

속도제어 - 유압펌프에 의하여 구동되는 사출성형 실린더의 궤적추적제어

Trajectory Tracking Control of Injection Molding Cylinder Driven by Speed Controlled Hydraulic Pump

조 승 호
S. H. Cho

Key Words : Tracking control(추적제어), Speed controlled hydraulic pump(속도제어-유압펌프), Differential cylinder(차동실린더), System pressure control(시스템 압력제어)

Abstract: This paper deals with the issue of trajectory tracking control of a clamping cylinder for injection moulding machine, which is directly driven by speed controlled hydraulic pump in combination with AC servomotor. As a fundamental step prior to tracking controller design, feedback control system is developed by implementing a position control loop parallel with a system pressure control loop. A sliding mode controller combining velocity feedforward scheme is developed for enhancing the tracking performance. Consequently a significant reduction in tracking error is achieved for both position and pressure control applications.

기호 설명

- b [Ns/M]: 점성마찰계수
- C_L [l/(min·bar)]: 전체 펌프누설 계수
- C_{LeA} [l/(min·bar)]: 연결부A에서의 누설계수
- C_{LeB} [l/(min·bar)]: 연결부B에서의 누설계수
- n_1 [rev/min]: 펌프1의 회전수
- n_2 [rev/min]: 펌프2의 회전수
- \tilde{n} [rev/min]: 압력제어기의 입력
- \hat{n} [rev/min]: 위치제어기의 입력
- p_s [bar]: 시스템압력
- p_L [bar]: 부하압력
- V_1 [cm³]: 펌프1의 배제용적
- V_2 [cm³]: 펌프2의 배제용적
- x [m]: 실린더위치

1. 서 론

새로운 에너지 절약형 유압구동 시스템을 사용자가들이 받아들이는 것은 작동효율이나 소음특성과 같은 유익한 성능뿐만 아니라, 전체시스템의 고유특성도 상당부분 기인한다. 전체시스템에는 펌프와 제어 전자를 포함한 실린더가 포함된다. 따라서 구성부품의 연구 외에도 속도제어 유압펌프를 사용하기 위한 적합한 실린더 회로구성과 제어방식의 개발이나 연구가 광범위하게 사용되는 에너지 절약 유압구동 시스템을 위하여 근본적으로 중요하다.^(1,2) 유압펌프 직접제어 방식의 차동 실린더 장치는 시스템 조립특성면에서 보다 유리하고, 복동실린더에 비하여 전진운동 때 보다 높은 힘을 낼 수 있으므로 현재 사출성형기 구동장치로서 선호되고 있다.⁽³⁾ 에너지절약형 회로로서 활용범위가 증가할 것으로 예상된다. 그러나 피스톤 단면적 특성에서 야기되는 상이한 체적유량을 보상하는 방식이 필요하고, 또한 구동시스템의 실제성능과 강인성을 보장하기 위해서 가능한 한 부품수가 적어야 한다. 본 연구에서는 차동실린더 구동을 위하여 회전수를 변경할 수 있는 2개의 정용량 펌프를 사용한다. 그리고 구동시스템의 모델링 및 해석을 통하여 디지털제어를 위한 기초개념을 제시한다. 나아가 상응하는 밸브나 부수적인 압력공급장치 채택없이 1~4상한 작동이 가능케 함을 보임으

접수일 : 2007년 4월 30일
 조승호(책임저자):홍익대학교 기계·시스템디자인공학과
 E-mail : shcho@wow.hongika.c.kr,
 TEL: 02-320-1682

로서, 밸브제어 실린더 구동에 비교할 수 있을 정도의 동특성을 얻을 수 있음을 보인다.

