

4축 구동 유압실린더-클램핑 부하 시스템의 힘 동기제어 Force Synchronizing Control for 4 Axes Driven Hydraulic Cylinder-Clamping Load Systems

조승호^{1*}

S. H. Cho

Received: 10 Mar. 2014, Revised: 16 May. 2014, Accepted: 23 May. 2014

Key Words : Clamping Load Systems(클램핑 부하 시스템), Force Synchronizing Control(힘 동기제어), 4 Axes Drive(4축 구동), Virtual Design Modeling(버추얼 디자인 모델링), Hydraulic Cylinder(유압실린더)

Abstract: This paper deals with the issue of force synchronizing control for the clamping servomechanism of injection molding machines. Prior to the controller design, a virtual design model has been developed for the clamping mechanism with hydraulic systems. Then, a synchronizing controller is designed and combined with an adaptive feedforward control in order to accommodate the mismatches between the real plant and the linear model plant used. As a disturbance, the leakage due to the ring gap with relative motion in the cylinder has been introduced. From the robust force tracking simulations, it is shown that a significant reduction in the force synchronizing error is achieved through the use of a proposed control scheme.

기호 설명

- $e_{fsi(i=1\sim 4)}$: tracking error signal
- $e_{pi(i=1\sim 4)}$: synchronizing error signal
- f_r : reference input force
- $f_{i(i=1\sim 4)}$: output clamping force
- $K_{ai(i=1\sim 4)}$: proportional gain
- β : synchronizing gain
- γ : adaptive feedforward gain
- ω_n : natural frequency
- ζ_n : damping ratio

1. 서 론

유압시스템은 단위 중량당 동력비가 높고, 고응답성과 고강성으로 인하여 현대 산업에서 중요한 액추에이터이다. 최근 유압액추에이터의 위치 또는 힘의 제어에 대한 연구는 많은 관심을 끌고 있다.¹⁻³⁾ 힘 또는 압력의 추적제어는 방진과 차량 능동현가장치와 같은 용도에서 매우 중요하다. 본 연구에서는 직압식 사출성형기의 클램핑 공정을 대상으로 4축 구동 실린더 시스템의 힘 동기제어를 다룬다. 다수의 구동축을 갖는 생산시스템에서, 제품 정밀도 혹은 생산효율을 향상시키기 위해서는 정상상태와 과도상태에서 구동축간의 동기화를 도모할 필요가 있다.⁴⁾ 부하변동 등에 의한 과도상태에서 동기화를 실현하기 위해서는, 각축의 출력은 목표 궤도에 추종하는 것에 우선하여, 먼저 축 간의 동기화를 실현하고 목표 궤도에 추종하도록 제어되어야 한다. 기본적인 다축 시스템의 동기화 방법으로서 한 쪽을 주축으로 하고 그 외의 축을 추종축으로 하는 마스터 슬레이브(Master Slave)⁵⁾ 방법이 고려되고 있다. 그러나 구동축의 동특성도 동작 조건에 의하여 임의 범위에서 변동하므로 각축을 동

* Corresponding author: shcho@hongik.ac.kr
1 Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea
Copyright © 2014, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

