

# 유압식 핀-온-디스크형 마멸시험기의 설계 및 제어에 관한 연구 A study on design and control of hydraulic pin-on-disc type tribotester

\*박 명 식\*, 박 성 환\*\*, 조 용 주\*\*\*, 이 진 절\*\*\*\*

\*부산대학교 정밀기계공학과 대학원(Tel: (051)510-1449; Fax: (051)517-7716)

\*\*부산대학교 기계기술연구소(Tel: (051)510-1449; Fax: (051)517-7716; E-mail: Shpark01@hyowon.cc.pusan.ac.kr)

\*\*\*부산대학교 기계공학과(Tel: (051)512-2307; Fax: (051)512-5236; E-mail: YJUCHO@hyowon.cc.pusan.ac.kr)

\*\*\*\*부산대학교 정밀기계공학과(Tel: (051)510-2330; Fax: (051)517-7716; E-mail: jinklee@hyowon.cc.pusan.ac.kr)

**Abstracts** The wear mechanism of material is an important mechanic property to select a material's life and a optimum work condition. Although there are many researches about a wear mechanism of material, the pin-on-disc type tribotester is widely known to us. It is difficult to add a variable and heavy load in the existing pin-on-disc type tribotester to estimate this wear mechanism. And due to a rotation of a disc, it is impossible to add a constant force. But we can solve this problem by using a hydraulic servo system. Therefore, in order to investigate a wear mechanism of materials, it is necessary to design a hydraulic pin-on-disc type tribotester and construct a controller against a variable disturbance.

**Keyword** Tribotester, Electro-Hydraulic Servo System, Srevovalve, Pin-On-Disc

## 1. 서론

일반적으로 재료의 성질이나 사용환경 조건을 포함한 여러 가지의 요소에 영향을 받는 것으로 알려져 있는 재료의 마멸거동(wear mechanism)은 구조용 재료 및 요소의 수명예측과 최적의 작업조건 선정을 위하여 확립되어야 할 매우 중요한 기계적 성질 중의 하나이다.

최근에는 구조용 재료 및 요소에 대한 마멸 현상을 감시하는 수단으로서 여러 가지의 연구가 보고되고 있으나, 두 표면의 접촉에 의한 마멸실험의 실험조건을 간단하게 하기 위하여 핀-온-디스크(pin-on-disc)형상에서 다른 변수들은 일정하게 하고 마찰하중만을 주변수로 적용하는 방법이 널리 사용된다.

그러나 이러한 기존의 핀-온-디스크(pin-on-disc)형상의 마멸 시험기(tribotester)를 사용하는 경우 관성 추의 설치문제 등으로 인하여 큰 마찰하중을 인가하기가 곤란할 뿐 아니라 다양한 마찰하중의 변화 또한 어렵다. 그리고 무엇보다도 디스크(disc)의 회전으로 인한 진동 발생이 관성 추에 전달되어 추의 상하 왕복 운동일으켜 일정한 마찰하중의 인가가 불가능하다.

일반적으로 마멸실험에 사용되는 핀-온-디스크(pin-on-disc)형상에서 마찰소재에 큰 마찰하중을 인가하기 위해서는 유압식으로 핀-온-디스크(pin-on-disc)형 마멸시험기(tribotester)를 설계하는 것이 바람직하다. 그러나 유압식 핀-온-디스크(pin-on-disc)형 마멸시험기(tribotester)를 사용하는 경우, 마찰재료와 로드셀의 연결부분의 진동과 회전 디스크(disc)에 마찰소재가 마멸될 때의 진동 등은 일정한 마찰하중을 인가하기 위한 유압실린더에 상대적인 외란으로 작용하게 된다. 따라서 마찰소재에 일정한 마찰하중을 지속적으로 인가하기 위하여 정상상태(steady state)에서 외란에 강인한 제어기의 설계가 필수적이다.

