

# 사역대가 포함된 유압 위치 시스템의 LQG/LTR 제어

## LQG/LTR Control of Hydraulic Positioning System with Dead-zone

김기범\* · 김영식\* · 김인수†

Ki Bum Kim, Yeung Shik Kim and In Soo Kim

**Key Words** : LQG/LTR Control(LQG/LTR제어), Hydraulic Positioning System(유압 위치 시스템), Dead-zone(사역대), Inverse Dead-zone Compensator(역 사역대 보상기)

### ABSTRACT

A LQG/LTR(Linear Quadratic Gaussian/Loop Transfer Recovery) controller with an integrator is designed to control the electro-hydraulic positioning system. Without considering the nonlinearity in the dead-zone, computer simulations are performed and show good performances and tracking abilities with the feedback controller based on the linear system model. However, the performance of the closed loop hydraulic positioning system shows big steady-state error in real system because of the dead-zone. In this paper, the feedback controller with a nonlinear compensator is introduced to overcome the dead-zone phenomenon in hydraulic systems. The inverse dead-zone as a nonlinear compensator is used to cancel out the dead-zone phenomenon. Experimental tests are performed to verify the performance of the controller.

### 1. 서 론

전기 유압 시스템은 단위 무게 당 높은 출력, 높은 강성을 가질 뿐만 아니라 고기능성 전기 유압 서보 밸브의 개발로 고속, 고정밀도의 제어가 가능해져 다양한 산업 분야에 응용되고 있다<sup>(1)</sup>. 그러나 고기능성 서보 밸브는 가격이 비싸고, 작동유의 오염에 민감하기 때문에 일반 산업기계에서 사용하기에는 비경제적인 요소를 안고 있다. 서보 밸브의 이러한 단점을 극복하기 위해 개발된 비례 제어 밸브는 입력 전류의 크기에 비례해 개도량을 조절할 수 있으나 개루프의 한계로 히스테리시스와 비선형성을 야기하게 된다. 또한 유압 서보 시스템의 제어기를

설계할 때에는 실제 플랜트의 수학적 모델링 오차에 따른 모델 불확실성, 사역대(dead-zone), 오일의 온도 · 압력의 변화 등 비선형 요소들을 고려해야 한다<sup>(2)</sup>.

본 연구에서는 이러한 특성을 고려하여 LQG/LTR(linear quadratic gaussian control with loop transfer recovery)기법을 통한 제어기를 설계한다. 또한 유압시스템의 비선형 요소인 사역대를 극복하기 위해 비선형 보상기가 추가된다. 설계된 폐루프 제어 시스템이 모델링 오차, 외란 및 불확실성에 강인하고 응답속도도 향상될 뿐만 아니라 다양한 형태의 기준 입력 신호에 대한 추종성능도 우수함을 실험을 통해 보이고자 한다.

### 2. 전기 유압 시스템 모델링

본 연구를 위해 구성된 시스템은 Fig. 1에 나타낸 것과 같이 유압모터, 감압밸브, 비례 밸브, 파워 엠프, 유압 실린더, LVDT 등으로 구성되어 있다. 밸브는 Vickers 사의 KDG4V 계열 비례 밸브를 이용

† 교신저자; 정회원, 금오공대 기전공학과

E-mail : kiminsoo@kumoh.ac.kr

Tel : (054) 478-7345

\* 금오공대 기전공학과

하였으며 밸브를 구동하기 위한 앰프는 EEA-PAM-520-A14 모델을 이용하였다. Fig. 2는 정밀 위치 제어 시스템의 구성도이다. 단동 유압 실린더의 피스톤 로드 끝에 변위 센서를 설치하여 측정된 변위 신호는 고속 이산 처리 장치(dSPACE 1104)에 입력된다. 제어기는 고속 이산 처리 장치를 통해 제어기 출력을 발생시키고 밸브의 구동 앰프를 거쳐 밸브에 전류를 인가하여 밸브를 구동하게 된다. 제어기의 구동 샘플링 주파수는 밸브의 작동 주파수를 고려하여 500Hz로 정하였다.