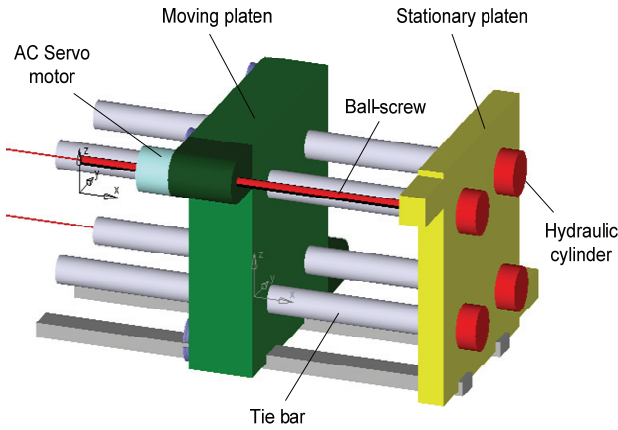


Fig. 1 3D CAD model for 4 axes system

등하게 취급하는 방식이 바람직하다. 고정게인(Gain) 제어기는 동특성의 변동에 대처할 수 없으므로 적응 기능을 갖는 제어가 필요하다. 이를 위하여 응답성의 개선과 외란보상에 유효한 적응 피드포워드 제어기(이하 AFC; Adaptive Feedforward Control)를 4축 구동 시스템에 적용하는 문제를 고찰한다. AFC를 이용한 시스템에 동기오차를 도입하여, 추적오차 뿐만 아니라 동기오차도 영에 수렴시킴으로서 과도상태와 정상상태에서의 동기화를 도모한다. 본 연구에서는 클램핑 메카니즘의 기하학적 정보를 상용소프트웨어 SimulationX에 내장된 다-물체 시스템(이하 MBS ; Multi-Body System)기법을 활용하여 3D CAD모델링 한다. 그리고 멀티-도메인(Multi-Domain) 시뮬레이션을 통하여 버추얼 디자인(Virtual Design) 모델을 구축한다.

2. 구동 메카니즘 서보시스템

2.1 기본특성

직압식 사출성형기의 구동 메카니즘 서보시스템은 세 개의 부 시스템, 즉, 전기시스템, 유압시스템, 기계적인 클램핑 메카니즘으로 구성된다. 본 연구의 기저를 형성하는 직압식 클램핑 유니트의 기본 설계도가 Fig. 1에 나타나 있다. 가동형판(Moving Platen)이 볼스크루(Ball-Screw)에 의하여 일정한 위치에 다다르면, 고정형판(Stationary Platen)에 위치한 4개의 유압실린더가 타이바를 인장시켜 850ton의 형체력을 발생시키는 구조이다. 이 형체력을 이용하여 금형이 충분히 조여지면 비로소 용융된 수지가 주입되는 사출공정이 시작된다. 이때 유압실린더 1개 당 212.5ton (=2.08MN)의 힘 발생이 필요하며, 결국 4개에 의한 힘 동기제어가 클램핑 공정의 성능을 좌우한다. Fig.

2에는 그 중 한 개의 유압실린더를 대상으로 클램핑 메카니즘을 제어하기 위한 유압회로, 동기제어기, 그리고 적응제어기가 함께 나타나 있다.

2.2 모델링

클램핑 메카니즘을 표현하는 3D CAD 모델(Fig. 1)과 이를 구동하기 위한 유압시스템(Fig. 2)이 결합되어, 동기제어를 구현하기 위한 버추얼 디자인 모델이 구성되었다. 시스템 구성에 사용된 주요 부품들의 사양이 Table 1에 나타나 있다. 다음 단계는 제어기 설계를 위하여 유압실린더-클램핑 부하시스템의 개회로 전달함수를 구하는 일이다. 버추얼 디자인 모델의 비례방향제어밸브에 스텝(Step) 입력을 가하고, 유압실린더 출력 힘의 파형을 조사하였다. 그 결과가 Fig. 3에 비교되어 나타나 있다. 초기에 0.01초 정도의 지연이 발생하고 있다. 여기에서 기준입력의 크기는 2.08(MN)이며, 선형모델에는 식(1)로 표현되는 전달

