

주파수역 성능을 고려한 유압 위치시스템의 강인 적응 제어

김기범^a, 김인수^{a*}**Robust Adaptive Control of Hydraulic Positioning System Considering Frequency Domain Performance**Ki-Bum Kim^a, In-Soo Kim^{a*}^a Department of Mechatronics, Kumoh National Institute of Technology Daehak-ro 61, Gumi Gyeongbuk 730-701, Republic of Korea**ARTICLE INFO***Article history:*

Received	27	August	2013
Revised	12	March	2014
Accepted	17	March	2014

Keywords:

Robust MRAC

LQG/LTR

Load variation

ABSTRACT

In this paper, a robust MRAC (model reference adaptive control) scheme is applied to control an electrohydraulic positioning system under various loads. The inverse dead-zone compensator in the control system cancels out the dead-zone response, and an integrator added to the controller provides good position-tracking ability.

LQG/LTR (linear quadratic Gaussian control with loop transfer recovery) closed-loop model is used as the reference model for learning the MRAC system. LQG/LTR provides a systematic technique to design the linear controller that optimizes the objective function using some compromise between the control effort and the system performance in the frequency domain.

Different external load tests are performed to investigate the effectiveness of the designed MRAC system in real time. The experimental results show that the tracking performance of the proposed system is highly accurate, which offers considerable robustness even with a large change in the load.

1. 서론

고기능성 전기 유압 서보밸브는 피드백 제어와 밸브 시스템의 전체적인 응답성 향상을 통하여 고속 고정밀화 되고 있으나 가격이 비싸고 작동유의 오염에 민감하여 일반 산업기계에서 사용하기에는 비경제적이다. 고가의 서보 밸브의 대체로서 여전히 사용되고 있는 비례 솔레노이드 밸브는 입력 전류의 크기에 비례해 개도량을 조절할 수 있으나^[1,2] 개루프의 한계로 히스테리시스와 비선형성을 야기하게 된다^[3]. 최근 발표된 연구에서는 비례 솔레노이드 밸브 유압계의 경우에도 피드백 제어를 통해 적절한 주파수 대역폭 향상

이 가능하고 LQG/LTR 기법을 통해 제어계의 응답속도를 높일 수 있음을 보여주고 있다^[4]. 한편 LQG/LTR 제어기 설계시 비선형 요소를 상태공간 모델의 외란 관련 행렬에 포함시켜 이들로부터 유발되는 제어기의 안정도 및 강인성 문제를 반영하지만 시스템의 파라미터가 변하는 경우에도 원하는 일정한 응답을 얻는 데는 LQG/LTR과 같은 선형 제어 기법으로는 한계가 있다. 본 연구에서는 이러한 한계를 극복하기 위하여 시스템의 파라미터 변동에 대해서도 자동적으로 제어기 파라미터를 조정하는 적응제어 기법을 유압 위치 시스템에 적용한다. 적응제어 기법 중 가장 일반적인 모델 기준형 적응제어(Model Reference Adaptive Control)를 시

* Corresponding author. Tel.: +82-54-478-7345

Fax: +82-54-478-7319

E-mail address: kiminsoo@kumoh.ac.kr (In-Soo Kim).

시스템에 적용하되 강인성을 고려하며 기준 모델(reference model)은 적분기가 포함된 LQG/LTR 제어계를 이용한다. 이는 LQG/LTR 기법이 주파수 대역에서 제어계의 성능을 목표 성능 필터 설계를 통하여 체계적으로 설정할 수 있는 장점이 있기 때문이다. 또한 본 연구에서는 사역대가 존재하는 유압 시스템의 특성을 고려하여 제어계가 빠른 응답과 고정밀 추종 성능을 갖도록 역사역대를 이용한 비선형 보상기를 추가하였다.