따라서 본 연구에서는 크고 다양한 형태의 마찰하중의 인가가 가능하고, 회전 디스크(disc)에 마찰소재가 마멸될 때 진동이 발생하더라도 고정도의 압력제어에 의하여 일정한 마찰하중의 인가가 가능한 전기·유압식 핀-온-디스크(pin-on-disc)형 마멸시험기(tribotester)의 설계 및 제어를 목적으로 한다.

## 2. 제어 시스템의 구성

본 연구에서 대상으로 하는 서보밸브를 사용한 유압식 핀-온-디스크(pin-on-disc)형 마멸시험기(tribotester)의 개략적인 구성은 Fig 2와 같다

유압 파워 장치로서 진동기에 연결된 정용량형 유압펌프를 사용한다. 유압식 핀-온-디스크(pin-on-disc)형 마멸시험기(tribotester) 시스템에서는 마찰소재의 표면조도로 인하여 발생하는 진동과 회전 디스크(disc)에 고정된 마찰소재의 부착상의 편심에 의한 진동 등으로 크기(magnitude)는 크지 않으나 연속적인 외란(disturbance)이 존재한다. 따라서 고정도(high accuracy)의 제어

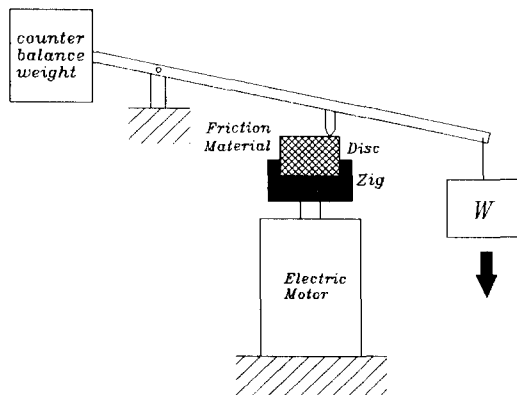


그림 1. 관성 추를 사용한 핀-온-디스크형상 마멸시험기의 그림  
Fig 1. Schematic diagram of pin-on-disc type tribotester using the weight

한편, 기존의 핀-온-디스크(pin-on-disc)형상의 마멸시험기(tribotester)는 Fig 1.에 나타난 바와 같이 마찰하중의 인가를 위하여 관성 추를 사용하고 있다.

를 위하여 제어밸브로는 속응성 및 제어 정도(accuracy)가 뛰어난 서보밸브(servo valve)를 사용한다. 또 마찰하중의 인가를 위한 편로드 실린더의 로드 끝단에 로드셀(load cell)을 부착하여 마찰하중을 측정하도록 시스템을 구성한다.

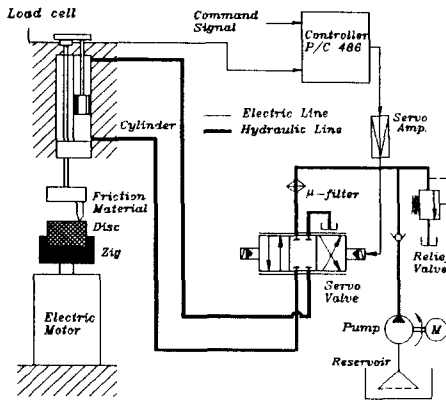


그림 2. 유압식 핀-온-디스크형 마멸시험기의 그림  
Fig 2. Schematic diagram of hydraulic pin-on-disc type tribotester

표 1. 실험에 사용된 파라미터

Table 1. Parameters of the system used in the experiment

Parameters	Value	Dimension
Servo Amp.	6.5	mA/V
Cylinder	$A_1$	$7.06 \text{ cm}^2$
	$A_2$	$5.05 \text{ cm}^2$
Pressure Sensor	0.041	V/kgf
Pump Pressure	20	kgf/cm <sup>2</sup>

