가변구조제어기를 이용한 다중실린더 위치동조 제어

Motion Synchronization of Control for Multi Electro-Hydraulic Actuators

김 성 훈, 서 정 욱, 윤 영 원, 박 명 관*

(Seong-Hoon Kim¹, Jeong-Uk Seo¹, Young-Won Yoon¹, and Myeong-Kwan Park¹)

¹School of Mechanical Engineering, Pusan National University

Abstract: This paper presents a method to achieve a synchronous positioning objective for a dual-cylinder electro-hydraulic system with friction characteristics. The control system consists of a VSC (Variable Structure Controller) for each of the hydraulic cylinders and a PID (Proportional-Integral-Derivative) feedback controller. The PID controller is used for controlling the non-synchronous error generated by both cylinders when motion synchronization is carried out. To enhance the position-tracking performance of the individual cylinders friction characteristics is modeled in model, based on the estimated friction force. The simulation and experimental results show that the proposed method can effectively achieve the objective of position synchronization in the dual-cylinder electro-hydraulic system, with maximum synchronization error with ± 2 mm.

Keywords: variable structure controller, proportional integral derivative, motion synchronization, hydraulic servo system, nonlinear control

I. 서론

최근에는 큰 부하를 이동시키기 위하여 다중 유압실린더를 이용하고 있다. 다중 유압실린더를 운용하기 위해서는 이들 유압실린더를 동일하게 제어하는 것이 요구되는데 이를 동조제어라 한다. 지금까지 구축되어 온 대부분의 동조제어 시스템은 기계적 동조방식을 채택하고 있으며 정밀하게 제어하는 것이 불가능한 단점을 갖고 있다. 이에 따라 보다 정밀한 위치동조제어를 하기 위하여 많은 연구자들이 전자적 동조방식을 연구하였다. 1994년에는 Hogan와 Burrows는 편하중이 가해지는 유압실린더의 동기화에 관하여 연구하였다[1]. 연구한 결과, 편하중이 가해지는 유압실린더를 동조 하기 위해서는 각각의 유압실린더에 개별적인 제어가 요구된다는 것을 알게 되었다. 2000년에는 Branco와 Dente는 유압시스템의 파라미터 불확실성과 모델 되지 않은 비선형성의 영향을 줄이기 위하여 연구하였으며, 퍼지 제어를 제안하였다[2]. 2001년도에는 Li 외 여러 명의 연구자가 엘리베이터의 속도와 엘리베이터를 움직이는 두 개의 유압실린더의 비-동기 오차를 제어하기 위하여 연구하였다. 이 연구에서는 비례밸브를 사용하는 전기-유압제어시스템을 제안하였다[3]. 2007년도에는 Chen 외 여러 명의 연구자가 편하중, 시스템의 불확실성 그리고, 외란이 존재하는 전기-유압 리프팅시스템에서 두 개의 실린더를 위치 동조 제어하기 위하여 연구를 하였으며, 통합 퍼지 제어를 제안하였다[4]. 2006년도에는 Kim과 Lee는 전기-유압 위치제어시스템의 제어 값을 결정하기 위하여

수 많은 실험을 하였으며 최적의 공식을 제안하였다. 이러한 실험 결과, 폐루프시스템은 마스터와 나머지 슬레이브로 구성된 다중유압실린더 시스템을 다루는데 있어 매우 효과적인 것을 알았다. 왜냐하면 매우 큰 부피와 느린 속도 및 짧은 구동 거리를 요구하는 응용분야에서 구현이 용이하기 때문이다[5].

본 논문은 두 개의 유압실린더에 마찰현상을 고려한 위치동조제어에 관한 연구이다. 유압실린더의 비선형 거동 특성으로 인해 가변구조제어기를 설계하였으며 목표 위치 동조 오차를 2 mm 이내로 선정하였다. 실험에 앞서 설계된 제어기의 성능 평가를 위해 선형제어기를 설계하였으며 시뮬레이션과 실험을 통하여 다음과 같이 비교 분석하였다. 먼저, 한 개의 유압실린더에 대한 위치제어에 관하여 행하였고, 다음으로 두 개의 유압실린더에 대하여 위치동조제어에 관하여 행하였다. 그러나 두 개의 유압실린더 시스템은 서로 상이한 마찰력을 가지고 있어 이러한 마찰력을 보상하기 위하여 실험적으로 마찰력을 추정하여 모델에 포함 시켰다. 또한 두 개의 유압실린더 위치동조제어에서 발생하는 오차를 보상하기 위하여 추가적인 제어를 설계하여 적용하였다. 시뮬레이션 및 실험은 Matlab/Simulink 환경에서 행하였다.