2. 시스템 모델링

본 연구를 위해 구성된 시스템은 유압모터, 감압밸브, 비례 밸브, 파워 앰프, 유압 실린더, LVDT 등으로 구성되어 있다. 밸브는 Vickers 사의 KDG4V 계열 비례 밸브를 이용하였으며 밸브를 구동하기 위한 앰프는 EEA-PAM-520-A14 모델을 이용하였다. Fig. 1은 정밀 위치 제어 시스템의 구성도이다. 단동 유압 실린더의 피스톤 로드 끝에 변위 센서를 설치하여 측정된 변위 신호는 고속

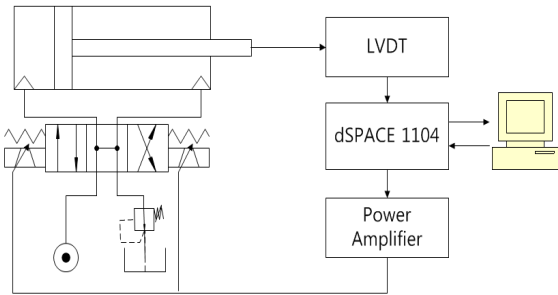


Fig. 1 Schematic diagram of experimental device

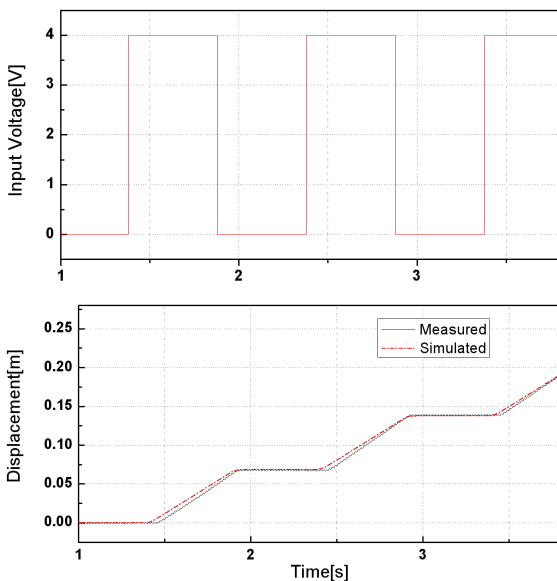


Fig. 2 Comparison of measured and simulated system response

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.

전기 유압 시스템의 제어기 설계를 위해 비례 제어 밸브의 동적 거동을 비례요소로 이상화시켜 식 (1)과 같이 모델링 하였고^[5], 게인($K=0.74(\text{m/s})/\text{volt}$), 고유진동수($\omega_n = 59 \text{ rad/sec}$), 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. 2는 4 V의 구형파를 비례 밸브에 가할 때 실린더 전진 방향의 변위를 측정된 결과와 선형 플랜트 모델을 이용하여 시뮬레이션한 결과를 비교한 것으로 측정값과 시뮬레이션 값이 유사한 것을 볼 수 있다.

3. 적응제어

플랜트의 매개 변수가 정확히 알려져 있지 않거나 시간과 주위 환경에 따라 플랜트가 변하는 경우, 그 미지의 값이나 변화에 스스로를 조정시켜 나갈 수 있는 적응제어가 필요하다.

한편 이상적인 가정에서 적응 시스템의 안정성은 확보될 수 있지만 플랜트에 모델화되지 않은 동특성이 존재하거나 시스템에 잡음이 인가된 경우 강인성을 고려한 적응 제어기 설계가 필요하다. 본 연구에서는 강인성을 확보하기 위해 종래의 MRAC^[6]에 σ -수정법을 도입하였다. σ -수정법은 기존의 적응법칙에 $\sigma\theta$ 항을 첨가시켜 적응 알고리즘의 적분동작을 억제시킴으로써 파라미터 추정치의 발산을 방지하여 안정한 제어계를 구성하는 방법이다^[7,8].

강건성을 고려하지 않은 MRAC와 달리 강건성을 고려한 MRAC는 플랜트에 섭동(perturbation)과 외란(disturbance)이 있다고 가정한다. 식 (2)는 섭동과 외란을 포함한 플랜트 식이다.

$$y_p = G_0(s)(1 + \Delta_m(s))(u_p + d_u) \quad (2)$$

여기서 $G_0(s) = k_p \frac{Z_p(s)}{R_p(s)}$ 이고, $\Delta_m(s)$ 는 섭동, d_u 는 외란이다. 섭동에 대한 가정은 $\Delta_m(s)$ 는 $\Re[s] \geq -\frac{\delta_0}{2}$ 에서 해석적이며, $\delta_0 > 0$ 이다. 기준모델은 식 (3)과 같다.

$$y_m = W_m(s)r = k_m \frac{Z_m(s)}{R_m(s)}r \quad (3)$$

제어 입력 u_p 의 설계는 $\Delta_m(s) \equiv 0$, $d_u \equiv 0$ 인 플랜트를 기준으로 설계하지만 제어 목표는 $\Delta_m(s) \neq 0$, $d_u \neq 0$ 인 조건을 가진 플랜트에서 충족되어야 한다. Fig. 3과 같은 모델 기준 제어를 위한 피드백 제어 법칙을 식으로 표현하면 식 (4)와 같다^[9].

