

◆ 특집 ◆ 방산제품 설계 및 시험

펌프 가변제어기반 유압시스템의 피드백 제어

A Feedback Control of Pump-Controlled Electro-Hydrostatic Actuation System

유재관^{1,✉}, 서형태²
Jae-Kwan Ryu^{1,✉} and Hyung-Tae Seo²

¹ LIG 넥스원 기계연구개발 (Mechanical R&D Laboratory, LIGNex1 Co., Ltd.)

² 한국과학기술원 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology)

✉ Corresponding author: jaekwan.ryu@gmail.com, Tel: +82-31-8026-4856

Manuscript received: 2016.8.29. / Revised: 2016.9.26. / Accepted: 2016.9.27.

This paper presents a position control strategy for a pump-controlled electro-hydrostatic actuator (EHA) using feedforward control with disturbance compensation. As the disturbance observer is used to estimate nonlinear dynamics of EHA, which has valve-opening conditionals, as well as external disturbances, an additional feedforward control is adopted to achieve rapid response. The effectiveness of the proposed control strategy is verified through experiment using an EHA test bench. The proposed controller shows better tracking performance compared with a conventional PID controller.

KEYWORDS: Pump-Controlled hydraulic system (펌프제어기반 유압시스템), Disturbance observer (외란관측기), Powered exoskeleton (착용형 근력증강로봇)

1. 서론

기계 시스템 및 전자 분야(특히, 로봇)^{1,2} 등에서 정밀한 제어를 위해 사용하는 전동식 구동 시스템은 무게 대비 낮은 출력 비, 감속기 적용으로 인한 필드로봇 분야에서 요구되는 구동속도와 출력을 동시에 만족하기 어렵다. 따라서, 모터-감속기 기반의 구동시스템을 대체하는 새로운 개념의 구동 시스템이 제안되고 있다. 그 중에 유압 구동 시스템은 구동부의 배치가 모터에 비해 자유롭고, 동일한 용량의 모터보다 구동기 무게 대비 큰 힘과 속도를 낼 수 있다는 장점이 있다.

유압 구동 시스템은 굴삭기의 구동, 크레인 구동 등 매우 큰 힘이 필요한 시스템에서 주로 사용되어오고 있지만, 제어의 복잡성과 큰 비선형성에 의해 큰 힘과 정밀한 제어가 동시에 요구되는 분야에서는 아직까지 기술적인 제한으로 적용을 하지 못해왔다. 하지만, 세계적으로 유압로봇의 연구를 활발하게 수행하는 대표적인 연구 그룹인 Boston Dynamics에서는 최근 성공적인 유압 위치/힘 제어를 통해, BigDog과 WildCat, Spot, Atlas, Petman과 같은 로봇의 부드럽고 빠른 동작을 구현하였으며 그 가능성을 확인시켜주고 있다.

항공분야에서 적용되던 펌프 제어 기반

Electro-Hydraulic Actuator (EHA) 개념은 다양한 시스템 (Pump-Controlled Electro-Hydraulic Actuator, Electro-Hydrostatic Actuator, Variable-Speed Pump-Controlled Hydraulic Servo-System 등)에 확대되고 있다. 기존 서보 밸브 제어 방법과는 달리, 펌프와 연결된 모터를 제어하여 모터의 출력을 직접적으로 유압 실린더의 출력으로 이동시킴으로써, 높은 기동성과 효율을 얻을 수 있게 됐다. 이러한 장점 때문에, 현재 다양한 연구그룹에서 펌프 제어 기반 EHA를 상용화하기 위해 지속적으로 개발되고 있다.

일반적으로 유압 시스템을 설계하거나 제어할 경우, 유압 시스템이 갖고 있는 밸브, 실린더, 유압 관로에서 마찰 등의 비선형성이 고려해야 하며, 특히 펌프 제어 기반 EHA를 제어할 시에는 펌프, 밸브 및 밸브의 동역학이 고려하여야 한다. 복동 편로드 실린더를 적용하는 경우에는 양방향 유량 차이로 유압제어 설계가 더욱 복잡해진다. 높은 출력 등 좋은 특성을 가짐에도 불구하고 유압시스템의 위치/힘 추종제어 기법에 대한 다양한 시도가 필요하다.^{3,5}

본 논문에서는 펌프 제어 기반 EHA의 위치 제어 기법을 제안하고 EHA 유압 회로의 유압 시뮬레이션 모델을 수립하고 실험을 통해 검증을 통해 제어전략의 유효성을 확인하고자 한다.