II. 다중실린더 시스템 모델링

1. 시스템 구성

본 연구에 사용된 유압시스템은 그림 1과 같이 서보밸브(servo valve), 단로드실린더(single-rod cylinder), 그리고 dSPACE 컨트롤러로 구성된다. 시스템의 동력공급장치는 정용량형 펌프(fixed displacement pump), 전동기, 릴리프밸브(relief valve) 등으로 구성된 유압 파워 유닛을 사용하였고, 단로드 실린더에 공급되는 유량을 제어하기 위한 서보 증폭기, 서보밸브로 구성되어 있다. 유압실린더 입구 및 출구 측의 압력은 스트레인게이지(strain gage)형의 압력 변환기(pressure transducer)를

* 책임저자(Corresponding Author)

논문접수: 2011. 4. 18., 수정: 2011. 7. 6., 채택확정: 2011. 7. 20.

김성훈, 서정욱, 윤영원, 박명관: 부산대학교 기계공학부

(frogkim@pusan.ac.kr/junguksky@pusan.ac.kr/endlless4141@pusan.ac.kr/mkpark1@pusan.ac.kr)

※ 이 논문은 부산대학교 자유과제 학술 연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

※ 본 논문은 2011 제26회 ICROS 학술대회에서 초안이 발표되었음.

그림 1. 전기유압 서보시스템 구성도.

Fig. 1. The dual-cylinder electro-hydraulic system.

사용하여 측정하였다. 제어기로는 Pentium 4 CPU 2.28GHz 급의 퍼스널 컴퓨터를 사용하였고, 인터페이스 장치로는 16 bit의 분해능을 가지는 dSPACE 컨트롤러(DE/ACE kit 1104)를 사용하였다. 공급압력은 70 bar로 설정하였고 관성부하는 무시하였으며, 앰프를 거친 변위 센서의 게인은 0.055 V/m이다.

2. 단로드 실린더 위치제어 모델링

수학적 모델링 앞서 다음 같은 가정이 이뤄졌다.

가정 1: 서보밸브의 스톱은 중립에 위치하고, 이 위치에서 스톱의 랜드(land)는 밸브 슬리브(sleeve) 내 포트와 정확히 일치한다. 참고로, 이러한 밸브를 임계 중립(critical center) 밸브 또는 제로 랩 밸브(zero lapped valve)라 한다.

가정 2: 작동유의 온도는 일정하다.

가정 3: 밸브의 오리피스(orifice)를 통한 압력강하는 서로 같다.

입력 전류로 발생되는 서보밸브 스톱 변위와의 관계에 있어 시스템의 대역폭보다 서보밸브의 동특성이 매우 빠르기 때문에 식 (1)에 나타난 것과 같이 2차 시스템으로 모델 하였다.

$$\frac{d^2}{dt^2} x_v(t) + 2\zeta\omega_n \frac{d}{dt} x_v(t) + \omega_n^2 x_v(t) = \omega_n^2 i_a(t) \quad (1)$$

실린더 피스톤에 작용하는 힘에 대해 모델링을 적용하면 식 (2)과 같이 나타낼 수 있다.

$$A_1 p_1 - A_2 p_2 = M \ddot{x}_p + B \dot{x}_p + K x_p + F_L \quad (2)$$

여기서 p_1 은 입구측, 그리고 p_2 는 귀환측 압력이고, M 은 피스톤과 피스톤에 연결된 부하의 총 질량, x_p 는 피스톤 변위, B 는 피스톤과 부하의 점성계수(viscous damping coefficient), K 는 탄성계수 그리고 F_L 은 피스톤에 대한 외부 부하력이다. 단로드 실린더는 피스톤 양측 면적이 상이하기 때문에 면적을 n_1 을 다음같이 나타낼 수 있다.

$$n_1 = \frac{A_2}{A_1} < 1 \quad (3)$$

피스톤이 정상상태(steady state)에 있다고 하면, 식 (3)을 식 (2)에 대입하여 (3)은 다음과 같이 나타낼 수 있다

$$A_1(p_1 - n_1 p_2) = F_{L0} \quad (4)$$

그림 2. 단로드 실린더 모델링 개요도.