2. 제어대상 시스템 구성

급속 전진회로 원리에 따라 작동하는 사출 성형기의 클램프 실린더 제어회로가 Fig. 1에 나타나 있다. 실린더 속도 및 가속도는 펌프2에 의하여 제어된다. 펌프1은 단면적 특성에 따른 차동실린더의 상이한 유량을 보상하는 역할을 수행한다. 펌프1은 전진운동 때 실린더 챔버에 오일을 공급하고, 후진운동 때 여분유량을 탱크로 귀환한다. 실린더는 양방향운동에서 동일한 최대속도에 도달한다. 2개의 펌프가 거의 동일한 회전수로 작동하는 동안에 양쪽의 독립적인 제어량 n_1, n_2 에 의하여 제어의 유연성을 증진시킨다. 시스템 제어를 위하여 위치제어기와 압력제어기를 사용하였으며, 실린더가 작동하는 동안 양쪽 챔버 압력의 합이 제어된다. 압력제어기의 출력값과 위치제어기의 출력값이 합해져서 양 펌프에 작용한다. 이 구조에서는 온도와 마모상태에 좌우되는 누설값의 변화를 자체에서 보상할 수 있다. 작업사이클에서 합계압력 레벨을 높여 피스톤평형을 이룰 수 있고, 이로서 구동장치의 동특성이 증진되어 제어

특성이 본질적으로 개선된다. 이러한 제어방식 하에 이 구동시스템은 밸브제어 시스템과 유사하게 작동한다. 추가 부하 작용 또는 피스톤 가속운동 동안에 압력제어기는 합계압력을 일정하게 유지한다. 이 동안 양 챔버압력의 절대값은 서로 반대되게 변화하고, 발생된 압력차에 의하여 외부부하의 평형유지를 하거나 피스톤로드를 가속시킨다. 피스톤은 두 개의 오일스프링에 의하여 클램핑된다. 이러한 장점에 근거하여 압력제어기를 갖춘 시스템 위치제어를 다룬다.

3. 구동장치의 정특성 및 동특성

3.1 정특성

양 펌프의 회전 특성은, 배제용적이 동일하다는 가정, 즉 $V_1 = V_2$ 조건 하에서 실린더의 단면적 특성 $\varphi = A_A/A_B$ 와 누설인자 γ 에 의하여 결정된다. 단면적특성은 위치제어계의 제어변수에 관련되어 고찰된다.

