

유압 밸브-모터 시스템의 불확실성에 대한 H_∞ 제어

김도석* · 이준환* · 유삼현** · 이종원***

The H_∞ control of the uncertainty for the hydraulic fluid valve-motor system

D.S. Kim*, J.H. Lee*, S.H. Yoo** and C.W. Lee***

Key Words : Bulk modulus(체적 탄성계수), Model-matching problem(모델-매칭 문제), Robust performance(로버스트 퍼포먼스)

Abstract

This study describes a hydraulic fluid property compensator under the various operating conditions. Because hydraulic fluid systems have much more excellent features than other control systems, they are used in many fields. However, the characteristics of hydraulic fluid are changed due to various operating conditions. This phenomenon is called uncertainty. Especially, bulk modulus is considered as the most dominant parameter in this study. Under the wide range of temperature and pressure, bulk modulus is changed. In order to overcome the uncertainty, H_∞ technique will be used for this study. Spectral factorization, model-matching problem and controller parametrization are also applied to achieve the desired robust control action. Designed controller using the H_∞ technique, is adopted for the hydraulic fluid valve-motor system.

1. 서론

유압을 사용하는 제어기기들은 다른 제어장치보다 우수한 성능을 가지고 있기 때문에 다양한 분야에 쓰인다. 최근 유압기기는 사용이 복잡해지고, 다양해져 가고 있다. 작동 환경이 다양해짐에 따라 그에 맞는 제어장치를 설계해야만 한다. 이러한 유압기기의 제어 장치에 쓰이는 유압유의 특성은 온도나 압력의 변화에 따라서 다양한 출력이 나오게 되는데, 이럴 경우 원하지 않는 출력 혹은, 출력을 예측하지 못하는 경우가 발생할 수 있으며 이를 불확실성(uncertainty)이라고 한다.

유압기기에 사용되는 유압유는 많은 특성을 가지고 있지만, 본 논문에서는 보다 중요하고 특징적인 체적 탄성계수(bulk modulus)를 중요한 특성으로 적용하고, 가장 많이 사용되는 MIL-H-5606A를 유압유로 사용한다.

다양한 출력의 불확실성에 대한 강인 제어 장치

의 설계를 위해 H_∞ 기술과 이에 필요한 수학적 접근 방법을 제시한다. 또한 설계된 제어 장치를 가장 넓게 사용되는 밸브-모터 조합에 적용하여 불확실성에 대한 제어 정도를 확인해 본다.

2. 기본 적용 이론

2.1 체적 탄성 계수(bulk modulus)

유압유의 압축성은 유압유에 미치는 스프링 효과로 표현되며, 유압유의 최초 체적, 변화된 체적, 압력의 변화 등을 이용하여 정량화한 체적 탄성 계수라는 상반된 표현으로 설명된다. 체적 탄성 계수 β 의 관계식은 다음과 같다.

$$\beta = -\frac{V\Delta P}{\Delta V} \quad (1)$$

여기서 β 는 체적 탄성 계수, V 는 유압유의 최초 체적, ΔP 는 유압유에 가해진 압력, 그리고 ΔV 는 가해진 압력에 의한 유압유의 체적 변화량이다. 관계식에서 음의 부호는 압력의 증가에 따라 유압유의 체적은 감소되므로 체적 탄성 계수가 항상 양의 부호를 취하기 위해 필요하며, 체적 탄성 계수의 단위는 압력의 단위이다. Fig.1은 온도

* 중앙대학교 대학원

** 육군사관학교 무기공학과

*** 중앙대학교 기계공학과

와 압력의 변화가 특정 유압유인 MIL-H-5606A 의 체적 탄성 계수에 미치는 영향을 보여주고 있다.