Fig. 2. Schematic diagram of single-rod electro-hydraulic servo system.

여기서 F_{L0} 은 정상상태에서 피스톤에 작용하는 부하력(steady load force)이다. 정리하면, 부하압력은 식 (5)과 같이 정의될 수 있다.

$$p_L = p_1 - n_1 p_2 \quad (5)$$

Four-way spool valve에 대해 그림 2의 밸브 오리피스(valve orifices)를 통한 유량은 오리피스 유량방정식을 이용하여 식 (6), (7), (8) 그리고 (9)과 같이 각각에 대해 나타낼 수 있다.

$$q_{sv1} = C_d A_{sv1} \sqrt{2(p_s - p_1)/\rho} \quad (6)$$

$$q_{sv2} = C_d A_{sv2} \sqrt{2(p_s - p_2)/\rho} \quad (7)$$

$$q_{sv3} = C_d A_{sv3} \sqrt{2(p_2 - p_0)/\rho} \quad (8)$$

$$q_{sv4} = C_d A_{sv4} \sqrt{2(p_1 - p_0)/\rho} \quad (9)$$

여기서 q_{svi} ($i=1 \sim 4$)는 i 번째 스톱 오리피스를 통과하는 유량이고, C_d 는 스톱 밸브의 유량계수, A_{svi} ($i=1 \sim 4$)는 i 번째 스톱 오리피스의 오리피스 면적(orifice area), p_s 는 시스템 공급 압력, p_0 는 탱크(tank)로의 귀환압력(return line pressure), 그리고 ρ 는 작동유체 밀도(fluid mass density)이다.

여기서 두 개의 밸브 챔버(chamber)에 대한 연속 방정식(continuity equations)을 식 (10)와 (11)으로 나타낼 수 있다.

$$q_1 = q_{sv1} - q_{sv4} \quad (10)$$

$$q_2 = q_{sv3} - q_{sv2} \quad (11)$$

밸브의 부하유량 방정식을 식 (12)과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$q_L = K_q^* x_v - K_c^* p_L \quad (12)$$

여기서 K_q^* 와 K_c^* 아래와 같이 정의 된다.

$$K_q^* = a_1 \sqrt{p_s - p_L} + a_2 \sqrt{n_1 p_s + p_L} \quad (13)$$

$$K_c^* = a_1 x_v / (2\sqrt{p_s - p_L}) - a_2 x_v / (2\sqrt{n_1 p_s + p_L}) \quad (14)$$

그리고 스톱의 방향에 영향을 받는 a_1 와 a_2 는 이와 같다.

$$a_1 = \begin{cases} C_d w_1 \sqrt{\frac{2n^2}{\rho n_1^3 + n^2}}, & x_v \geq 0, \\ 0, & x_v < 0 \end{cases} \quad (15)$$

$$a_2 = \begin{cases} 0, & x_v \geq 0, \\ C_d w_l \sqrt{\frac{2}{\rho n_1^3 + n^2}}, & x_v < 0 \end{cases} \quad (16)$$

앞서 언급한 가정으로, 각각의 실린더 챔버에 대한 연속 방정식은 식 (17)과 식 (18) 같이 나타낼 수 있다.

$$q_1 = A_1 \dot{x}_p + C_{ip}(p_1 - p_2) + \frac{V_0}{\beta_e} \dot{p}_1 \quad (17)$$

$$q_2 = A_2 \dot{x}_p + C_{ic}(p_1 - p_2) + C_{ec}p_2 - \frac{V_0}{\beta_e} \dot{p}_2 \quad (18)$$

여기서 C_{ic} 는 실린더에 대한 내부 누설 계수(internal leakage coefficient), C_{ip} 는 실린더에 대한 외부 누설 계수(external leakage coefficient), 그리고 β_e 는 체적 탄성 계수(effective bulk modulus)이다. 밸브 계수 K_q^* 와 K_c^* 는 밸브 스톱이 변화되는, 다시 말해 $x_v \geq 0$ 일 때와 $x_v < 0$ 일 때 같은 값이 아니다. 즉, 밸브로 제어되는 단로드 실린더의 다이내믹 특성은 다르다는 것이다. 위의 식 (12), (17)과 식 (18)에 의해서

$$q_L = A_1 \dot{x}_p + C_{ic}p_L + \frac{V_0}{\beta_e(1+n_1^2)} \dot{p}_L + b_2 p_s$$