$$\hat{n}_1 = (\varphi - 1) \hat{n}_2 \quad (1)$$

누설인자는 전체시스템의 누설특성에 따른 펌프 회전특성을 나타내며 Fig.1의 압력제어계의 제어변

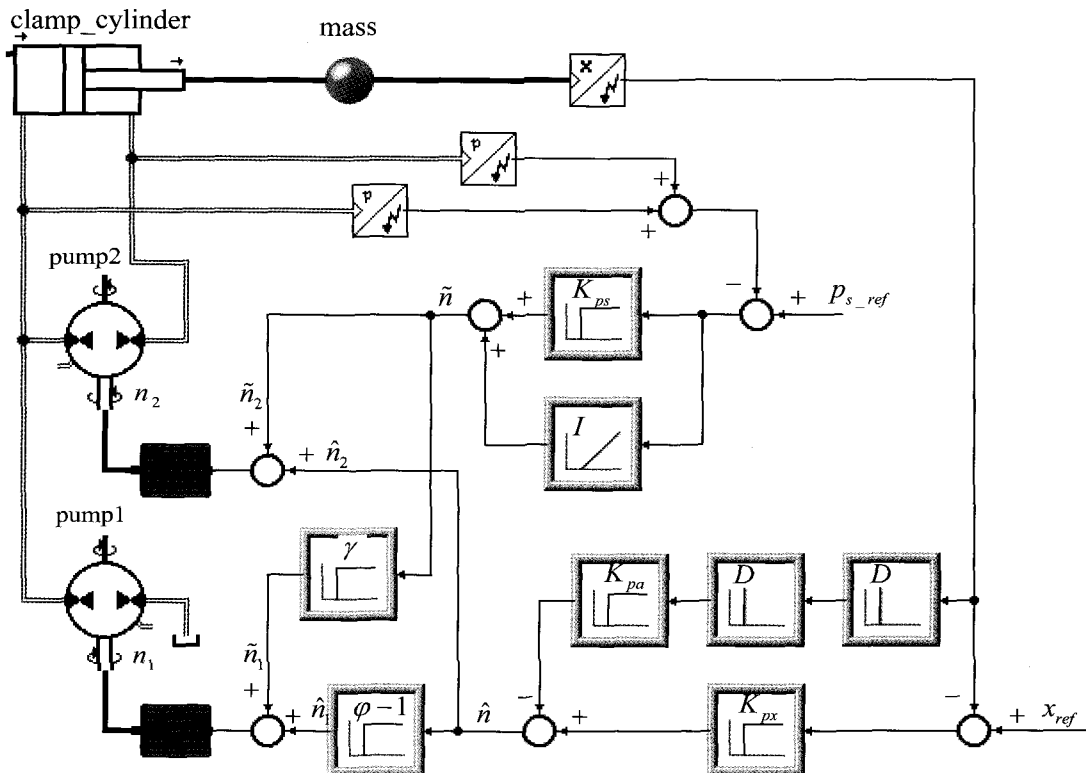


Fig. 1 Feedback control structure of the overall systems

수에 관계된다.

$$\tilde{n}_1 = \gamma \cdot \tilde{n}_2 \quad (2)$$

$$P_S = P_A + P_B, \quad P_L = \varphi \cdot P_A - P_B \quad (3)$$

누설인자는 능동적 압력제어와 무부하 상태에서 양 펌프의 회전수특성을 누설거동에 맞춤으로서 마련되어 진다. 이것에 의하여 위치제어계가 보상해야 하는 실린더의 드리프트를 피할 수 있다. 결과적으로 이 구동장치의 정확성은 증진된다. 양 펌프의 입력회전수 n_1 과 n_2 는 압력제어계의 제어값 \tilde{n} 과 위치 제어계의 제어값 \hat{n} 로 구성된다.

$$n_1 = \hat{n}_1 + \tilde{n}_1, \quad n_2 = \hat{n}_2 + \tilde{n}_2 \quad (4)$$

정특성의 기술을 위하여 Fig. 2에 표현된 파라미터들이 적용된다.

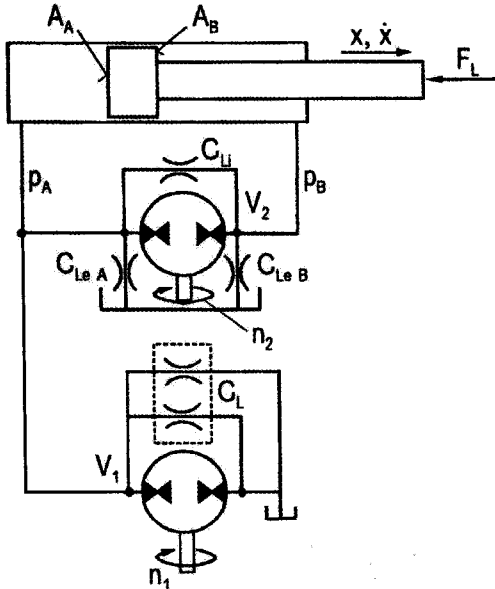


Fig. 2 Parameters of pump-cylinder drives

누설인자 γ 는 무부하 조건 $P_L = 0$, 피스톤속도 $\dot{x} = 0$ 상태에서 실린더 챔버 A, B에 대한 연속방정식으로부터 구해진다.

$$\tilde{n}_1 V_1 + C_{Li}(P_B - P_A) = (C_L + C_{LeA})P_A + \tilde{n}_2 V_1 \quad (5)$$

$$\tilde{n}_2 V_1 = C_{Li}(P_A - P_B) + C_{LeB}P_B \quad (6)$$

식(3)으로부터 P_A, P_B 는 다음과 같다.

$$P_A = \frac{P_S + P_L}{\varphi + 1}, \quad P_B = \frac{\varphi P_S - P_L}{\varphi + 1} \quad (7)$$

(6), (7)에서 $P_L = 0$ 으로 놓고 (8)을 대입하면 펌프회전수에 대한 표현식이 얻어진다.

