

부하 변동 공압계의 모델 기준 적응제어

오현일*, 김인수*[#], 김기범*

*금오공과대학교 기계시스템공학과

Model Reference Adaptive Control of the Pneumatic System with Load Variation

Hyeon-il Oh*, In-soo Kim*[#], Gi-bum Kim*

*Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology.

(Received 2 March 2015; received in revised form 15 March 2015; accepted 18 May 2015)

ABSTRACT

In this paper, a model reference adaptive control (MRAC) scheme is applied for the precise and robust motion control of a pneumatic system with load variation. The reference model for MRAC is designed systematically using linear quadratic Gaussian control with loop transfer recovery (LQG/LTR). The sigmoid function of inverse velocity is used to compensate for the nonlinear friction force between the sliding parts. The experimental results show that MRAC effectively overcame the limit of the PID controller when there was unknown disturbance, including abrupt load variation and model uncertainty in the pneumatic control system.

Key Words : Pneumatic System(공압계), MRAC(모델 기준 적응제어), Friction Compensator(마찰 보상기), Load Variation(부하변동)

1. 서 론

자동화 시스템, 정밀계측 및 이송 장비 등에 최근 널리 사용되고 있는 다양한 작동기들의 효율, 응답성과 정밀도에 관한 연구는 지속적으로 진행되고 있다^[1,2]. 그 중 공압식 작동기는 다양한 동작을 구현할 수 있을 뿐만 아니라 유압식 작동기보다 보수 및 유지가 간단하고 동등한 출력일 때 전기식, 유압식보다 비용이 저렴하고 작업 환경이 청결하며

소음이나 진동이 적은 이점을 가지고 있다. 이에 따라 공압식 작동기는 다양한 생산 설비 요소장치로 비용적 측면과 안정성 측면에서 산업 현장에서 폭넓게 사용되고 있으며 그 적용 범위 또한 점차적으로 확대되고 있다^[3-5].

하지만 공압식 작동기는 작동 유체인 공기의 압축성과 관의 길이에 따른 응답 지연, 마찰에 의한 목표값 근방에서 발생하는 스틱-슬립(stick-slip)현상 등으로 인하여 비선형적인 응답특성을 가지고 있기 때문에 정확한 응답 모델 규명이 어려우며 이는 서보제어계의 성능을 떨어뜨리는 주요인이 된다^[6,7].

본 연구에서는 로드리스(rodless) 공압식 작동기를 이용한 정밀 서보계를 구성하고자 한다. 제어계가

Corresponding Author : kiminsoo@kumoh.ac.kr
Tel: +82-54-478-7345, Fax: +82-54-478-7319

부하의 변동에 따른 모델의 가변성 및 불확실성에 적절하게 적응할 수 있도록 모델 기준 적응 제어기법(MRAC)를 이용하여 제어기에 학습기능을 부여한다. 이송 미끄럼부에서 발생하는 비선형 특성의 마찰력의 보상은 양극성 시그모이드(sigmoid)함수를 이용한 보상기를 통해 이루어진다. 다양한 입력신호에 대한 제어실험을 통해 범용의 PID제어기와 제안된 MRAC제어기의 성능 비교를 수행한다.

2. MRAC 적응제어 이론

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 경우에는 강인성을 고려한 적응 제어기 설계가 필요하다. 본 연구에서는 강인성을 확보하기 위해 기존의 MRAC에 σ -수정법을 도입하였다. σ -수정법은 기존의 적응법칙에 σ 항을 첨가시켜 적응 알고리즘의 적분동작을 억제시킴으로써 파라미터 추정치의 발산을 방지하여 안정한 제어계를 구성하는 방법이다. 강건성을 고려하지 않은 MRAC와 달리 강건성을 고려한 MRAC는 플랜트에 섭동(perturbation)과 외란이 있다고 가정한다⁸⁻¹⁰. 식 (1)은 섭동과 외란을 포함한 플랜트 식이다. Fig 1은 본 연구에서 적용된 MRAC 제어기의 구조를 보인 것이다.