2. 펌프가변제어 유압시스템의 모델

2.1 유압회로 구성

밸브의 방향-비례 제어를 통하여 작동유 방향과 유량을 제어하는 일반적인 서보밸브 기반 유압 시스템과 달리, 펌프 제어 기반 EHA 구동 방식은 폐회로 유체 정역학적 전달의 원칙하에 작동되며, 양방향 펌프, 모터, 축압기, 실린더, 체크밸브, 릴리프밸브 등을 적용하여 전체 유압 구동시스템을 폐회로 형태로 구현할 수 있다. 펌프 제어 기반 EHA 구동 방식은 유압 실린더 로드 위치와 속도를 전기 모터의 구동방향과 속도를 변경시킴으로써 제어할 수 있어 실린더 구동속도와 유압시스템의 효율을 기존 유압시스템 대비 극대화할 수 있다.

본 논문에서 활용된 유압시스템은 Fig. 1과 같이 BLDC모터, 양방향 기어 유압펌프, Pilot-Operated Check Valve, Accumulator, Relief Valve, 압력 센서, 복동 편로드 실린더 등으로 구성하여 펌프 가변 속도제어 방식에 대한 제어기 설계가 가능하도록 구성하였다.

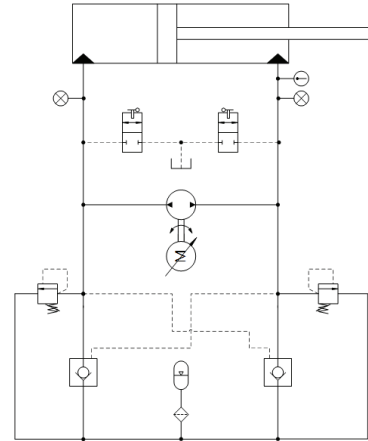


Fig. 1 Block diagram of pump-controlled EHA system

2.2 유압 구성품의 유량식 도출

2.2.1 유압펌프

유압 펌프는 모터의 속도에 비례하는 유량이 나오고, 양쪽 압력 차이에 의한 누출의 유량이 새는 다음과 같은 식으로 나타내어진다.

$$\begin{aligned} Q_{p,inlet} &= Q_{p,P} - Q_{p,leak} = D_p \dot{\theta}_p - k_{p,leak} \tilde{P}_p \\ &= -Q_{p,outlet} = -(Q_{p,T} - Q_{p,leak}) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 양쪽의 압력 차이는 다음과 같다.

$$\tilde{P}_p = P_1 - P_2 \quad (2)$$

그리고 Hagen-Poiseuille coefficient는 다음과 같다.

$$k_{p,HP} = \frac{D_p \dot{\theta}_{p,nom} (1 - \eta_{p,V}) v_{f,nom} \rho_f}{P_{p,nom}} \quad (3)$$

따라서 누출 계수는 식(4)와 같고,

$$k_{p,leak} = k_{p,HP} / v_f \rho_f \quad (4)$$

최종 출력 토크는 다음과 정의할 수 있다.

$$T_p = D_p \tilde{P}_p / \eta_{mech} \quad (5)$$

2.2.2 전기모터

전기 모터는 시뮬레이션 모델을 단순화하기 위해 속도추종이 가능하다고 가정하여 모델을 수립하였다. BLDC 모터에 대한 동적 모델을 추후 연구

에서 고려할 예정이다.

$$\dot{\theta}_p = K_m u \quad (6)$$

여기서 K_m 은 전압과 속도 사이의 관계를 나타내는 가중치이다.