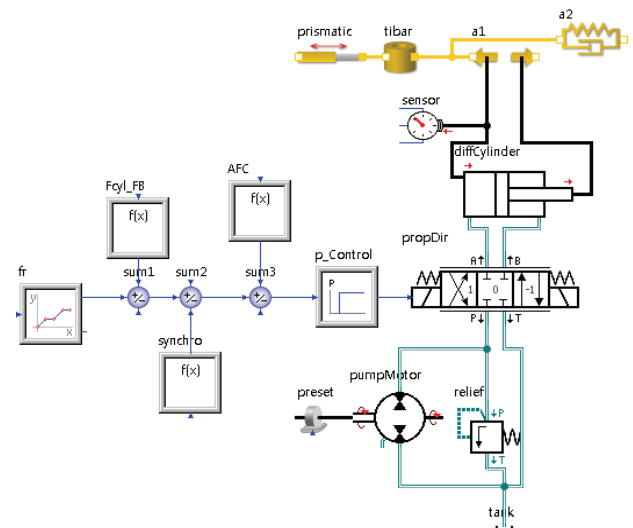


Fig. 2 Clamping force control system for a single rod hydraulic cylinder

Table 1 Component specifications

Parameters		Value
Single rod cylinder	Piston diameter	410mm
	Rod diameter	190mm
	Stroke	20mm
Pump	Volumetric displacement	360cm ³ /rev
Proportional directional control valve	Natural frequency	10Hz
	Flow rate	120 l/min

함수^(6,7)를 사용하였다. 이로부터 베티얼 디자인 모델의 힘 파형을 선형모델의 힘 파형으로 근사화 시킬 수 있었다. 이를 통하여 추정한 선형모델에 대한 설계 파라미터들은 개회로 계인=0.2(MN/V), 고유진동수=6.7Hz, 감쇠비=0.58이다.

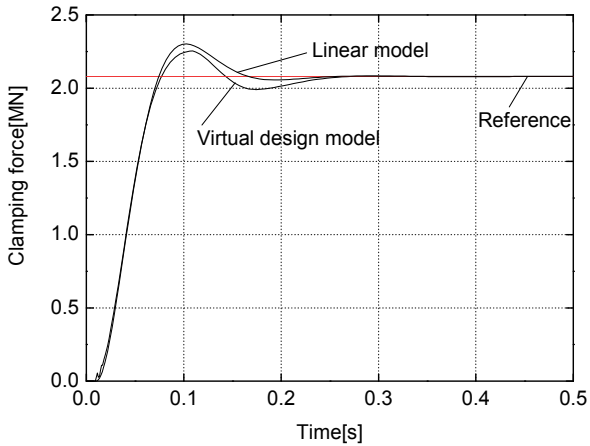


Fig. 3 Comparison of open loop responses

$$\frac{F(s)}{U(s)} = \frac{K_n e^{-sT}}{s(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (1)$$

3. 4축 구동 힘 동기제어시스템

3.1 시스템구성

본 연구에서 고찰할 다축 힘 동기시스템의 구성이 Fig. 4에 나타나 있다. 제 1축부터 제 4축의 액추에이터-부하계는 각각 파라미터가 다르고 지연이 없는 2차 모델로 가정하였다. 각각의 축에는 다른 축과의 동기화를 도모하여 추종오차를 감소시켜 응답특성의 개선을 도모하기 위하여 AFC를 설계한다. 또 축 사이에는 각축의 추종오차로부터 동기상태를 판단하고, 동기오차를 출력하는 동기제어기를 설계한다. 각축이 동기상태에 있다면 동기오차는 영으로 된다. 또 동기화의 강도는 동기화 파라미터의 계인에 의존하고, 계인이 영이면 각각의 축은 독립된 다축 시스템이 된다.