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

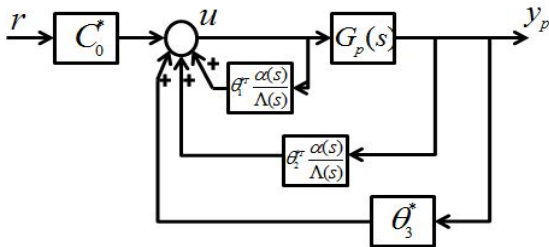


Fig. 1 Structure of model reference adaptive control

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(2)와 같다.

$$y_m = W_m(s)r = k_m \frac{Z_m(s)}{R_m(s)}r \quad (2)$$

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. 모델 기준 피드백 제어 법칙을 식으로 표현하면 식(3)과 같다.

$$u_p = \theta_1^{*T}(t) \frac{\alpha(s)}{\Lambda(s)} u_p + \theta_2^{*T}(t) \frac{\alpha(s)}{\Lambda(s)} y_p + \theta_3^*(t) y_p + c_0^*(t)r \quad (3)$$

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 (3)을 상태공간 식으로 나타내면 식 (4)와 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_1 &= F\omega_1 + gu_p, \omega_1(0) = 0 \\ \dot{\omega}_2 &= F\omega_2 + gy_p, \omega_2(0) = 0 \\ u_p &= \theta^T \omega \end{aligned} \quad (4)$$

$\theta = [\theta_1^T, \theta_2^T, \theta_3, c_0]^T$, $\omega = [\omega_1^T, \omega_2^T, y_p, r]^T$ 이며, θ 는 적응법칙에 의해 온라인으로 생성된다. 적응 법칙을 찾기 위해 여러 θ^* 에 대한 파라미터 모델로 표현하면 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$R_p y_p = k_p Z_p (1 + \Delta_m) (u_p + d_u) \quad (5)$$

$$(\Lambda - \theta_1^{*T} \alpha) R_p - k_p (\theta_2^{*T} \alpha + \Lambda \theta_3^*) Z_p = Z_p \Lambda_0 R_m \quad (6)$$

미지의 다항식 $R_p(s), Z_p(s)$ 를 제거하기 위해 식(5)와 (6)을 정리하면 식(7)과 같다.

$$Z_p(k_p(\theta_2^{*T}\alpha + \Lambda\theta_3^*)y_p + (\Lambda - \theta_1^{*T}\alpha)k_p Z_p(1 + \Delta_m)(u_p + d_u)) \quad (7)$$

식 (7)의 양변에 $\frac{1}{\Lambda Z_p}$ 를 곱하면 식(8)와 같이 나타낼 수 있다.

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

식(8)에 $c_0^*y_m = c_0^*W_m r$ 항을 추가하면 식(9)와 같다.

$$\begin{aligned} &W_m(\theta_1^{*T}\frac{\alpha}{\Lambda}u_p + \theta_2^{*T}\frac{\alpha}{\Lambda}y_p + \theta_3^*y_p + c_0^*r - u_p) = -c_0^*y_p + \\ &c_0^*y_m + \frac{\Lambda - \theta_1^{*T}\alpha}{\Lambda}W_m(s)(\Delta_m(u_p + d_u) + d_u) \quad (9) \end{aligned}$$

$e_1 = y_p - y_m$ 이고, $\theta^* = [\theta_1^{*T}, \theta_2^{*T}, \theta_3^{*T}, c_0^*]^T$ 이므로 θ^* 에 관한 오차의 파라미터 모델은 식(10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} e_1 &= \rho^*(\theta^{*T}\phi + u_f + \eta + d), \\ \phi &= -W_m(s)\omega, u_f = W_m(s)u_p, \quad (10) \end{aligned}$$

$$\eta = W_m(s)\frac{\Lambda(s) - \theta_1^{*T}\alpha(s)}{\Lambda(s)}\Delta_m(s)u_p,$$

$$d = W_m(s)\frac{\Lambda(s) - \theta_1^{*T}\alpha(s)}{\Lambda(s)}(\Delta_m(s) + 1)d_u$$

