

## 전기유압식 서보인덱싱 시스템의 PWM 제어에 관한 연구

유태재 · 허준영\* · 류길수\*\*\*

## A Study on PWM Control of an Electro-Hydraulic Servo Indexing System

T. J. Joo · J. Y. Huh · K. S. Rhyu

**Key words** : High speed on-off valve(고속전자밸브), PWM method(펄스폭변조 방식), Servo indexing system(서보인덱싱 시스템), Digital PID(디지털 비례적분미분)

## Abstract

This study deals with the application of high speed on-off valves to an electro-hydraulic servo indexing system, incorporated electro-hydraulic servo valves. Comparing with the electro-hydraulic servo valve, the high speed on-off valve has some merits, which include low price, robustness to the oil contamination and direct control without D/A converter. The considered system of this study is controlled by pulse width modulation(PWM) of the control law which is produced by a PID controller which is used broadly in industrial equipments. The dynamic characteristics corresponding to variations of system parameters, such as inertia moment, system gain and supply pressure, are investigated by computer simulation and experiment. Consequently, the availability of the application of high speed on-off valve to servo indexing system instead of electro-hydraulic servo valve is confirmed.

## 기호설명

$A$  : 밸브의 개구면적  
 $\beta_e$  : 체적탄성계수  
 $B_m$  : 유압모터의 점성마찰계수  
 $c_d$  : 오리피스스의 방출계수  
 $D_m$  : 유압모터 회전당 배제용적

$F_R$  : 유압모터의 마찰력  
 $J_t$  : 유압모터의 관성모멘트  
 $k_1$  : 밸브의 유량계인  
 $k_2$  : 밸브의 유량압력계수  
 $K_m$  : 밸브포켓의 최대변위  
 $K_p$  : 비례게인  
 $K_q$  : 등가 상수  $K_q = c_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}}$

\* 한국해양대학교 대학원(원고접수일 : 99년 1월)

\*\* 한국기술교육대학교

\*\*\* 한국해양대학교

$K_S$	: 스프링부하의 스프링상수
$P_1, P_2$	: 유압모터로의 공급 및 귀환측 압력
$P_L$	: 부하압력
$P_S$	: 공급압력
$P_T$	: 탱크압력
$Q_1$	: 밸브에서 유압모터로의 유량
$Q_2$	: 유압모터에서 밸브로의 유량
$Q_L$	: 부하유량
$\theta$	: 유압모터의 각변위
$\theta_d$	: 유압모터의 목표각변위
$T$	: PWM 전송주기
$t_a$	: 포펫 열림 지연시간
$t_b$	: 포펫 최대 열림시간
$t_c$	: 포펫 닫힘 지연시간
$t_d$	: 밸브 포펫의 열림작동지연시간
$T_s$	: 샘플링시간
$V$	: 관로체적
$x_{ri}$	: 밸브 포펫의 변위( $i=a, b, c, d$ )

## 1. 서 론

최근 산업의 다변화에 따른 유압시스템 기능의 다양화가 요구되고 있고 여기에 부응하기 위해 전기적인 신호를 기계적인 유압의 신호로 변환하는 전자밸브들의 개발과 제어기술 개발이 진행되고 있다. 종래에는 유압서보밸브나 전자비례제어밸브가 주로 사용되어 왔는데 아나로그의 전류신호로 제어되고 있기에 디지털제어시스템으로 제어할 경우 D/A변환기가 필요하다. 그러나 온-오프의 두개의 신호로 작동하게 하는 펄스폭변조(Pulse Width Modulation : PWM)로 구동되는 고속전자밸브는 구조가 간단하기 때문에 가격이 저렴하며 작동유의 오염에 강인하고, 또 D/A변환기 없이 바로 디지털제어가 된다는 장점을 가지고 있다.<sup>1)2)</sup> 이런 이유로 여러 분야에서 고속전자밸브를 이용하는 연구가 매우 활발히 이루어지고 있다. Muto 등<sup>3)</sup>은 고속전자밸브의 작동지연시간이 제어시스템의 고속화, 고성능화에 장애요인이 됨을 수학적으로 해석하는 연구를 하였고, Suematu 등<sup>4)</sup>은 3포트 2위치 고속전자밸브를 사용한 유압시스템의 차동 PWM 방식에 관하여 연구하였다.