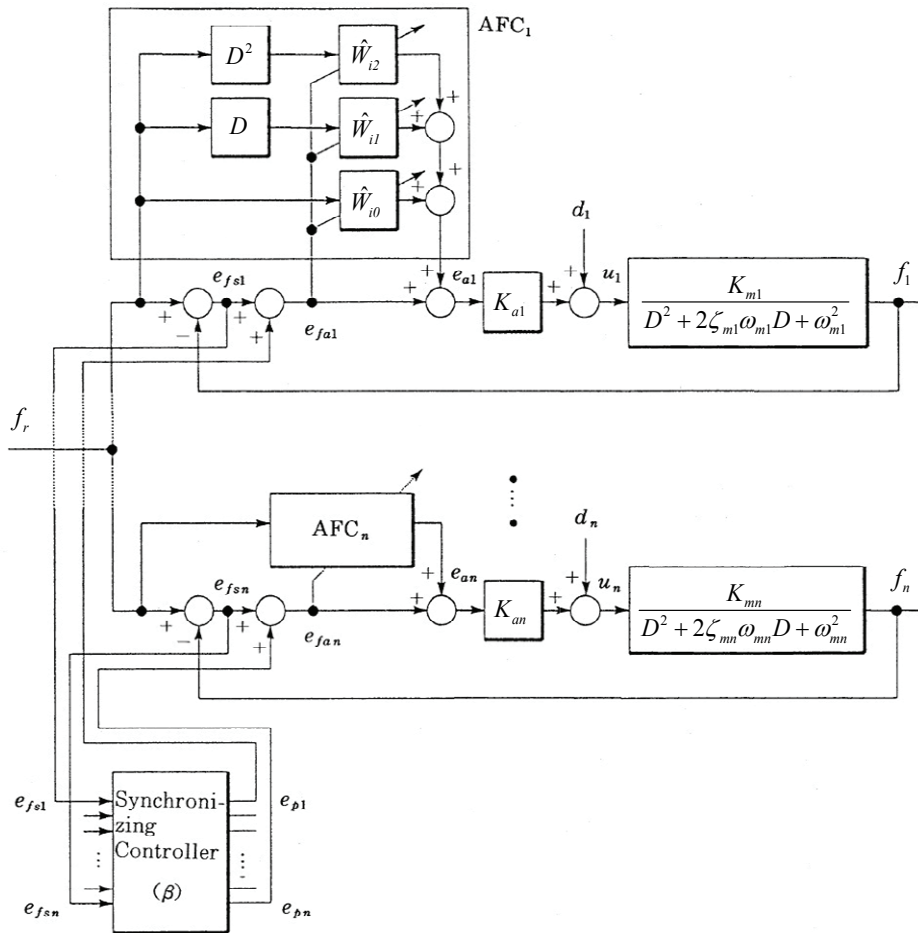


Fig. 4 Synchronizing adaptive feedforward control

3.2 적응 피드포워드 제어

각축의 AFC는 3개의 적응 파라미터로 구성되며, 대응하는 축의 추적오차와 동기제어기로부터의 동기 오차와의 합으로 구하여지는 적응오차를 사용하여 식 (2)에 의하여 조정된다. 여기에서 $\Phi_i(t)$ 와 $\hat{P}_i(t)$ 는 각각 다음의 식(3)과 식(4)로서 표현되는 적응파라미터 벡터 및 입력벡터이다.

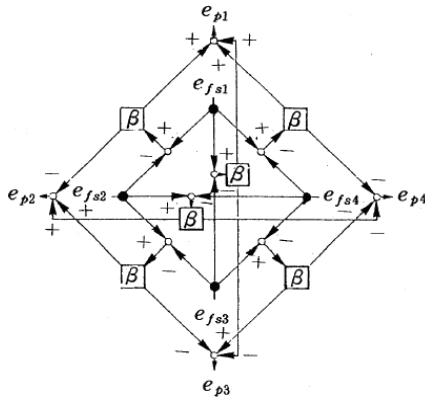


Fig. 5 Synchronizing controller(Cross type)

$$\frac{d\hat{P}_i(t)}{dt} = \gamma \cdot e_{fsi}(t) \cdot \Phi_i(t) \quad (2)$$

$$\hat{P}_i^T(t) = [\hat{W}_{i2}(t), \hat{W}_{i1}(t), \hat{W}_{i0}(t)] \quad (3)$$

$$\Phi_i^T(t) = [D^2 f_r(t), Df_r(t), f_r(t)] \quad (4)$$

적응 파라미터 벡터의 내부에 있는 $\hat{W}_{i0}(t)$, $\hat{W}_{i1}(t)$ 그리고 $\hat{W}_{i2}(t)$ 는 대응하는 플랜트의 역시스템 (Inver-sion System)을 구성하기 위하여 설계된다.