전기 유압 시스템의 제어기 설계를 위해 비례 제어 밸브의 동적거동을 비례요소로 이상화시켜 식(1)과 같이 모델링하였고<sup>(3)</sup>, 게인( $K=0.74(\text{m/s}/\text{volt})$ ), 고유진동수( $\omega_n = 59\text{rad}/\text{sec}$ ), 그리고 감쇠비( $\zeta=1.0$ )는 개회로 응답 실험을 통해 규명하였다.

$$G(s) = \frac{K\omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (1)$$

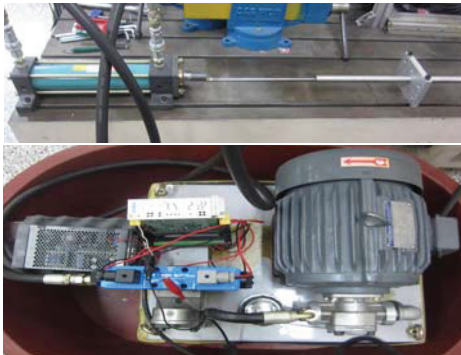


Fig. 1 Experimental equipment.

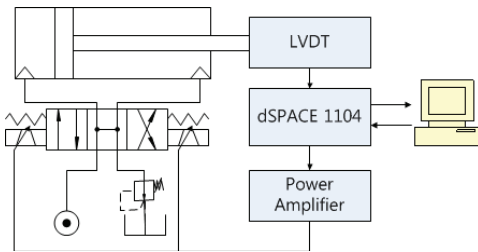


Fig. 2 Schematic diagram of experimental device.

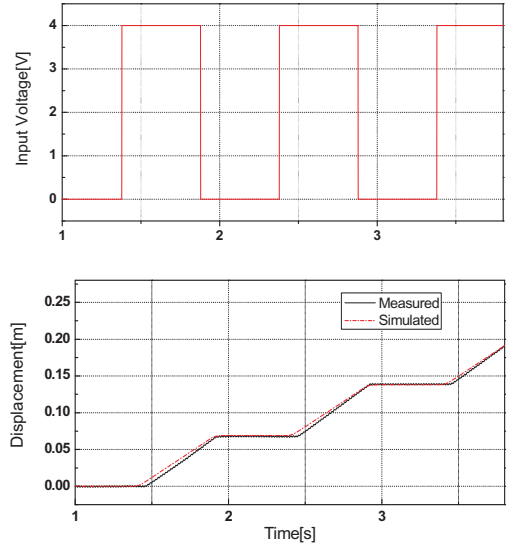


Fig. 3 Comparison of measured and simulated system response.

Fig. 3은 4V의 구형파를 비례 밸브에 가할 때 실린더 전진 방향의 변위를 측정된 결과와 선형 플랜트 모델을 이용하여 시뮬레이션 한 결과를 비교한 것으로 측정값과 시뮬레이션 값이 유사함을 알 수 있다.

### 3. 제어기 이론 및 설계

LQG/LTR 제어이론은 시스템의 주파수 대역 목표 성능 사양과 안정도 및 강인성 문제를 제어기 설계 시에 직접적으로 고려하기 위하여 개발된 대표적인 제어기법으로서 LQG 최적 제어기법으로부터 확대 발전되었고 현재 널리 응용되고 있다. 제어시스템의 설계절차는 크게 2단계로 구분할 수 있는데 첫째 설계 대상 플랜트모델에 대하여 바람직한 루프형성이 되도록 목표필터루프(target filter loop)를 설계한다. 둘째 루프전달회복(loop transfer recovery)을 통하여 설계된 피드백 제어 시스템의 루프형상을 목표필터루프의 형상으로 회복시킨다.

#### 3.1 목표필터루프 설계

외란에 의해 유발되는 정상상태 오차를 제거하고 임의의 다양한 기준입력 신호에 대한 명령 추종

성이 높은 서보 제어시스템을 설계하기 위해 식 (1)에서 규명된 비례 밸브 모델에 식(2)과 같이 적분요소를 첨가한 모델을 설계 플랜트 모델  $G_p$ 로 정의하기로 한다. (Fig. 4 참조).

