

PID 제어 기술을 이용한 비선형 유압 시스템의 강인 제어

유삼현[†] · 이종원^{*}

(2000년 10월 9일 접수, 2001년 3월 6일 심사완료)

Robust Control of the Nonlinear Hydraulic Servo System Using a PID Control Technique

Sam-Hyeon Yoo and Chong-Won Lee

Key Words: Model Reference Nonlinear Controller(MRNC ; 모델 기준 비선형 제어기), Relative Degree(상대 차수), Error Dynamics(오차 역학), Parametric Uncertainty(매개 변수 불확실성), Lie Derivative(Lie 미분), Bulk Modulus(체적 탄성 계수), Load Sensing Hydraulic System(부하 감지 유압 시스템)

Abstract

Even though the hydraulic servo system has been widely used in industrial and military equipments since it has a lot of advantages, it is not easy to design controller due to the high nonlinearities and the parametric uncertainties. The dynamic behavior of the real process in the hydraulic servo system differs from that described by its model because the model is linearized. Another reason of the difference is caused by the variety of parameters, since the system parameters of the dynamic equation are affected by the operating conditions such as temperature and pressure. In this study, the designing process of the MRNC with a PID compensator is introduced and applied to the load sensing hydraulic servo system. The results show that the designed controller guarantees the robust control performance despite of both the nonlinearities and the parametric uncertainties.

기호설명

B : 점성 마찰 계수
 C_m : 모터의 누출 계수
 D_c : 요크 제어 피스톤의 체적 변위
 D_m : 유압 모터의 체적 변위
 D_p : 펌프의 체적 변위
 i : 서보 밸브의 입력 전류
 J : 유압 모터 및 부하의 관성 모멘트
 K_p : 펌프 오리피스스의 유량 계수

K_v : 스플 변위 이득
 L_c : 펌프의 요크 제어 실린더 누출 계수
 L_p : 펌프의 누출 계수
 P_c : 펌프의 요크 제어 실린더의 압력
 P_d : 펌프 보정기 조정 압력
 P_L : 부하 압력
 P_p : 펌프의 출구 압력
 Q_L : 유압 모터로 입력되는 부하 유량
 T_v : 서보 밸브의 시정수
 V_o : 모터 내의 오일 체적
 V_p : 펌프에 가해진 압력하의 체적

[†] 책임저자, 회원, 육군사관학교 무기공학과

E-mail : samyoo@kma.ac.kr

TEL : (02)2197-2826 FAX : (02)2197-0198

^{*} 회원, 중앙대학교 기계공학과

- x_i : 서보 밸브의 스톱 이동 거리
 β : 체적 탄성 계수
 θ : 부하의 각속도
 ϕ : 펌프의 요크 각도 변위

1. 서론

유압 시스템은 설계과정의 복잡성 및 비선형성, 불확실성, 장비의 고가성 등의 문제점을 갖고 있지만 장비의 수명이 길고, 토크 발생 능력이 상대적으로 크며, 관성 모멘트에 대한 뛰어난 조정 능력 등의 장점을 보유하고 있어 각종 산업 및 군 관련 장비에 광범위하게 사용되고 있다.

최근의 첨단 장비에 적용되는 유압 시스템은 구조적인 복잡성과 광범위한 작동 환경에서 운용되어 발생하는 불확실성이 증가되고 있는 반면, 보다 향상된 안정성, 정확성 그리고 빠른 반응 시간이 요구되고 있는 추세이다.

유압 시스템의 설계 및 적용의 복잡성은 시스템 자체에 포함되어 있거나 입력-출력의 특성으로 표현되는 비선형 요소에서 불확실성은 작동 환경에 따른 유압유의 성질 변화에서 기인된다. 유압유의 여러 성질은 작동 환경- 주위 온도와 압력-의 변화에 따라 그 값은 변화한다.⁽¹⁾ 유압유에 포함된 공기 방울의 체적비와 압축성을 상대적으로 표현한 체적 탄성 계수는 유압 시스템의 작동에 가장 큰 영향을 미치는 성질이며,⁽²⁾ 본 논문에서는 위의 두 가지 성질의 변화만 고려한다.