$$u_p = \theta_1^{*T}(t) \frac{\alpha(s)}{\Lambda(s)} u_p + \theta_2^{*T}(t) \frac{\alpha(s)}{\Lambda(s)} y_p + \theta_3^*(t) y_p + c_0^*(t) r \quad (4)$$

여기서, $c_0^* = \frac{k_m}{k_p}$, $\alpha(s) = [s^{n-2}, s^{n-3}, \dots, 1]^T$ 이고, $\Lambda(s)$ 는 n-1 차수 Hurwitz 함수이다. 식 (4)를 상태 공간식으로 나타내면 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_1 &= F\omega_1 + gu_p, \omega_1(0) = 0 \\ \dot{\omega}_2 &= F\omega_2 + gy_p, \omega_2(0) = 0 \\ u_p &= \theta^T \omega \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, $\theta = [\theta_1^T, \theta_2^T, \theta_3, c_0]^T$, $\omega = [\omega_1^T, \omega_2^T, y_p, r]^T$ 이며, θ 는 적응법칙에 의해 온라인으로 생성된다. 적응 법칙을 찾기 위해 에러를 θ^* 에 대한 파라미터 모델로 표현하면 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_p y_p = k_p Z_p (1 + \Delta_m)(u_p + d_u) \quad (6)$$

$$(\Lambda - \theta_1^{*T} \alpha) R_p - k_p (\theta_2^{*T} \alpha + \Lambda \theta_3^*) Z_p = Z_p \Lambda_0 R_m \quad (7)$$

미지의 다항식 $R_p(s), Z_p(s)$ 를 제거하기 위해 식 (6)과 (7)을 정리하면 식 (8)과 같다.

$$\begin{aligned} Z_p (k_p (\theta_2^{*T} \alpha + \Lambda \theta_3^*) + \Lambda_0 R_m) y_p \\ = (\Lambda - \theta_1^{*T} \alpha) k_p Z_p (1 + \Delta_m)(u_p + d_u) \end{aligned} \quad (8)$$

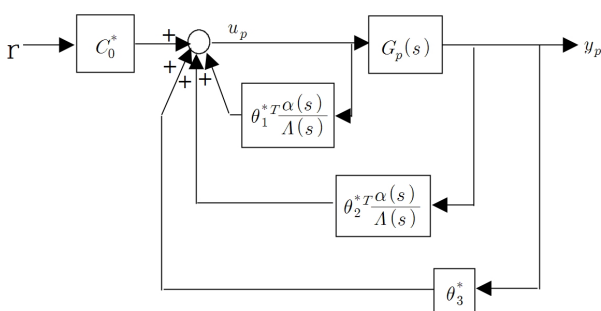


Fig. 3 Structure of the model reference control

식 (8)의 양변에 $\frac{1}{\Lambda Z_p}$ 를 곱하면 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} (\theta_1^{*T} \frac{\alpha}{\Lambda} u_p + \theta_2^{*T} \frac{\alpha}{\Lambda} y_p + \theta_3^* y_p - u_p) \\ = -\frac{k_m}{k_p} W_m^{-1} y_p + \frac{\Lambda - \theta_1^{*T} \alpha}{\Lambda} (\Delta_m(u_p + d_u) + d_u) \end{aligned} \quad (9)$$

식 (9)에 $c_0^* y_m = c_0^* W_m r$ 항을 추가하면 식 (10)과 같다.

$$\begin{aligned} W_m (\theta_1^{*T} \frac{\alpha}{\Lambda} u_p + \theta_2^{*T} \frac{\alpha}{\Lambda} y_p + \theta_3^* y_p + c_0 r - u_p) \\ = -c_0^* y_p + c_0^* y_m + \frac{\Lambda - \theta_1^{*T} \alpha}{\Lambda} W_m(s) (\Delta_m(u_p + d_u) + d_u) \end{aligned} \quad (10)$$

