

여기서  $F$ 는 구동력,  $P_1$ 은 실린더 헤드측 압력, 그리고  $P_2$ 은 실린더 로드측 압력이다. 힘의 평형방정식을 적용하여 실린더 양단의 압력차로 구한 구동력과 부하부의 마찰특성을 다음과 같이 모델링하였다.

$$F = m \frac{d^2 y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} + f_L \quad (2)$$

여기서  $m$ 은 부하부의 질량,  $b$ 는 점성계수, 그리고  $f_L$ 은 비선형 마찰력으로 다음과 같이 표현된다.

$$f_L = \begin{cases} f_{c+} & V > 0 \\ f_{s+} \sim f_{s-} & V = 0 \\ f_{c-} & V < 0 \end{cases} \quad (3)$$

위 식에서  $f_{s+}, f_{s-}$ 는 속도가 제로인 경우의 정지마찰력, 그리고  $f_{c+}, f_{c-}$ 는 속도가 제로가 아닌 상태에서의 쿨롱마찰력으로 표현된다. 비선형 마찰특성은 고려하지 않고 선형부만을 라플라스 변환하여 전달함수로 표현하면 다음과 같다.

$$G(s) = \frac{y(s)}{m(s)} = \frac{1}{ms^2 + bs} \quad (4)$$

비선형 마찰력의 모델링은 기준입력과 속도의 변화에 따라 정지마찰력과 쿨롱마찰력이 발생하도록 선형부에 추가

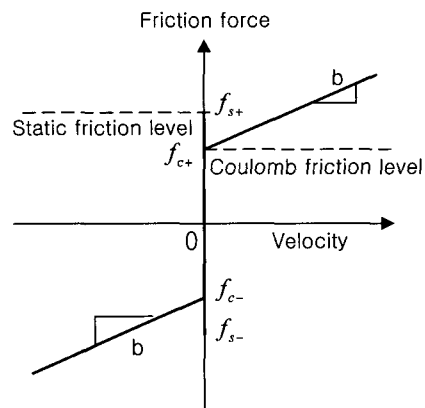


Fig. 1 Friction model under stiction, coulomb, viscous friction

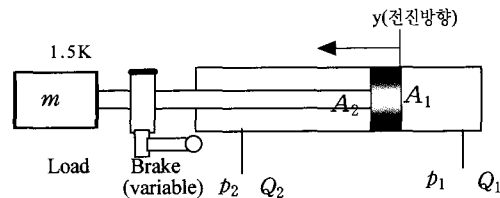


Fig. 2 Hydraulic cylinder and mass load

하여 구성하고, 실제 구성된 선형부와 비선형부의 블록다이아그램은 Fig. 3과 같이 표현된다<sup>(4)</sup>.

### 3. 모델기준 적응제어시스템(MRACS)

#### 3.1 적응마찰 보상기 설계

Fig. 3에 도시된 시스템에 대한 적응마찰 보상과정은 다음과 같다. 비선형 마찰특성인 정지마찰력은 데드존으로 모델링하고, 이를 보상하기 위한 적응보상신호  $\sigma_s(k)$ 를 입력  $m(k)$ 에 더하면 다음과 같이 표현된다.  $f_{s+}$ 와  $f_{s+} + f_{s-}$ 에 대한 조정 가능한 파라미터로써  $\hat{f}_{s1}(k)$ 와  $\hat{f}_{s2}(k)$ 를 도입하여 적응보상신호를 표현하면 다음과 같이 된다.

$$\sigma_s(k) = \hat{f}_{s1}(k) - \hat{f}_{s2}(k) p(k) \quad (5)$$

$$p(k) = \begin{cases} 0 & \text{for } u(k) \geq 0 \\ 1 & \text{for } u(k) < 0 \end{cases}$$

그러므로 데드존 보상기 신호는 다음과 같이 표현된다.

$$m(k) = u(k) + \{ \hat{f}_{s1}(k) - f_{s+} \} - \{ \hat{f}_{s2}(k) - f_{s+} - f_{s-} \} p(k) \quad (6)$$