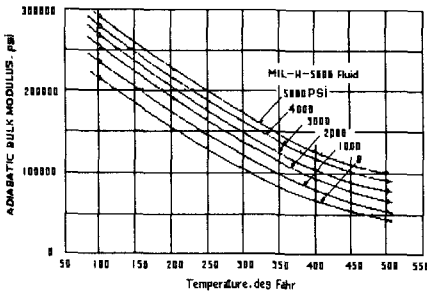


Fig. 1 Effect of pressure and temperature on the bulk modulus

2.2 Model-matching problem

$T_1, T_2 \in \mathfrak{S}$, 안정하고 적절한 전달 함수라고 하면, Model-matching problem 은 $T_1 - T_2 Q$ 의 ∞ -norm 을 최소화하기 위한 안정한 전달함수 Q 를 찾는 것이다. 여기서 T_1 은 모델이고 T_2 는 플랜트이며 Q 는 $T_2 Q$ 가 T_1 과 거의 근사치가 되도록 하기 위해 설계되어진 하나의 컨트롤러이다. 따라서 $T_1 - T_2 Q$ 는 오차 전달함수(error transfer function)이다. T_2 가 허수 축상에 어떠한 zero 들도 가지지 않는다고 가정할 것이다. 최소의 model-matching error 를 다음과 같이 정의한다.

$$\gamma_{opt} := \min \|T_1 - T_2 Q\|_{\infty} \quad (2)$$

최소값이 모든 안정한 Q 에 대하여 취하여진다. 최소값은 T_2 에서의 가정의 장점에 의해 얻어진다. 최소값을 얻는 Q 는 최적이라고 말한다.

문제가 사소한 경우는 T_1/T_2 가 안정할 때이고, 그 때는 unique optimal Q 가 $Q = T_1/T_2$ 이고, $\gamma_{opt} = 0$ 일 때이다. 가장 간단한 사소하지 않은 경우는 T_2 가 RHP 에 단지 단 하나의 zero 를 가질 때이다. 즉 $s = s_0$ 일 때라고 한다. 만약 Q 가 안정하고 $T_2 Q$ 가 finite ∞ -norm ($T_2 Q \in \mathfrak{S}$) 을 갖는다면 그 때는 maximum modulus theorem $\|T_1 - T_2 Q\|_{\infty} \geq |T_1(s_0)|$ 에 의해 $\gamma_{opt} \geq |T_1(s_0)|$ 이 된다. 반면 함수 Q 는 안정하고

$$Q = \frac{T_1 - T_1(s_0)}{T_2} \quad (3)$$

Model-matching error 에 대해 $|T_1(s_0)|$ 값을 갖는다.

결론적으로, $\gamma_{opt} = |T_1(s_0)|$ 이고, (3)식이 사실상 unique optimal Q 가 된다.

2.3 The Nevanlinna-Pick Problem

$\{a_1, \dots, a_n\}$ 을 open RHP, 즉 $\text{Re } s > 0$ 에 있는 점들의 집합이라 하자. $\{b_1, \dots, b_n\}$ 을 \mathbb{C} 에 있는 점들의 집합이라 하자. 간략성을 위해 점들 a_1, \dots, a_n 을 각각 같지 않다고 가정한다. NP 문제는 두 개의 조건 $\|G\|_{\infty} \leq 1, G(a_i) = b_i, i = 1, \dots, n$ 을 만족하는 \mathfrak{S}_c 내에 있는 함수 G 를 발견하는 것이다. 함수 G 는 안정하고, 적절하고, $\|G\|_{\infty} \leq 1$, 를 만족해야만 한다. NP 문제는 만약 그런 함수 G 가 존재한다면 풀 수 있다고 한다.

사실상, NP 문제는 모든 데이터에 대해서 풀 수 없다. 문제를 풀기 위해서 분명히 필요한 조건은 $|b_i| \leq 1, i = 1, \dots, n$ 이다. 이것은 maximum modulus theorem 으로부터 나온다 : 만약 함수 G 가 \mathfrak{S}_c 에 속하고, $G(a_i) = b_i$ 을 만족한다면, 그때는 그것의 크기는 점 $s = a_i$ 에서 $|b_i|$ 와 같아진다. 따라서 RHP 에서의 최대 크기는 $\geq |b_i|$ (고로 $\|G\|_{\infty} \geq |b_i|$ 이 된다)이 된다 ; 그러나 만약, $\|G\|_{\infty} \leq 1$ 이 참이라면, 그때는 $|b_i| \leq 1$, 이 된다.