Sato 등<sup>5)</sup>은 고속전자밸브의 전환특성과 와전류의 관계를 연구하였으며, Huh 등<sup>6)</sup>은 유압실린더로 구동되는 PWM 제어 시스템의 거동 모델을 제시하고, PWM 신호의 펄스폭에 대한 밸브를 통과하는 유량 발생의 형태를 5가지 경우로 모델링하였다. Katoh 등<sup>7)</sup>은 자동변속기의 변속시 토크변화와 변속으로 인하여 발생한 쇼크 처리에 관하여 연구하였고, Song 등<sup>8)</sup>은 PWM제어로 전자밸브의 유량을 제어함으로써 ABS의 제동압력의 특성을 분석하기 위하여 듀티율과 공급압력의 변화사이의 관계를 연구하였다.

한편 단조산업 분야는 작업의 특성상 매우 큰 소음이 발생하는 열악한 작업 환경에서 수행되므로 자동화가 요구되는 분야이다. 단조작업의 자동화를 위해서는 공작물을 임의의 각도로 빠르고 정확하게 회전시킬 수 있는 인덱싱시스템(Indexing System)이 필요하다. 전기유압식 서보시스템은 다른 서보시스템에 비해 빠른 응답특성을 나타내며, 중부하를 구동해야 하는 시스템에 적합하므로 전기유압식 서보시스템을 단조기계계의 인덱싱시스템에 장착하여 사용하는 것이 가능하다. 전기유압식 서보시스템은 전기유압서보밸브를 사용하여 구성할 수 있는데 전기유압서보밸브는 상당히 고가이기 때문에 일반 산업용으로 사용하기에는 장비의 가격 경쟁력을 크게 떨어뜨리는 요인이 되고 있다.

본 연구에서는 전기유압식 서보인덱싱시스템을 전기유압서보밸브 대신에 2포트 2위치 고속전자밸브를 사용하여 구성함으로써 그 응용 가능성을 검토하고자 한다. 제어알고리즘으로는 산업기계에서 일반적으로 사용되고 있는 PID제어를 적용하여 PWM방식으로 제어하였다. 관성모멘트와 시스템게인, 공급압력 등의 시스템 파라미터 값이 변할 때 시스템 제어특성의 변화를 시뮬레이션 및 실험을 통하여 검토한다.

## 2. 시스템 모델링

본 연구에서 모델로 한 전기유압식 서보인덱싱시스템은 크게 유압모터, 관성하중, 4개의 2포트 2위치 고속전자밸브로 구성되어 있으며, 그 개략도는 Fig. 1과 같다. 시스템의 구동원리는 컴퓨터에