전체적인 유압 시스템의 모델은 유체의 연속 방정식(continuity equation)과 뉴턴의 운동 제 2법칙으로부터 유도된다. 여기서 연속 방정식은 유압유 성질인 체적 탄성 계수를 포함하므로⁽⁹⁾ 시스템의 출력은 작동 환경의 변화에 따라 다양한 결과를 보이게 된다.

유압 시스템의 제어 기술로는 PID 제어,⁽³⁾ 적응(adaptive) 제어,⁽⁴⁾ 자동 동조 극점배치(pole-assignment self-tuning) 제어⁽⁵⁾ 등의 선형 제어 기술이 적용되고 있으며, 비선형 제어 기술로 입-출력 선형화(input-output linearization) 제어⁽⁶⁾가 있으나 비선형 요소 및 불확실성을 고려하지 않은 상태에서 적용되고 있다.

일반적인 불확실성을 포함하는 비선형계에 대한 기술로는 슬라이딩 제어⁽⁷⁾ 및 출력 피드백 제

어⁽⁸⁾ 등이 연구되었다.

고전적인 제어 기술 중 PID 제어 기술은 설계의 용이성과 비용이 저렴하여 실제 시스템에 가장 광범위하게 적용되고 있지만, 비선형 요소가 증대되고 광범위하고 급격히 변화하는 작동 환경에의 불확실성을 포함하는 첨단 유압 시스템에서 설계 요구 조건을 만족하기는 어렵다.

본 논문에서는 기존의 유압 시스템에 적용된 선형 PID 제어기에 추가적인 설계 요소를 포함하는 모델 기준 비선형 제어기를 설계 및 적용하여, 일정 범위에서 작동 환경이 변화하여 발생하는 불확실성을 포함하는 비선형 유압 시스템의 출력에 대한 강인성을 제공하는 기술을 소개한다.

설계되는 제어기는 기존에 설계된 PID 제어기, 시스템의 피드백 비선형 요소 그리고 시스템의 상대 차수에 따른 별도의 PID 또는 PI 보상기(compensator) 구조를 갖는다. 시스템의 출력을 r 차의 Lie 미분을 통해 입력과의 관계식을 얻을 수 있을 경우 상대 차수는 r 이라 하며, 상대 차수가 3이상인 경우 별도의 보상기를 갖게 된다. 만일 시스템의 상대 차수가 2인 경우, 제어기는 기존의 PID 제어기와 시스템의 피드백 비선형 요소로 구성된다.

본 논문에서는 작동 환경의 변화에 따른 유압 시스템의 출력의 다양성을 분석하고, 시스템의 상대 차수에 따른 제어기의 설계 과정을 연구한다. 또한 구조적인 복잡성과 고도의 비선형 요소를 포함하고 있는 부하 감지 유압 시스템을 해석 대상으로 설정하여 설계된 제어기를 적용한 경우의 시뮬레이션 결과를 분석하고, 동일한 시스템에 적용된 선형 PID 기술과 suboptimal 기술의 결과⁽³⁾와 비교하여 분석하였다.

2. 시스템 분석 및 불확실성의 영향

2.1 시스템 분석

부하 감지 유압 시스템의 모델⁽³⁾을 Fig. 1에서 보여주고 있다. 전체적인 시스템의 구조가 복잡하므로 부하 부분의 역학, 서보 밸브의 역학 및 펌프 역학⁽⁹⁾ 등의 몇 가지 하위 부분으로 나누어 적용 가능한 1차 미분방정식으로 분리하여 해석할 경우 시스템의 분석 및 제어기의 설계가 편리해진다.