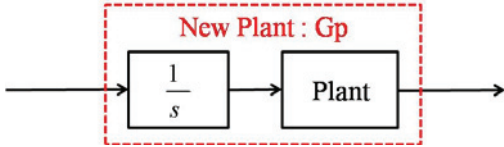


Fig. 4 New plant combined with an integrator.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + L\xi(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + \mu\zeta(t) \end{aligned} \quad (2)$$

여기서  $x$ 는 상태 벡터,  $y$ 는 출력,  $u$ 는 입력이고  $A, B, C, D$ 는 설계 플랜트 모델을 상태방정식으로 나타내기 위한 시스템 행렬이며  $\xi$ 와  $\zeta$ 는 강도  $I$ 인 가상적 백색잡음이고  $\mu$ 와  $L$ 은 설계 계수 행렬이다.

목표 필터 루프를 설계하기 위해 가상적인 센서 잡음에 대한 Kalman 필터를 사용해서 다음과 같이 필터 이득 행렬  $H$ 를 구한다.

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}(t) &= A\hat{x} + Bu + H[y - c\hat{x} - Du] \\ H &= \frac{1}{\mu} PC^T \end{aligned} \quad (3) \quad (4)$$

여기서  $\hat{x}$ 는 관측된 상태벡터이고  $P$ 는 식(5)의 필터대수 Riccati 식으로부터 구한다.

$$AP + PA^T + LQ_1L^T - \frac{1}{\mu} PC^T CP = 0 \quad (5)$$

설계계수  $Q_1$ 은 가중행렬이고  $\mu$ 는 설계 플랜트 모델의 가상적인 센서잡음의 상호분산 크기이다.

$Q_1, \mu, L$ 을 선정하기 위해 Kalman 필터 주파수역 등가(Kalman filter frequency domain equality)<sup>(4)</sup> 관계를 이용하여 목표필터루프의 전달함수 행렬  $G_F$ 를 다음과 같이 근사적으로 구한다.

$$G_F \cong \frac{1}{\sqrt{\mu}} C(sI - A)^{-1} L + D \quad (6)$$

최적루프형성<sup>(5)</sup>을 이용하여 첨가되어 있는 적분요소만 남겨놓고 시스템의 모든 극점을 제거하여 바람직한 목표필터루프를 형성하는 설계계수를  $L$ 을 선정할 수 있다.

### 3.2 루프전달회복

다음의 가격함수  $J$ 를 최소화 하는 LQR(linear quadratic regulator)제어기법을 통하여 제어 이득 행렬  $G$ 를 구할 수 있다.

$$J = \int_0^{\infty} [x^T Q x + u^T \frac{1}{\rho} u] dt \quad (7)$$

$$G = \frac{1}{\rho} B^T K \quad (8)$$

식(8)의 제어이득행렬  $G$ 를 구하기 위해서는 행렬  $K$ 를 결정해야 하는데 이는 다음의 제어대수 Riccati 방정식으로부터 구할 수 있다<sup>(6)</sup>.

식(9)의  $Q_2$ 값과  $\rho$ 를 조정해서 설계된 피드백제어 시스템 루프형상을 목표필터루프형상으로 회복시킬 수 있다. 목표필터루프 설계과정에서 구한  $H$ 와 루프전달회복 과정에서 선정된  $G$ 를 식(10)을 이용하여 결합시킴으로써 제어기 전달함수  $F$ 를 구한다.

$$KA + A^T K + Q_2 - \frac{1}{\rho} K B B^T K = 0 \quad (9)$$

$$F(s) = G(sI - A + BG + HC)^{-1} H + D \quad (10)$$

설계 플랜트 모델을 포함한 LQG/LTR 제어기 구조는 Fig. 5에 나타난다.