여기서

$$C_{ic} = C_{ica} + C_{eca} \quad (19)$$

$$C_{ica} = \frac{(1+n_1)(n^2+n_1^2)}{(1+n_1^2)(n_1^3+n^2)} C_{ic} \quad (20)$$

$$C_{eca} = \frac{n_1^2}{(1+n_1^2)(n_1^3+n^2)} C_{ec} \quad (21)$$

$$b_2 = \frac{1+n_1}{1+n_1^2} b C_{ic} - \frac{1}{1+n_1^2} b_1 C_{ec} \quad (22)$$

이다.

3. 마찰 모델

Lugre 모델은 마찰력을 두 표면 사이에 미시적이고, 불규칙적인 강모가 존재한다는 가정하에 이들의 작용을 수학적으로 모델화한 강모 모델(bristle model)에 기반하고 있다. 두 표면이 상대적으로 움직이므로써 강모들 간의 결합이 각각 변형(strain)하며, 스프링과 같은 힘이 발생하는 것을 식 (23)로 나타내었다.

$$F = \sum_{i=1}^N \sigma_0 (x_i - b_i) \quad (23)$$

여기서 N 은 강모의 수, σ_0 는 강모의 강성, x_i 는 강모의 상대 위치, b_i 는 강모의 접촉이 일어난 위치를 나타낸다. 만약, 물체의 움직임에 따라 $|x_i - b_i|$ 이 일정 값 이상이 되면, 즉 $|x_i - b_i| \geq \delta$ 이면, 강모의 휘어짐이 퍼져서 접촉이 사라지고 새로운 강모 사이에서 접촉을 임의로 만들어 내는 것을 의미한다. 모델의 복잡도는 N 에 의해 증가한다고 할 수 있다. 그림 3(a)와 (b)는 강모 모델에서 각각 미끌림 이전과 이후를 나타내고, 하나의 강모로 Lugre 모델을 (c)처럼 하나의 강모로 나타내고 있다. 강모의 휘어진 편위를 z 로 정의하여 마찰

그림 3. Lugre 모델 개념도.

Fig. 3. Lugre model - Bristle deflection of hydraulic cylinder.

력 내부 변수로 사용한다.

이 모델의 특징은 정상상태 동작 동안 평균 강모 편향은 속도로서 결정되며, 낮은 속도에서 더욱 감소하며 속도가 증가할수록 정상상태 편위는 줄어드는 것을 암시한다. 이 모델은 접촉 표면들이 거의 영 속도에서 윤활층으로 분리되어 밀려지는 현상과 스트리백 효과, 그리고 항복력의 변화 등이 포함된다. Lugre 동적 마찰력에 대한 기본식은 속도만의 함수로 식 (24)와 같이 표현할 수 있다.

$$F(v) = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \quad (24)$$

여기서 v 는 속도, σ_0 는 강모의 강성, σ_1 는 감쇠계수, σ_2 는 점성 계수를 나타낸다. 그리고, 강모가 있는 두 물체의 접촉면이 움직일 때, 탄성을 갖는 강모의 휘어진 길이를 새로운 상태 변수 z 로 정의하면, z 에 관한 동적 방정식은 식 (25)과 식 (26)로 표현된다.

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma_0 z}{g(v)} |v| \quad (25)$$

$$g(v) = \alpha_0 + \alpha_1 e^{-|v/v_s|^{\beta\sigma}} \quad (26)$$

여기서 $g(v)$ 는 스트리백 효과를 묘사한 함수이며, v_s 는 스트리백 속도(stribeck velocity)를 나타낸다.

본 연구에 사용된 두 개의 유압실린더는 마찰특성을 각각 고려하여 실험을 하였다. 이는 제작할 때 발생하는 치수 공차나 시일의 특성 차이로 인하여 각각의 유압실린더는 다른 마찰 특성을 가질 수 있기 때문이다. 이러한 상이한 마찰력의 차이가 있는 두 개의 유압실린더를 마찰 현상을 고려하여 설계하면 상이한 마찰력의 차이를 보상할 수 있으므로 향상된 성능으로 두 개의 유압실린더를 동조 할 수 있다. 식 (27)을 사용하여 그림 1에 보여진 유압실린더-1과 유압실린더-2의 마찰력을 추정하였다.

$$F_f = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (27)$$

A_1 , A_2 는 유압실린더의 단면적을 나타내고, P_1 , P_2 는 압력을 나타낸다. 마찰력은 직접 측정할 수 없기 때문에 압력 센서를 사용하여 압력을 측정하였고, 퍼텐쇼미터를 사용하여 측정된 변위를 단순히 미분하여 속도를 구하였으며, 이러한 값을 사용하여 속도에 대응하는 마찰력을 추정하였다.