식(10)과 gradient 방법을 이용한 적응 법칙은 식(11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{\theta} = \Gamma \varepsilon \phi s g n\left(\frac{k_p}{k_m}\right) - \sigma_s \Gamma \theta, \quad (11)$$

$$\dot{\rho} = \gamma \varepsilon \xi - \sigma_s \gamma \rho,$$

$$\varepsilon = \frac{e_1 - \rho \xi}{m_s^2}, \quad \xi = \theta^T \phi + u_f,$$

$$m_s^2 = 1 + n_d, \quad \dot{n}_d = -\delta_0 n_d + |u_p|^2 + |y_p|^2, \\ n_d(0) = 0$$

여기서 σ_s 는 전환 σ -수정을 나타내는 상수이고,

$\Gamma = \Gamma^T > 0, \gamma > 0$ 이다. $\Re[s] \geq -\frac{\delta_0}{2}$ 에서 $W_m(s)$,

$\frac{1}{\Lambda(s)}$ 가 해석적이 되도록 상수 $\delta_0 > 0$ 이 선택된다.

3. 공압계의 모델링과 마찰 보상기

3.1 공압계의 모델링

Fig. 2는 공압계 구성도를 보인 것이다. 공압계는 처리장치(dSPACE1104), 로드리스 실린더, 비례 솔레노이드 밸브, 포텐시오미터(Potentiometer) 등으로 구성되어 있다. 공압계의 제어기 설계를 위해 주파수 응답 함수를 동적 응답실험을 통해 취득하고 행렬 분수 표현법(matrix-fraction description)에 기초한 주파수 영역에서의 커브 피팅 방법(curve fitting method)를 이용하여 수학적 모델을 구하였다. 시스템의 모델 차수는 2차로 하였다. Fig. 3은 실험을 통해 구한 시스템의 주파수 응답과 커브 피팅한 주파수 응답을 보인 것이다. 규명된 모델에는 공압계의 작동유체인 압축특성, 부하하중의 변동에 따른 응답특성의 변동 등에 기인하는 비선형 특성은 배제되어 있다. 이 같은 오차는 제어 시스템의 안정성 및 제어성능에 영향을 줄 수 있으나 2절에서

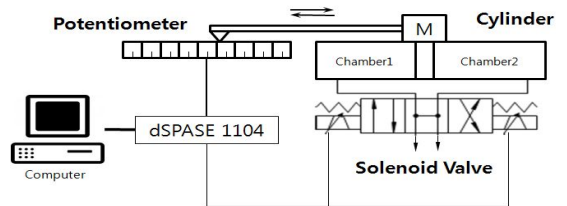


Fig. 2 Schematic diagram of experimental device

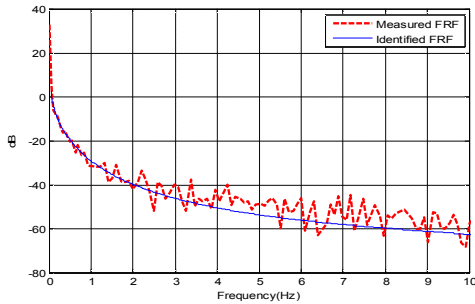


Fig. 3 Measured and identified FRF of the pneumatic system

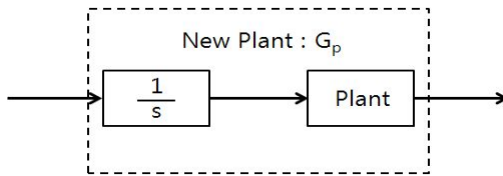


Fig. 4 New plant combined with an integrator

언급된 바와 같이 섭동과 외란 항을 통하여 MRAC 제어기 설계 과정에서 보정된다⁹⁻¹⁰.

외란에 의해 생기는 정상상태 오차를 제거하고 임의의 다양한 기준입력 신호에 대한 명령 추종성이 높은 제어계를 설계하기 위해 규명된 공압계의 모델에 Fig. 4와 같이 적분요소를 첨가한 설계 플랜트 모델 G_p 를 정의하기로 한다.

