

# 전기-정유압 구동식 사출성형 실린더의 운동제어

## Motion Control of Injection Moulding Cylinder with Electric-Hydrostatic Drives

조 승 호

S. H. Cho

**Key Words** : Injection moulding clamp-cylinder(사출성형 클램프-실린더), Speed-controlled fixed displacement pump(속도제어-정용량펌프), Sliding mode control(슬라이딩모드 제어), Position tracking control(위치추적제어)

**Abstract**: This paper deals with the issue of position tracking control of a clamp-cylinder for injection moulding machine with electric-hydrostatic drives. A fixed displacement pump is utilized in combination with AC motor in order to directly control a clamp-cylinder. A clamp-cylinder may be required to operate under a variety of operating conditions. Therefore, robust control performance is important in position tracking control applications. In order to accommodate mismatches between the real plant and the model used for controller design, discrete-time sliding mode control is developed by combining a velocity feedforward loop. From tracking control experiments, it is shown that significant reduction in position tracking error is achieved through the use of sliding mode control.

### 기호 설명

$b$	: 점성마찰계수[ $Ns/m$ ]
$C_h$	: 유압커패시턴스(capacitance)[ $cm^3/bar$ ]
$m_{red}$	: 토글-작동형 클램프의 등가질량[ $kg$ ]
$F_S$	: 마찰력[ $N$ ]
$p_A, p_B$	: 챔버A, 챔버B의 압력[ $bar$ ]
$p_S, p_L$	: 시스템압력, 부하압력[ $bar$ ]
$G_{Li}$	: 누설계수[ $l/(min bar)$ ]
$n_1$	: 펌프의 회전수[ $rev/min$ ]
$V_1$	: 펌프의 배제용적[ $cm^3/rev$ ]
$T$	: 샘플링 시간[ $s$ ]
$K_X, K_P$	: 비례제어게인, 압력피드백 게인
$K_s, K_{vf}$	: 슬라이딩모드 게인, 속도피드백 게인
$K_{AC}, T_{AC}$	: AC모터의 게인, 시상수[ $s$ ]

### 1. 서 론

국제 원유가격의 영향과 이산화탄소 규제 등으로 인하여, 에너지 절약형 구동장치, 특히 사출성형기 구동장치의 경우에 있어서 현재 많은 관심이 집중되고 있다<sup>1-3</sup>. 고성능의 서보응답과 고 에너지 효율의 결합은 오늘날의 사출성형기에 있어서는 필수불가결하다. 지난 수년동안 에너지 절약과 소음 저감의 측면에서 직접 펌프-제어 액추에이터 시스템에 대한 연구가 심도있게 진행되었다. 그 결과 AC모터-펌프 유닛의 콤팩트(compact)한 모듈이 생산되기에 이르렀다<sup>4-5</sup>. 본 연구에서는 정용량형 펌프가 AC모터와 결합 되어 사출성형기의 클램프 실린더를 직접 제어한다. 사출성형 공정 동안에 클램프 실린더는 다양한 작동 조건하에서 작업이 수행되도록 요구된다. 따라서 특히 위치추적 제어 응용에 있어서 강인한 제어 성능이 중요하다. 그러나 실제 플랜트와 제어기 설계를 위해서 사용되는 수학적 모델 사이에 불일치는 추적성능의 심각한 저하를 초래하고, 심지어 전체 시스템의 불안정성을 초래한다. 토글-작동형(toggle-operated) 클램프 메카니즘과 구동장치의 모델링 오차로부터 야기되는 모델-플랜트 불일치가 주원인이

접수일 : 2008년 10월 26일

조승호(책임저자) : 홍익대학교 기계·시스템디자인  
공학과

E-mail : shcho@wow.hongik.ac.kr, Tel : 02-320-1682

다. 추적성능을 향상시키기 위하여 속도 피드포워드 (feedforward) 와 슬라이딩 함수를 도입한다. 수학적 인 모델링을 통하여 전기-정유압 실린더 구동 시스템의 해석과 디지털 제어설계를 위한 기본단계가 제시된다. 나아가 실험을 통하여 밸브제어 실린더 구동 시스템에 상응할 만한 동특성을 제시한다