## 4. 비선형 보상기

밸브의 스톱이 오리피스를 막아 유압유가 흐르지 않는 구간을 사역대라고 한다. 사역대는 중립점에서의 오버랩을 통해 밸브 마모로 인한 누유를 막을 수 있으므로 밸브 설계시 고려되는 부분이다. 사역대의

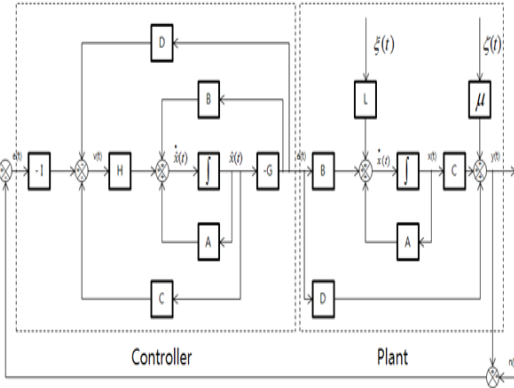


Fig. 5 Structure of the LQG/LTR controller.

$$i_v = \begin{cases} i - I_1 & \text{if } i > I_1, \\ 0 & \text{if } |i| \leq I_1, \\ i + I_1 & \text{if } i < -I_1. \end{cases} \quad (11)$$

비선형성은 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

여기서  $i$ 는 밸브의 슬레노이드에 입력되는 전류이고,  $I_1$ 은 사역대의 폭이며,  $i_v$ 는 사역대를 통과한 밸브의 입력 전류이다.

사역대가 존재하는 유압 위치 시스템에서 선형 제어기만을 사용한다면 고정밀의 추종 성능을 갖기는 매우 어렵다. 본 연구에서는 이러한 사역대를 극복하기 위해 식 (12)와 같이 역 사역대(inverse dead-zone)<sup>(7,8)</sup>를 이용한 비선형 보상기를 적용하였다.

$$i = \begin{cases} i_d + I_1 & \text{if } i_d > 0, \\ 0 & \text{if } i_d = 0, \\ i_d - I_1 & \text{if } i_d < 0. \end{cases} \quad (12)$$

여기서  $i_d$ 는 제어기에서 역사역대로 입력되는 전류이다. 전류비선형 보상기의 구조는 Fig. 6 과 같이 나타낼 수 있다.

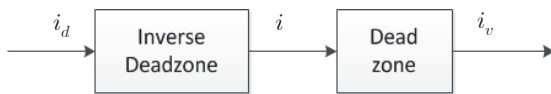


Fig. 6 Compensation of dead zone effect.

## 5. 운동 제어 실험

시행착오법을 통해서 바람직한 목표 필터 루프의 설정과 회복을 위한 설계값들을 Table 1과 같이 설정하였다. 설계된 주파수 대역에서의 목표 성능사양은 Fig. 7과 같으며 설계된 피드백 제어 시스템 루프 형상이 목표 필터 루프 형상으로 회복된 것을 알 수 있다.

페루프 제어시스템의 주파수 대역 성능을 제어 전 시스템과 시뮬레이션을 통해 비교한 것이 Fig. 8에 나타나 있다. 그림을 통해 전체적으로 주파수 대역폭이 향상된 것을 확인할 수 있다.

Table 1 Design parameters of LQG/LTR controller

Parameter	Design value
$\mu$	1/8
$Q_1$	$1 * CC^T$
$\rho$	1e-8
$Q_2$	$1 * CC^T$

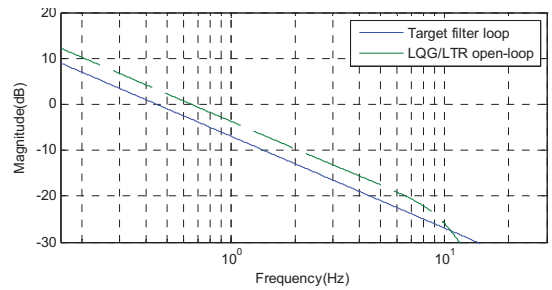


Fig. 7 FRF of the target filter loop and the open loop system.