$$\tilde{n}_1 = \frac{P_S}{V_1} \left[\frac{1}{\varphi + 1} (C_L + C_{LeA}) + \frac{\varphi}{\varphi + 1} C_{LeB} \right] \quad (8)$$

$$\tilde{n}_2 = \frac{P_S}{V_1} \left[\frac{\varphi - 1}{\varphi + 1} C_{Li} + \frac{\varphi}{\varphi + 1} C_{LeB} \right] \quad (9)$$

(9)과 (10)로부터 누설인자 γ 가 얻어진다.

$$\gamma = \frac{\tilde{n}_1}{\tilde{n}_2} = \frac{C_L + C_{LeA} + \varphi C_{LeB}}{(\varphi - 1)C_{Li} + \varphi C_{LeB}} \quad (10)$$

펌프 속도제어에 의한 실린더 구동의 또 다른 특징은 압력증폭으로서, 정지 상태에서 실린더 챔버에 대한 체적유량 평형식과 식(3)으로부터 부하압력을 회전수의 함수, 즉 $P_L = f(\hat{n})$ 형태로 표현할 수 있다. 따라서 P_S 가 일정할 때 실린더

$$P_L = \frac{\varphi + 1}{C_L + C_{LeA} + C_{LeB}(\varphi - 1) + 2\beta C_{Li}} \left\{ \hat{n} V_1 (\varphi + \gamma - 1) - \frac{P_S}{\varphi + 1} [C_L + C_{LeA} + \varphi C_{LeB} (1 - \gamma) + \beta C_{Li} (1 - \varphi)] \right\} \quad (11)$$

압력 P_A, P_B 가 회전수에 대한 1차 함수로서 표현가능하고 아울러 압력증폭이 내재되어 있다.

3.2 동특성

Fig. 1에 표현된 구동시스템에서 제어량은 실린더 위치 x 와 압력 P_S 이다. 실제 사용에서 압력은 위치 제어기가 작동 시작하기 전에 설정 치에 도달해야 한다. 압력 P_A 와 P_B 가 필요한 압력차에 상응해서 서로 반대방향으로 변하는 동안에 합계압력은 항상 일정하다. 따라서 위치제어계 단독으로 고려되어 질 수 있으며, 양쪽 실린더 챔버의 클램핑 오일체적은 각각 스프링으로서 간주된다. 위치제어 시스템의 고유특성을 묘사하기 위하여 다음과 같은 단순화, 즉 선형화를 거친다.

- 합계압력 P_S : 일정
- 미소신호변화

- 압력과 위치에 따른 유압 캐비테이션의 무시
- 임의의 작동점에서 마찰계수가 일정

제어계의 동특성을 기술하기 위해서는 다음과 같은 미분방정식이 이용되어진다.

$$\text{뉴턴 운동방정식: } A_B \cdot P_L = m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + F_L \quad (12)$$

실린더 체적 V_A, V_B 에서 압력형성 방정식:

$$\frac{dp_A}{dt} = \frac{K_{oilA}}{V_A} [\hat{n}_1 V_1 + \hat{n}_2 V_1 - \dot{x} A_A + (p_B - p_A) C_{Li} - p_A (C_L + C_{LeA})] \quad (13)$$

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{K_{oilB}}{V_B} [\dot{x} A_B - \hat{n}_2 V_1 - (p_B - p_A) C_{Li} - C_{LeB} p_B] \quad (14)$$

식(13)과 식(14)로 부터 부하압력 형성의 식이 얻어진다

$$\frac{dp_L}{dt} = \varphi \frac{dp_A}{dt} - \frac{dp_B}{dt} \quad (15)$$

식(1), (8), (13)과 (14)을 사용하는데 있어 합계압력 P_S 에 의하여 야기된 누설과 평형에 필요한 체적유량 $\tilde{n}_1 V_1, \tilde{n}_2 V_1$ 은 고려되지 않았다.

$$\frac{dp_L}{dt} = \frac{K_{oil}}{V_B} \left[(\varphi+1) \hat{n}_2 V_1 - (\varphi+1) \dot{x} A_B - p_L \frac{C_L + C_{LeA} + C_{LeB} - 4C_{Li}}{\varphi+1} \right] \quad (16)$$

시스템부하 압력에 의존하는 등가의 누설계수는 다음과 같다.