표 2. 실험 장비의 목록

Table 2. List of experimental instruments

Instruments	Specification	Manufacture
Electric Motor	2.2kw 6p	NACHI
Hydraulic Pump	35kgf/cm <sup>2</sup>	NACHI
Cylinder	$\phi 15 \times 91\text{mm}$	TAIYO
Servo Valve	19 l/min	MOOG
Servo Amp	250mA/V	MOOG
Load Cell	LM-50kgf	KYOWA
I/O Device	AX5411	ADVANTECH

### 3. 시스템 해석 및 제어기 설계

본 연구에 사용한 전기·유압식 마멸시험기의 시스템의 해석을 위하여 서보증폭기, 서보밸브, 유압실린더 및 부하시스템의

구성을 간략화하여 Fig.3에 나타내었다.

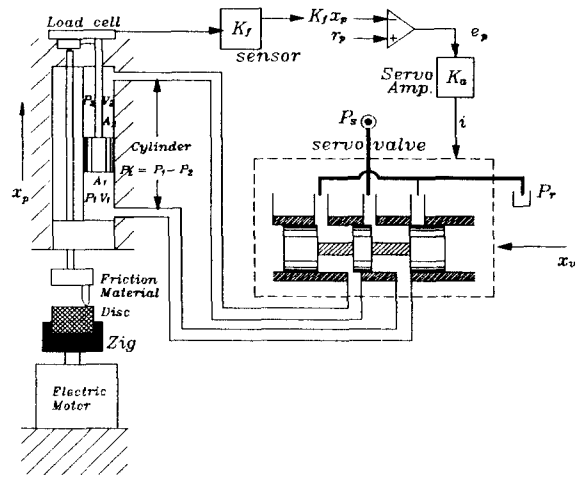


그림 3. 압력제어를 위한 전기·유압 서보 시스템의 구성도  
Fig. 3. Schematic diagram of electro-hydraulic servosystem of pressure control

Fig.3에서 서보 증폭기로 입력되는 오차 전압  $e_p(t)$ [V]는 식(3-1)과 같이 표현된다.

$$e_p(t) = r_p(t) - y_p(t) \quad (3-1)$$

여기서  $r_p(t)$ 는 기준입력 신호[V],  $y_p(t)$ 는 피스톤의 변위에 대한 피드백 신호[V] 그리고  $K_f$ 는 Load Cell의 게인[V/kgf]을 나타낸다. 오차 전압  $e_p(t)$ 는 서보 증폭기에서 증폭되어 식(3-2)와 같은 크기의 서보 밸브 구동 전류  $i(t)$ [mA]로 변환된다.

$$i(t) = K_a \cdot e_p(t) \quad (3-2)$$

여기서  $K_a$ 는 서보 증폭기의 게인[mA/V]이다. 서보밸브의 토크 모터는 서보 증폭기로부터의 입력 전류에 의해 생성되는 코일 기자력에 의해 아마추어가 움직임으로 인해 밸브 스펴이 변위한다. 이에 대한 관계식은 서보 밸브의 토크 모터 등에서 히스테리시스와 같은 많은 비선형적 요소에 의해 영향을 받으므로 선형 동적 방정식으로 유도되기는 어렵다. 그러나 주파수 응답 곡선 비교법에 의하여 입력 전류와 밸브 스펴 변위 간의 관계식을 식(3-3)과 같이 모델링하였다.

$$\frac{d^2 x(t)}{dt^2} + 2\zeta \omega_v \frac{dx(t)}{dt} + \omega_v^2 x(t) = \omega_v^2 \cdot K_t \cdot i(t) \quad (3-3)$$

여기서  $K_t$ 는 토크 모터 게인[cm/mA]이며  $\zeta_v$  및  $\omega_v$ 는 각각 서보밸브의 파라미터이다.