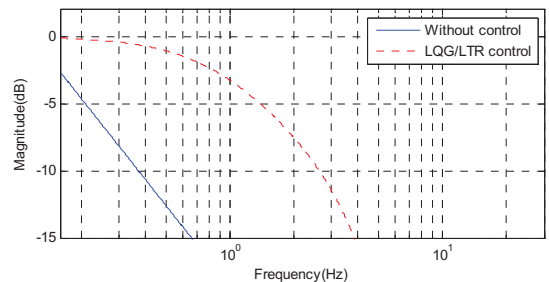


Fig. 8 FRF of identified system without control and Simulated FRF of closed loop system.

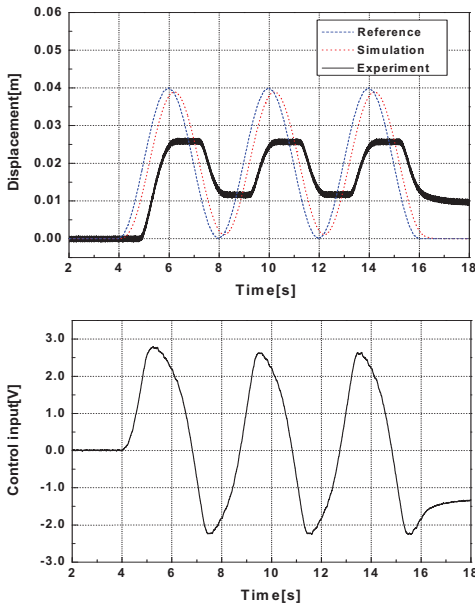


Fig. 9 Response of the closed loop control system without dead-zone compensator to sine input and control input.

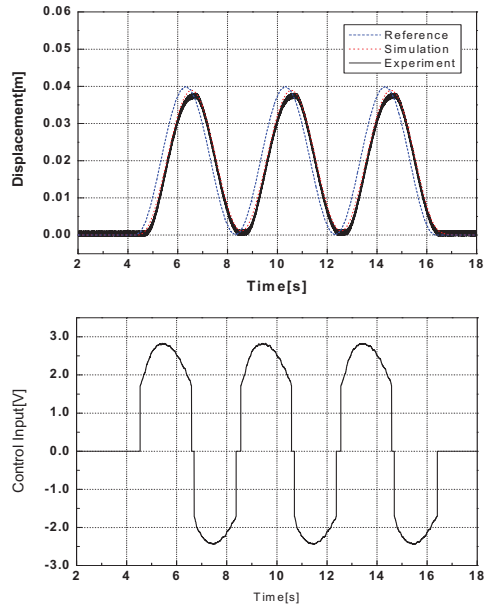


Fig. 11 Response of the closed loop control system with dead-zone compensator to sine input and control input.

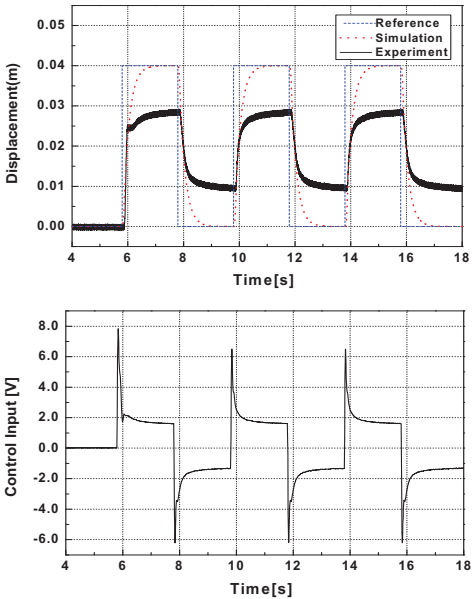


Fig. 10 Response of the closed loop control system without dead-zone compensator to square input and control input.