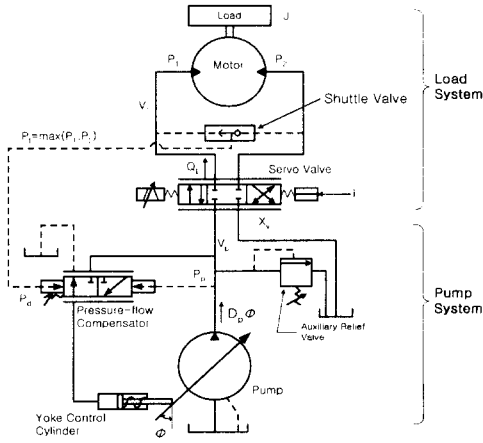


Fig. 1 Structure of the load sensing hydraulic system

모델의 표현식을 $x_1 = \theta, x_2 = P_L, x_3 = P_p, x_4 = \phi, x_5 = x_v$ 등의 상태 변수로 표현할 경우 식 (1)과 같으며,⁽⁶⁾ u 는 서보 밸브로의 입력 전류 i 이다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{B}{J}x_1 + \frac{D_m}{J}x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{2\beta}{V_0}(-D_m x_1 - C_m x_2 + Q_L) \\ \dot{x}_3 &= \frac{\beta}{V_p}(-L_p x_3 - \text{sgn}(x_5)Q_L + D_p x_4) \\ \dot{x}_4 &= \frac{L_c}{D_c}P_c + \frac{K_p}{D_c}(P_f + P_d - x_3)\sqrt{Wx_3 - YP_c} \\ \dot{x}_5 &= \frac{1}{T_v}(-x_5 + K_v u) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 W, Y, Z 는 식 (2)와 같으며, P_1, P_2 는 각각 모터의 입구와 출구에서의 압력이다. 또한 Q_L 및 P_c 는 식 (3)과 식 (4)와 같다.

$$W=0, Y=-1, Z=0 \quad \text{for} \quad \max(P_1, P_2) + P_d \geq P_p$$

$$W=1, Y=1, Z=1 \quad \text{for} \quad \max(P_1, P_2) + P_d < P_p \quad (2)$$

$$Q_L = \text{sgn}(x_3 - \text{sgn}(x_5)x_2)K_f \alpha_3 \sqrt{|x_3 - \text{sgn}(x_5)x_2|} \quad (3)$$

$$P_c = \frac{1}{D_c}(D_b x_3 + G\phi_0 - (G - R)x_4) \quad (4)$$

시스템의 상태식은 식 (5)와 같이 표현된다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}(\mathbf{x})u, \quad y = h(\mathbf{x}) \quad (5)$$

시스템의 출력 y 가 x_1 이고 희망 출력을 y_m 이라 하면, 오차 e 는 식 (6)과 같다.

$$e = y_m - y = y_m - x_1 \quad (6)$$

만일 시스템의 상대 차수가 r 일 경우 출력의 r 번째 Lie 미분은 식 (7)과 같으며, 제어기를 설계할 수 있는 조건은 식 (8)과 같다.

$$y^{(r)} = L_f^{(r)}h(\mathbf{x}) + uL_g L_f^{(r-1)}h(\mathbf{x}) \quad (7)$$

$$L_g L_f^{(r-1)}h(\mathbf{x}) \neq 0 \quad (8)$$

여기서 오차에 대한 1차, 2차 Lie 미분은 각각 식 (9) 및 식 (10)과 같으며, a, b, c 는 식 (11)에서 식 (13)까지로 표현된다.

$$e^{(1)} = \dot{y}_m - \dot{x}_1 = y_m^{(1)} - \left(-\frac{B}{J}x_1 + \frac{D_m}{J}x_2\right) \quad (9)$$

$$\begin{aligned} e^{(2)} &= y_m^{(2)} - \left(-\frac{B}{J}\dot{x}_1 + \frac{D_m}{J}\dot{x}_2\right) \\ &= y_m^{(2)} - (ax_1 - bx_2 + cx_3) \end{aligned} \quad (10)$$

$$a = \left(\frac{B}{J}\right)^2 - \frac{2D_m^2\beta}{JV_0} \quad (11)$$

$$b = \frac{BD_m}{J^2} + \frac{2\beta C_m D_m}{JV_0} \quad (12)$$

$$c = \frac{2D_m\beta}{J C_m} \text{sgn}(x_3 - \text{sgn}(x_5)x_2)K_f \sqrt{|x_3 - \text{sgn}(x_5)x_2|} \quad (13)$$