2.4 Controller Parametrization

대부분의 제어에 관한 문제는 주어진 기기의 전달함수 P 로부터 제어장치 C 를 설계하여 내부적 안정성과 설계목적을 달성하는 것이다. 제어를 설계하는 방법 중의 하나인 controller parametrization 은 다음의 식으로부터 시작한다.

내부적으로 안정한 컨트롤러의 유사한 factorization 을 사용하면 다음과 같다.

$$P = \frac{N}{M} \quad NX + MY = 1 \quad (4)$$

$N, M, X, Y \in \mathfrak{S}$

컨트롤러 C 에 대한 공식은 다음과 같다.

$$C = \frac{X + MQ}{Y - NQ} \quad Q \in \mathfrak{S} \quad (5)$$

3. H_{∞} 알고리즘

3.1 The Modified Problem

명목상의 플랜트에 대한 피드백 시스템이 내부적으로 안정하기 위한 적절한 컨트롤러 C 는 다음

의 부등식으로부터 구한다.

$$\|W_1 S\| + \|W_2 T\|_\infty < 1 \quad (6)$$

정확한 문제는 풀리지 않은 채로 남기 때문에 풀 수 있는 유사한 문제를 다룬다. 다루기 쉬운 것을 가지고, 부등식 $\|W_1 S\| + \|W_2 T\|_\infty < 1$ 을 대신할 수 있는 것을 찾는다. 주파수를 고정하고 $x := |W_1 S|$, $y := |W_2 T|$ 를 정의한다. 즉, x-y 평면상에서 $x + y < 1$ 인 영역이다.

중심이 원점이고, 반지름이 $1/\sqrt{2}$ 인 원을 생각하자. 그러면 $x^2 + y^2 < 1/2 \Rightarrow x + y < 1$ 이다.

(6)에 대한 충분조건은

$$\|W_1 S\|^2 + \|W_2 T\|^2 < \frac{1}{2} \quad (7)$$

이런 방식으로 Modified Robust Performance Problem 에 도달할 수 있다. 식 (7)을 유지하는 적절하고 내부적으로 안정한 콘트롤러 C 를 발견하는 것이다.

3.2 Spectral Factorization

F(s) 실계수 함수 $\overline{F} = F(-s)$

$$\overline{F}(j\omega) = F(-j\omega) = \overline{F}(j\omega) \quad (8)$$

제공된 함수 F 가 $F \in \mathfrak{S}$ 를 만족하면, $F = F_{ap} F_{mp}$ 형태의 factorization 을 갖는다. 모든

RHP zero 들은 all-pass factor 가 되고, LHP 혹은 허수 축상에 있는 zero 들은 minimum-phase factor 가 된다. All-pass factor 는 $\overline{F_{ap}(s)} F_{ap}(s) = 1$ 의 특성을 가진다. 만약 함수 F 가 $\overline{F} = F$ 의 특성을 가지고, 또 허수 축상에 zero 나 pole 이 없다면 실수축 허수축 모두에 대하여 함수 F 의 zero 들이 대칭의 패턴을 형성하는 것을 의미한다.

$F(s) = F(-s)$ 이기 때문에 z 가 zero 라면 -z 도 또한 zero 가 된다. RHP 에 있는 모든 zero z 에 대하여 함수 F 의 분자(numerator)는 $(z-s)(z+s)$ 로 나누어질 수 있다. Pole 에 대해서도 유사하다.