식 (24), (25)와 (26)을 기초로 하여 시뮬레이션을 행하였다. 실험으로 추정된 마찰력을 Matlab/Simulink 환경에서 커브피팅을 수행함으로써 Lugre 모델의 파라미터를 얻을 수가 있었다. 각각의 유압실린더에 대하여 0.0001 m/s에서 0.1 m/s까지

그림 4. 실린더-1의 마찰력 추정값과 실제값.

Fig. 4. Comparison of estimated and measured friction force for cylinder-1.

그림 5. 실린더-2의 마찰력 추정값과 실제값.

Fig. 5. Comparison of estimated and measured friction force for cylinder-2.

의 범위 안에서 0.03 m/s의 간격으로 10번의 실험을 하였다.

이 속도에 대응하는 유압실린더-1의 마찰력을 그림 4와 같이 추정하여 나타내었고, 유압실린더-2의 마찰력을 그림 5와 같이 추정하여 나타내었다.

그림 4와 그림 5에 나타나 있는 것과 같이, 높은 속도에서는 마찰력은 다소 불일치 함을 보였다. 실제 동조시스템은 큰 부하를 비교적 저속으로 이동시키는 장치이므로, 본 논문에서는 저속에서의 유압실린더제어를 중요하게 다루고 있다. 저속에서는 마찰력이 다소 양호한 일치를 보여서 Lugre 마찰 모델을 본 연구에 적용이 가능함을 알 수 있다.

III. 가변구조제어기

가변구조제어기의 구조는 벡터함수 S 의 부호에 의해 지배된다. 이 S 는 전환함수(switching function)라 하고 여러 개의 전환면을 갖는 경우에는 전환다양체(switching manifold)라는 용어가 흔히 사용된다. 이때 전환함수가 선형이기 때문에 선형 다양체의 면을 전환초평면(switching hyperplane)이라 부른다. 초기시간 t_0 에서 시스템의 초기상태를 x_0 라 한다. $x(t)$ 는 임의의 시간 t 에서의 시스템의 상태라 하고, S 를 원점 $x=0$ 를 포

함하는 전환면으로 한다. 만일 S 상에 임의의 초기값 x_0 가 있다면 모든 $t > t_0$ 에 대해서 $x(t)$ 는 S 상에 항상 존재한다. 이때 $x(t)$ 는 슬라이딩운동 혹은 슬라이딩모션(sliding motion), 또는 슬라이딩상태 혹은 슬라이딩모드(sliding mode)라고 부른다.

만일 상의 모든 점이 종점이면 즉, S 상의 모든 점에 대해서 S 의 양측에서 궤적 또는 궤도가 S 로 향하는 상태일 때, 전환면 S 는 슬라이딩면(sliding surface)라고 하고 상태가 슬라이딩면 방향으로 향할 때나 슬라이딩면에 다다른 조건을 도달조건(sliding condition)이라고 부른다. 도달조건 하에서의 시스템의 궤적은 도달모드(reaching mode) 또는 도달위상(reaching phase)이라고 부른다[7].

도달조건을 지정하기 위해 직접전환함수법, 도달법칙접근법 등이 있는데 직접전환함수법은 유한도달시간을 보증하고 있지 않은 문제점이 있다. 도달법칙접근법은 전환함수의 동특성을 직접 지정하는 방법이다. 도달조건을 확립할 뿐만 아니라 도달위상 동안 시스템의 동 특성을 지정한다. 도달법칙은 식 (28)로 같다.

$$\dot{S} = -Q \operatorname{sgn}(S) - PS \quad (28)$$

여기서 sgn 은 부호함수를 나타내고, 이득 Q, P 는 대각행렬로 양의 한정행렬이며 임의로 지정함에 의해서 도달법칙 S 의 구조, 상태를 지정할 수 있다. 이 방법의 장점은 슬라이딩모드제어에 대한 해의 단순화를 포함하고 있고, 또 채터링 억제 가능성이 나타내고 있다.