#### 3.1 편로드 실린더 (single rod double acting cylinder)의 해석

Fig. 3에서 표시한 실린더의 운동방향  $x_p$ 가 양의 방향일때 식(3-3)에 의한 밸브스플의 변위  $x_v(t)$ 로 인한 헤드측 공급 유량  $Q_1$ [cm<sup>3</sup>/s] 및 로드측 귀환 유량  $Q_2$  [cm<sup>3</sup>/s]는 스펴 교축부의 오리피스유량 방정식으로부터 각각 식(3-4), 식(3-5)와 같다

$$Q_1(t) = C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1(t))} \quad (3-4)$$

$$Q_2(t) = C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2(t)} \quad (3-5)$$

여기서,  $C_d$ 는 밸브 스펴의 오리피스 유량 계수,  $w$ 는 밸브 포트의 단면적 구배[cm<sup>2</sup>/cm],  $\rho$ 는 작동유의 밀도[kgf·s<sup>2</sup>/cm<sup>4</sup>],  $P_s$ 는 공급 압력[kgf/cm<sup>2</sup>] 그리고,  $P_1$  및  $P_2$ 는 각각 유압 실린더 내의 헤드 측과 로드 측의 압력[kgf/cm<sup>2</sup>]을 나타낸다.

그리고 식(3-4)와 식(3-5)를 이용하여 실린더 각 챔버(chamber)의 유량비  $\eta$ 를 구할 수 있다.

$$\eta = \frac{Q_2(t)}{Q_1(t)} = \frac{\sqrt{P_2(t)}}{\sqrt{P_s - P_1(t)}} = \frac{A_2}{A_1} \quad (3-6)$$

여기서  $A_1[\text{cm}^2]$ 과  $A_2[\text{cm}^2]$ 는 각각 피스톤 헤드 측과 로드 측의 유효단면적이다.

부하압력(Load Pressure)을  $P_L$ 로 두면

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (3-7)$$

이다. 식(3-6)과 식(3-7)을 연립하면

$$\begin{cases} P_1 = \frac{\eta^2 P_s + P_L}{1 + \eta^2} \\ P_2 = \frac{\eta^2 (P_s - P_L)}{1 + \eta^2} \end{cases} \quad (3-8)$$

이다. 또, 부하유량(Load Flow)을

$$Q_{L\alpha} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (3-9)$$

로 정의한다. 식(3-8)를 (3-4), (3-5)에 대입한 후 (3-9)의 관계를 이용하여 편로드 실린더의 부하유량식을 구하면 식 (3-10)과 같다.

$$Q_{L\alpha}(t) = \alpha C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L(t))} \quad (3-10)$$

여기서,

$$\alpha = \frac{1 + \eta}{\sqrt{2(1 + \eta^2)}} \leq 1 \quad (3-11)$$

또, 실린더의 운동방향이 음인 경우에는 편로드 실린더의 부하유량식을 구하면 (3-12)와 같다.

$$Q_{L\alpha}(t) = \alpha C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_L(t))} \quad (3-12)$$

따라서, 편로드 유압실린더를 갖는 서보밸브의 부하유량식은

$$Q_{L\alpha}(t) = \alpha C_d w x_v(t) \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L(t))} \quad (3-13)$$

이 된다. 시스템의 부하유량식(3-13)을 작동점 ( $x_v^*$ ,  $P_L^*$ ) 근방에서 테일러급수 전개하여 선형화 하면 식(3-14)과 같다.

$$Q_{L\alpha}(t) = K_{1\alpha} x_v(t) - K_{2\alpha} P_L(t) \quad (3-14)$$

여기서,

$$K_{1\alpha} = \frac{\partial Q_{L\alpha}}{\partial x_v} = \alpha C_d w \sqrt{\frac{P_s - P_L^*}{\rho}}$$

$$K_{2\alpha} = -\frac{\partial Q_{L\alpha}}{\partial P_L} = \frac{\alpha C_d w x_v^* \sqrt{\frac{1}{\rho}}}{2\sqrt{P_s - P_L^*}}$$

이다.