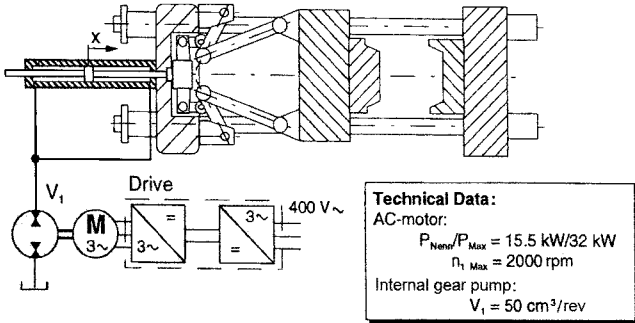


Fig. 1 Schematics around toggle-operated clamp

## 2. 전기-정유압 구동시스템

### 2.1 기본특성

직접 펌프제어 방식은 유압시스템에서 동력과 운동을 제어하는 가장 에너지 효율적인 방법이다. 전기-정유압 액추에이터를 사용하면 액추에이터에서 필요로 하는 동력에 맞추어 입력동력을 조절할 수 있고, 아울러 공회전 손실을 피할 수 있다. 이로 인하여 에너지 사용등급, 유압동력, 그리고 운동제어 기술의 현저한 향상이 가능해진다. 전기-정유압 구동시스템은 정용량형 유압유닛을 구동하는 가변속도 전기모터와 유압모터 또는 실린더로 구성된다 기계 작동 매개변수들의 제어, 액추에이터 위치, 속도 또는 힘의 제어기능이 유압펌프로 부터 AC모터로 이동된다. 속도제어가 배제용적 제어를 대신한다. 본 연구의 기저를 형성하는 토글-작동형 클램프주위의 도식적 표현이 Fig. 1에 나타나 있다.

### 2.2 모델링

도식적 표현 Fig. 1을 고려하면 전체시스템은 세계의 부 시스템, 즉, 전기시스템, 유압시스템 기계적인 클램프 시스템으로 구성된 것을 알 수 있다. 제어 시스템을 설계하기 위해서 각각의 부 시스템에 대한 수학적 모델링이 필요하다. 펌프-실린더 구동장치의 매개변수들이 Fig. 2와 Table 1에 나타나있다. 여기에서 증가질량(reduced mass;  $m_{red}$ )은 피스톤위치

에 따라 실린더에 작용하는 토크-작동형 클램프의 질량부하를 증가적으로 나타내기 위하여 도입되었다. 증가질량의 거동이 Fig. 3의 상부에 나타나있고, 하부에는 고유진동수의 거동이 나타나있다. 피스톤 위치에 따른 내재된 비선형 부하특성을 전형적으로 보여준다.

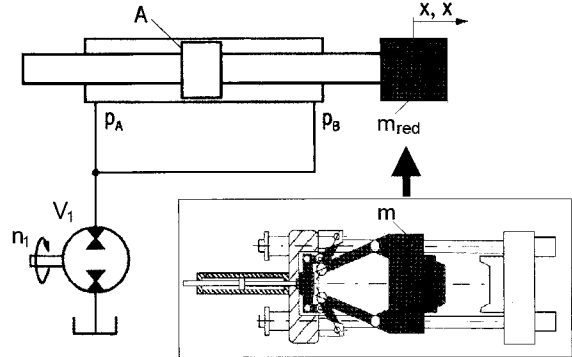


Fig. 2 Parameters of pump-cylinder drives

Table 1 Component specifications

Parameters		Value
Double rod cylinder	Piston diameter	80mm
	Rod diameter	50mm
	Stroke	450mm
Pump	Volumetric displacement	50cm <sup>3</sup> /rev
Asynchronous AC motor	Gain	340rev/(min·V)
	Time constant	0.015s