시스템에 대한 2차 Lie 미분 과정에서 입력과 출력의 관계를 얻을 수 없으므로 한번 더 미분할 경우 다음과 같다.

$$\begin{aligned} e^{(3)} &= y_m^{(3)} - (a\dot{x}_1 - b\dot{x}_2 + c\dot{x}_3) \\ &= y_m^{(3)} - \left\{ \left(-\frac{aB}{J} + \frac{2b\beta D_m}{V_0}\right)x_1 \right. \\ &\quad + \left(\frac{aD_m}{J} + \frac{2b\beta C_m}{V_0}\right)x_2 \\ &\quad + \frac{D_m\beta K_f x_3}{J V_0 \sqrt{|x_3 - \text{sgn}(x_5)x_2|}} \\ &\quad \times \left(\frac{\beta}{Q_L}(-L_p x_3 - \text{sgn}(x_5)Q_L + D_p x_4) \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{2\beta \text{sgn}(x_5)}{V_0}(Q_L - D_m x_1 - C_m x_2)\right) \right. \\ &\quad \left. - \frac{2b\beta Q_L}{V_0} - \frac{c}{T_v}x_5 + \left(\frac{cK_v}{T_v}\right)u \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)에서 입력과 출력의 관계를 얻을 수 있으므로 부하 감지 유압 시스템의 상대 차수는 3이 된다.

2.2 불확실성의 영향

시스템의 매개 변수는 Table 1과 같다.

Table 1 Parameters of the system⁽³⁾

변수	단위	데이터	변수	단위	데이터
B	MNm/rad/s	0.03×10^{-6}	J	MNm·s ²	0.03×10^{-6}
D_b	m ³ /rad	1.28×10^{-5}	K_f	m ³ /s/M N ^{0.5}	7.45×10^{-2}
D_c	m ³ /rad	4.43×10^{-5}	K_p	m ⁶ /M N ^{1.5}	1.76×10^{-5}
D_m	m ³ /rad	1.32×10^{-6}	K_r	m/mA	0.25×10^{-4}
D_p	m ³ /s/rad	5.58×10^{-3}	L_c	m ³ /s/MPa	3.51×10^{-6}
G	MNm/rad	2.64×10^{-5}	C_m	m ³ /s/MPa	3.88×10^{-6}
R	MNm/rad	1.89×10^{-5}	L_p	m ³ /s/MPa	1.58×10^{-5}
P_d	MPa	9.0	V_p	m ³	0.17×10^{-2}
T_v	s	0.71×10^{-2}	β	MPa	variable
V_o	m ³	3.66×10^{-4}	ϕ_0	rad	1.03

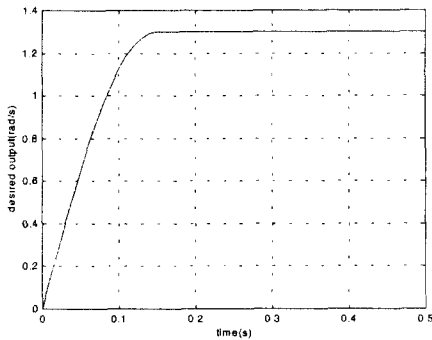


Fig. 2 Desired output of the system

희망 출력 y_m 은 식 (15)와 같으며, Fig. 2에서 보여주고 있다.

$$y_m(t) = 1.3 \sin\left(\frac{10\pi t}{3}\right) \quad ; \quad t \leq 0.15\text{초}$$

$$= 1.3 \quad ; \quad t > 0.15\text{초} \quad (15)$$

작동 환경의 범위는 온도의 경우 311K에서 477K이며, 압력의 경우 6.89MPa에서 27.57MPa이다. 두 개의 극한 작동 환경인 477K-6.89MPa과 311K-27.57MPa에서의 체적 탄성 계수의 값은 각각 553.6MPa 및 1,923.3MPa이다.⁽¹⁾ 두 작동 환경에서 제어기를 적용하지 않은 경우의 출력과 311K-27.57MPa의 작동 환경에서 공기 방울의 체적비가 1%일 경우의 출력을 Fig. 3에서 보여주고 있다.