편로드 유압실린더의 운동방정식을 유도하면 식(3-15) 및 식 (3-16)과 같다.

$$M \frac{d^2 x_p(t)}{dt^2} + B_p \frac{dx_p(t)}{dt} + K_s x_p(t) + F_L = F \quad (3-15)$$

$$F = A_1 P_1 - A_2 P_2 \quad (3-16)$$

편로드 유압 실린더의 운동방정식을 구하면

$$A_e P_L(t) = M \frac{d^2 x_p(t)}{dt^2} + B_p \frac{dx_p(t)}{dt} + K_s x_p(t) + F_e \quad (3-17)$$

이다. 위 식에서  $F_e$ 는 등가의관력으로

$$F_e = F_L - F_{ad} \quad (3-18)$$

이며  $A_e$ 는 등가면적이며,  $F_{ad}$ 는 부가의관력으로

$$F_{ad} = \begin{cases} (1 - C_2) a P_s, & \dot{x}_p > 0 \\ C_2 a P_s, & \dot{x}_p < 0 \end{cases} \quad (3-19)$$

여기서,

$$a = (A_1 - A_2) \quad (3-20)$$

$$C_2 = \frac{1}{(1 + \eta^2)} \quad (3-21)$$

윗 식들로부터 전기·유압식 마멸시험기의 시스템의 상태방정식을 구하면 식 (3-22)과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_p(t) \\ \dot{x}_v(t) \\ \dot{x}_L(t) \\ \dot{x}_{z1}(t) \\ \dot{x}_{z2}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M} & -\frac{B_p}{M} & -\frac{A_e}{M} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{4\beta_e A_{me}}{V_e} & -\frac{4\beta_e k_2}{V_e} & -\frac{4\beta_e k_1}{V_e} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -\omega_v^2 & -2\zeta_v \omega_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p(t) \\ x_v(t) \\ x_L(t) \\ x_{z1}(t) \\ x_{z2}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \omega_v^2 K_e K_f \end{bmatrix} u_p(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{M} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} F_e \quad (3-22)$$

여기서  $u_p = r_p - \frac{K \alpha_p}{A_e}$ 이며,  $x_p(t)$ 는 Fig 3.에 나타난 편로드

유압 실린더의 변위이며,  $x_v(t)$ 는 유압 실린더의 속도이며,  $x_L(t)$ 은 부하 압력이며,  $x_{z1}(t)$ 은 서보 밸브 스톱의 변위이며,  $x_{z2}(t)$ 은 서보 밸브 스톱의 속도이다.

### 3.2 PID 제어기의 설계

PID 제어기는 지금까지 널리 사용되어진 제어기로써 시스템의 정상상태오차를 제거하고 속응성을 빠르게 할 수 있다. 본 논문에서 사용된 PID제어기의 차분방정식은 (3-23)의 식과 같으며 Fig 4.는 제어알고리즘 구성도이다. PID 제어기의 각 계인은 Ziegler and Nichols의 안정한계법을 이용하여 선정하였다.

$$u(z) = K_p \left( 1 + \frac{T_z}{T_I(z-1)} + \frac{T_D(z-1)}{T_z} \right) e(z) \quad (3-23)$$

표 3. PID 계인 값들  
Table 3. The value of PID gain

	비례계인	적분계인	미분계인
실험에 이용된 PID계인(고정시)	0.85	0.95	0.0002
실험에 이용된 PID계인(회전시)	0.8	1.1	0.0005