3.3 동기제어기

본 연구에서 고찰할 크로스 타입의 동기제어기가 Fig. 5에 나타나 있다. 이 방식에서는 모든 축사이의 동기화를 실현하도록 제어기가 구성된다. 동기오차 신호는 $i, j = 1 \sim 4; i \neq j$ 일 때 식(5)로 표현 된다.

$$\begin{aligned} e_{pi}(t) &= \beta \sum_{j=1}^4 \{x_j(t) - x_i(t)\} \\ &= \beta \{3e_{fsi}(t) - \sum_{j=1}^4 e_{fsj}(t)\} \end{aligned} \quad (5)$$

제어기의 구성이 복잡하고, 어느 축에 외란이 가해

지는 경우에도 외란의 영향은 동기제어기에 커플링된 모든 축에 직접 나타난다. 따라서 다른 방식에 비교해서 강한 동기화 특성이 실현될 수 있다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

본 연구에서는 단순비례제어에 의하여 클램핑 실린더의 힘 추적제어 성능을 우선 고찰한 후, 여기에 동기제어와 AFC를 차례로 결합하는 방식을 채택하였다. 주요 외란 인자로서 4축 구동 실린더에서 발생하는 누설을 서로 다르게 설정하여 동기제어의 필요성을 부각시켰다. 기준 입력신호로서 비례방향 제어 밸브에 진폭 2.08MN, 주파수 1.0Hz의 구형파를 가하였다. 유압실린더의 누설 파라미터 입력창이 Fig. 6에 나타나 있다. 이들을 이용하여 베티얼 디자인 모델의 성능을 시뮬레이션 하였다. Fig. 4에 도시되어 있는 블록선도에서 선형 플랜트 모델이 베티얼 디자인 모델로 대체되어 시뮬레이션이 수행된다. 관련 누설정보 입력창의 파라미터 가운데 편심량 (Eccentricity)을 4개의 실린더에서 서로 다르게 설정

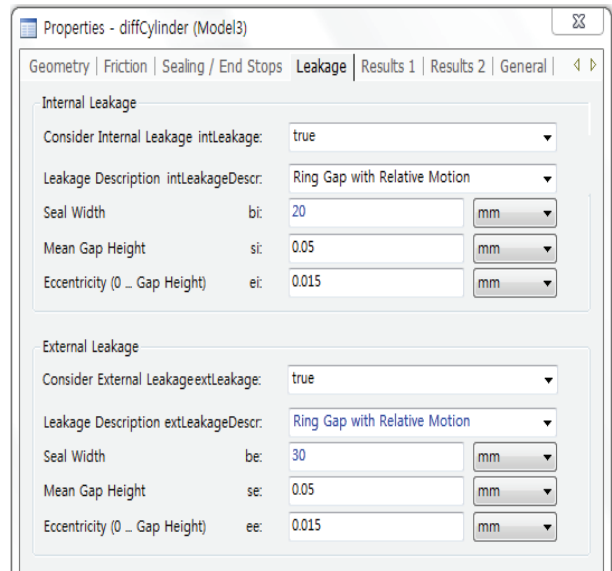


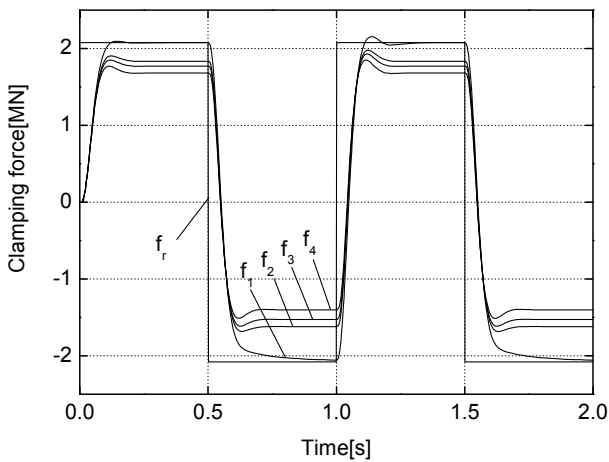
Fig. 6 Input window for leakage parameter