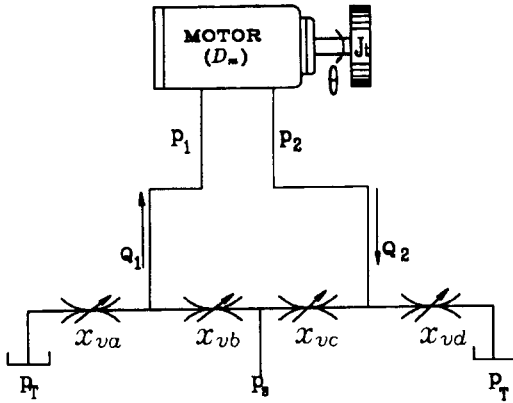


Fig. 1 Modelling diagram of a hydraulic system

서 연산한 PWM 신호의 듀티값이 유압시스템의 제어입력으로 가해지고 모터의 출력 변위각  $\theta$ 를 피드백하여 목표 변위각  $\theta_d$ 와 비교된 오차를 이용하여 새로운 PWM신호의 듀티값을 산출하도록 되어 있다. 신호에 따라 밸브중  $b$ 와  $d$ 의 밸브가 열리고,  $a$ 와  $c$ 의 밸브가 닫히게 되면 모터는 정방향으로 회전하게 되며, 반대로 밸브  $a$ 와  $c$ 가 열리고  $b$ 와  $d$ 가 닫히면 모터는 역방향으로 회전하게 된다. 정방향 회전시에 밸브  $a$ 와  $c$ 를 통과하는 누설 유량이 없다고 가정하고 밸브  $b$ 와  $d$ 를 통과하는 유량을  $Q_1, Q_2$ 라 하고, 이 때의 압력을  $P_1, P_2$ 라 하면 포펫 교축부에서 유량과 압력사이의 관계식은 식(1), (2)로 표현된다.<sup>[9]</sup>

$$Q_1 = C_d A \sqrt{\frac{2 \cdot (P_S - P_1)}{\rho}} \quad (1)$$

$$Q_2 = C_d A \sqrt{\frac{2 \cdot (P_S - P_T)}{\rho}} \quad (2)$$

여기서

$$A = \pi a (d_m - a \sin \phi) \approx \pi d_m a, \quad d_m = \frac{d_1 + d_2}{2},$$

$$a = x_v \sin \phi \text{이다.}$$

고속전자밸브 포펫의 구조는 Fig. 2와 같다.<sup>[12]</sup> 여기서  $\phi$ 는 밸브포펫의 개구각도,  $d_2$ 는 밸브포펫의 최대직경,  $d_1$ 는 밸브포펫의 최소직경,  $p, Q$ 는 공급 압력과 공급 유량을 의미한다.

또한 부하압력  $P_L$ 과 부하유량  $Q_L$ 은 각각 식(3), (4)로 표시할 수 있다.

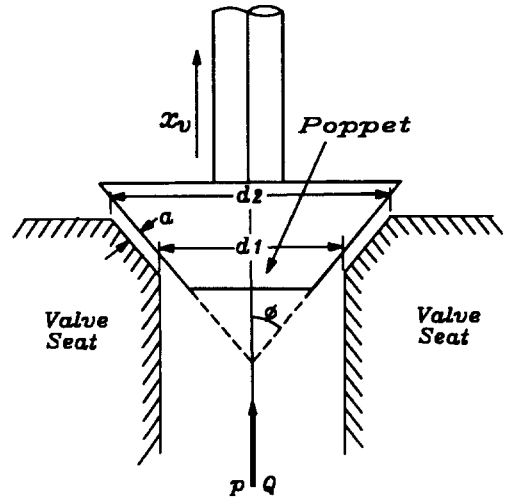


Fig. 2 Structure of a valve poppet

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

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (4)$$

그리고 부하유량을 구하면 식(5)와 같이 정의된다.

$$Q_L = K_q A \sqrt{P_S - P_L} \quad (5)$$

여기서

$$K_q = C_d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \text{이다.}$$

유압모터에 유체 연속방정식을 적용하면 식(6)과 같이 표현된다.

$$Q_L = D_m \frac{d\theta}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \cdot \frac{dP_L}{dt} \quad (6)$$

한편, 부하계를 포함한 유압모터의 운동방정식은 식(7)과 같다.

$$J_t \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_m \frac{d\theta}{dt} + K_S \cdot \theta + F_R = D_m \cdot P_L \quad (7)$$

이와 같이 구성된 시스템의 전달함수를 구하기 위해서는 비선형인 고속전자밸브의 부하유량 방정식을 선형화할 필요가 있다. 식(6)을 동작점( $X_{v0}, P_{L0}$ )근방에서 테일러 급수 전개하여 1항까지만 취하면 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.<sup>[9]</sup>

$$Q_L = k_1 x_v - k_2 P_L \quad (8)$$

여기서  $k_1 = \frac{dQ_L}{dx_v}$ ,  $k_2 = \frac{dQ_L}{dP_L}$ 이다.