설계 플랜트 모델 G_p 의 상태변수, 출력 및 입력과 관련된 상태방정식 시스템 행렬은 식(12)와 같다.

$$\begin{aligned}
 A &= \begin{bmatrix} -4.0430597355 & 4.0504152516e^{-2} & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\
 B &= \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\
 C &= \begin{bmatrix} 7.070188936e^{-4} \\ -4.758703024e^{-1} \\ 2.984810065e^1 \end{bmatrix}^T \\
 D &= [0]
 \end{aligned} \tag{12}$$

3.2 마찰 보상기

공압계는 실린더가 목표점에 도달하면 실린더의 속도가 급격히 하락하게 되고 이에 따라 마찰력이 증가하여 정밀 위치제어에 문제를 일으킬 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 변위오차 $e \neq 0$ 인 경우에 식(13)과 같이 솔레노이드밸브 구동부에 입력되는 전압 u 에는 제어기 출력 u_p 에 마찰 보상기 출력 u_1 이 추가되도록 한다. 마찰보상기의 출력함수로는 이송속도 \dot{y} 가 감소함에 따라 일정값 $\pm k$ 에 접근하고 이송속도가 증가함에 따라 마찰 보상기 출력이 0에 접근하도록 S형 비선형 형태의 양극성 시그모이드 함수를 이용하였다.

$$\begin{aligned}
 u &= u_p + u_1, \\
 u_1 &= k \frac{e^{\frac{1}{\dot{y}}} - 1}{e^{\frac{1}{\dot{y}}} + 1}, \dot{y} \neq 0 \\
 u_1 &= \text{sgn}(e)k, \dot{y} = 0
 \end{aligned} \tag{13}$$

k 는 마찰력의 크기를 한정하는 상수로서 실험적으로 설정된다.

4. 제어 실험

4.1 기준 모델 설계

본 연구에서는 적응제어를 위한 기준 모델 W_m 의 설계를 위해 LQG/LTR 기법을 이용한다^{11,12}. LQG/LTR 기법은 프로세서 외란과 센서 잡음을 백색 잡음으로 가정하고 주파수 영역에서 제어계 성능을 체계적으로 설정할 수 있는 선형 최적 설계 방법이다. 제어계 설계는 크게 두 단계로 구분된다. 첫째는 설계 대상 플랜트 모델에 대하여 바람직한 루프형성이 되도록 목표필터루프(target filter loop)를 설계한다. 둘째는 루프전달회복(loop transfer recovery)을 통하여 설계된 피드백 제어계의 루프형상을 목표필터루프의 형상으로 회복시킨다.

시행착오법을 통해서 바람직한 목표필터루프의 설정과 회복을 위한 설계값들을 Table 1과 같이 설

Table 1 Design parameters of LQG/LTR control

Parameter	Design value
μ	$1 \times e^{-2}$
Q_1	$1 * CC^T$
ρ	$1 \times e^{-8}$
Q_2	$1 * CC^T$

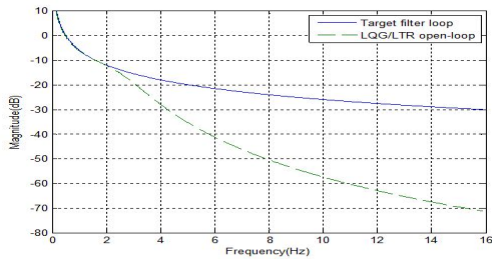


Fig. 5 FRF of the target filter loop and the open loop system

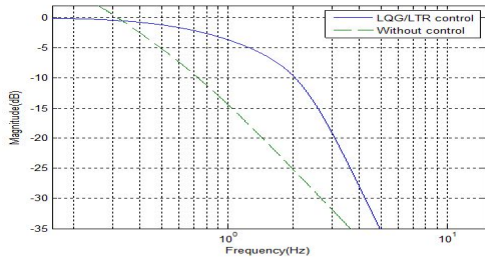


Fig. 6 FRF of identified system without control and simulated FRF of closed loop system

정하였다.