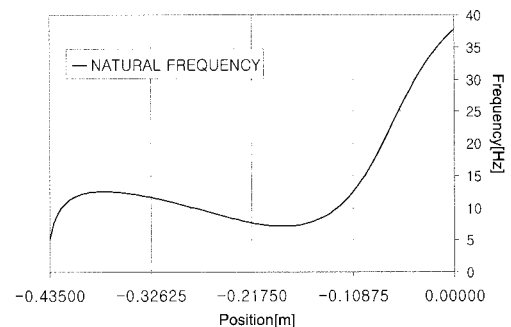
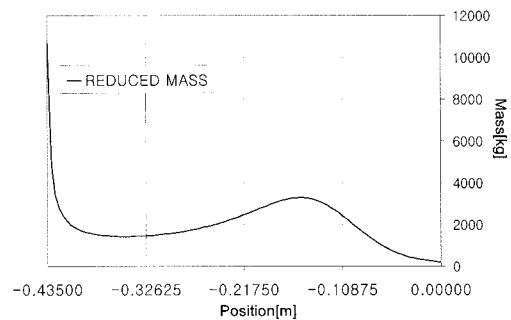


Fig. 3 Clamp mass-load characteristics

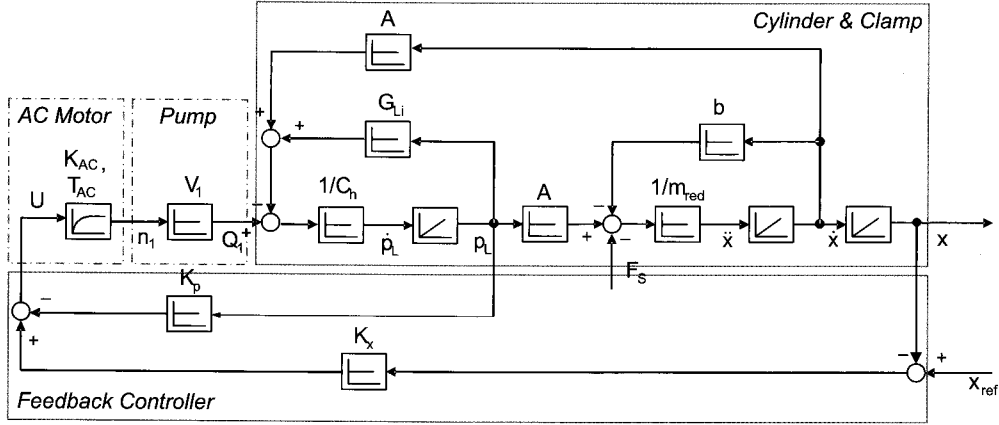


Fig. 4 Feedback control structure with components

등가질량은 피스톤운동에 따른 클램프 메카니즘의 기구·동역학적 해석을 통하여 피스톤에 작용하는 부하힘으로부터 구해진다. 고유진동수는 등가질량, 체적탄성계수, 관로체적, 그리고 피스톤 단면적의 함수로 나타내진다. 펌프-실린더 구동의 수학적 모델링과 해석의 과정에서, 단순화된 선형플랜트 모델을 유도하기 위해서 선형화가 적용된다. 이상화된 조건으로서 공급압력은 일정하고, 압력과 위치에 따른 유압 캐비테이션은 무시하고, 임의의 작동점에서 마찰 계수가 일정하다고 가정하였다. 전기-정유압 펌프-실린더구동의 전체 블록선도가 Fig. 4에 도시되어 있다. 이를 기초로 AC모터 입력전압과 피스톤 위치 사이의 개회로 전달함수를 구하면 식(1)과 같다.