$$C_{Leq} = \frac{C_L + C_{LeA} + C_{LeB} - 4C_{Li}}{\varphi+1} \quad (17)$$

선형화의 결과로서 속도제어펌프를 갖춘 전기 정유압 구동식 실린더의 간단한 신호유통도가 Fig. 3에 도시되어있다. 이 차동 실린더는 프리(free) 적분기를 갖춘 PT2 제어계로서 파악 될 수 있다. 계수 비교방법에 의하여 유압제어계의 고유진동수와 감쇠비를 구한다.

$$\omega_h = \sqrt{\frac{K_{oil} [bC_{Leq} + (\varphi+1)A_B^2]}{V_B m}} \quad (18)$$

$$D_h = \frac{mK_{oil}C_{Leq} + bV_B}{2K_{oil} [bC_{Leq} + (\varphi+1)A_B^2] \sqrt{\frac{K_{oil} [bC_{Leq} + (\varphi+1)A_B^2]}{V_B m}}} \quad (19)$$

$$K_V = \frac{A_B K_D V_1 (\varphi+1)}{bC_{Leq} + (\varphi+1)A_B^2} \quad (20)$$

Fig. 3의 신호유통도로 부터 전기 정유압 차동실린더 구동 장치는 원칙적으로 밸브제어 시스템과 동일한 제어구조를 나타냄을 알 수 있다. 시스템의 정/동특성을 개선하기 위하여 가속도피드백 방식 위치제어기가 설치되어 Fig. 1에 도시된 피드백 제어시스템이 구축되어진다.

4. 피이드포워드 추적제어기 설계

제어대상 시스템이 시변(time varying)일 때 피드백제어기 만으로는 원하는 제어성능을 보장 할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 4에 제시되어 있는 것과 같이 이산시간 슬라이딩 함수를 설정하여 추적제어기 설계에 이용한다. 앞장의 선형화해석 결과를 이용하면, Fig. 3에 도시되어 있는 개회로 제어시스템은

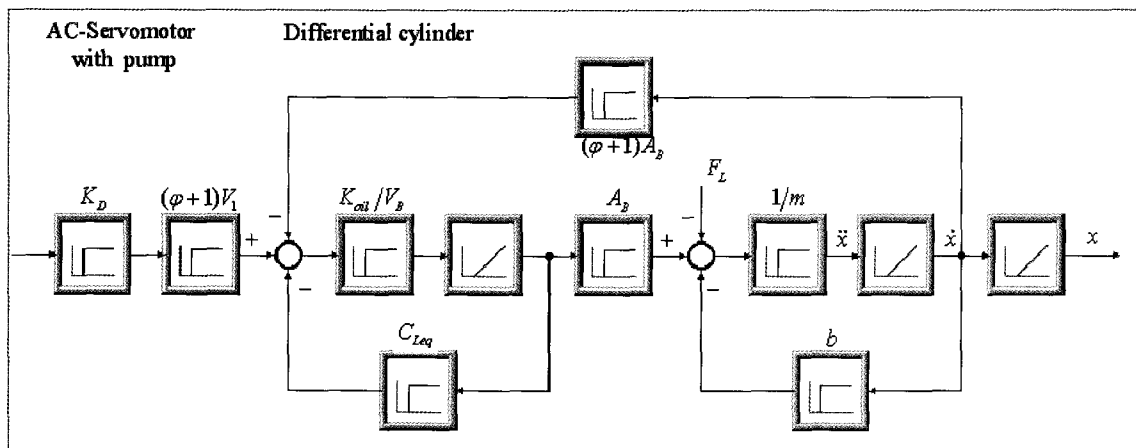


Fig. 3 Simplified signal flow graph under system pressure control

Z-변환(transform)을 거쳐 다음식으로 표현된다.

$$y(k) = \frac{z^{-d}B(z^{-1})}{A(z^{-1})}u(k) + \eta(k) \quad (21)$$

여기에서 $u(k)$ 와 $y(k)$ 는 측정가능한 입출력을 나타내고, $\eta(k)$ 는 모델링오차를 나타낸다.