쿨롱마찰을 보상하는 과정은 Fig. 5와 같이 정지마찰 특

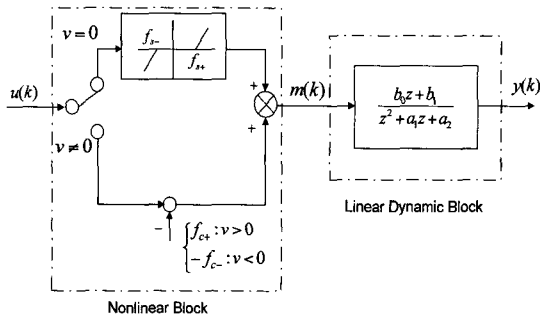


Fig. 3 Block diagram for the hydraulic proportional control system with friction model

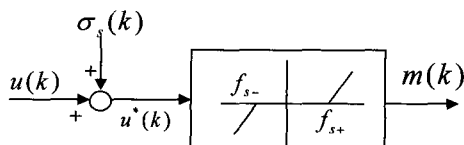


Fig. 4 Feedforward compensation of  $f_s$  when velocity is zero

성 데드존을 보상하는 경우와 유사하다.  $u(k)$ 와  $m(k)$  사이의 관계식은 다음과 같다.

$$m(k) = u(k) + \{ \hat{f}_{1}(k) - f_{c+} \} + \{ \hat{f}_{2}(k) - f_{c+} - f_{c-} \} q(k) \quad (7)$$

$$q(k) = \begin{cases} 0 & \text{for } v(k) > 0 \\ 1 & \text{for } v(k) < 0 \end{cases}$$

여기서  $\hat{f}_{c1}(k) = f_{c+}$ ,  $\hat{f}_{c2}(k) = f_{c+} + f_{c-}$  일때,  $u(k)$ 와  $m(k)$  사이의 관계는 선형화 되어서  $m(k) = u(k)$ 가 되고 외란은 상쇄된다. 정지마찰특성과 쿨롱마찰특성을 모두 고려하여 보상하였을 때  $u(k)$ 와  $m(k)$ 사이의 관계식은 다음과 같이 표현된다.

$$m(k) = u(k) + [\{ \hat{f}_{1}(k) - f_{s+} \} - \{ \hat{f}_{2}(k) - f_{s+} - f_{s-} \} p(k)] s(k) + [\{ \hat{f}_{1}(k) - f_{c+} \} - \{ \hat{f}_{2}(k) - f_{c+} - f_{c-} \} q(k)] s_1(k) \quad (8)$$

여기서  $s(k)$ 와  $s_1(k)$ 는 다음과 같다.

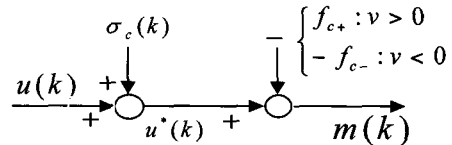


Fig. 5 Feedforward compensation of  $f_c$  when velocity is not zero

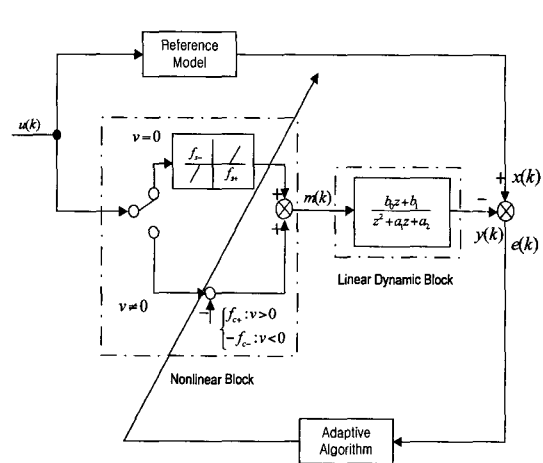


Fig. 6 Model reference adaptive control system

$$s(k) = \begin{cases} 1 & \text{for } v(k) = 0 \\ 0 & \text{for } v(k) \neq 0 \end{cases}, s_1(k) = 1 - s(k) \quad (9)$$