2-상 가변구조제어기는 두 부분으로 나뉘어 각각 설계된다. 하나는 도달위상이라 하고, 이는 전환초평면으로 향하는 상태궤적을 말하며 나머지 하나는 전환초평면 위에서의 상태궤적을 말하는 슬라이딩 위상이다. 먼저, 도달모드를 만족시키기 위한 제어기는 상태의 궤적이 전환초평면으로 이끌도록 하기 위한 빠른 응답은 시스템 상태가 도달위상 내에 있을 때 설계되어진다.

$\operatorname{sgn}(S)$ 는 식 (29)와 같이 정의 한다.

$$\operatorname{sgn}(S) = \begin{cases} 1 & \text{if } S > 0 \\ 0 & \text{if } S = 0 \\ -1 & \text{if } S < 0 \end{cases} \quad (29)$$

식 (29)는 도달조건 $S(x)\dot{S}(x) < 0$ 를 만족하면 상태가 유한 시간 내에 전환초평면에 도달한다. 상태 궤적이 전환초평면으로 도달하는 유한도달시간 T_h 는 식 (30)과 같이 구해진다.

$$T_h = \frac{1}{P} \ln \left(\frac{P|S(t_0)|}{Q} + 1 \right) \quad (30)$$

여기서 $S(t_0)$ 는 $S(t)$ 의 초기값이다. 식 (30)에서 상태는 지수함수의 형태로 초평면에 수렴한다는 것을 알 수 있다. 식 (28)을 시간미분하고 선형방정식에 대입하여 정리하면 식 (31)과 같다.

$$\dot{S} = C[A(x)x + Bu] \quad (31)$$

식 (28)와 식 (31)로부터 u 에 대해 정리하면 도달모드에 대한 입력 u_r 이 식 (32)과 같이 구해진다.

$$u_r = -(CB)^{-1}[CA(x)x + Q \operatorname{sgn}(S) + PS] \quad (32)$$

여기서 역 행렬 CB^{-1} 의 존재가 $S=0$ 을 보증하기 위한 필요조건이다. 비례항인 -PS의 추가로 상태는 전환초평면에 보다 빨리 접근하기 위한 힘을 받게 된다. 뿐만 아니라 적절한 Q와 P를 선택함으로써 제어입력 u_r 은 전환초평면으로 향하는 상태의 움직임을 가속화시킬 수 있다. 그러나 Q와 P를 적절하게 선택하지 못하면 고주파 채터링 현상을 야기시킬 수 있다. 슬라이딩 모드에서의 동특성은 식 (33)로 표현 되어진다.

$$\dot{S} = 0 \quad (33)$$

식 (31)과 식 (33), 그리고 시스템의 채터링 현상을 제거하기 위해 평활함수(smooth function)를 도입하면 슬라이딩 모드 상에 있어서의 제어입력은 식 (34)과 같이 된다.

$$u_s = -(CB)^{-1} [CA(x)x + \gamma S / (|S| + \delta)] \quad (34)$$

여기서 $\gamma S / (|S| + \delta)$ 는 채터링 현상을 제거하기 도입된 평활함수(smooth function)이다. 이 역시 적절한 γ 와 δ 를 선정함으로써 채터링 현상을 피할 수 있다. 가변구조제어기의 설계(scheme)에서 도달시간 T_h 는 식 (30)에서 적절한 Q와 P를 선정함으로써 정할 수 있다. 먼저 도달시간이 정의되면 가변구조제어기는 시간 T_h 에서 전환될 수 있다. 가변구조제어기를 종합하면 다음과 같이 구성된다. 상태가 도달위상 내에 있을 때 상태의 동특성은 제어입력 u_r 에 의해 지배되어지고 그 결과 상태는 전환초평 면을 향하여 빠르게 움직인다. 그리고 상태가 도달시간에 슬라이딩면에 도달하면 제어입력은 u_s 로 전환될 것이다. 그 결과 상태의 동 특성은 슬라이딩 위상 제어입력 u_s 에 의해 지배되고 상태의 궤적은 채터링을 저감시키기 위해 선택한 평활함수(smooth function)를 따라 움직일 것이다. 따라서, 식 (35)과 같은 형태의 제어입력을 구성할 수 있다.