다항식 $A(z^{-1})$ 와 $B(z^{-1})$ 다음과 같다.

$$A(z^{-1}) = 1 + a_1z^{-1} + \dots + a_nz^{-n} \quad (22)$$

$$B(z^{-1}) = b_0 + b_1z^{-1} + \dots + b_mz^{-m}, \quad b_0 \neq 0 \quad (23)$$

차수 n , m 그리고 시간지연 d 는 기지의 값으로 가정한다. $\eta(k) = 0$ 이면 완전 추적제어 법칙은 추적오차가 다음식을 만족하도록 구성된다.

$$y(k+d) - y_m(k+d) = 0 \quad (24)$$

식(21)와 식(24)로부터 제어오차 신호는 다음과 같이 유도된다.

$$e(k) = \frac{S(z^{-1})A(z^{-1})}{R(z^{-1})B(z^{-1})} [y_m(k+d)] \quad (25)$$

그러나 $\eta(k) \neq 0$ 이면 제어입력 식(25)에 의하여 추적오차 조건식 (24)를 만족할 수 없다. 이를 보상하기 위하여 식(26)형태의 슬라이딩함수⁽⁵⁾를 도입한 후, 슬라이딩계층 내부와 바깥에 대하여 제어 법칙을 다음 식(27)과 같이 구성한다.

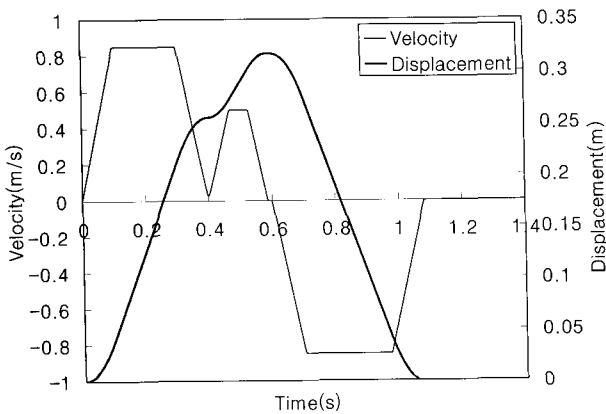


Fig. 4 Block diagram for controller design

$$s(k) = y(k) - y_m(k) \quad (26)$$

$$e(k) = \frac{S(z^{-1})A(z^{-1})}{R(z^{-1})B(z^{-1})} \times \left\{ s(k) + y_m(k+d) - K_s \text{sat} \left[\frac{s(k)}{\Phi_s} \right] \right\} \quad (27)$$

Table 1 Control method classification

	P-control	Velocity feedforward	Position-sliding mode	Pressure-sliding mode
Control 1	0			
Control 2	0	0		
Control 3a	0	0	0	
Control 3b	0	0	0	0

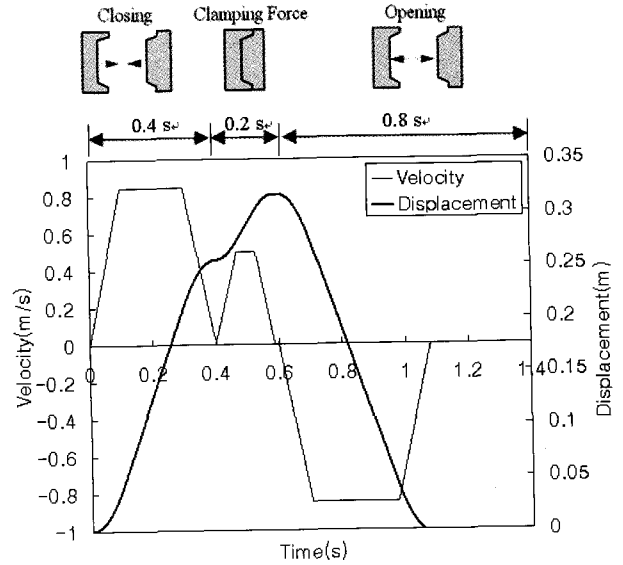


Fig. 5 Reference desired trajectory

여기에서

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

식(26)과 (27)에 의하여 슬라이딩함수는 다음식을 만족시킨다.