2.2.3 Pilot-Operated Check Valve

파일럿 작동형 체크밸브의 유량식은 다음과 같다.

$$q_{poc} = C_D A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{p}{(p^2 + p_{cr}^2)^{1/4}} \quad (7)$$

밸브 입출력 단(P_A, P_B)의 압력차를 다음과 같이 두면

$$p = p_A - p_B \quad (8)$$

유효 압력에 따른 밸브 Orifice 단면적은 다음과 같다.

$$A(p) = \begin{cases} A_{leak} & p_e \leq p_{crack} \\ A_{leak} + k(p - p_{crack}) & p_{crack} < p_e < p_{max} \\ A_{max} & p_e \geq p_{max} \end{cases} \quad (9)$$

밸브 게인 계수는 다음과 같다.

$$k = \frac{A_{max} - A_{leak}}{p_{max} - p_{crack}} \quad (10)$$

순간적인 Orifice 지름은 다음과 같다.

$$D_H = \sqrt{\frac{4A(p)}{\pi}} \quad (11)$$

밸브 유체의 특성을 나타내는 기준 압력은 다음과 같다.

$$p_{cr} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Re_{cr} \nu}{C_D D_H} \right)^2 \quad (12)$$

2.2.4 Accumulator

축압기의 유량식은 다음과 같다.

$$q_{ac} = \frac{dV_F}{dt} \quad (13)$$

축압기 내의 유체 체적 식은 다음과 같다.

$$V_F = V_T \left(1 - \left(\frac{p_{pr} + p_A}{p_F - p_{HS} + p_A} \right)^{1/k} \right) \quad (14)$$

축압기 내의 유체 챔버 Capacity 식은 다음과 같다.

$$V_C = V_T - V_{dead} \quad (15)$$

다음과 같은 변수들의 의해,

$$q_F^+ = \begin{cases} q_F & q_F \geq 0 \\ 0 & otherwise \end{cases}, \quad (16)$$

$$q_F^- = \begin{cases} q_F & q_F < 0 \\ 0 & otherwise \end{cases} \quad (17)$$

Hard-stop 압력은 다음과 같이 정해진다.

$$p_{HS} = \begin{cases} K_s(V_F - V_C) + K_d q_F^+(V_F - V_C) & V_F \geq V_C \\ K_s V_F - K_d q_F^- V_F & V_F \leq 0 \\ 0 & otherwise \end{cases} \quad (18)$$

2.2.5 Relief Valve

릴리프 밸브의 거동은 유량 식은 다음과 같다.

$$q_{rv} = C_D A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{p}{(p^2 + p_{cr}^2)^{1/4}} \quad (19)$$

밸브 입출력 단의 압력차를 다음과 같이 두면

$$p = p_A - p_B \quad (20)$$

압력차에 따른 밸브 Orifice 단면적은 다음과 같다.

$$A(p) = \begin{cases} A_{leak} & p \leq p_{set} \\ A_{leak} + k(p - p_{set}) & p_{set} < p < p_{max} \\ A_{max} & p \geq p_{max} \end{cases} \quad (21)$$

밸브 게인 계수는 다음과 같다.

$$k = \frac{A_{max} - A_{leak}}{p_{reg}} \quad (22)$$

순간적인 Orifice 지름은 다음과 같다.

$$D_H = \sqrt{\frac{4A(p)}{\pi}} \quad (23)$$

밸브 유체의 특성을 나타내는 기준 압력은 다음과 같다.

$$p_{cr} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Re_{cr} v}{C_D D_H} \right)^2 \quad (24)$$

2.3 유압회로의 동적모델

앞 절에서 정의한 유량 식들을 가지고 전체 회로 동적 모델을 만들 수 있다. 전체 유압시스템의 유량의 흐름은 Fig. 2와 같다.

그림에서 보듯이, 3개의 압력 노드가 존재한다. 각 압력 노드마다 한 개의 1차 동적 모델이 유량-압력 관계식을 이용해서 다음과 같이 만들어 진다.