### 3.2 모델기준 적응제어시스템(MRACS)

이상과 같이 비선형 마찰특성이 내재된 시스템을 비선형 구간인 마찰특성블럭과 선형블럭이 결합된 시스템으로 보고 모델기준 적응제어시스템을 구성하면 Fig. 6과 같이 표현된다. 시스템 구성에 사용된 수식들은 참고문헌<sup>(5)</sup>에 제시되어 있으며, MRAC전체 시스템의 출력오차가 영으로 수렴하는 과정을 요약하면 다음과 같다. 입력오차 신호를 식 (10)과 같이 설정하고, 입력신호 사이의 오차관계식을 구하면 다음과 같다.

$$\eta(k) = \hat{u}(k) - u(k) \quad (10)$$

$$\eta(k-1) = \Phi(k) W(k) \quad (11)$$

식 (11)에서  $\Phi(k)$ 와  $W(k)$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Phi(k) &= [\phi_1(k), \dots, \phi_{10}(k)], \\ W(k) &= [w_1(k), \dots, w_{10}(k)] \end{aligned} \quad (12)$$

출력 오차를 식 (13)과 같이 설정하고, 입력 오차 관계식을 구하면 다음과 같다.

$$e(k) = x(k) - y(k) \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \eta(k) &= -\hat{a}_0(k) e(k+1) \\ &+ \{\Phi(k+1) - \Phi(k)\} W(k+1) \end{aligned} \quad (14)$$

$\eta(k) \rightarrow 0$ 이고  $\Phi(k) \rightarrow$  일정하므로 출력오차가 제로에 수렴한다. 파라미터 추정에는 다음과 같은 프로젝션 알고리즘(projection algorithm)을 사용하였다<sup>(5)</sup>.

$$\begin{aligned} \Phi(k) &= \Phi(k-1) \\ &- \frac{W(k-1)}{c + W(k-1)^T W(k-1)} W(k-1)^T \Phi(k-1) \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 망각계수(c)는  $0.95 \leq c \leq 0.99$ 의 범위에서 선정하였다.

## 4. 실험장치 및 실험결과

### 4.1 실험장치

본 논문의 실험에 사용된 유압 비례 위치제어시스템의 구성은 유압 실린더, 비례 방향제어밸브, DSP 보드, 개인용

컴퓨터로 구성하였다.

DSP 보드는 dSPACE사의 DS1102모델을 사용하였으며, 소프트웨어는 데이터 획득을 위하여 사용되는 트레이스(trace)창과 제어 아이콘 생성과 제어를 위한 카펫(cockpit)으로 구성되어 있고, 샘플링 타임은 유압시스템의 응답특성을 고려하여 0.01초로 선정하였다. 기초실험을 통하여 실린더 부하계에 존재하는 마찰특성을 고찰하였고, 적응마찰 보상기 설계에 모델기준적응제어(MRAC)를 이용한 실험을 통하여 마찰력을 보상한 경우와 보상하지 않은 경우를 비교함으로써 각각의 보상성을 서로 비교하여 보았다. 이산시간 MRAC를 구성하기 위하여 식 (4)를 z-변환하면 다음과 같이 표현된다.

$$G(z^{-1}) = Z\left(\frac{1 - e^{-Ts}}{s} G(s)\right) = \frac{z^{-1}B(z^{-1})}{A(z^{-1})} \quad (16)$$

여기서 다항식을 구성하는 계수 값들은 다음과 같이 결정하고, 마찰력 측정실험을 통하여 점성계수(b)를 구하고, 유압실린더의 부하질량(m)을 이용하여 파라미터 값들은 다음과 같이 결정한다.

$$A(z^{-1}) = 1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2},$$

$$B(z^{-1}) = b_0 + b_1 z^{-1}$$

$$a_1 = -(1 + f_1), a_2 = f_1, b_0 = f_2 T - 2f_2^2(1 - f_1)$$

$$b_1 = f_2^2 - f_2(T + f_2)f_1, f_1 = e^{(-b/m)T}, f_2 = m/b$$

$$G(z^{-1}) = \frac{z^{-1}(0.0222 + 0.0045z^{-1})}{1 - 1.7261z^{-1} + 0.7261z^{-2}} \quad (17)$$