$e_1 = y_p - y_m$ 이고, $\theta^* = [\theta_1^{*T}, \theta_2^{*T}, \theta_3^*, c_0^*]^T$ 이므로 θ^* 에 관한 에러의 파라미터 모델은 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} e_1 &= \rho^* (\theta^{*T} \phi + u_f + \eta + d), \\ \phi &= -W_m(s)\omega, u_f = W_m(s)u_p, \\ \eta &= W_m(s) \frac{\Lambda(s) - \theta_1^{*T} \alpha(s)}{\Lambda(s)} \Delta_m(s) u_p, \\ d &= W_m(s) \frac{\Lambda(s) - \theta_1^{*T} \alpha(s)}{\Lambda(s)} (\Delta_m(s) + 1) d_u \end{aligned} \quad (11)$$

식 (11)과 gradient 방법을 이용한 적응 법칙은 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\theta} &= \Gamma \varepsilon \phi \text{sgn} \left(\frac{k_p}{k_m} \right) - \sigma_s \Gamma \theta, \\ \dot{\rho} &= \gamma \varepsilon \xi - \sigma_s \gamma \rho, \\ \varepsilon &= \frac{e_1 - \rho \xi}{m_s^2}, \xi = \theta^T \phi + u_f, \\ m_s^2 &= 1 + n_d, \dot{n}_d = -\delta_0 n_d + |u_p|^2 + |y_p|^2, \\ n_d(0) &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 σ_s 는 전환 σ -수정을 나타내는 상수이고, $\Gamma = \Gamma^T > 0, \gamma > 0$ 이다. $W_m(s), \frac{1}{\Lambda(s)}$ 은 $\Re[s] \geq -\frac{\delta_0}{2}$ 에서 해석적이기 위해 상수 $\delta_0 > 0$ 이 선택된다.

4. 제어 시뮬레이션 및 실험

4.1 기준 모델 설계

2장에서 규명된 모델에 적분요소를 첨가한 모델을 식 (13)과 같

이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + L\xi(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + u\zeta(t) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서, x 는 상태 벡터, y 는 출력, u 는 입력이고 A, B, C, D 는 설계 플랜트 모델을 상태 방정식으로 나타내기 위한 시스템 행렬 (식 (14))이며, ξ 와 ζ 는 크기 I 인 가상의 백색잡음이고 μ 와 L 은 설계계수 행렬이다.

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} -1.18 \times 10^2 & -3.48 \times 10^3 & -4.03 \times 10^{-7} & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\ B &= \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ C &= [-4.25 \times 10^{-23} \ 2.64 \times 10^{-20} \ 1.55 \times 10^{-15} \ 2.58 \times 10^3] \\ D &= [0] \end{aligned} \quad (14)$$

시행착오법을 통해서 바람직한 목표 필터 루프의 설계와 회복을 위한 설계값들을 Table 1과 같이 설정하였다. 설계된 주파수 대역에서의 목표 성능 사양은 Fig. 4와 같으며 설계된 피드백 제어 시스템 루프 형상이 목표 필터 루프 형상으로 회복된 것을 알 수 있다. 설계된 Kalman 필터 이득과 제어 이득은 식 (15)과 식 (16)과 같이 표현된다.

Table 1 Design parameters of LQG/LTR control

Parameter	Design value
μ	1/8
Q_1	$1 * CC^T$
ρ	$1e^{-8}$
Q_2	$1 * CC^T$

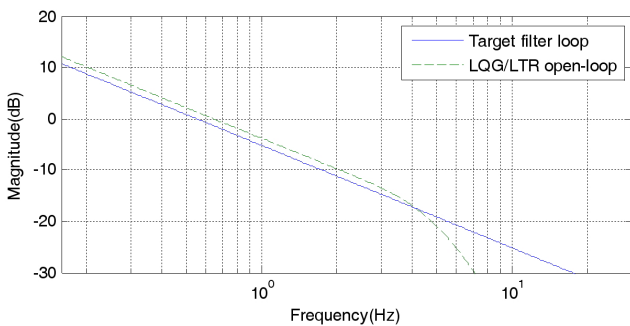


Fig. 4 FRF of the target filter loop and the open loop system

$$H = \begin{bmatrix} 7.24 \times 10^{-14} \\ -8.00 \times 10^{-16} \\ 4.68 \times 10^{-9} \\ 1.90 \times 10^{-3} \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$G = [9.88 \times 10^1 \ 1.65 \times 10^4 \ 1.02 \times 10^8 \ 2.58 \times 10^7] \quad (16)$$

폐루프 제어 시스템의 주파수 대역 성능을 제어 전 시스템과 시뮬레이션을 통해 비교한 것이 Fig. 5에 나타나 있다. 그림을 통해 전체적으로 주파수 대역폭이 향상된 것을 확인 할 수 있다.