Q_1 은 Kalman필터 설계계수 가중행렬이고 μ 는 설계 플랜트 모델의 가상 센서잡음의 상호분산 크기이다. Q_2 와 ρ 는 제어기이득 설계에 필요한 성능지수함수와 관련된 상태변수 가중행렬 및 제어입력 가중치이다. 설계된 주파수 대역에서의 목표성능사양은 Fig. 5와 같으며 Fig. 6는 피드백 제어계의 주파수 대역 성능을 제어 전 시스템과 비교한 것이다. 설계된 시스템 루프 형상이 저주파 대역에서는 목표필터루프 형상으로 회복된 것과 LQG/LTR 제어계가 제어 전에 비해 주파수 대역폭이 향상된 것을 확인할 수 있다.

4.2 운동제어 실험 및 토의

Fig. 7은 실험 장치를 보인 것으로서 공압계에 걸리는 부하변동을 위하여 스프링과 추를 설치하였다.

Fig. 8은 sine 입력신호에 대한 공압계에 보편적으로 이용되고 있는 PID제어기를 적용한 운동제어 실험결과를 보인 것이다. 시행착오법을 이용하여 제어기 이득을 결정하였으며 적용된 P이득=1.326, I이득=0.016, D이득=0.00012이다. Fig. 8(A)는 부하가 없고 마찰보상기가 적용되지 않은 경우의 피드백 PID제어계의 응답을 보인 것으로서 실선은 입력신호이고 점선은 출력신호이다. 수직 변위는 포텐시오미터 출력전압 V로 표시되어 있고 실제 변위는 46.6mm/V이다. 운동속도가 낮은 위치에서는 응답오차가 커짐을 알 수 있다.

Fig. 8(B)는 부하가 없고 마찰보상기가 적용된 PID제어 결과를 보인 것으로서 운동속도에 관계없이 입력신호에 출력신호가 적절히 추종하고 있음을 알 수 있다. 마찰보상기의 마찰력의 크기한정 상수 $k=1.63$ 로서 실험적으로 설정되었다. Fig. 8(C)는 10kg의 추를 이용하여 공압계에 부하를 가한 상태에서 마찰보상기가 적용된 PID제어계 응답신호를 보인 것으로서 입력신호에 대한 응답오차가 현저하게 발생됨을 알 수 있다. 이같은 응답오차는 부하가 증가함에 따라 증가됨을 실험을 통해 확인할 수 있었다.