$$s(k+d) = s(k) - K_s \text{sat} \left[\frac{s(k)}{\Phi_s} \right] + \eta(k+d) \quad (28)$$

슬라이딩경계층 내부에서 슬라이딩함수 동특성은 다음과 같이 된다.

$$s(k+d) = \left(1 - \frac{K_s}{\Phi_s}\right)s(k) + \eta(k+d) \quad (29)$$

식(29)는 1차 필터식을 표현하며, 입력이 $\eta(k+d)$, 고유치가 λ 이다.

$$1 - \frac{K_s}{\Phi_s} = \lambda \quad (30)$$

5. 컴퓨터 시뮬레이션

지금까지 설명한 Fig. 1에 도시된 제어대상 시스템에 대하여, Table 1에 열거된 제어방식을 적용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다. 그 과정에서 사출성형실린더의 부하로서 3차원 클램프(clamp)모델이 사용되었다. 제어모델의 구축 및 오프라인 시뮬레이션은 상용 시뮬레이션 패키지 ITI SimulationX에 의하여 이루어 졌다. 시뮬레이션에서 가속도신호 대신에 부하압력신호를 사용하였다. 사출성형실린더의 클램프 공정 기준입력(Fig. 5참조)에 대해서 제어계의 응답특성을 조사하였다. 비례제어, 속도 피이드포워드, 그리고 위치 슬라이딩모드 제어 결과가 Fig. 6에 도시되어있다. 속도 피이드포워드에 의하여 응답속도가 어느 정도 빨라지나 완전추적에는 미치지 못함을 알 수 있다. 위치 슬라이딩모드 제어에 의하여 만족스러운 추적성능을 보여주고 있다. 위치제어와 합계압력제어에 슬라이딩모드 제어를 추가하여

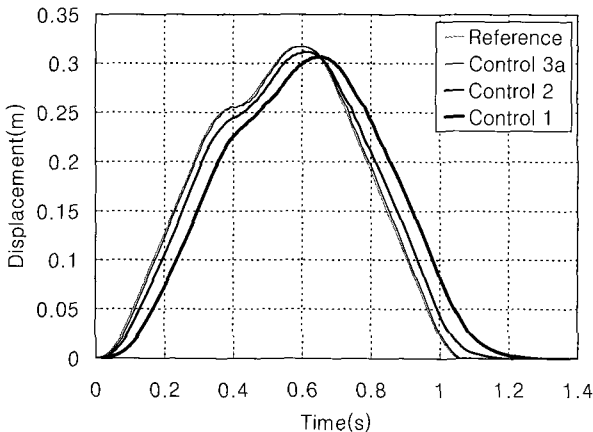


Fig. 6 Comparison of output trajectories

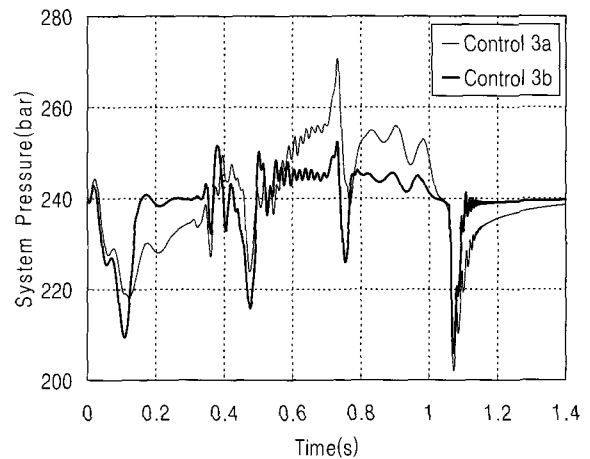
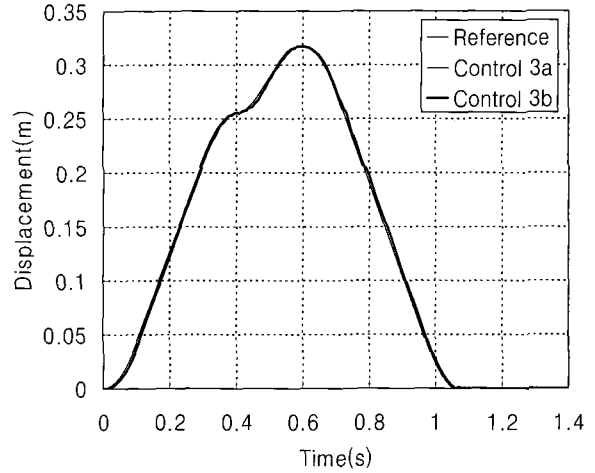