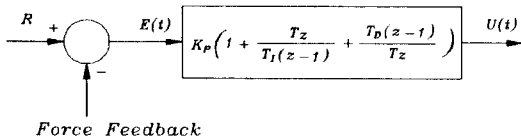


그림 4. 제어알고리즘 구성도

Fig 4. Schematic diagram of a control algorithm

## 5. 결과 및 고찰

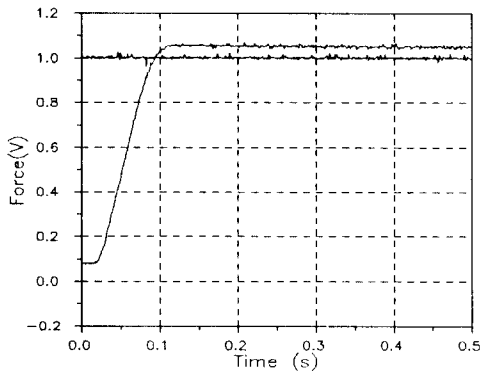


그림 5. 디스크(DISC)고정시 단순 피드백

Fig 5. A simple feedback of a fixed disc

Fig 5.는 Fig 2.과 같이 구성된 유압식 핀-온-디스크(pin-on-disc)형 마멸시험기에 1[Hz]의 단위 스텝 입력(unit step input)을 인가하였을 때의 단순 피드백 (simple feedback) 제어의 실험결과이다. 이 때 디스크는 고정이며 샘플링 시간(sampling time)은 1[ms]로 선정하였다. 또 정용량형 유압 펌프의 공급압력은 20[kg/cm<sup>2</sup>]으로 선정하였다. 실험결과에서 나타난 바와 같이 오버슈트(overshoot)는 발생하지 않지만 약 6%의 정상상태오차가 발생하여 좋지 못한 응답특성을 나타낸다.

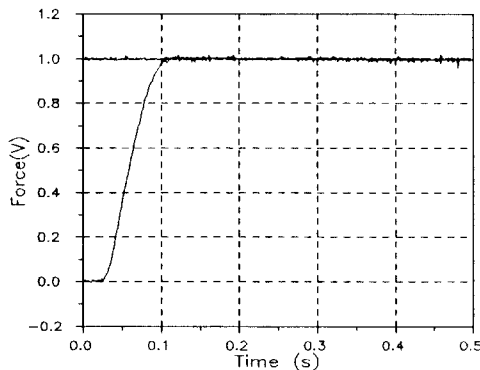


그림 6. 디스크(DISC)고정시 PID제어

Fig 6. PID controller of a fixed disc

유압식 핀-온-디스크(pin-on-disc)형 마멸시험기의 응답 특성을 개선하기 위하여 디스크 고정시 PID제어를 행한 실험결과를 Fig 6.에 나타내었다. 기준입력 및 실험조건은 Fig 5.의 실험조

건과 일치하며 PID 제어 계인은 안정한계에 기초한 Ziegler-Nichols 튜닝(tuning)법을 이용하여 선정하였다. 실험결과에서 나타난 바와 같이 정상상태오차가 발생하지 않으며 정착시간은 약 0.1[s]인 양호한 응답특성이다. 그러나 전기·유압식 마멸시험기는 디스크(disc)를 회전하면서 마멸실험을 행하여야 함으로 디스크(disc) 고정시에 나타난 양호한 응답특성으로는 시스템이 요구하는 설계 사양을 만족하지 못한다.

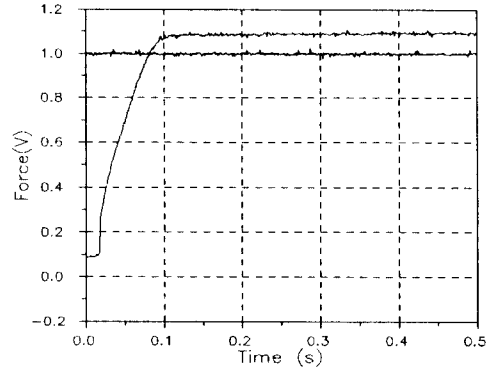


그림 7. 디스크(DISC)회전시 단순 피드백

Fig 7. A simple feedback of a rotational disc

Fig.7는 유압식 핀-온-디스크(pin-on-disc)형 마멸시험기에 디스크(disc)가 회전할 때 1[Hz]의 단위 스텝 입력(unit step input)에 대한 단순 피드백 (simple feedback) 제어 실험결과이다. 실험결과 약 10%의 정상상태 오차가 발생하며 회전 디스크와 마찰 재료의 마찰력으로 인해 디스크 고정시보다 응답특성이 불안함을 알 수 있다.