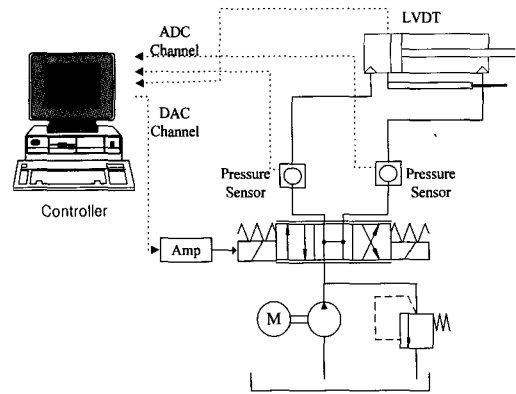


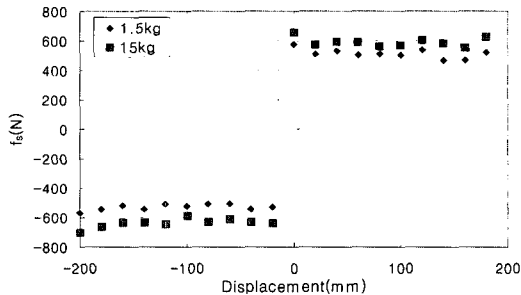
Fig. 7 Schematic diagram of the hydraulic proportional position control system

4.2 실험결과 및 고찰

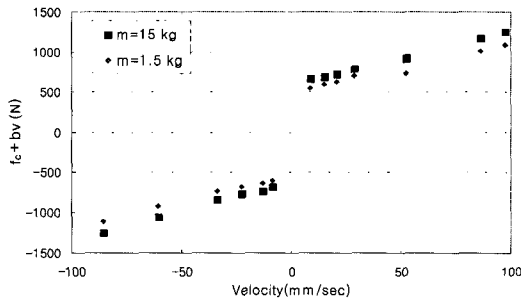
Fig. 2와 같이 구성된 유압 실린더-부하계의 브레이크장

Table 1 The parameter of friction force

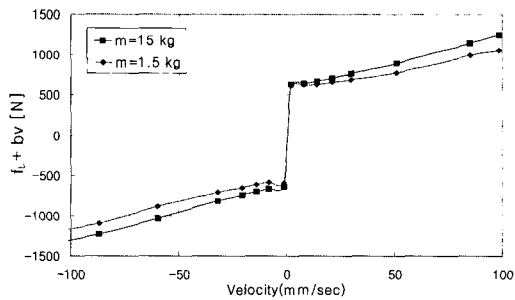
구분	정지마찰력		쿨롱마찰력		점성마찰력
	$f_{s+}$	$f_{s-}$	$f_{c+}$	$f_{c-}$	
1.5kg	575	-569	550	-602	4.8
15kg	655	-702	668	-684	6.6



(a) Static friction force



(b) Coulomb and viscous friction force



(c) Static, coulomb and viscous friction force

Fig. 8 Measured frictional force of the system

치를 작동시키면서 질량부하를 1.5kg과 15kg으로 나누어 실험한 결과는 Fig. 8과 같다. Fig. 8(a)는 실린더의 위치에 대한 최대정지 마찰력으로 실린더의 양단에서 정지마찰력이 최대로 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 8(b)는 속도에 대한 동적 마찰력으로 쿨롱마찰력과 점성마찰력이고, Fig. 8(c)는 정지마찰력, 쿨롱마찰력, 그리고 점성마찰력을 동시에 도시하였다. 여기서 미지의 시스템 파라미터인 점성마찰( $b$ ), 그리고 정지마찰과 쿨롱 마찰력 ( $f_L$ )은 Table 1과 같이 커브피팅을 통하여 구하였다.