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta_f}{V_{1,0} + A_{act,1} x_{act}} (Q_{p,p} - Q_{p,leak} - Q_{rv1} + Q_{poc1} - A_{act,1} \dot{x}_{act}) \quad (25)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta_f}{V_{2,0} - A_{act,2} x_{act}} (-Q_{p,r} + Q_{p,leak} - Q_{rv2} + Q_{poc2} + A_{act,2} \dot{x}_{act}) \quad (26)$$

$$\dot{P}_3 = \begin{cases} \frac{\beta_f}{V_3} (Q_{rv1} + Q_{rv2} - Q_{poc1} - Q_{poc2}) \\ \frac{\beta_f}{V_{3,0} + \Delta V_{acc}} (Q_{rv1} + Q_{rv2} - Q_{poc1} - Q_{poc2} + Q_{acc}) \end{cases} \quad (27)$$

여기서 β_f 는 유효 Bulk Modulus로 압력과 온도에 따라 변하는 매개변수이다. 그리고 실린더 로드의 동역학은 다음과 같이 구해진다.

$$m_{eff} \ddot{x}_{act} + k_{act} x_{act} = (A_{act,1} P_1 - A_{act,2} P_2) - \left(\underbrace{K_{mM} (P_1 - P_2)}_{\text{Mechanical friction}} + \underbrace{K_{vM} \mu \dot{x}_{act}}_{\text{Viscous friction}} + \underbrace{K_{hM} \dot{x}_{act}^2}_{\text{Hydro-kinetic friction}} + \underbrace{F_{sM}}_{\text{Static friction}} \right) \quad (28)$$

Hydro-mechanical loss (Actuator)

2.4 비선형 마찰모델 및 Dead-Zone

동적 특성을 갖는 동적 시스템 (Dynamic System)에서 마찰 모델은 전체 시스템의 제어 측면에서 매우 중요하게 고려되어야 한다. 하지만, 시스템에 따른 마찰의 동적 특성이 다르고 복잡하기 때문에 수학적 모델로 표현하기에 어려움이 크다.

본 논문에서 다루고자 하는 EHA 유압 시스템의 경우 다양한 요소에서 마찰 특성을 파악할 수 있다. 우선적으로 펌프의 회전 과정에서 발생하는

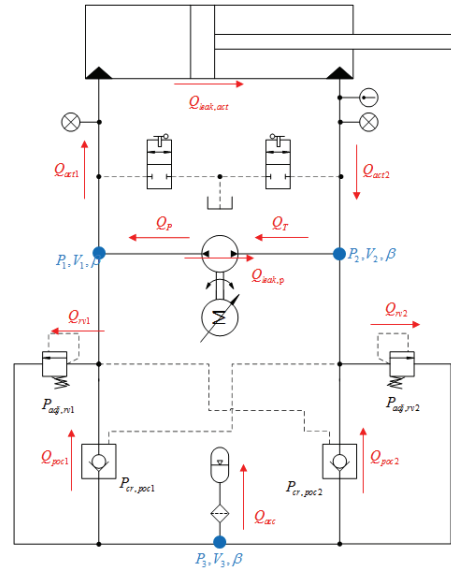


Fig. 2 Flow diagram of pump-controlled EHA system

펌프와 유체의 흐름에 대한 마찰이 있을 것이다. 또한 유체가 유관 내부에서 흐르는 과정에서의 유체 전단력에 의한 마찰, 그리고 마지막으로 피스톤-실린더 유압 구동기에서의 마찰이 크게 다뤄져야 한다. 본 논문에서는 정적 마찰 모델 (Static Friction Model)은 Stribeck Curve기반의 속도에 따른 마찰력 모델과 동적 마찰모델 (Dynamic Friction Model)은 강성과 감쇠 그리고 점성이 포함된 모델을 활용하였다. 아울러, 유체의 관성에 의한 Dead-Zone은 펌프에서의 Dead-Zone과 유압실린더에서의 Dead-Zone으로 크게 2가지로 구분되며 대표적인 비선형성을 나타내는 요인 중에 하나이다.

Dead-Zone의 경우 마찰력과 마찬가지로 시스템 개선을 통해 없애기 어려운 특성이기 때문에, 제어적인 관점에서 Dead-Zone에 의한 영향을 없애야 한다. 특히, Dead-Zone에 대한 모델이 정확히 확립된다면, 역모델을 이용하여 제어기에 인가함으로써 시스템에서 Dead-zone으로 인해 발현되는 비선형성을 줄일 수 있다. 따라서 Dead-Zone에 대한 정확한 모델 수립이 매우 중요하며 Feed-Forward 제어를 통해 보상되어야 한다.