4.2 제어 실험

Fig. 6은 본 연구에서 사용된 MRAC의 구조를 나타낸 것으로 빠른 응답과 고정밀 추종 성능을 갖게 하기 위해 역사역대(inverse dead-zone)를 이용한 비선형 보상기를 추가하였다. Fig. 7은 강인성을 고려하지 않은 MRAC계에 0.25 Hz의 정현파를 인가했을 때 모사결과이다. 제어계(y)가 기준모델(y_m)을 잘 추종하고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 0.25 Hz의 정현파를 강인성을 고려하지 않은 MRAC 계에 인가했을 때 실험결과로 시스템의 모델링 되지 않은 동특성과 잡음으로 인하여 불안정한 것을 확인 할 수 있다.

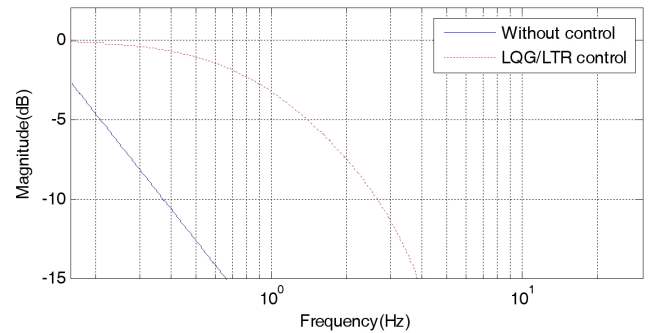


Fig. 5 FRF of identified system without control and Simulated FRF of closed loop system

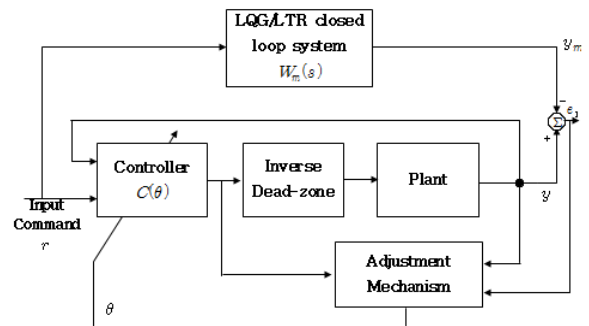


Fig. 6 The Structure of MRAC with inverse dead-zone

Fig. 9은 무부하 상태에서 역사역대 보상기를 추가한 강인 모델 기준 적응제어(Robust MRAC)계에 0.25 Hz의 정현파를 인가하

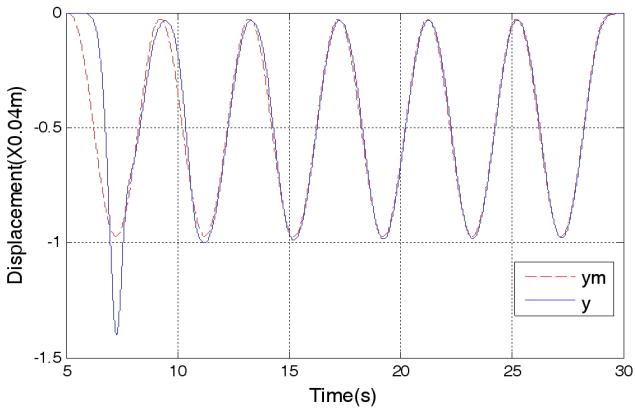
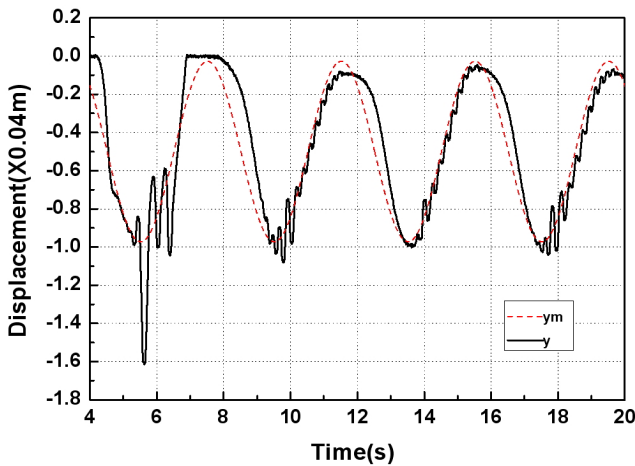
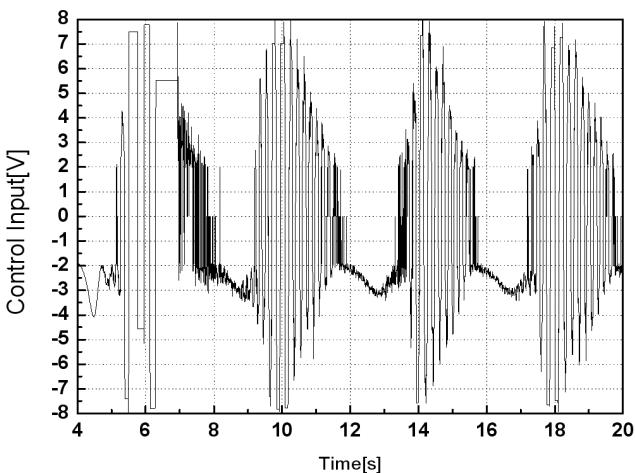