Table 2. Controller parameters

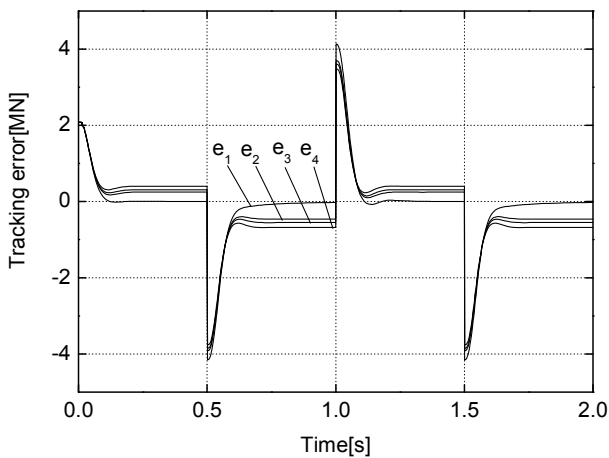
	$K_{ai}(i = 1 \sim 4)$	β	γ
P-Control	3.5×10^{-6}	0	0
Synchronizing Control	3.5×10^{-6}	50	0
Synchronizing AFC	3.5×10^{-6}	50	1.25×10^{-6}

하였다. 즉, 실린더1 → 실린더2 → 실린더3 → 실린더4에서의 편심량을 0.0 → 0.015 → 0.030 → 0.045로서 변화를 주어 입력하였다. 시뮬레이션에 사용된 제어기 파라미터 값들이 Table 2에 나타나 있다. 타이바에서의 고강성 탄성부하의 영향으로 비례제어와 적응제어 계인이 매우 낮은 상태에서 안정된 응답을 보였다. Fig. 7에는 비례제어를 사용하여, 4개의 실린더-클램핑 부하로 구성된 버추얼 디자인 모델에 대한 시뮬레이션 결과가 나타나 있다. 실린더1에서는 누설이 발생하지 않으므로 기준목표 입력에 비교적 잘 추종하고 있다. 누설이 가장 많이 발생하는 실린더4에서 추적오차가 -0.678MN 에 이르고 있다. 단순비례제어에 동기제어를 결합시켜 시뮬레이션 수행한 결과가 Fig. 8에 나타나 있다. Fig. 8(b)의 추적오차 신호로부터 4축 모두 -0.527MN 근방에서 어느 정도 동기제어가 성취된 것으로 보인다. 원래 힘 추적제어 성능이 가장 좋았던 실린더1에서도 누설이 발생하고 있는 다

른 실린더들의 영향을 받아서 기준입력 신호에의 추종성이 떨어지는 현상은 주목할 만하다. Fig. 8(b)에서 도시되어 있듯이 최대추적오차와 최소추적오차 사이의 밴드(Band)가 현격하게 줄어들었다. 최종적으로 동기제어에 적응 피드포워드 제어를 결합하여 시뮬레이션을 수행한 결과가 Fig. 9에 도시되어 있다. Fig. 9(b)로부터 첫 번 사이클에서의 추적오차가 -0.360MN 근방에 집중되어 있어, 동기제어만을 수행한 결과보다 더 우수함을 보여준다. 특히 두 번째 사이클에서는 추적오차가 현저하게 감소되어 -0.146MN 근방에 집중되어 있음을 알 수 있다. 특히 첫 번째 사이클의 입력신호 하단부(-2.08MN)에서 힘의 파형이 미소 진동현상을 보이고 있다. 이는 피드포워드 제어의 특성이 역시스템에 기반을 두고 있고, 더욱이 밸브제어시스템이 영점(Null Region)근방에서 민감한데 기인한다. 특히 입력신호파형의 상단(2.08MN)과 하단부에서 힘 추적오차의 크기가 비대칭 형태로 다