$$u = ru_r + (1-r)u_s \quad (35)$$

여기서 r 은 식 (36)와 같다.

$$r = \begin{cases} 1 & \text{if } t < T_h \\ 0 & \text{if } t \geq T_h \end{cases} \quad (36)$$

전기유압서보시스템의 위치제어를 위한 오차식은 식 (37)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} e_1(t) &= x_1(t) - x_d(t) \\ \dot{e}_1(t) &= \dot{x}_1(t) - \dot{x}_d(t) = e_2(t) \\ \dot{e}_2(t) &= \dot{x}_2(t) - \ddot{x}_d(t) = e_3(t) \\ \dot{e}_3(t) &= \dot{x}_3(t) - \ddot{x}_d(t) \\ &= -\sum_{i=1}^3 a_i(t)x_i(t) + b(x)u(t) - N(x,t) - d(t) - \ddot{x}_d(t) \end{aligned} \quad (37)$$

여기서 $e_1(t)$ 추정오차이고 $x_d(t)$ 는 원하는 출력궤적을 나타낸다. 그리고 $\{x_d, \dot{x}_d, \ddot{x}_d\}$ 는 경계조건을 만족한다고 가정한다. 시변 슬라이딩 평면(time-varying sliding surface)은 식 (38)와 같이 정의하였다.

$$S(t) = c_1(t)e_1(t) + c_2e_2(t) + e_3(t) \quad (38)$$

그리고 슬라이딩 평면의 동특성은 $(t)=0$ 에 의해 지배되므로 식 (39)와 같이 쓸 수 있다.

$$\ddot{e}(t) + c_2\dot{e}(t) + c_1e(t) = 0 \quad (39)$$

여기서 수렴을 향상시키기 위해 식 (39)의 극점을 이용한다. 극점을 p_1 과 p_2 라 하고 0보다 작은 값이고, c_1 과 c_2 와의 관계는 식 (40)과 같다.

$$c_1 = p_1 \cdot p_2, \quad c_2 = -(p_1 + p_2) \quad (40)$$

식 (32)와 평활함수(smoothing function) $\gamma S / (|S| + \delta)$ 를 도입하여 제어입력의 형태는 식 (41)과 같이 된다.

$$u_s = -(CB)^{-1} [CA(x)x + \gamma S / (|S| + \delta)] \quad (41)$$

슬라이딩모드에 대한 입력 $u_s(t)$ 는 식 (42)와 같다

$$\begin{aligned} u_s(t) &= [\sum_{i=1}^3 a_i(t)x_i(t) + N(x,t) + d(t) \\ &\quad + \ddot{x}_d(t) - e_p(t) + \gamma S / (|S| + \delta)] / b(x) \end{aligned} \quad (42)$$

그림 6. P 제어를 사용한 두 실린더 오차.

Fig. 6. Error between two cylinders using conventional P controller.

그림 7. 가변구조제어기를 사용한 두 실린더 오차.

Fig. 7. Error between two cylinders using VSC.

IV. 시스템 성능 실험

가변구조제어기를 이용한 실린더 위치동조 제어성능을 비교하기 위하여 P제어기를 사용한 시스템에 *Lugre* 마찰 모델을 추가하여 동일한 조건 하에서 실험하였다. 목표변위를 0.4 m로 램프 신호를 사용하여 유압실린더 위치동조 실험에서 실린더-1을 마스터로 실린더-2를 슬레이브로 따라가도록 제어기를 설계하였다. 오차는 마스터실린더의 변위와 슬레이브 실린더의 변위의 차이를 나타낸다. 결과를 검토해 보면, P제어기를 사용한 실험에서의 오차는 그림 6과 같이 0.003 5m로 나왔으며, 가변구조제어기를 사용한 실험에서의 오차는 그림 6과 같이 0.0017 m로 나왔다. 가변구조제어기 시스템은 본 연구의 목표오차를 만족하였다.

V. 결론

본 연구에서는 가변구조제어기를 이용하여 두 개의 유압 실린더의 정교한 위치동조제어에 관한 연구를 수행하였다. 목표 위치 동조오차를 2 mm 이내로 설정하였으며, 유압실린더의 비선형 거동 특성으로 인해 가변구조제어기(variable structure controller)를 설계하였다. 설계된 제어기의 성능을 검증하기 위하여 선형제어기인 P 제어기를 설계하였으며 시뮬레이션과 실험을 통하여 비교 분석하였다. 검증된 결과는 다음과 같다.