시스템의 정상상태오차를 보상하기 위해 적분 제어 요소로 사다리꼴 홀더함수를 사용하여 PID제어의 전달함수를 유도하면 식 (9)와 같이 표현된다.

$$G_c(z) = \frac{U(z)}{E(z)} = \frac{G_1 + G_2 z^{-1} + G_3 z^{-2}}{1 - z^{-1}} \quad (9)$$

여기서

$$G_1 = K_p + K_i \frac{T_s}{2} + \frac{K_d}{T_s}$$

$$G_2 = -K_p + K_i \frac{T_s}{2} - 2 \frac{K_d}{T_s}$$

$$G_3 = \frac{K_d}{T_s} \text{이다.}$$

이것을 역 z 변환하면 식(10)과 같다.

$$u(k) = u(k-1) + G_1 e(k) + G_2 e(k-1) + G_3 e(k-2) \quad (10)$$

$u(k)$ 값을 제어입력으로 하여 PWM신호의 듀티를 결정하여 밸브를 제어하게 한다. 이들을 종합하

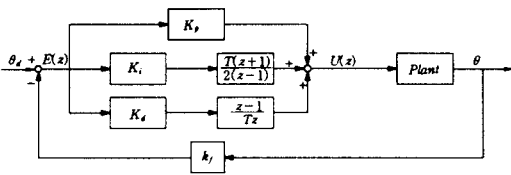


Fig. 3 Block diagram of a digital PID control system

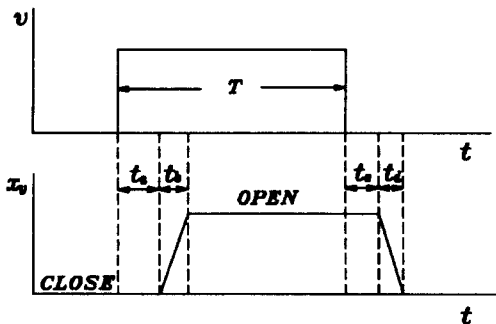


Fig. 4 Modelling diagram of valve spool behavior

여 PID제어의 블록선도를 나타내면 Fig. 3과 같다. 여기서  $k_f$ 는 피드백 게인값으로 엔코더의 분해능인 등분값을 원주율로 나눈 값이다.

고속전자밸브의 작동지연시간은 유압서보시스템 제어의 성능을 결정하는데 매우 중요한 영향을 미친다.<sup>[3,6]</sup> 여기서 고속전자밸브에 펄스열 신호로 주면 밸브포펫변위  $x_v$ 가 Fig. 4과 같은 파형으로 모델링된다.(normal close형 밸브의 경우) 즉 솔레노이드에 입력전압  $v$ 의 스텝신호를 주었을 때 코일의 인덕턴스의 크기에 대해서 전류  $i$ 가 서서히 증가하고 전류에 비례한 전자력이 생성된다. 그래서 그 전자력은 밸브 포펫을 지탱하는 스프링력 보다 커진다. 이 때 포펫의 이동이 시작되고 일정시간이 지나면 밸브는 완전히 열리게 된다. 밸브의 개폐운동에 대해서는 4개의 시간 파라메타( $t_a, t_b, t_c, t_d$ )에 의해 결정된다.