Fig. 7 Comparison of sliding mode control

시뮬레이션 수행한 결과가 Fig. 7에 나타나있다. 위치추적 성능에서는 거의 동일하였고, 단지 압력 추적 성능에서 슬라이딩모드 제어를 사용하는 것이 월등히 유리함을 보여 주었다. 일반적인 시뮬레이션 과정에서 실린더 압력 P_A 와 P_B 곡선은 하중에 상응해서 서로 반대되게 변화하였다. 이러한 특성이 합계압력 제어계에 작용하고 아울러 실린더 체적 V_A 와 V_B 가 스프링 역할을 수행하여 시스템의 높은 강성을 생성한다. 전기 정유압 구동 차동실린더가 합계압력 제어에 인하여 밸브제어 시스템특성을 나타내는 것은 주목 할 만 하다. 합계 압력제어계의 기능, 즉 일정한 합계압력 하에서 양 펌프회전수의 커플링은 밸브의 제어에지(edge)에서의 기계적인 커플링에 해당한다.

6. 결 론

사출성형기의 클램프 유닛 구동장치로서 AC서

보모터 유압펌프 차동실린더계에 대한 정특성 및 동특성 해석을 수행하였다. 시뮬레이션 결과 합계압력제어와 위치제어를 수반하는 전기 정유압 구동 차동실린더는 원리적으로 밸브제어 시스템처럼 작동하였다. 이를 기초로 피드포워드 추적제어기를 설계하고 시뮬레이션을 통하여 추적성능향상을 시도하였다. 제어시스템 구성에서 가속도 피드백 대신에 부하압력신호를 이용하여 추적제어 성능을 검토한 결과, 입력신호와 출력신호 사이에 위상차이가 발생하였다. 이를 보상하기 위하여 속도신호를 피드포워드 시켜 추적오차를 감소시켰으나 성능이 만족스럽지 않았다. 따라서 슬라이딩 모드 제어를 도입하여 추적오차 감소를 시도하였다. 위치 제어 루프에 슬라이딩모드를 적용하여 추적오차를 검토한 결과 위치오차가 현격히 감소하였다. 다음으로 압력제어 루프에 슬라이딩모드를 적용하여 추적오차를 검토한 결과 위치와 압력에서 추적오차가 현격히 감소하였다. 향후 본 연구의 내용을 실제의 실험결과와 비교 분석하는 과정을 보여줄 계획이다.

후 기

이 논문은 2007학년도 홍익대학교 학술연구진흥비에 의하여 지원되었음.

참고 문헌

- 1) S. Helduser, "Electric hydrostatic drive systems and their application in injection moulding machines," The Fourth JHPS International Symposium on Fluid Power, November 12-15, Yokohama, Japan, pp. 261-266, 1999.
- 2) S. Helduser and Th. Neubert, "Improved Energy Efficiency in Plastic Injection Moulding Machines", 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03, Tampere, Finland.
- 3) A. Helbig and S. Helduser, "Elektrisch Hydrostatisch-Spritzgießen Kunststoff-Spritzgießmaschine mit elektrisch-hydrostatischem Antrieb", *hydraulik und Pneumatik* 47, Nr. 6, 2003.
- 4) J. O'Bryan and G. Seibert, "Brushless motor drives injectors hydraulics", *Hydraulics & Pneumatics*, October 1991.
- 5) S. H. Cho and K. A. Edge, "Adaptive Sliding Mode Tracking Control of Hydraulic Servosystems with Unknown Nonlinear Friction and Modelling Error", *Journal of Systems and Control Engineering (Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part D)*, Vol. 214, No. 14, pp. 247-257, 2000.