$F(s) = c F_1(s)$ z_i, p_i RHP zero, pole $F_1(0) > 0$

$$F_1(s) = \frac{\prod(z_i - s)(z_i + s)}{\prod(p_i - s)(p_i + s)} \quad (9)$$

F_1 으로부터 $\text{Re}(\text{실수}) s < 0$ 에서의 zeros, poles 와 일치하는 요소(인자)들을 선택함으로써 함수 G 를 형성한다.

$$G(s) = \frac{\prod(z_i + s)}{\prod(p_i + s)} \quad G \text{ 와 } G^{-1} \text{ 안정} \quad (10)$$

RHP 에 있는 F_1 의 zeros, poles 는 함수 \overline{G} 에 포함되고, 다음의 factorization 을 갖는다.

$$F = \overline{G} c G \quad G \text{ 와 } G^{-1} \text{ 안정}$$

마지막으로, 만약 $c > 0$ 이라면, $F = \overline{F_{sf}} F_{sf}$ 를 만족하는 F_{sf} 를 다음과 같이 정의한다.

$$F_{sf}(s) := \sqrt{c} \frac{\prod(z_i + s)}{\prod(p_i + s)} \quad (11)$$

$$F_1(0) > 0, \quad c > 0 \quad \Leftrightarrow \quad F(0) > 0$$

함수 F_{sf} (함수 $F(s)$ 의 제곱근과 같은) 는 다음의

특성을 갖는다. $F = \overline{F_{sf}} F_{sf}$ F_{sf} , F_{sf}^{-1} 안정

F_{sf} 는 함수 F 의 spectral factor 라고 불린다.

3.3 Solution of Modified Problem

Modified problem 의 해는 model-matching problem 으로 바뀌는 것을 포함한다. Q 를 사용하여 S, T 에 대해 표현하면 식(5)와 같다.

$$C = \frac{X + MQ}{Y - NQ} \quad S = M(Y - NQ)$$

$$T = N(X + MQ)$$

그래서, 수정된 문제는

$$\|W_1 M(Y - NQ)\|^2 + \|W_2 N(X + MQ)\|^2 < \frac{1}{2} \quad (12)$$

식(12)를 만족하는 $Q \in \mathfrak{S}$ 를 알아내는 것으로 줄어든다. 이제 R_1, R_2, S_1, S_2 를 정의 함으로써 간략화하자.

$$R_1 := W_1 M Y \quad S_1 := W_2 N X$$

$$R_2 := W_1 M N \quad S_2 := -W_2 M N$$

따라서 (12)는 다음과 같이 표현된다.

$$\|R_1 - R_2 Q\|^2 + \|S_1 - S_2 Q\|^2 < \frac{1}{2} \quad (13)$$

부등식 (13)는 Q 의 두 개의 제곱 항을 포함한다. Model-matching problem 과 더욱 더 유사한 것을 얻기 위해, (13)에서 Q 의 제곱 항을 단지 하나만 있도록 변형을 할 것이다. 즉, 다음과 같다.

$$\|U_1 - U_2 Q\|^2 + U_3 < \frac{1}{2} \quad (14)$$

$U_1, U_2 \in \mathfrak{S}$, U_3 는 $\overline{U_3} = U_3$ 의 특성을 가진 실재 합리적인 함수가 될 것이다.

$U_4 : \frac{1}{2} - U_3$ 의 spectral factor

$$\Leftrightarrow |U_1 - U_2 Q|^2 + U_3 < \frac{1}{2} \quad \forall \omega$$

$$\Leftrightarrow |U_1 - U_2 Q|^2 < \frac{1}{2} - U_3 \quad \forall \omega \quad (15)$$

$$\Leftrightarrow |U_1 - U_2 Q|^2 < |U_4|^2 \quad \forall \omega$$

$$\Leftrightarrow |U_4^{-1} U_1 - U_4^{-1} U_2 Q|^2 < 1 \quad \forall \omega$$

$$\Leftrightarrow \|U_4^{-1}U_1 - U_4^{-1}U_2Q\|_{\infty} < 1$$

식(14), (15)의 동등은 다음 식을 만족한다.