Fig. 3에서 시스템은 작동 환경의 변화에 따라 다양한 출력을 보이는 불확실성을 포함하고 있음

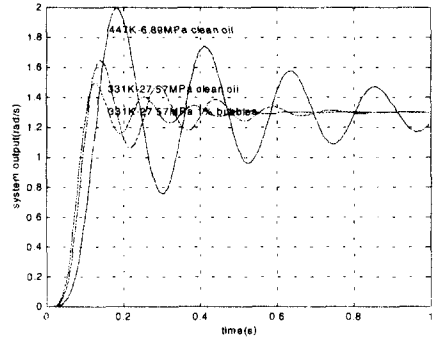


Fig. 3 System output using unit feedback

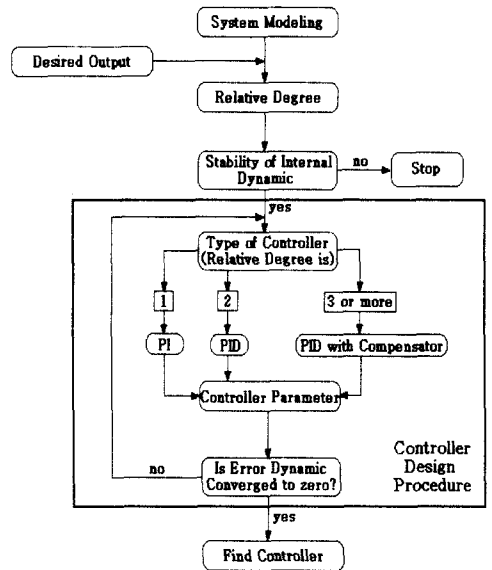


Fig. 4 Procedure of a controller design

을 알 수 있다. 출력은 온도가 낮고, 압력이 높은 작동 환경에서 체적 탄성 계수가 커져 상대적으로 빠른 반응과 안정성을 보이고 있다.

유압유에 포함된 공기 방울의 체적비도 불확실성의 영향으로 작용한다. 동일한 작동 환경에서 공기 방울의 체적비가 증가할 경우, 출력의 오버슈트 및 정정 시간이 증가됨을 알 수 있다.

3. 제어기의 설계

제어기의 설계 과정을 Fig. 4에서 보여주고 있다.

Fig. 4에서 시스템의 상대 차수에 의해 제어 장치의 구조가 결정되어짐을 알 수 있다. 상대 차수가 1 또는 2인 시스템의 경우 별도의 보상기가 필요 없는 PI 또는 PID 구조를 갖게 되며, 3 이상인 경우는 PID 구조 외에 별도의 보상기를 포함하게 된다. 부하 감지 유압 시스템의 상대 차수가 3이므로 별도의 보상기가 요구된다.

식 (14)의 우변을 ν 라하고 식 (16)과 같이 놓을 경우 오차 역학은 식 (17)과 같다.

$$\nu = \left\{ -b_1 \dot{e} - b_2 e - b_3 \int_0^t e \, dt \right\} \times \text{compensator} \quad (16)$$

$$e^{(3)} + \left\{ b_1 \dot{e} + b_2 e + b_3 \int_0^t e \, dt \right\} \times \text{compensator} = 0 \quad (17)$$

식 (17)의 오차 역학이 0으로 수렴하기 위해서는 Routh-Array의 표현을 만족해야 하므로 보상기는 식 (18)과 같이 표현되어야 한다.

$$\text{compensator} = a_1 + a_2 \frac{d}{dt} \quad (18)$$

여기서 a_1, a_2, b_1, b_2, b_3 는 오차 역학을 만족하는 설계 상수이다. 식 (14)와 식 (17)로부터 제어 입력은 식 (19)와 같이 표현되며, 시스템의 비선형 요소, PID 제어 기술 및 별도의 보상기 등을 포함하는 구조를 갖는다.