$$\frac{X(s)}{U(s)} = \frac{K_V}{s(s^3 + a_1s^2 + a_2s + a_3)} \quad (1)$$

여기에서

$$a_1 = (m_{red}C_h + m_{red}G_{Li}T_{AC} + C_hT_{AC}b)/(m_{red}C_hT_{AC}) \quad (2)$$

$$a_2 = (C_hb + G_{Li}T_{AC}b + m_{red}G_{Li} + T_{AC}A^2 + m_{red}K_{AC}K_P)/(m_{red}C_hT_{AC}) \quad (3)$$

$$a_3 = (K_{AC}K_PV_1b + A^2)/(m_{red}C_hT_{AC}) \quad (4)$$

$$K_V = (K_{AC}AV_1)/(m_{red}C_hT_{AC}) \quad (5)$$

### 3. 제어기 설계

기준입력 신호가 시변(time varying)일 때 피드백 제어기 만으로는 원하는 추적제어 성능을 보장할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 5에 제시되어

있는 것과 같이, 슬라이딩모드 추적 제어시스템을 설계하였다<sup>6)</sup>. 앞장에서 구한 식(1)로 표현되는 개회로 전달함수를 Z-변환하여 이산시간 전달함수를 구한다. 이산시간 표현식(6b)에서 계수  $c_i(i=1,4), d_i(i=0,3)$ 는 식(1)의 계수들 함수로 구성되며, 보다 일반화된 형태의 표현식은 식(7)로 나타내진다.

$$Z \left\{ \frac{1 - e^{-Ts}}{s} \frac{K_V}{s(s^3 + a_1s^2 + a_2s + a_3)} \right\} \quad (6a)$$

$$= \frac{z^{-1}(d_0 + d_1z^{-1} + d_2z^{-2} + d_3z^{-3})}{1 + c_1z^{-1} + c_2z^{-2} + c_3z^{-3} + c_4z^{-4}} \quad (6b)$$

$$= \frac{z^{-1}D(z^{-1})}{C(z^{-1})} \quad (6c)$$

$$x(k) = \frac{z^{-d}D(z^{-1})}{C(z^{-1})}u(k) + \eta(k) \quad (7)$$

식(7)에서  $u(k)$ 와  $x(k)$ 는 측정가능한 입출력을 나타내고,  $d$ 와  $\eta(k)$ 는 지연시간과 모델링 오차를 나타낸다. 여기에서 만일  $\eta(k) = 0$  이면, 완전 추적제어 법칙은 추적오차가 식(8)을 만족하도록 구성된다. 식(7)과 식(8)로부터 제어오차 신호는 속도 피드포워드 상태하에서 식(9)와 같이 유도된다. 이때의 속도 피드포워드 전달함수는 식(10)과 같다.

$$x(k+d) - x_{ref}(k+d) = 0 \quad (8)$$

$$e(k) = \frac{1}{K_X} \left[ \frac{C(z^{-1})}{D(z^{-1})} \cdot x_{ref}(k+d) - G(z^{-1}) \cdot x_{ref}(k+d) \right] \quad (9)$$

$$G(z^{-1}) = z^{-d} \cdot K_{vf} \cdot \frac{1}{T} (1 - z^{-1}) \quad (10)$$

그러나 만일  $\eta(k) \neq 0$  이면, 제어입력 식(9)에 의하여 조건식 (8)를 만족할 수 없다. 이를 보상하기 위하여 식(11)형태의 슬라이딩함수를 도입한 후, 슬라이딩경계층 내부와 바깥에 대하여 제어법칙을