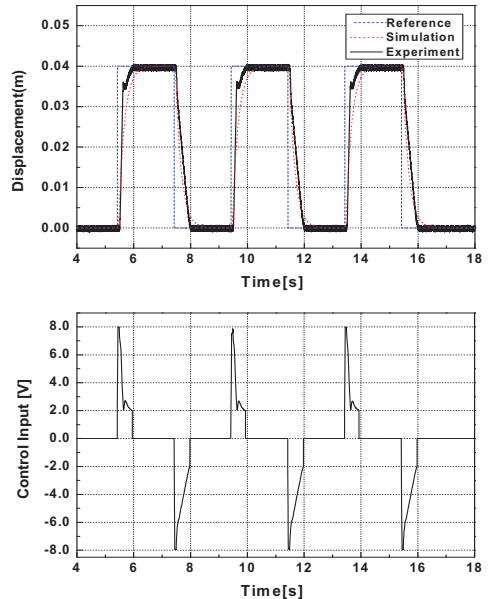


Fig. 12 Response of the closed loop control system with dead-zone compensator to square input and control input.

Fig. 9 및 Fig. 10은 페루프 제어 시스템에 0.25Hz 정현파와 사각파를 인가했을 때 시뮬레이션

및 실험결과들이다. 시스템이 비선형 요소인 사역대를 고려하지 않

고 선형으로 모델링되었기 때문에 이 모델을 기반으로 설계된 LQG/LTR 제어기는 기준입력을 잘 추종하고 있다. 하지만 실제 시스템에서는 사역대가 존재하므로 Fig. 10의 제어입력을 참고해 볼 때 약 0~1.8V까지는 전압을 가해도 시스템의 응답이 없는 것을 확인할 수 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 본 연구에서는 식(12)의 역 사역대를 이용한 비선형 보상기를 적용하였다. Fig. 11과 Fig. 12는 비선형 보상기를 적용한 페루프 제어 시스템에 0.25Hz의 정현파와 사각파를 인가했을 때의 제어 시스템의 응답을 보인 것으로서 사역대가 적절히 극복되었고 기준입력에 대한 명령 추종성도 우수함을 확인할 수 있다.

### 3. 결 론

본 논문에서는 비선형성을 가진 유압 위치시스템에 안정도 및 강인성을 부여하기 위하여 LQG/LTR 제어 기법을 적용하였다. 사역대를 포함하지 않는 선형 시스템 모델에 기반한 피드백 제어계의 시뮬레이션 결과는 주파수 대역폭과 기준입력 추종 능력에서 좋은 성능을 보여 주었으나 실제 유압 시스템에 동일한 피드백 제어기를 적용했을 때 사역대의 존재로 인하여 큰 정상상태 오차가 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 사역대를 극복하기 위해 본 논문에서는 비선형 보상기의 하나인 역 사역대를 도입하였고 LQG/LTR 피드백 제어기와 결합했을 때 우수한 명령 추종 능력을 보임을 확인할 수 있었다.

### 참 고 문 헌

(1) Vladimir Milić, Željko Šitum and Mario Essert, 2010, Robust H infinite position control synthesis of an electro-hydraulic servo system, ISA Transactions 49, pp. 535~542.

(2) Kim, J. T. and Kim, M. S., 1998, Self-Tuning Controller design for the motion control of a Single Rod Hydraulic Cylinder, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 8, No. 3, pp. 441~449.

(3) Cho, S. H. and Lee, M. W., 2011, Simple

Adaptive Position Control of a Hydraulic Cylinder-load System Driven by a Proportional Directional Control Valve, Journal of the Korean Society for Precision Engineering Vol. 28, No. 8, pp. 936~941.

(4) Athans, M., 1986, Lecture Notes on Multivariable Control System, M.I.T.

(5) Kim, J. S., 1987, Nonlinear Multivariable Control Using Statistical Linearization and Loop Transfer Recovery, Ph. D. Thesis, Dept. of Mechanical Engineering, M.I.T.

(6) Han, S. I. and Kim, J. S., 2003, Nonlinear quadratic Gaussian control with loop transfer recovery, Mechatronics 13, pp. 273~293.

(7) G.P. Liu and S. Daley, 2000, Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems, Control Engineering Practice 8, 1045~1053

(8) Tao, G. and Kokotovic, P. V., 1996, Adaptive control of systems with actuator and sensor nonlinearities, New York, Wiley.