$$u = \frac{y_m^{(3)} + \left\{ b_1 \dot{e} + b_2 e + b_3 \int_0^t e \, dt \right\} \times \text{compensator} - L_f^{(3)} h(x)}{L_g L_f^{(3)} h(x)} \quad (19)$$

$$L_f^{(3)} h(x) = \left\{ \left(-\frac{aB}{J} + \frac{2b\beta D_m}{V_0} \right) x_1 + \left(\frac{a D_m}{J} + \frac{2 b \beta C_m}{V_0} \right) x_2 + \frac{D_m \beta K_f x_5}{J V_0 \sqrt{|x_3 - \text{sgn}(x_5)x_2|}} \times \left(\frac{\beta}{Q_L} (-L_p x_3 - \text{sgn}(x_5)Q_L + D_p x_4) - \frac{2\beta \text{sgn}(x_5)}{V_0} (Q_L - D_m x_1 - C_m x_2) \right) - \frac{2 b \beta Q_L}{V_0} - \frac{c}{T_v} x_5 \right\} \quad (20)$$

$$L_g L_f^{(2)} h(x) = \frac{cK_v}{T_v} \quad (21)$$

설계된 제어기의 구조를 Fig. 5에서 보여주고 있으며, 별도의 보상기의 구조는 Fig. 6과 같다.

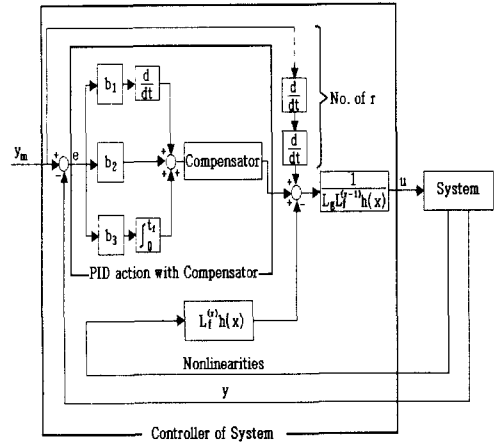


Fig. 5 Controller of r_{th} order relative degree

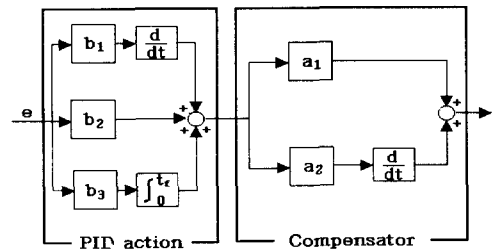


Fig. 6 Compensator for a 3rd order relative degree

4. 적용 및 분석

식 (17)의 오차 역학을 만족하는 상수를 설계하기 위해서 정정시간(settling time)을 0.146초, 감쇠비(damping ratio)를 0.6으로 결정하면 고유진동수(natural frequency)는 57rad/s가 된다. 이 경우 PID 및 보상기 구조에 대한 설계 상수는 각각 $b_1 = 11167, b_2 = 443213, b_3 = 10526316$ 그리고 $a_1 = 0.7626, a_2 = 0.0123$ 이며, 오차 역학의 시뮬레이션 결과를 Fig. 7에서 보여주고 있다. 설계 상수 중 어느 하나를 소거할 경우 Routh-Hurwitz의 기준을 만족할 수 없게 되어 오차 역학을 만족하는 설계 상수를 구할 수 없다.

오차 역학은 0으로 수렴하고 있으므로 설계 상수의 적용은 적절하다. 설계 상수를 식 (19)의 제어 입력에 대입하여 부하 감지 유압 시스템에 적용한 결과를 Fig. 8에서 보여주고 있다.