Fig. 7 Simulation response of the MRAC without considering robustness



(a) Response of reference model and plant



(b) Control input

Fig. 8 Experimental response of the MRAC without considering robustness

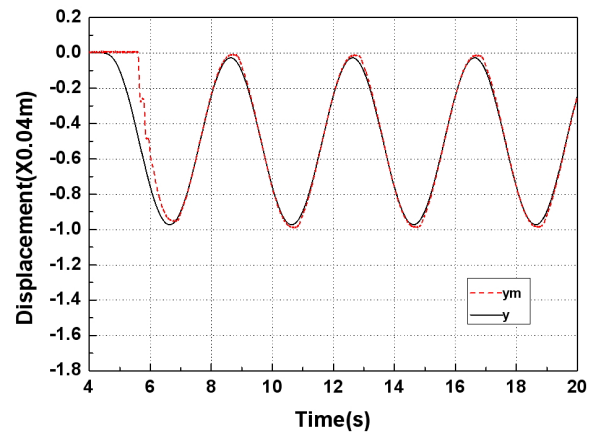
였을 때 제어 실험결과로 비선형 보상기로 인해 사역대 구간에서 빠른 제어 입력이 가해져 제어계가 기준 모델을 안정적으로 추종하고 있음을 확인할 수 있다.

본 절에서는 시스템 파라미터가 변화하는 경우, LQG/LTR 제어 계와 강인성을 고려한 적응 제어계의 응답 특성 분석을 통해 강인성을 고려한 적응 제어계의 장점을 실험을 통해서 입증한다.

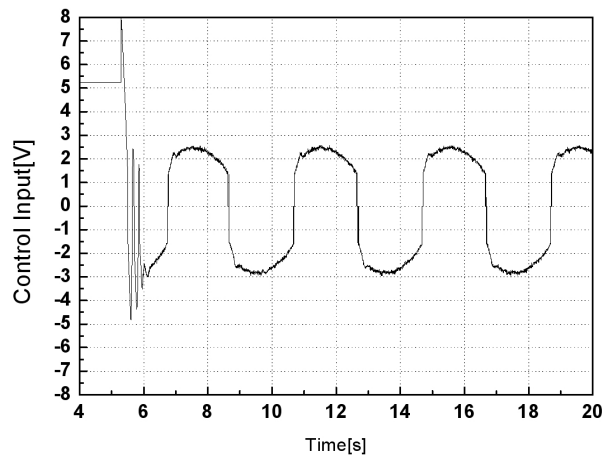
먼저 시스템 파라미터의 변화를 위해, Fig. 10와 같이 단동 실린더의 피스톤 로드 끝에 쇠줄, 스프링, 무게 추를 순서대로 연결하고, 부하가 중력 방향으로 향할 수 있도록 추를 아래쪽으로 달아 놓았다.

스프링은 시스템의 파라미터에 비선형성을 가중시키기 위해 추가되었다.