3. 외란 관측기 기반 제어기 설계

펌프 기반 EHA 시스템은 기존 서보밸브 기반 회로와 마찬가지로 여러 요소의 비선형성을 갖고

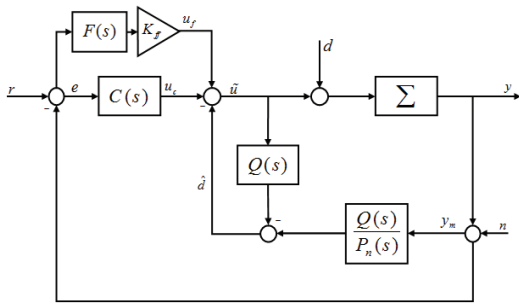


Fig. 3 Block diagram of joint-controller for pump-controlled EHA system

있으나, 전체시스템 모델링 시 선형적으로 표현할 수 있기 때문에 복잡한 제어를 쓰지 않고도 간단한 제어전략을 수립할 수 있다.^{6,7}

간단한 제어기 하나만으로는 한계가 있는 유압 시스템에 대해 외란 관측기가 적용되었을 때에는 안정성을 보장하는 단일 제어기가 가질 수 있는 최대한의 강인성을 제공함으로써 본 유압 회로를 다룰 수 있을 것이라 생각된다. Feed-Forward 제어기를 병렬로 적용함으로써 전체 시스템의 반응성을 높일 수 있을 것으로 판단된다. 본 논문에서 제안하는 피드백 제어기의 블록도는 Fig. 3과 같다.

3.1 시스템 불확실성 및 입력 외란 보상

시뮬레이션 모델과 달리 실제 시스템이 비선형 시스템이기 때문에, 선형화된 시스템과 실제 시스템 간의 차이가 제공하는 강인 안정성 이상으로 벗어나면 Closed-Loop 시스템이 발산하게 되므로 그 차이가 작은 시스템에 본 논문에서 제안하는 제어전략이 적용 가능하다.

외란 관측기가 작동하여 정상 상태에 도달할 경우, 실제 비선형 시스템이 선형화된 시스템처럼 동작을 하게 해서 기존의 PID로부터 원하는 성능을 제공하게 되며, 보다 빠른 시스템 반응성을 위해 간단히 선형 시스템의 역을 사용하는 Feed-Forward 제어를 적용할 수 있다.

3.2 시스템 불확실성 및 입력 외란 보상

Feed-Forward 제어의 가장 큰 장점은 추가적인 반응성을 제공한다는 것인데, 그 사용이 제한되는 것은 실제 모델이 정확해야 한다는 것이다. 이를 위해, 실제 비선형 시스템의 역을 사용할 수 있으나, 그 경우 계산이 상당히 복잡해지고 펌프 기반 EHA에서 사용되는 조건문이 들어간 밸브 유량식

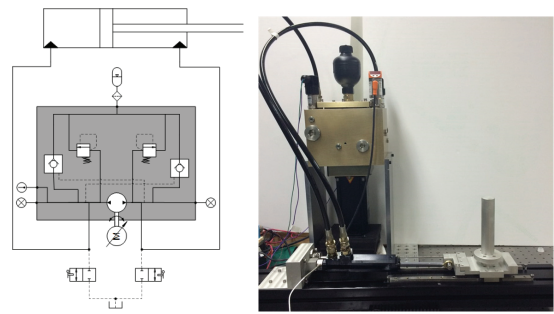


Fig. 4 Configuration for pump-controlled EHA system

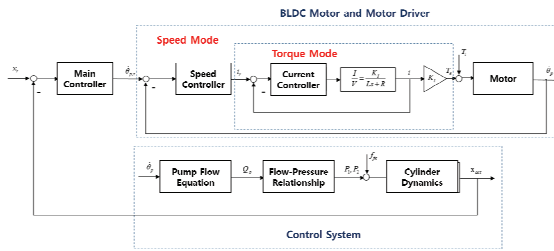


Fig. 5 Control block diagram of joint controller based on motor speed

에 의해 구현이 어렵다.