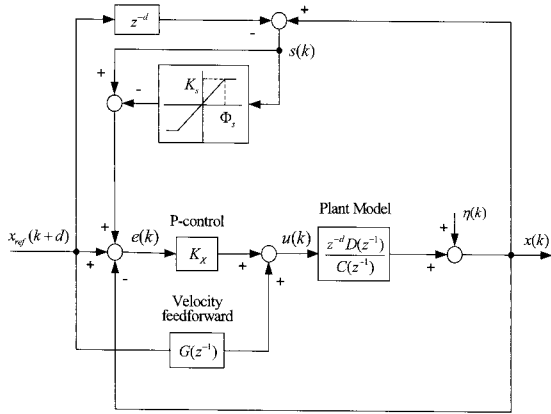


Fig. 5 Discrete-time sliding mode control

다음 식(12)과 같이 구성한다.

$$s(k) = x(k) - x_{ref}(k) \quad (11)$$

$$e(k) = \frac{1}{K_x}$$

$$\left\{ \frac{C(z^{-1})}{D(z^{-1})} \left[ s(k) + x_{ref}(k+d) - K_s \text{sat} \left( \frac{s(k)}{\Phi_s} \right) \right] - G(z^{-1}) \cdot x_{ref}(k+d) \right\} \quad (12)$$

여기에서

$$\text{sat} \left[ \frac{s(k)}{\Phi_s} \right] = \begin{cases} +1 & \text{for } \Phi_s \leq s(k) \\ \frac{s(k)}{\Phi_s} & \text{for } -\Phi_s < s(k) < \Phi_s \\ -1 & \text{for } s(k) \leq -\Phi_s \end{cases}$$

위의 식에서  $\Phi_s$ 는 슬라이딩 경계층 폭을 나타낸다. 본 연구에서는 경계층 폭을 50mm로 설정하여 채터링을 방지할 수 있었다. 식(11)과 (12)에 의하여 슬라이딩 함수 동특성을 표현하는 식(13)이 유도된다. 따라서 슬라이딩경계층 내부에서 슬라이딩 함수의 동특성은 식(14)로 표현된다. 식(14)는 1차 필터식을 나타내며, 입력이  $\eta(k+d)$ , 고유치가  $\lambda$ 이다. 여

기에서 고유치는 물리적으로 오차의 동특성을 나타낸다.

$$s(k+d) = s(k) - K_s \text{sat} \left[ \frac{s(k)}{\Phi_s} \right] + \eta(k+d) \quad (13)$$

$$s(k+d) = \left(1 - \frac{K_s}{\Phi_s}\right) s(k) + \eta(k+d) \quad (14)$$

$$1 - \frac{K_s}{\Phi_s} = \lambda \quad (15)$$

Table 2 Control method classification

	P-control	Load pressure	Velocity feedforward	Sliding-mode control
	$K_x$	$K_p$	$K_{vf}$	$K_s/\Phi_s$
Control 1	0.02	0.0005		
Control 2	a	"	0.4	
	b	"	0.8	
	c	"	1.0	
Control 3	a	"	1.0	1.2
	b	"	1.0	1.4
	c	"	1.0	1.6

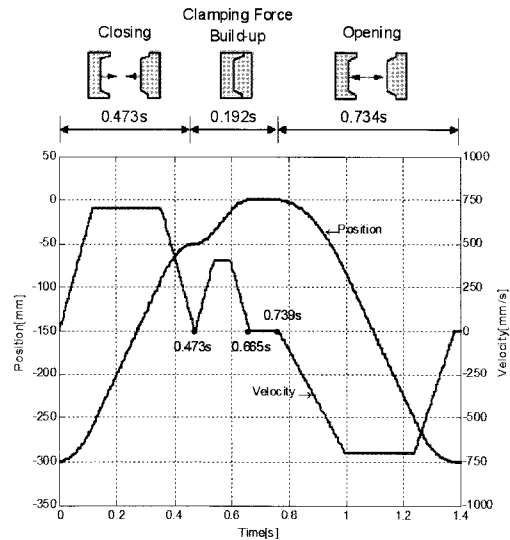


Fig. 6 Desired reference trajectories

#### 4. 실험결과 및 고찰

추적제어실험이 Table 2에 제시된 방식에 따라 수행되었다. 전기-정유압 구동시스템 제어를 위하여 DSP보드와 MatLab-Simulink가 결합되어 사용되었다. 샘플링시간은 사용된 AC모터의 대역폭과 요구되는 폐회로 동특성의 관점에서 T=0.001s로 설정하였다.