Fig. 11과 Fig. 12은 LQG/LTR 폐루프 제어계와 강인성을 고려한 MRAC계에 24 kg의 부하가 걸렸을 때, 정현파 응답을 나타낸 것으로 두 계가 부하가 없을 때와 동일한 응답을 나타내는 것을 확인할 수 있다. Fig. 13는 LQG/LTR 폐루프 제어계에 24 kg의

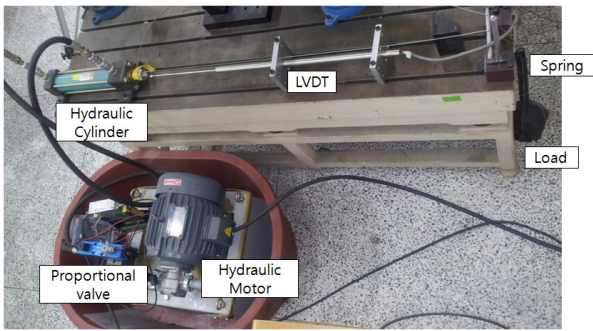


(a) Response of reference model and plant

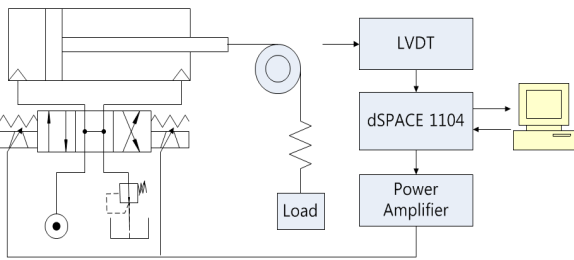


(b) Control input

Fig. 9 Experimental response of the MRAC with inverse dead-zone



(a) Experimental device



(b) Schematic diagram of experimental device

Fig. 10 Experimental equipment for cylinder load variation

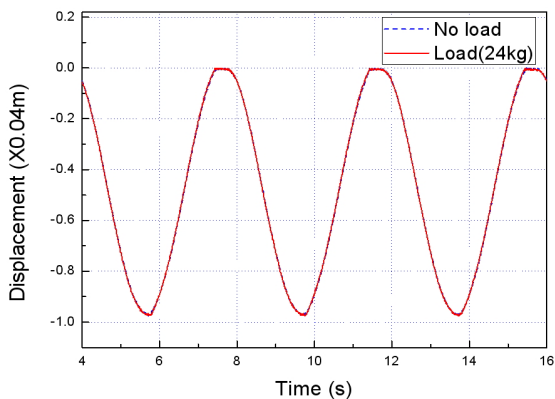


Fig. 11 Response of the LQ/LTR closed loop control system to sine input (no load vs 24 kg load)

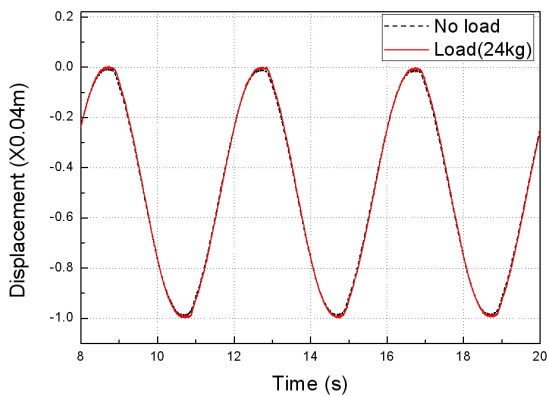


Fig. 12 Response of the Robust MRAC system to sine input (no load vs 24 kg load)

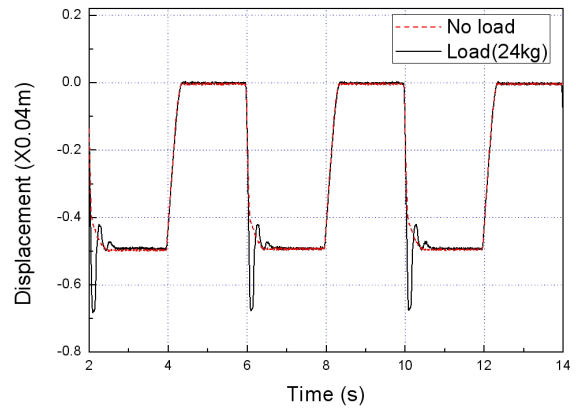


Fig. 13 Response of the LQ/LTR closed loop control system to square input (no load vs 24 kg load)