위의 기초실험결과를 통하여 유압실린더의 속도가 8mm/sec 이하에서는 정지마찰에 기인하는 데드존의 영향을 현저하게 받으며, 그 이상의 속도에서는 쿨롱마찰인 외란의 영향과 속도의 크기에 비례하는 점성마찰의 영향을 받는 것을 알 수 있었다.

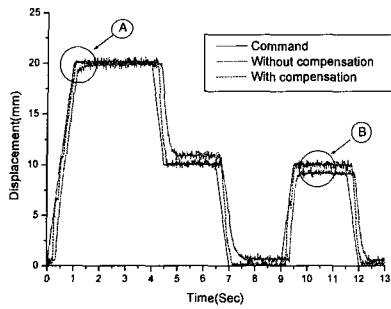
유압실린더-부하계에 제어성능을 저해하는 마찰력을 보상하기 위해 적응마찰 보상기를 설계하고, 모델기준 적응제어(MRAC)를 이용한 실험결과는 Fig. 9와 같다. Fig. 9(a)는 유압실린더-부하계의 브레이크 장치를 작동한 후에 실험한 결과로서 비선형 마찰력인 정지마찰과 쿨롱마찰을 보상하지 않는 경우와 보정한 경우에 대한 응답 결과이다. 이 결과에서 과도상태에서의 추종성과 정상상태에서의 수렴성이 마찰력을 보상하지 않는 경우에는 응답성이 떨어지나, 보정한 경우에 브레이크력을 가하여도 그 응답특성이 개선됨을 알 수 있다.

Fig. 9(b)에서 적응제어시에 시스템 파라미터의 추정결과로서 잘 추종함을 알 수 있고, Fig. 9(c)에서는 실제마찰력과 추정된 마찰토크를 비교한 결과로서 그 추종성이 매우 우수함을 알 수 있다.

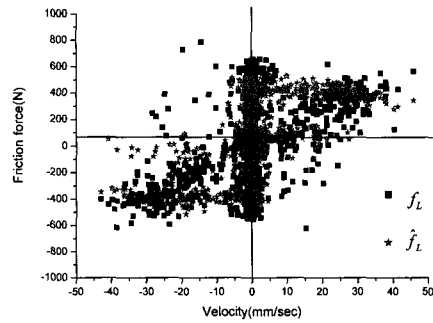
본 연구에서는 Fig. 9(a), (b)와 같이 마찰토크를 보상하는 경우와 보상하지 않는 경우로 나누어서 변형입력을 가하였다. 그 결과 과도상태에서 마찰력을 보상하는 경우에 추종성이 현저하게 개선됨을 알 수 있고, 정상상태 오차도 현저하게 개선됨을 알 수 있다. Fig. 9(c)에서는 시스템 파라미터를 PAA를 이용하여 실시간으로 추정한 결과 파라미터가 잘 추정함을 알 수 있으며, Fig. 9(d)는 실제 발생하는 마찰력에 실시간으로 추정하는 마찰력을 비교한 결과에서 그 응답성이 매우 뛰어남을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 유압 비례 위치제어시스템의 실린더 부하

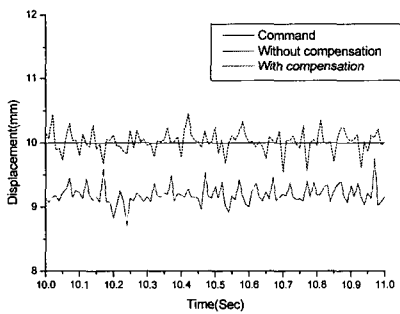
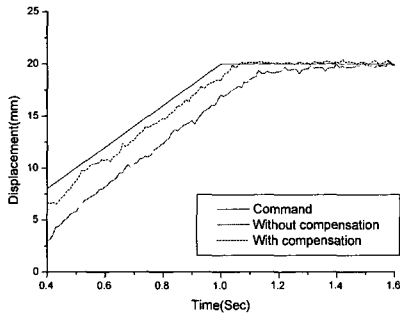