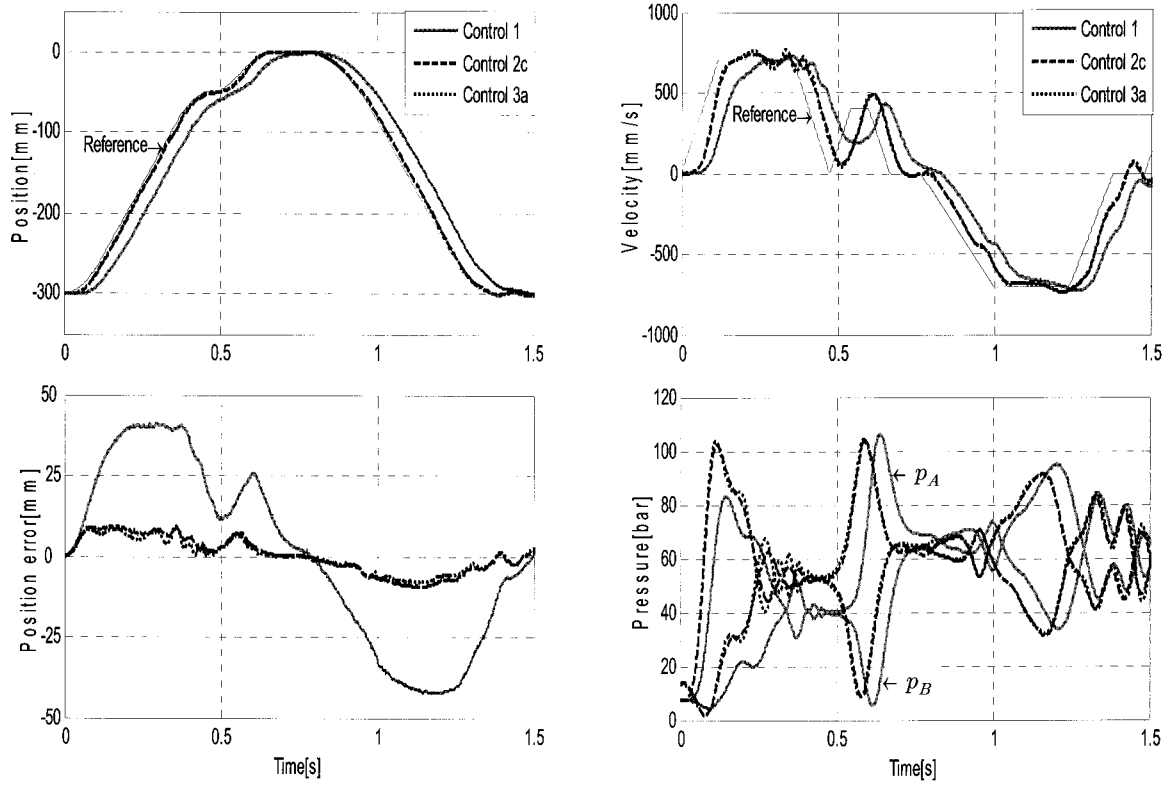


Fig. 7 Comparison of position feedback, velocity feedforward, and sliding mode control