하지만, 앞서 말했듯이, 외란 관측기에 의해 내부 루프가 선형화된 시스템처럼 동작하게 되면 선형 시스템의 역을 사용하는 Feed-Forward 제어기의 사용이 가능해진다.

3.3 실험장비 구성

제안한 제어를 적용하여 실험을 하기 위하여 Figs. 4와 5와 같이 시스템을 구성하였다.

3.4 유압실린더 위치제어 (PID+FF+DOB)

제안된 제어전략의 성능을 확인하고자 시뮬레이션과 실험을 수행하였다.

제어기 성능 시뮬레이션은 실린더의 위치 Reference로 Sine 형태의 0.05 m, 0.3 Hz를 인가했었다. 외부 입력 외란은 Sine 형태의 1 V, 0.1 Hz로 설정하였다. 단순히 PID만을 사용한 결과보다 외란에 강인한 것을 알 수 있고 추정된 외란은 Fig. 7에 확인할 수 있다. Feed-Forward까지 인가함에 따라, 외란관측기가 실제 시스템을 Nominalize 시키고 그 시스템을 Feed-Forward가 반응성을 높이면서 가장 좋은 성능을 보임을 확인할 수 있다.

제어기 성능 실험은 앞서 소개한 실험장비를

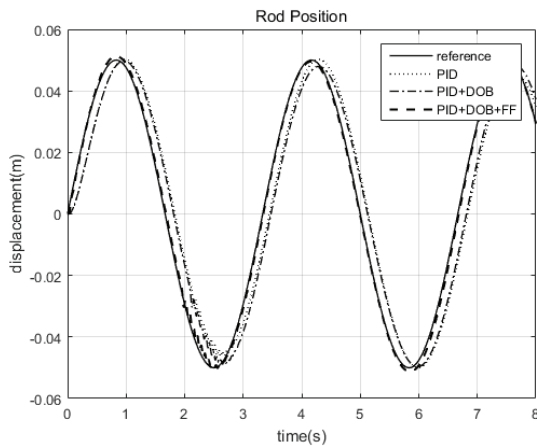


Fig. 6 Simulation results of proposed controller (with 0.05 m, 0.3 Hz sine wave)

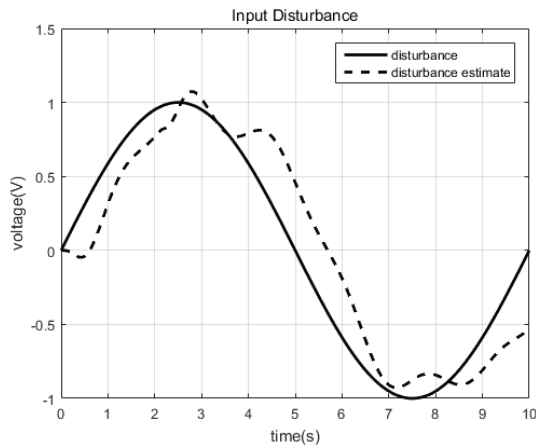


Fig. 7 Input disturbance (1 Volt, 0.1 Hz) & Estimated disturbance

활용하여 실린더 위치제어 Reference 입력을 Sine Wave (0.03 m, 0.5 Hz)으로 하였을 때 단순히 PID 제어기만 사용한 결과보다 반응성이 확실히 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 외란에 강인함을 확인할 수 있었다. 외부 입력 외란은 Sine Wave 형태로 1 V, 0.1 Hz로 설정하였다. PID만 사용한 결과보다 외란과 반응성이 향상된 것을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 논문을 통해 펌프 가변제어기반 유압시스템의 구성품에 대한 시뮬레이션 모델을 수립하였고