### 3. 컴퓨터 시뮬레이션

앞에서 구한 관계식들과 실제의 경우 고려되어야 할 비선형요소와 밸브의 작동지연요소를 감안한 PWM제어방식의 전기유압서보인덱싱시스템의 블록선도는 Fig. 5와 같이 묘사된다. 그림에서 PWM 요소의 포화특성과 모터에서의 마찰 비선형성이 크기 때문에 이중 사각형으로 표시하였다. 여기서 사용된 듀티 계산법은 매번 같은 시간간격마다 새로운 PWM 전송파의 주기가 사용될 때 입력신호를 포착하여 듀티를 계산하는 것으로 PWM 출력 펄스의 끝은 입력신호 샘플링시에 알게된다. 시스템상으로 주어지는 밸브 입력전압에 대한 밸브 포펫의 작동지연에 따른 통과 유량의 거동은 선행<sup>[6]</sup>의 연구에 따라 5가지의 경우로 나누었다. 모터에서의 마찰 특성은 모터 회전 시작시 정지마찰력이 크게 나타나고 일단 회전이 시작되면 크게 떨

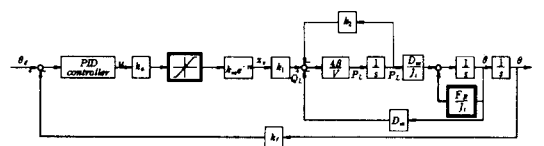


Fig. 5 Block diagram of a PWM electro-hydraulic servo indexing system

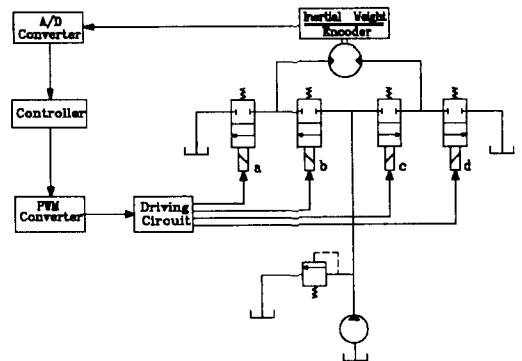
**Table 1. System parameters used in computer simulation**

Parameter	Value	Dimension
$D_m$	19.8	cc/rev
$B_m$	5.46	kgf s/cm
$k_1$	4444.4	cm <sup>2</sup> /s
$k_2$	0.8519	cm <sup>5</sup> /kgf s
$K_m$	0.03	cm
$k_f$	81.529	
$P_s$	70	kgf/cm <sup>2</sup>
$Q_{max}$	140	cc/s
$T$	20	ms
$T_s$	2	ms
$t_a + t_b$	4~6	ms
$t_c + t_d$	1.5~2.5	ms
$J_i$	0.01~0.1	kgf cm s <sup>2</sup>
$\beta_e$	12000	kgf/cm <sup>2</sup>

여기다가 모터의 회전 속도에 비례하여 점성마찰력이 증가하는 특성을 갖는다. 이와 같은 모터에서의 마찰 특성을 수학적으로 모델링한 것<sup>6)</sup>을 사용하여 Runge-Kutta 적분법에 의해 비선형 시뮬레이션하였다. 시뮬레이션에 사용된 각종 파라미터들을 Table 1에 나타내었다.

#### 4. 실험장치 및 실험방법

본 연구에서 실험 대상으로 이용하는 전기유압식 서보인덱싱시스템의 개략도는 Fig. 6과 같다. 유압공급장치는 3.7KW인 전동기에 직결된 용적이 19.8l/min인 가변용량형 피스톤 펌프를 사용하였으며, 시스템에 공급되는 공급압력을 실험조건에 따라 자유롭게 조절할 수 있게 릴리프밸브를 장착하여 공급압력을 변화시켜 압력의 변화가 시스템의 제어성능에 미치는 영향을 실험하였다. 유압공급원에서 공급된 유량을 온-오프 제어하기 위해서 정격전압이 24V이고 최대 유량이 8l/min인 2포트 2위치 고속전자밸브를 사용하여 관성하중이 결합된 모터를 정역회전을 자유롭게 제어할 수 있도록 구성하였고, 또한 사용된 유압모터는 트로코이드형 내접기어 방식의 지속 고토크형으로 3.5°의 백래쉬를 가지고 있고, 용량은 19.8cm<sup>3</sup>/rev이다. 결합된 관성하중은 두께가 서로 다른 직경 20cm원형 디스크판