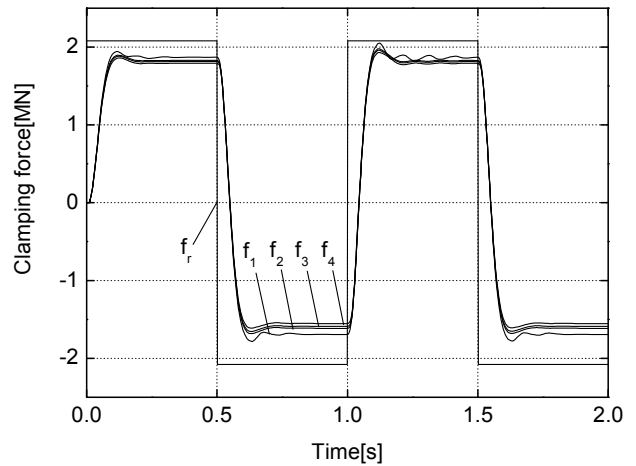


(a) Desired and actual output signal

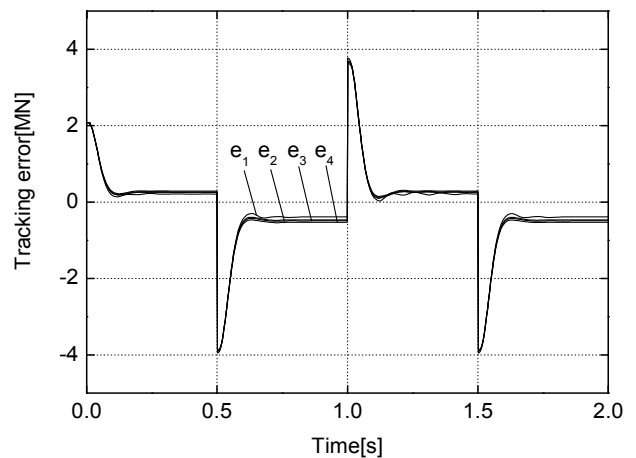


(b) Tracking error signal

Fig. 7 Responses under proportional control

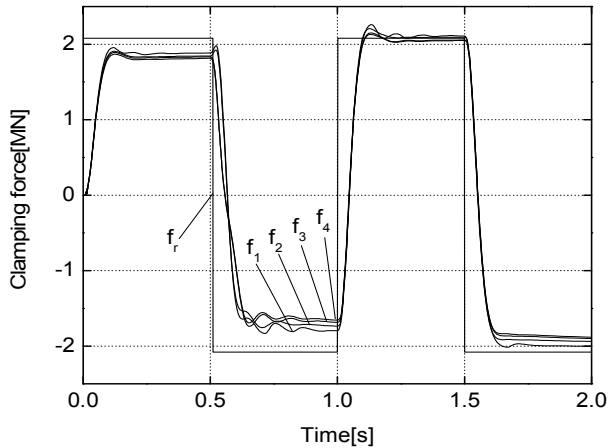


(a) Desired and actual output signal

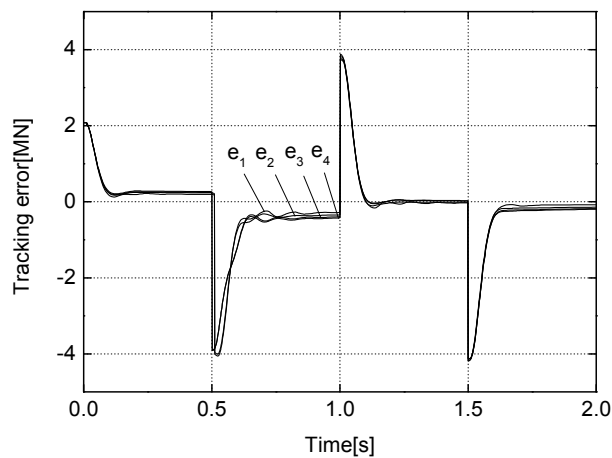


(b) Tracking error signal

Fig. 8 Responses under synchronizing control



(a) Desired and actual output signal



(b) Tracking error signal

Fig. 9 Responses under adaptive synch-ronizing feedforward control

르게 나타나는 경향을 보여주고 있다. 이는 싱글로드 (Single Rod) 실린더에서 피스톤의 양쪽 단면적이 서로 다른 데 기인하는 것으로 사료된다. 실제로 금형 클램핑공정에서 클램핑하는 힘, 즉 형체력은 실린더의 후진과정에서 발생한다. 따라서 입력파형의 하단 부에서의 힘 추적성능을 주목할 필요가 있다. 본 연구에서는 동기제어에 만족하지 않고, AFC의 도입으로 인하여 실린더 누설 하에서 형체력을 향상시킬 수 있음을 보여주었다.

5. 결 론

본 연구에서는 직압식 사출성형기의 4축 구동 클램핑 메카니즘을 MBS기법으로 3D CAD모델링 한 후, 유압시스템과 인터페이스시켜 버추얼 디자인 모델을 구축하였다. 타이바의 인장력을 형체력 형성의 지배적인 부하로 설정한 다음, 시뮬레이션을 통하여 비례

방향제어밸브에의 입력신호와 유압실린더의 출력 힘 사이의 개회로 전달함수를 유도하였다. 이를 기초로 동기제어기를 구성한 후, 누설에 대한 동기화 특성 및 힘 추적제어성능을 고찰하였다. 동기제어기 안에서 모든 축사이의 동기오차를 고려하는 크로스 방식을 사용하여 강한 동기화 특성을 구현할 수 있었다. 아울러 적응 피드포워드 제어(AFC)의 결합에 의하여 형체력의 추적제어성능이 현저히 향상되고, 아울러 힘 동기제어 효과도 더욱 증진되었다.

후 기

이 논문은 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업 연구임(No. 2013-053681)

References

- 1) K. K. Ahn, N. H. T. Chau, and D. Q. Truong, "Robust force control of a hybrid actuator using quantitative feedback theory," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, No. 12, pp. 2048-2058, 2007.