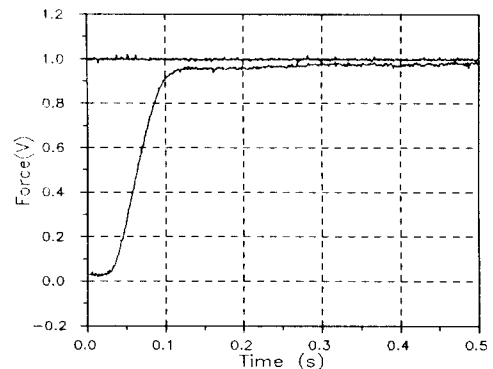


그림 8. 게인 조정이 안된 디스크(DISC)회전시 PID 제어

Fig 8. PID controller of a rotational disc without a tuned gain

Fig 8.은 디스크(disc)가 회전할 때의 PID 제어 실험결과로서 기준입력 및 실험조건은 Fig 6.의 실험조건과 일치하며 PID 제어 계인은 디스크(disc)고정시의 게인값을 바꾸지 않고 그대로 사용하였다. 실험결과 디스크(disc)의 회전으로 인하여 단위 스텝 입력에 대한 응답특성은 약 3%의 정상상태오차를 수반하며 응답 또한 다소 불안정함을 알 수 있다. 따라서 일정한 실험조건 하에서 최적으로 선정된 PID 제어기의 계인을 실험조건이 변하였을 때 그대로 사용하는 것은 바람직하지 못함을 알 수 있다.

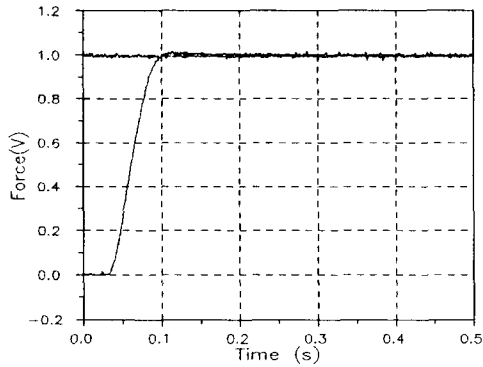


그림 9. 게인이 조정된 디스크(DISC)회전시 PID 제어  
Fig 9. PID controller of a rotational disc with a tuned gain

Fig 9는 게인이 조정된 디스크(disc)가 회전할 때의 PID 제어 실험결과이다. 기준입력 및 실험조건은 Fig.6의 실험조건과 일치하며 PID 제어 게인은 디스크(disc)고정시의 게인값을 바꾸어 회전에 알맞은 게인값으로 튜닝(tuning)하였다. 디스크(disc)회전으로 인한 마찰력의 변화 및 연속적이고 주기적인 외란이 발생하여도 정상상태오차는 생기지 않는다. 또 정착시간이 약 0.1[s]로 속응성도 만족할 만하다.

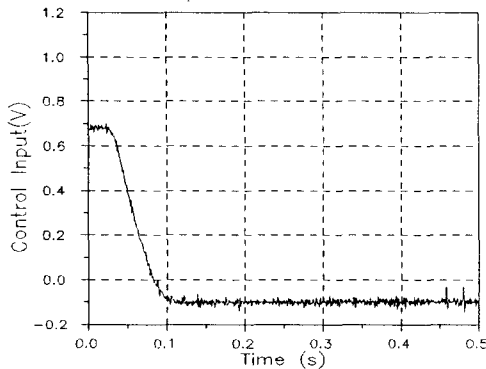


그림 10. 디스크(DISC)고정시 PID 제어의 control input  
Fig 10. Control input of PID controller of a fixed disc