**Fig. 6 Electro-hydraulic servo indexing system with high speed on-off valves**

**Table 2 Specifications of experimental apparatus**

Equipment		Specification
Hydraulic system	Electric motor	5 HP
	Hydraulic pump	$Q_{max} = 19.8$ l/min $P_{max} = 210$ kgf/cm <sup>2</sup>
	Hydraulic motor	$D_m = 19.8$ cm <sup>3</sup> /rev $Q_{max} = 8$ l/min
	High speed on-off valve	$x_{max} = 0.3$ mm $T_{on} = 4 \sim 6$ ms $T_{off} = 1.5 \sim 2.5$ ms
Encoder	Encoder	Type = Absolute V = DC 24v Div. = 512
		A <sub>in</sub> = 8Ch
		A <sub>out</sub> = 2Ch
	Data acquisition board	D <sub>in</sub> = 16Ch D <sub>out</sub> = 16Ch Prog. timer = 3Ch

을 사용하여 관성모멘터를 0.01~0.1 kgf · cm · s<sup>2</sup>로 변화시켜가며 실험하였다. 유압모터의 위치검출은 회전각도를 전기적인 신호로 변환하는 분해능이 512등분인 로타리 엔코더를 사용하였다. 모터의 회전 각도를 엔코더의 전기적인 데이터값으로 소프트웨어적으로 디코딩하게 하였다. 주 제어 프로그램은 MSC7.0을 사용하여 시스템을 실시간으로 제어함과 동시에 시스템 파라미터의 변화를 기록하기 위해 컴퓨터의 메모리공간에 샘플링 및 연산된 데이터값을 화일로 저장하였다.<sup>11)</sup> 또한 이 때 사용한 장치들의 구체적인 사양은 Table 2와 같다.

### 5. 결과 및 고찰

최적 게인설정을 위한 Ziegler-Nichols조정방법에는 25%의 감소비를 기본으로 하여 게인을 선정하는 방법과 불안정한 시스템상태로 넘어가는 임계 비례제어게인과 응답곡선의 진동주기를 이용하여 게인을 선정하는 방법이 있다. 본 연구에서는 후자를 이용하여 임계게인 0.54를 실험을 통하여 얻었고, 그때의 상태를 Fig. 7에 나타내었다. 이를 이용하여 최적의 비례, 적분, 미분게인을 산출하여 사용하였다. Fig. 8은 관성모멘트  $0.01 \text{kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$ , PWM 전송 주파수  $50 \text{Hz}$ , 공급압력  $70 \text{kgf}/\text{cm}^2$ 일 때 목표각도  $60^\circ$ 에 접근하는 것을 보여 주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 실험과 시뮬레이션에서 각각 정상상태오차  $0.23^\circ$ 와  $0.47^\circ$ 가 발생하는 것은 사용한 엔코드의 분해능이  $0.7^\circ$ 이기 때문에 분해능의 범위 안에서 제어됨을 알 수 있다. 또 기울기가 다소 차이나는 것은