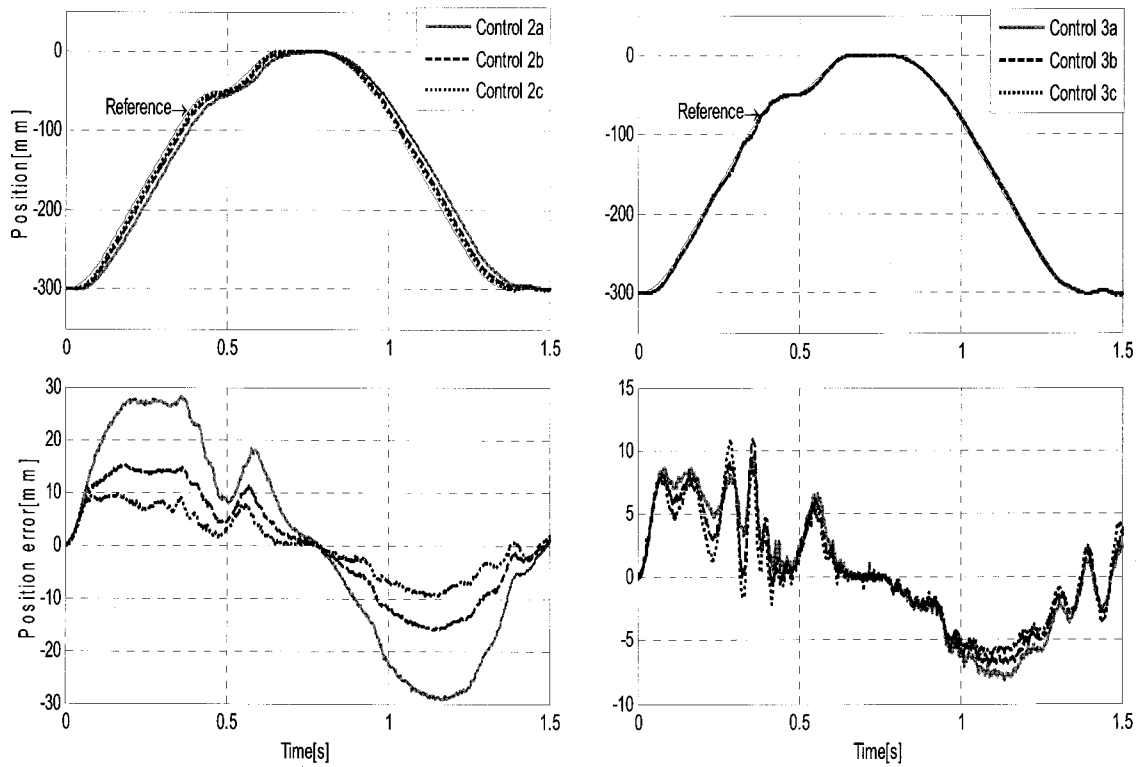


Fig. 8 Responses in terms of velocity feedforward gain(left) and sliding mode control gain(right)