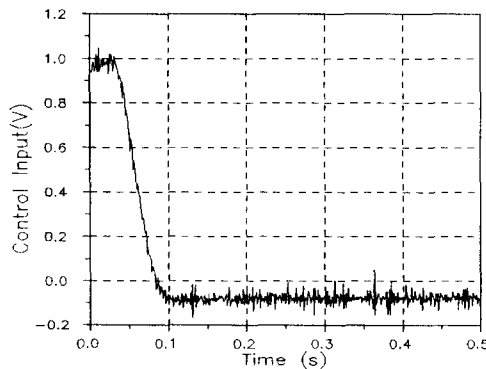


그림 11. 게인이 조정된 디스크(DISC)회전시 PID 제어의 control input  
Fig 11. Control input of PID controller of a rotational disc with a tuned gain

Fig 10. 과 Fig 11. 각각 Fig 6.과 Fig 9.의 실험시 인가되는 제어입력을 나타낸다. Fig 10.에서 보는 바와 같이 디스크(disc) 고정으로 외란이 존재하지 않는 경우 정상상태에서 거의 일정하지만 Fig 11.에서 보는 바와 같이 디스크(disc) 회전으로 외란이 존재하는 경우 정상상태오차를 제거하기 위하여 연속적인 제어 입력이 인가되는 것을 알 수 있다.

전기·유압식 마멸시험기는 일정한 수직 마찰하중을 인가하는 것이 제어의 목적이므로 정상상태 응답특성이 중요시되며 과도 응답은 시스템에서 요구하는 중요한 특성이 아니다. 또 마멸실험은 연속적으로 수직 마찰 하중을 변화시키면서 실험하기보다는 일정한 수직 마찰 하중을 장시간 인가하는 것이므로 실험시 PID 제어기의 게인을 간단하게 실험조건에 맞추어 튜닝(tuning)하면 전기·유압식 마멸시험기가 요구하는 성능을 만족시킬 수 있다.

## 6. 결론

구조용 재료 및 요소의 수명예측과 최적의 작업조건 선정하기 위하여 전기·유압식 마멸시험기를 설계하고 PID 제어를 사용하여 응답특성을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- PID제어기 게인의 최적 튜닝(tuning)으로 디스크(disc)의 표면진동 및 진동 등으로 다소 외란이 존재하더라도 전기·유압식 마멸시험기가 요구하는 성능을 만족시킬 수 있다.

- 마찰 표면에 존재하는 여러 가지 불확실한 요소를 고려할 때 강인한 제어성능을 가진 강인성 제어기의 설계가 요구된다.

## 7. 참고문헌

- [1] D.H.Buckley, "Surface Effects in Adhesion, Friction, Wear, and Lubrication"
- [2] E.Lewis, H.Stern, McGraw Hill, "Design of Hydraulic Control Systems", New York, N. Y.
- [3] Franklin G. F, Powell J. D. and Workman M. L., "Digital Control of Dynamic Systems",
- [4] H.E.Merrit, John Wiley & Sons "Hydraulic Control Systems", , NewYork,
- [5] H. Kong, E-S Yoon, O.K. Kwon, "Self formation of protective oxide films at dry sliding mild steel surfaces under a medium vacuum", Wear Vol. 181-183, pp. 325-333, 1995.
- [6] J.Watton, "Fluid Power Systems-Modeling, simulation, analog & micro-computer control", Prentice Hall.
- [7] M. A. Self, F. A. Mpslehy and S. L. Rice, "Dynamic stiffness analysis in tribocontact", Wear, Vol. 119, pp. 353-368
- [8] Slotine J. J. and Sastry S. S., "Tracking Control of Nonlinear Systems Using Sliding Surfaces with Application to Robot manipulators", Int. J. Control , Vol.38, No.2, pp.465~492
- [9] V. I. Utkin, "Variable Structure Systems with Sliding Modes", IEEE Trans. on AC, Vol.AC-22, NO.2
- [10] 김종식, "동적시스템 및 제어", 청문각