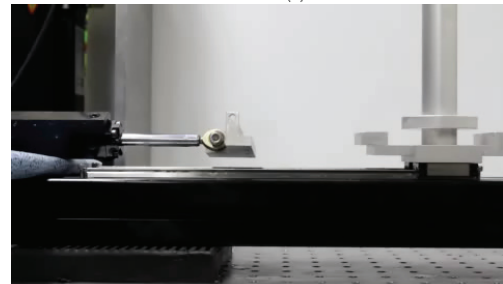
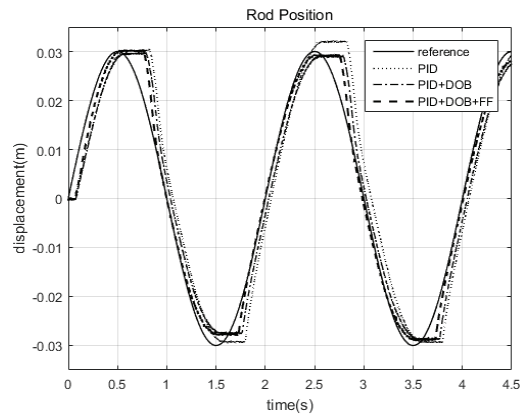


Fig. 8 Experimental Results of Proposed Controller (with 0.03 m, 0.5 Hz sine wave)

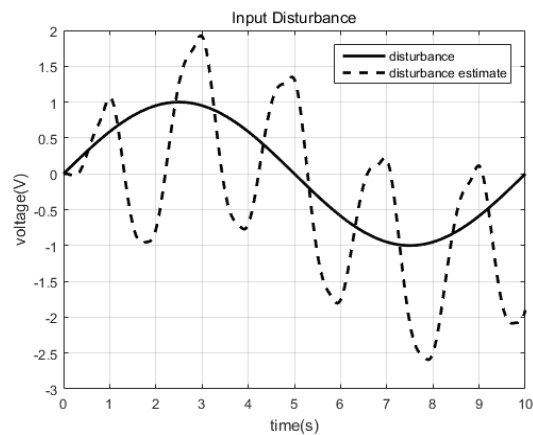


Fig. 9 Input disturbance (1 Volt, 0.1 Hz) & Estimated disturbance

편로드 유압실린더의 위치제어에 외란 관측기 (Disturbance Observer)와 Feed-Forward 제어기를 통합 적용하여 반응성과 강인성을 동시에 향상시키는 제어전략을 제시하였다. EHA의 비선형 동역학을 보상하기 위해 4차 비선형 시스템을 선형화한 모델

기반 외란 관측기가 채택되었고, 그로 인해 공칭화된 모델 기반 Feed-Forward 제어기를 추가하였다.

기존 PID 제어기와의 실험 비교를 통해 제안한 강인 제어 전략의 효용성이 확인하였다. 추후 연구 및 비교실험을 통해 제안된 제어기의 성능을 검증하고자 한다.

후 기

본 논문은 LIG넥스원 산학지원 프로그램을 통하여 한국과학기술원

기계공학과 김정수 교수, 홍윤표 박사과정과 기초연구를 함께 수행하였음을 알린다.

REFERENCES

1. Kaminaga, H., Tanaka, H., and Nakamura, Y., "Mechanism and Control of Knee Power Augmenting Device with Back Drivable Electro-Hydrostatic Actuator," in Proc. of 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, p. 534, 2011.
2. Bobrow, J. E. and Desai, J., "A High Torque to Weight Ratio Robot Actuator," *Robotica*, Vol. 13, No. 2, pp. 201-208, 1995.
3. Lin, Y., Shi, Y., and Burton, R., "Modeling and Robust Discrete-Time Sliding-Mode Control Design for a Fluid Power Electrohydraulic Actuator (EHA) System," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 18, No. 1, pp. 1-10, 2013.
4. Yao, B. and Tomizuka, M., "Adaptive Robust Control of SISO Nonlinear Systems in a Semi-Strict Feedback Form," *Automatica*, Vol. 33, No. 5, pp. 893-900, 1997.
5. Ahn, K. K., Nam, D. N. C., and Jin, M., "Adaptive Backstepping Control of an Electrohydraulic Actuator," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 19, No. 3, pp. 987-995, 2014.
6. Ohnishi, K., "A New Servo Method in Mechatronics," *Transactions on Japanese Society of Electrical Engineering*, Vol. 107, No. pp. 83-86, 1987.
7. Seo, H. T., Kim, K. S., and Kim, S., "Reinterpretation of Disturbance Observer as an Add-On Controller," *Proc. of 14th International Conference on Control in Automation and Systems*, pp. 1201-1204, 2014.