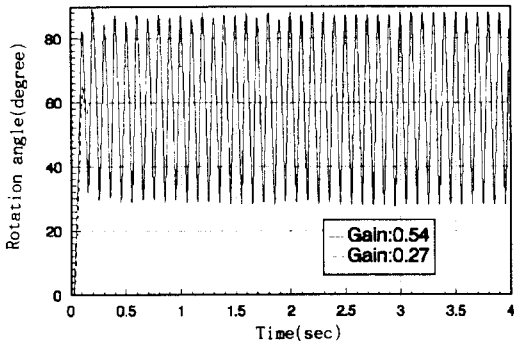


Fig. 7 Response of the marginally stable system

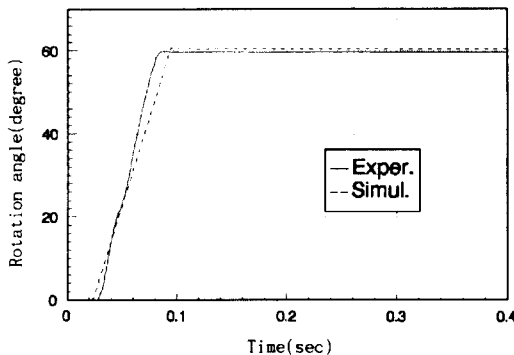


Fig. 8 Step responses of the PID control system

시스템의 마찰력에 대한 파라미터설정의 차이로 생각된다. Fig. 9은 관성모멘트  $0.01 \text{kgf} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$  PWM 전송주기  $50 \text{Hz}$ 인 조건에서 유압공급원의 압력변동이 시스템성능에 어떤 영향을 미치는지 확인하기 위해 공급압력  $50, 70, 100 \text{kgf}/\text{cm}^2$ 으로 변경하여 실험한 결과이다. 이 때 PID게인은 공급압력  $70 \text{kgf}/\text{cm}^2$ 에서의 최적 게인을 사용하였다. 그림에서 보여 주듯이  $70 \text{kgf}/\text{cm}^2$ 을 기준으로 압력의 증감은 시스템 파라미터의 변화를 가져오고, 이것은 시스템성능에 크게 영향을 미침을 알 수 있다. Fig. 10는 PID제어에서 관성모멘트 변경에 대한 시스템의 성능을 실험한 것이다. 그림에서와 같이 관성모멘트의 변화는 목표각도에 도달하는 데는 다소의 시간차는 발생했지만 목표각도 추적은 정확하게 이루어졌다.

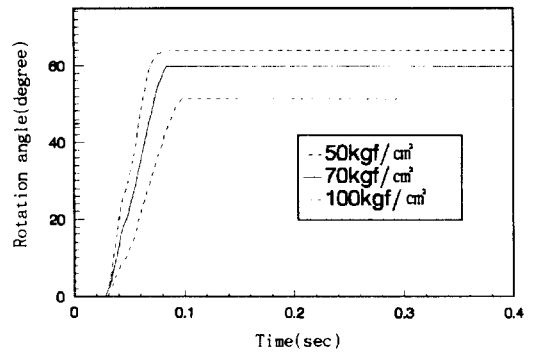


Fig. 9 Step responses of the PID control system to supply pressure changes

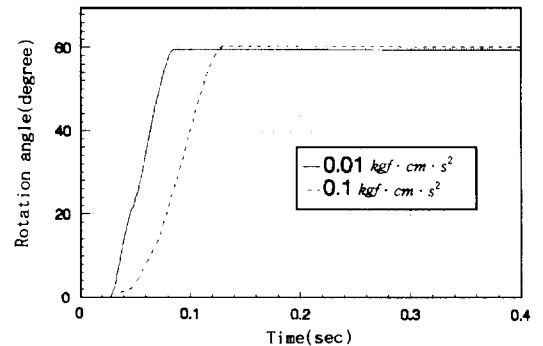


Fig. 10 Step responses of the PID control system to inertia moment changes

## 6. 결 론

전기유압식 서보인덱싱시스템을 구성함에 있어서 전기유압서보밸브 대신에 2포트 2위치 고속전자밸브를 사용하는 방식을 연구하였다. 시스템 제어 성능을 검토하기 위해 산업계에서 일반적으로 사용되고 있는 PID제어를 적용하여 PWM방식으로 제어를 행하고 관성모멘트와 시스템게인, 공급압력 등의 시스템 파라미터들의 값이 변화될 때 시스템제어 특성의 변화를 시뮬레이션 및 실험을 통하여 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 전기유압식 서보인덱싱시스템을 구성함에 있어서 전기유압서보밸브 대신에 고속전자밸브를 사용하여도 비교적 높은 정도의 제어성능을 갖는 시스템을 구성할 수 있었다.