(1) 제어기를 적용 시 시스템의 응답 특성을 검증하기 위하여 하나의 유압실린더에 대하여 실험을 행하였다. 이 결과, 유압시스템의 측정된 값을 비교 분석하여 볼 때, 설계된 가변구조제어기가 선형제어기에 비하여 빠른 응답특성과 정상 상태에서 양호한 특성을 나타낸다는 것을 알 수 있었다.

(2) 제어기를 적용 시 시스템의 위치 동조제어 성능을 검증하기 위하여 두 개의 유압실린더에 대하여 실험을 행하였다. 두 개의 유압실린더의 동조 오차를 보상하기 위해 추가적인 제어기 설계하여 적용하였으며, 보상된 동조 오차 값을 비교 분석하여 볼 때, 가변구조제어기가 선형제어기에 비하여 위치 동조제어에 우수하다는 것을 알 수 있었다.

(3) 본 연구에 사용한 두 개의 유압실린더는 동일한 사이드라고 할지라도 유압실린더를 제작 할 때 발생하는 치수 공차나 시일의 특성 차이로 인하여 상이한 마찰력의 차이가 나타난다. 이러한 상이한 차이를 보상하기 위하여 *Lugre* 마찰 모델 설계하였으며 결과적으로 마찰 모델을 통하여 목표 동조오차 2 mm 이내에서 두 개의 유압실린더를 위치 동조제어를 할 수 있었다.

참고 문헌

- [1] P. Hogan and C. R. Burrows, "Synchronizing unevenly-loaded hydraulic cylinders," in *Proc. ASME fluid Power and Systems Technology Div.*, vol. 1, pp. 75-80, 1994.
- [2] P. J. Costa Branco and J. A. Dente, "On using fuzzy logic to integrate learning mechanisms in an electro-hydraulic system - Part I: Actuator's fuzzy modeling," *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics - Part C: Applications and Reviews*, vol. 30, no. 3, pp. 305-316, 2000.

- [3] K. Li, M. A. Manna, M. M. Xu, and Z. Xiao, "Electro-hydraulic proportional control of twin-cylinder hydraulic elevators," *Control Engineering Practice*, vol. 9, pp. 367-373, 2001.
- [4] C.-Y. Chen, L.-Q. Liu, C.-C. Cheng, and G. T.-C. Chiu, "Fuzzy controller design for synchronous motion in a dual-cylinder electro-hydraulic system," *Control Engineering Practice*, vol. 16, no. 6, pp. 658-673, June 2008.
- [5] Y. Huayong, S. Hu, G. Guafang, and H. Guoliang, "Electro-hydraulic proportional control of thrust system for shield tunneling machine," *Automation in Construction*, vol. 18, pp. 950-956, 2009.
- [6] H. E. Merrit, *Hydraulic Control System*, Wiley, New York, 1976.
- [7] V. I. Utkin, *Sliding Modes and their Applications in Variable Structure Systems*. Mir, Moscow, 1978.
- [8] Canudas de Wit, H. Olsson, K. J. Astrom, and P. Lischinsky, "A New Model for control of systems with Friction," *Automatic Control, IEEE Transactions on*, vol. 40, no. 3, pp. 419-425, March 1995.

김 성 훈

2009년 부산대학교 기계공학부 졸업.
2009년~현재 부산대학교 대학원 제어자동화시스템전공 석사과정 재학중. 관심 분야는 유압, 제어.

서 정 욱

2009년 신라대학교 기계공학부(공학사).
2011년 부산대학교 기계공학(공학석사).
관심분야는 유압 시스템 제어, MR 유체.

윤 영 원

2000년 동아대학교 기계공학부(공학사).
2003년 부산대학교 기계공학부(공학석사).
2011년 부산대학교 기계공학부(공학박사).
관심분야는 유압 시스템 제어, MR 유체.

박 명 관

1958년 11월 4일생. 1984년 부산대학교 기계공학부(공학사). 1988년 동경공업대학 기계공학(공학석사). 1991년 동경공업대학 기계공학(공학박사). 1995년~현재 부산대학교 기계공학부 교수. 관심 분야는 유압 컴포넌트 설계 및 지능성 유체 작동기 및 제어.