Fig. 6에 도시된 것과 같이 기준 레적이 DCT(Dry Cycle Time)동안에 몰드(mould)의 운동모드에 따라 설계되었다. 서로 다른 운동모드 하에서 위치추적 성능을 조사하기 위해서 기준레적은 가속도 모드, 등속 모드, 감속모드, 그리고 정지모드를 결합하여 구성되었다. Fig. 6에서 위치정보가 위치추적제어의 입력신호로서 사용된다. 실험에서 댐핑을 증가시키기 위하여 부하압력 피드백 루프를 구성하였다. Fig. 7에는 위치 피드백, 속도 피드포워드, 슬라이딩 모드 제어의 비교가 도시되어 있다. Fig. 7의 위치오차 정보로부터 속도 피드포워드 제어가 응답을 상당히 빠르게 하여, 그 결과 위치추적 오차를 현저하게 감소시킨다는 것을 알 수 있다. 그러나 완전추적에는 이르지 못하고 있다. 아울러 슬라이딩 모드 결합에 의해서 위치추적 성능의 정도가 약간 향상되는 것을 알 수 있다. Fig. 7에서 0.665s와 0.739s 구간은 클램핑 힘 형성의 마지막 공정에 상응하며, 특히 버(burr) 형성을 방지하는데 중요한 역할을 한다. 속도 피드포워드 제어에 의해서 이 구간에서 추적오차가 거의 영으로 수렴한다. 역시 슬라이딩 모드와 속도 피드포워드 제어가 동시에 사용되었을 때에도, 이 구간에서 추적오차가 거의 영으로 수렴한다. Fig. 7에는 역시 피스톤 속도와 실린더 챔버 압력파형이 나타나 있다. 실험의 대부분 동안에 챔버압력  $p_A$ ,  $p_B$ 가 부하에 대응하여 서로 반대방향으로 변화한다. 전기-정유압 시스템에 의해서 구동되는 양로드 실린더가 밸브제어 시스템의 특성을 나타낸다는 것은 주목할 만하다. 초기 정지상태로 부터 출발할 때 속도응답의 지연은 AC모터와 펌프에 내재된 전기-기계적 특성에 기인한다. Fig. 8은 속도 피드포워드 제어와 슬라이딩 모드 제어에서 게인의 영향을 나타내고 있다. Fig. 8의 왼쪽 그림은 속도 피드포워드 제어에서 게인에 따른 응답을 나타낸다. 속도 피드포워드 게인이 증가함에 따라 위치추적 오차가 감소한다. 오른쪽에 있는 그림은 슬라이딩 모드 게인에 따른 응답을 나타낸다. 슬라이딩 모드 게인이 증가할수록 위치추적오차 신호에서 피크가 나타나기는 하나, 대체로 위치추적 오차가 감소하는 경향을 나타낸다.

## 5. 결 론

전기-정유압 구동장치를 사용하는 사출성형 클램프 실린더는 다양한 작동 조건 하에서 작동하도록 요구된다. 따라서 위치추적 제어 응용에 있어서 강인 제어 성능이 매우 중요하다. 실제 플랜트와 제어기

설계를 위해서 사용되는 수학적 모델 사이에 불일치를 조정하기 위하여 속도 피드포워드 루프를 결합한 이산시간 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다. 일련의 실험을 통해서 추적제어 성능을 고찰하였다. 속도 피드포워드 자체에 의하여 응답속도를 빠르게 하는 효과가 현저하여, 그 결과 위치추적 제어 오차가 감소되었다. 슬라이딩 모드 제어와 속도 피드포워드 제어가 동시에 적용되었을 때 추적오차는 더욱 감소하였다. 슬라이딩 모드 제어 게인이 증가할수록, 추적오차신호에서 피크(peak)가 관찰되었음에도 불구하고, 전체적으로 위치추적 오차는 감소하였다.

## 후 기

이 논문은 2007 연구년 및 2008학년도 홍익대학교 학술연구진흥비에 의하여 지원되었음.

## 참 고 문 헌

- 1) S. Helduser, "Development trends in Electro-hydraulic drives and controls", 6th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden, Germany, Vol. 2, pp. 29~64, 2008.
- 2) A. Helbig, "Energieeffizientes elektrisch-hydrostatisches Antriebssystem am Beispiel der Kunststoff-Spritzgießmaschine", Dissertation, TU Dresden, 2007.
- 3) S. Helduser, "Electric-hydrostatic drive - An innovative energy-saving power and motion control system", Proc. Inst. Mech. Engrs. , Part I, Journal of Systems and Control Engineering, Vol. 213, pp. 427~437, 1999.
- 4) I. Rühlicke, "Elektrohydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe", Dissertation TU Dresden, 1997.
- 5) M. Ristic, "Convergent Technology-New Key Aspects: Development of Variable-speed Drives", 6th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden, Germany, 2, pp. 93~108, 2008.
- 6) S. H. Cho and K. A. Edge, "Adaptive sliding mode tracking control of hydraulic servosystems with unknown nonlinear friction and modelling error", Proc. Inst. Mech. Engrs. , Part I, Journal of Systems and Control Engineering, Vol. 214, No. 4, pp. 247~257, 2000.