2. 시뮬레이션과 실험 결과가 비교적 잘 일치하고 있으며 따라서 본 연구에서 설정한 구성과 모델링이 타당함을 알 수 있었다.

3. 공급압력 변화는 시스템의 성능에 큰 영향을 미침을 알 수 있었고, 결과적으로 정상상태 오차를 크게 발생시켰다.

4. 관성모멘트 변화에 대하여 목표값 도달시간의 차이가 다소 발생하였다.

## 참고문헌

[1] G. Wennmacher, "Einsatz von Schnellschaltventilen für Elektro-Hydraulische Aktuatorenim Kfz," 10th Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, pp. 1~20, 1992.  
 [2] G. Wennmacher, "Elektrohadraulischer Positionierantrieb mit Schnellschaltventilen und digitaler Regelung", Olhydraulic and Pneumatic, Vol. 36, No. 2, pp. 85~90, 1992.

[3] T. Muto, H. Yamada and Y. Suemasu, "PWM-Digital Control of Hydraulic Actuator Utilizing 2-way Solenoid Valves", Journal of the Japan Hydraulic & Pneumatics Society, Vol.19, No.7, pp. 564~571, 1988.  
 [4] Y. Suematu, H. Yamada and T. Muto, "Digital Control of Hydraulic Actuator System by the Method of Differential-Pulse Width Modulation", Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers, Vol. 55, No. 516, C, pp. 2053~2061, 1989.  
 [5] Y. Sato, S. Sato, H. Tanaka and Y. Yanai, "Influence of Eddy Current on the Dynamics of High Speed Switching Valve.", Journal of the Japan Hydraulic & Pneumatics Society, Vol 24, No.4, pp. 505~510, 1993.  
 [6] J. Y. Huh and G. Wennmacher, "고속전자밸브를 사용한 유압장치의 PWM 제어에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제19권, 3호, pp.868~876, 1995.  
 [7] Y. Katoh and H. Tanaka, "Electro Hydraulic Pressure Control of Automatic Transmission Using a PWM Switching Valve", Journal of the Japan Hydraulic & Pneumatics Society, Vol. 21, No.2, pp.169~174, 1990.  
 [8] 송창섭, 양해정, "PWM제어에 의한 솔레노이드-유량제어방식 ABS의 제동압력 특성", 한국정밀공학회논문집, 제14권, 8호, pp. 146~154, 1997.  
 [9] Merrit, H. E., *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, New York, 1967.  
 [10] Gene F. Franklin, J. David Powell, Michael L. Workman, *Digital Control of Dynamic Systems*, Addison Wesley, 1990.  
 [11] D. M. Auslander and C. H. Tham, *Real-Time Software for Control*, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey 07458, 1990.  
 [12] H. Tanaka, 유공압의 디지털제어와 응용, 기전연구소, pp. 46 ~ 63, 1987.

## 저 자 소 개



### 유태재 (俞泰在)

1959년 1월생, 1983년 한국해양대학교 기관학과 졸업, 1992년 광운대학교 대학원 졸업(석사), 1999년 한국해양대학교 대학원박사과정(수료), 현재 한국기술교육대학교 제어기계공학과 기술연구원.



### 허준엽 (許俊永)

허준영 (許俊永) 1956년 11월생, 1979년 부산대학교 기계설계공학과 졸업, 1982년 부산대학교 대학원 졸업(석사), 1989년 부산대학교 대학원 졸업(박사), 현재 한국기술교육대학교 제어기계공학과 부교수.



### 류길수 (柳吉洙)

1953년 5월생, 1976년 한국해양대학교 기관학과 졸업, 1979년 한국해양대학교 대학원 졸업(석사), 1986년 일본동경공업대학원 졸업(석사), 1989년 일본동경공업대학원 졸업(박사), 현재 한국해양대학교 자동화/정보공학부 교수.