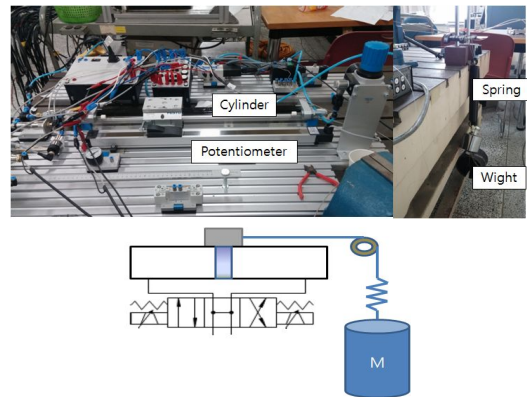


Fig. 7 Experimental setup

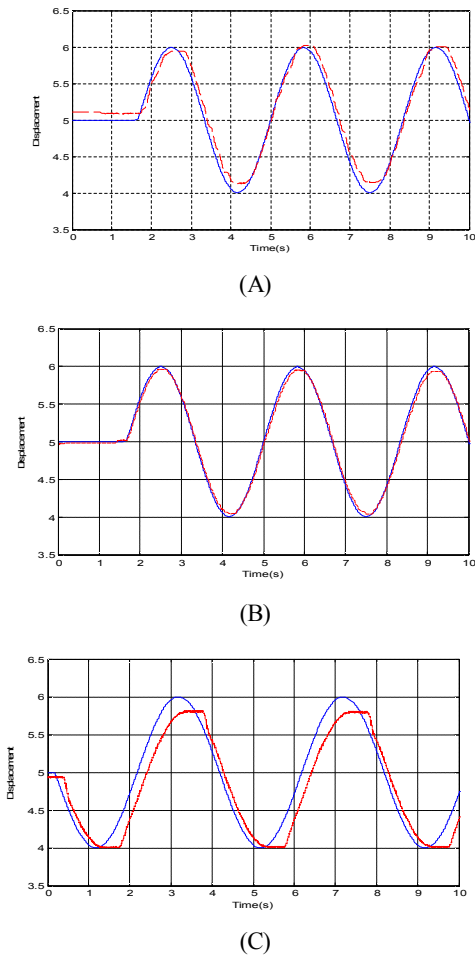


Fig. 8 Response of PID control system to sine input (A) without compensator under no load, (B) with compensator under no load, (C) with compensator under 10kg load

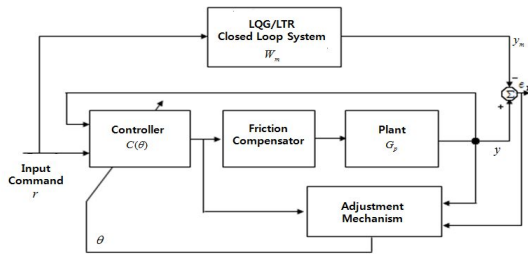


Fig. 9 Block diagram of MRAC system with friction compensator

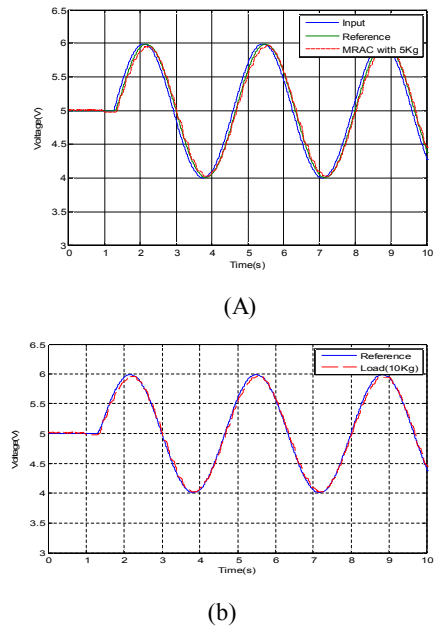


Fig. 10 Response of MRAC system to sine input (A) under 5kg load, (B) under 10kg load

Fig. 9은 본 연구에서 적용된 MRAC제어계의 블록선도를 보인 것으로서 마찰보상기가 적용되었고 기준모델은 4.1절에서 언급된 LQG/LTR 피드백계를 이용하였다.

Fig. 10(A)는 5kg 부하가 가해진 경우의 MRAC 제어계 응답을 보인 것이다. 기준모델 출력신호 y_m 과 응답신호 y 는 입력신호 r 에 적절히 추종함을 알 수 있다. Fig. 10(B)는 10kg 부하가 가해진 경우의 MRAC 제어계 응답을 보인 것으로서 부하의 증가에도 불구하고 응답특성이 적절히 유지됨을 알 수 있다. Fig.8(C)와 Fig.10(B) 비교를 통해 부하변동에 따른 설계 플랜트 응답특성의 변화는 제시된 MRAC 제어 기법을 통해 제어기를 적응시킴으로 인하여 적절히 보정될 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 5kg의 부하상태에서 다양한 형태의 입력신호 조합으로 이루어진 입력신호에 대한 MRAC 제어계의 응답특성 결과를 보인 것으로서 복잡한 입력신호에도 불구하고 응답신호의 높은 추종성을 확인할 수 있다.