(a) Experimental results

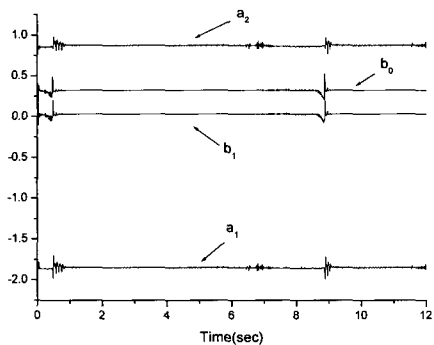


(d) Friction torque curves under MRAC

Fig. 9 System response under MRAC



(b) Enlarged view of A and B



(c) Parameter estimation curves under MRAC

계에 존재하는 마찰력 보상을 위해 MRAC기법을 이용하여 적응마찰 보상기를 설계하였다. 그리고 브레이크 장치를 작동시킨 상태에서 기초실험으로 유압 실린더의 전, 후진시에 발생하는 정지마찰과 클롱마찰, 그리고 점성마찰이 발생함을 실험을 통하여 분석하였다.

마찰토크를 보상하는 경우와 보상하지 않는 경우로 나누어서 변형입력을 가한 후에 과도상태와 정상상태에 대하여 비교한 한 결과 마찰력을 보상하지 않는 경우에는 추종성과 정상상태오차가 발생함을 알 수 있었으나, 마찰력을 보상한 경우에는 추종성과 오차가 현저하게 개선되는 것을 알 수 있었다. 그리고 실제 발생하는 마찰력에 실시간으로 추종하는 마찰력을 비교한 결과에서 그 응답성이 매우 뛰어난 것을 알 수 있고, 시스템 파라미터의 추종성도 매우 뛰어난 것을 알 수 있었다.

마찰력을 일정한 계인으로 보상하는 정량적인 방법으로는 강인제어 성능을 가질 수 없는 것으로 판단되어, 실시간 추종하여 보상하는 기법을 도입하여 보상하였다. 이러한 실시간 추종기법을 사용하면 마찰력에 대한 강인성을 가지게 되어서 강인제어기법에 매우 유용하다고 사료된다. 차후 연구는 이러한 마찰토크를 관측하는 관측기를 이용한 보상기법을 도입하고, 여기에 시스템 파라미터의 추종성과 슬라이딩 기법을 도입한 강인성 부여에 대한 연구를 수행하여 보다 더 마찰력의 추종성이 뛰어난 제어기를 구성하는 것이 필요한 것으로 판단된다.

### 참 고 문 헌

- (1) Tamura, K., Lichikawa, K., Kotani, K. and Amano, Y., 1984, "A Design of Adaptive Control Systems of D.C. Servo Motor Systems with Coulomb Friction", *Trans. of SICE*, Vol. 20, No. 7, pp. 663~665.
- (2) Konami, S., Nishiumi, K. and Yonemoto, K., 1995, "Improved Steady Error of an Electro-Hydraulic Servo System with a Dead Zone and Identification of the Element Time Constants", *J. of Fluid Power*, Vol. 25, No. 4, pp. 97~103.
- (3) Yang, Q. H., Kawakami, Y. and Kawai, S., 1997, "Position Control of a Pneumatic Cylinder with Friction Compensation", *J. of Fluid Power*, Vol. 28, No. 2, pp. 115~121.
- (4) Ohkawa, F., Sagara, S., Yamashita, T. and Tomizuka, M., 1996, "Digital Adaptive Control of Rotary System with Unknown Nonlinear Friction", *Proceedings of IFAC World Congress*, Vol. 6, pp. 19~22.
- (5) Grahm, C. G. and Sin, K. S., 1984, *Adaptive Filtering Prediction and Control*, Prentice Hall, pp. 49~100.
- (6) Jung, Y. C. and Lee, G. B., 2001, "Controller Auto-tuning Scheme for Improving Feedback System Performance in Frequency Domain", *Trans. of KSMTE*, Vol. 10, No. 3, pp. 26~30.
- (7) Kim, I. S., Kim, K. W. and Jeong, Y. J., 1999, "A Study on the Selection of Controller for Position of a Pneumatic Cylinder", *Trans. of KSMTE*, Vol. 8, No. 6, pp. 35~42.