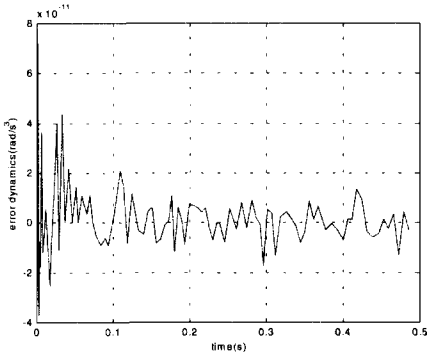


Fig. 7 Error dynamics at 331K-27.57MPa

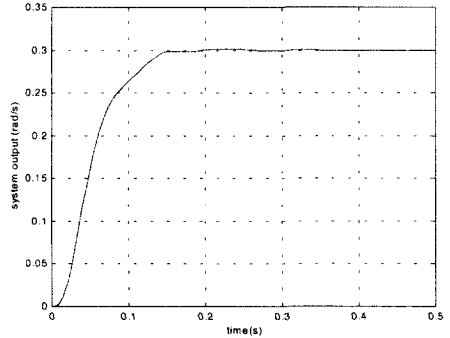


Fig. 9 System output for a gain 0.3 at 331K-27.57MPa

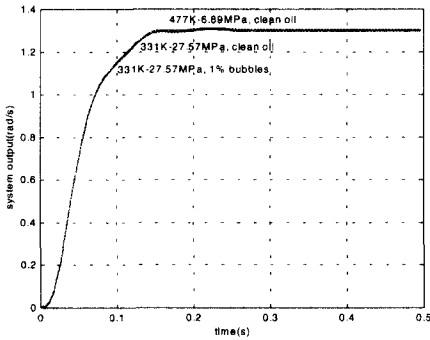


Fig. 8 System output using designed MRNC

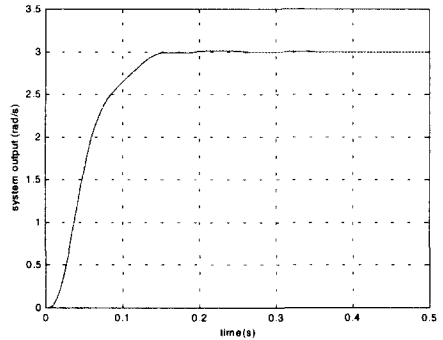


Fig. 10 System output for a gain 3.0 at 331K-27.57MPa

Fig. 8에서 설계된 제어기는 두 개의 극한 작동 환경과 유압유에 포함된 1% 공기 방울에 의한 불확실성에 대하여 거의 동일한 결과를 보여주고 있다. 모든 경우에 대하여 오버슈트는 없으며, 희망하는 출력에 빠르고 안정되게 접근하고 있으므로 설계된 제어기는 만족한 결과를 보여주고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9 및 Fig. 10은 331K-27.57MPa의 작동 환경에서 희망 출력의 이득을 각각 0.3 및 3으로 변화시켰을 경우의 결과이다. 제어기의 구조 및 설계 상수는 위와 동일하며 결과는 모두 빠르고 안정되게 희망 출력에 접근하고 있음을 보여주고 있다.

동일한 시스템에 적용된 nonoptimal 제어 기술, suboptimal 제어 기술 및 Ziegler-Nichols 기술에 의한 시뮬레이션 결과를 Fig. 11에서 보여주고 있으며,⁽³⁾ 설계된 모델 기준 비선형 제어기를 적용한 결과를 Fig. 12에서 보여주고 있다.

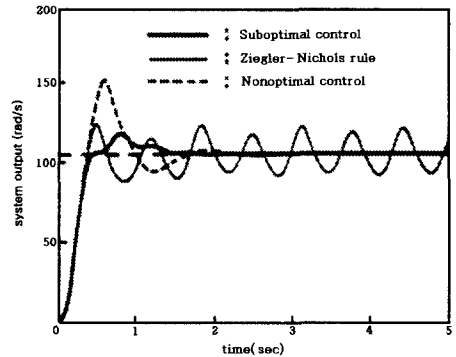


Fig. 11 System output using a linear technique at 366K-20.68MPa

여기서 105 rad/s의 희망 출력에 대한 설계 상수는 $a_1=1.1311$, $a_2=1$, $b_1=64$, $b_2=1049.61$ 그리고 $b_3=1145.73$ 이다. Fig. 11과 Fig. 12에서 설계된 모델 기준 비선형 제어기는 일반적인 선형 제어