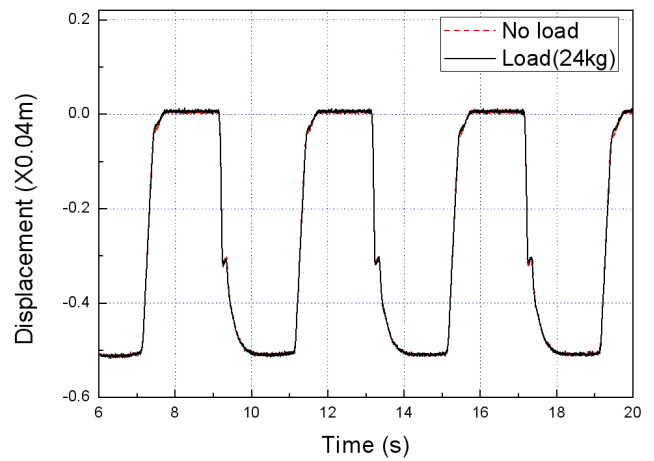


Fig. 14 Response of the Robust MRAC system to square input (no load vs 24 kg load)

부하가 걸렸을 때, 사각파 응답을 나타낸 것으로 제어계가 하중 방향으로 급격한 오버슈트가 발생하는 것을 확인 할 수 있다.

하지만 Fig. 14와 같이 강인성을 고려한 MRAC 계의 경우, 사각파가 가해졌을 때, 24 kg의 부하가 가해지기 전과 후가 동일함응답을 보이는 것을 알 수 있다. 따라서 시스템 파라미터 변동에 따른 LQ/LTR 제어계의 한계를 강건성을 고려한 MRAC 계가 극복 할 수 있음을 확인 할 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 주파수 대역에서 제어계의 성능을 고려하기 위하여 LQ/LTR 제어계를 기준 모델로 하는 모델 기준형 적응 제어 기법을 유압 위치 시스템에 적용하였다. 강인성을 고려하지 않은 모델 기준형 적응 제어의 경우, 시스템 모델링 오차, 잡음 등으로 인해 시스템 응답이 불안정한 것을 확인할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 시스템에 잡음이나 모델화 되지 않은 동특성으로 인한 제어

시스템의 불안정의 문제를 해결하기 위해 강인성을 고려한 적응 제어기를 적용하였고 안정적인 기준 입력 추종 능력을 확인하였다.

또한 본 논문에서는 유압 시스템의 부하 변동으로 인한 시스템 파라미터 변동이 LQG/LTR 제어계와 강인 MRAC 계에 미치는 영향을 실험을 통해 확인하였다. 부하가 가해질 때 LQG/LTR 제어계가 선형 제어 시스템의 한계를 벗어나지 못해 사각파 응답에 큰 오버슈트가 발생하는 것을 볼 수 있다. 반면 강인 MRAC 계는 제어 파라미터의 적응을 통해 우수한 명령 추종 능력을 보임을 확인할 수 있다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술 연구비에 의하여 연구된 논문입니다.

References

- [1] Lee, I. Y., Son, J. M., Shin, H. B., Son, J. H., 2009, Modeling and Identification of Proportional Control Valve, Trans. of The Korea Fluid Power Systems Society 6:3 10-17.
- [2] Yoon, S. N., Kim, D. G., Ham, Y. B., Park, J. H., Han, S. M., 2009, Study on the Performance Evaluation of a Proportional Pressure Control Valve, Proceedings of the KSME 931-936.
- [3] Gamble, J. B., Vaughan, N. D. 1994, Comparison of Sliding Mode Control with State feedback and PID Control Applied to a Proportional Solenoid Valve, ASME Fluid Power Systems and Technology 51-58.
- [4] Kim, K. B., Kim, I. S., Kim, Y. S., Kim, J. S., 2011, The control of a proportional solenoid valve using LQG/LTR, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A 35:12 1607-1612.
- [5] Cho, S. H., Burton, R., 2011, Position control of high performance hydrostatic actuation system using a simple adaptive control(SAC) method, mechatronics, 21 109-115.
- [6] Lee, M. H., Park, H. B., 2003, A Study on the Adaptive Friction Compensator Design of a Hydraulic Proportional Position Control System. Transactions of the KSMTE, 12:6 77-83.
- [7] Lho, Y. H., Lee, S. Y., 1996, Robust Adaptive Control of Satellite, Proceedings of the 11th KACC, 323-326.
- [8] Prakash, R., Anita, R., 2012, Robust Model Reference Adaptive Intelligent Control, International Journal of Control, Automation, and System, 10:2 396-406.
- [9] Ioannou, P., Jin, S., 2002, Robust Adaptive Control, Prentice Hall, New York