- 2) D. N. C. Nam, J. I. Yoon, K. K. Ahn, "Position control of Electro hydrostatic actuator (EHA) using a modified back stepping controller," *Journal of The Korean Society for Fluid Power & Construction Equipments* Vol. 9, No. 3, pp. 16-22, 2012.
- 3) J. S. Kam, D. H. Oh, I. Y. Lee, J. W. Kim, and H. C. Lee, "Synchronization Control of Two Hydraulic Cylinders Using Feedback Linearization Compensator and Disturbance Observer," *Journal of The Korean Society for Fluid Power & Construction Equipments*, Vol. 10, No. 3, pp. 14-20, 2013.
- 4) M. Tomizuka, J. S. Hu, T. C. Chiu, and T. Kamano, "Synchronization of two motion control axes under adaptive feedforward control," *Transaction of American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 114, No. 2, pp. 196-203, 1992.
- 5) M. Uchiyama and Y. Nakamura, "Symmetric Hybrid Position/Force Control of Two Cooperating Robot Manipulators, *Proceedings of*

- 1988 IEEE International Workshop on Intelligent Robots and Systems,” pp. 515-520, 1988.
- 6) S. H. Park, J. M . Lee, and J. S. Kim, “Robust control of pressure in a control-cylinder with direct drive valve for the variable displacement axial piston pump,” Proc. IMechE, Vol. 223, Part I: J. Systems and Control Engineering, pp. 455-465, 2009.
- 7) H. E. Merritt, “Hydraulic Control Systems,” John Wiley & Sons, pp. 145-150, 1966.