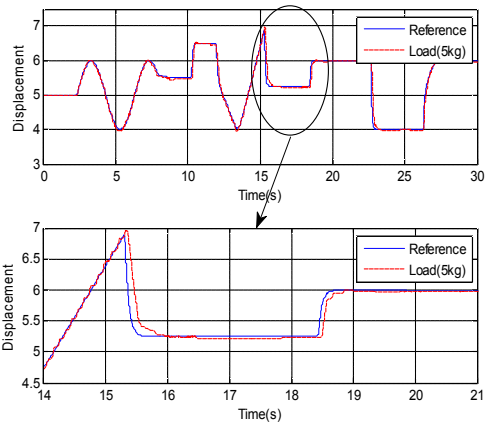


Fig. 11 Response of the MRAC system to complex input under 5kg load

5. 결론

PID제어기의 경우와 같이 고정이득을 갖는 공압 제어기는 급격한 부하변동에 따른 플랜트의 응답특성 변화를 보정할 수 없는 관계로 적절한 명령 추종성을 유지할 수 없다. 공압계의 동특성은 구동실험을 통해 얻어진 주파수 응답을 커브피팅을 통해 규명할 수 있으며 양극성 시그모이드함수를 이용한 마찰 보상기를 통해 이송속도에 반비례하는 이송부 마찰력을 보정할 수 있다.

잡음이나 모델화 되지 않은 플랜트 동특성 변화로 인한 제어계의 불안정의 문제를 해결하기 위해 공압계에 강인성을 고려한 적응 제어기를 적용해본 결과 LQG/LTR 기준 모델에 대한 강인한 명령 추종 능력을 확인하였다. 이에 따라 부하변동이 포함된 경우에도 제안된 적응제어기법을 통해 공압서보계를 구성하면 다양한 입력신호에 대해서도 우수한 명령 추종성능 유지가 가능하다.

후 기

이 논문은 금오공과대학교 학술 연구비 지원에 의하여 연구되었음.

REFERENCES

1. Bar-Cohen Y., "Electro-active polymers: current capabilities and challenges", Proceedings of the SPIE Smart Structures and Materials Symposium EAPAD Conference, Paper 4695-02, 2002.
2. S. H. Cho., "Adaptive Control Based Velocity and Pressure Control for Infection Molding Cylinder", The Korea Society of Fluid Power & Construction Equipments, Vol. 9, No. 3, pp.1-7, 2012.
3. Kim, K. B., "The Study on Modeling and Robust Control Method of Proportional Valve and Hydraulic Positioning System", Ph. D. Dissertation, Graduate School of Kumoh National Institute of Technology, 2012.
4. Park, H. J., "Position control of a pneumatic rodless cylinder by using the pressure compensative PID controller", Master's Thesis, Graduate School of Kunsan National University, 2005.
5. Tzafestas, C. S., "Adaptive Impedance Control Applied to a Pneumatic Legged Robot", Journal of Intelligent and Robotic Systems, Vol. 20, pp.105-129, 1997.
6. Seo, J. D., Lee, S. K. and Kim, G. H., "Position control of a pneumatic cylinder", 2006 Spring Conference of Korean Society of Manufacturing Process Engineers, pp. 178-183, 2006.
7. Kwon, S. H., Choi, W. S., Chung, S. W., Park, J. M., Kwon, S. G. and So, J. D., "Position Control of a Pneumatic Cylinder Actuator using PLC and Proximity Sensors", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 7, No. 3, pp. 1-6, 2010.
8. Tae-Bong Lee, Hyunsuk Yang, Byung-Han Kim., "Adaptive Robust Control of Mechanical Systems with Uncertain Nonlinear Dynamic Friction", Journal of the Korea

Academia-Industrial Cooperation Society, Vol 12, No. 11, pp. 5194-5201, 2011.

9. Yao, B., Bu, F. and Chiu, G. T. C., "Nonlinear adaptive robust control of electro-hydraulic servo systems with discontinuous projections", Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control, pp. 2265-2270, 1998.
10. Garagic, D. and Srinivasan, K., "Application of nonlinear adaptive control techniques to an electro-hydraulic velocity servomechanism", IEEE Transactions on Control Systems Technology, 12 (2), pp. 303-314, 2004.
11. Han, S. I. and Kim, J. S., "Nonlinear Quadratic Gaussian Control with Loop Transfer Recovery, Mechatronics 13, pp. 273-293, 2003.
12. Kim, K. B., Kim, I. S., Kim, Y. S. and Kim, J. S., "The Control of a Proportional Solenoid Valve Using LQG/LTR", Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 35, No. 12, pp. 1607-1612, 2011.