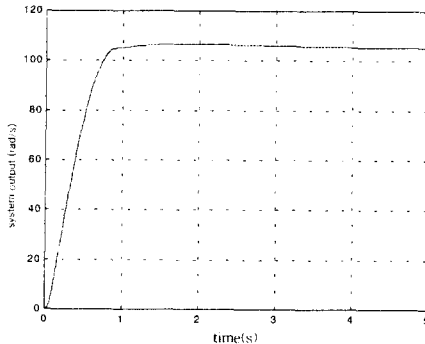


Fig. 12 System output using designed controller at 366K-20.68MPa

기에 의한 출력보다 향상된 정확성 및 안정성을 제공하고 있음을 보여주고 있다.

5. 결론

각종 첨단 장비에 적용되는 유압 시스템은 복잡한 비선형 요소와 작동 환경의 변화에 따른 불확실성을 포함하고 있는 반면, 보다 향상된 안정성, 정확성, 빠른 반응 등이 요구되고 있다. 이러한 문제점을 극복하기 위해서 본 연구에서 설계된 모델 기준 비선형 제어기는 시스템의 비선형 요소 및 한정된 범위의 불확실성 요소에 대하여 각종 선형 제어 기술보다 뛰어나게 향상된 결과를 보여주고 있다.

상대 차수가 1 또는 2의 시스템인 경우 제어기는 시스템의 피드백 비선형 요소와 PI 또는 PID 구조를 갖게되며, 3이상의 상대 차수인 경우 별도의 보상기가 요구된다.

모델 기준 비선형 제어기는 PID 구조를 포함하고 있으므로, 실제 유압 시스템에 가장 광범위하게 적용되고 있는 선형 PID 제어기의 구조를 그대로 이용하여 설계할 수 있다는 장점이 있다.

설계된 제어기는 시스템의 복잡한 비선형 요소 및 한정된 범위에서의 불확실성 외에 일정 범위에서의 출력 이득의 변화에 대해서도 강인성을

보장한다. 물론 작동 환경과 희망 출력의 이득이 일정 범위를 초과했을 경우 제어기의 설계 상수는 재 설계되어야 하므로 작동 환경 범위 및 희망 출력의 이득의 변화가 한정되지 않을 경우 자동 조율(self-tuning)할 수 있는 별도의 관측기의 설치가 필요하다.

참고문헌

- (1) William, W., 1959, "Hydraulic Fluid Properties and System Performance," *15th Nat. Conf. on Ind. Hydraulics*, pp. 233~243.
- (2) Hayward, A. T., 1961, "Air Bubbles in Oil-Their Effect on Viscosity and Compressibility," *17th Nat. Conf. on Ind. Hydraulics*, pp. 124~132.
- (3) Kim, S. D., 1991, "A Suboptimal Controller Design Method of a Load-Sensing Hydraulic Servo System," *J. of Dyn. Systems. Meas. & Control*, pp. 487~493.
- (4) Unbehauen, H., 1988, "Application of a Digital Adaptive Controller to a Hydraulic System," *Int. IEE Conf. of Control*, pp. 177~181.
- (5) Ozsoy, C. and Kural, A., 1985, "Pole-Assignment Control of a Hydraulic Robot Arm," *Proc. Int. Mech. Engr.*, vol. 208, pp. 149~156.
- (6) Jorge, C., 1995, "Input-Output Linearization of a Load-Sensing Hydraulic Servo System," *IEEE Conf. on Control Applications*.
- (7) 박동원, 최승복, 김재문, 1994, "불확실성을 갖는 비선형 가변구조 시스템의 슬라이딩 초평면 설계," *대한기계학회논문집*, 제18권, 제8호, pp. 1985~1996.
- (8) 박창용, 성열완, 권오규, 1997, "출력 피드백에 의한 비대칭 불확실성이 있는 비선형 계의 제어," *대한기계학회논문집*, 제21권, 제8호, pp. 1188~1194.
- (9) Merritt, H. E., 1967, *Hydraulic control system*, John Wiley & Sons, Inc.