$$\begin{aligned} & (\overline{R_1} - \overline{R_2}Q)(\overline{R_1} - \overline{R_2}Q) + (\overline{S_1} - \overline{S_2}Q)(\overline{S_1} - \overline{S_2}Q) \\ & = (\overline{U_1} - \overline{U_2}Q)(\overline{U_1} - \overline{U_2}Q) + U_3 \end{aligned}$$

$$\overline{R_2}R_2 + \overline{S_2}S_2 = \overline{U_2}U_2 \quad (16)$$

$$\overline{R_2}R_1 + \overline{S_2}S_1 = \overline{U_2}U_1 \quad (17)$$

$$\overline{R_1}R_1 + \overline{S_1}S_1 = \overline{U_1}U_1 + U_3 \quad (18)$$

아이디어는 (16)과 (17)을 만족하는 U_1, U_2 를 얻는 것이다. 그런 후에 (18)로부터 U_3 를 얻는다. 사실상 곧바로 U_3 에 대해서 풀 수 있다.

$$U_3 = \frac{\overline{W_1}W_1\overline{W_2}W_2}{\overline{W_1}W_1 + \overline{W_2}W_2} \quad (19)$$

4. 시스템 모델링

4.1 Valve Controlled Motor

서보 밸브로 통제된 회전 모터로 조성된 유압 동력 요소는 아마도 가장 넓게 사용된 조합이다. Fig 2 에 도식화된 valve-motor 조합을 고려하자.

우선 서보 밸브 방정식들을 결정하자. 서보 밸브 오리피스들은 연결되고 대칭적이라고 가정하면, 라인(관)들에 있는 압력들은 두 개의 오리피스들을 가로지르는 압력 강하들이 같기 위해서 같은 양들에 의해 $P_s/2$ 위 아래로 움직일 것이다.

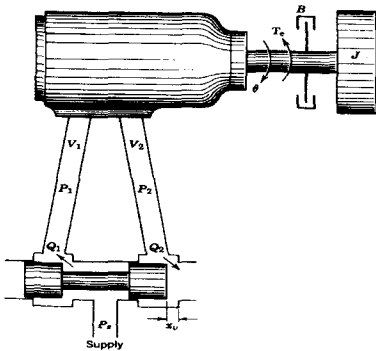


Fig.2 Valve-Motor Combination

그런 까닭으로, 앞으로 향한 것과 되돌아 오는 것 모두에 대한 밸브 계수들은 같다. 따라서, 공급 압력이 일정하다고 가정한다면, 선형화된 서보 밸브 흐름 방정식들은 다음과 같다.

$$Q_1 = K_q x_v - 2K_c P_1 \quad (20)$$

$$Q_2 = K_q x_v + 2K_c P_2 \quad (21)$$

Fig.2 에 보이는 각각의 포트에 대한 흐름-압력 계수는 K_c 가 P_L 에 대하여 정의되었기 때문에 전체에 대하여 밸브의 계수에 두 배이다.

포트를 가로질러서 발생하는 P_L 에서의 변화는 두 배이다.

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (22)$$

이것은 서보 밸브의 선형화된 흐름 방정식의 보통의 형태이다. Load flow 는 라인들에 있는 흐름들의 평균을 나타내고, 만약 외부 누수가 0 이 아니라면 각각의 라인에서의 흐름과 같다고 해석될 수 없다. Load flow 의 개념은 요구되어지는 흐름 변수들의 수를 줄여주기 때문에 유용하다. 각각의 챔버에 있는 압력들은 모든 곳에서 같고, 포화되거나 텅 비지 않는다고 가정하면 챔버들에 있는 유체 속도들은 minor loss 들은 무시 할만 하기 위해서 작다. 라인 현상은 없고, 온도와 밀도는 일정하다. 각각의 모터 챔버에 대한 연속 방정식의 적용은 다음과 같다.

$$Q_1 - C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (23)$$

$$C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (24)$$

t : 시간, sec

$$V_1 = V_0 + f_v(\theta_m) \quad (25)$$

$$V_2 = V_0 - f_v(\theta_m) \quad (26)$$

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{df_v(\theta_m)}{dt} = D_m \frac{d\theta_m}{dt} = -\frac{dV_2}{dt} \quad (27)$$

(26) + (27)로부터

$$V_1 = V_1 + V_2 = 2V_0 \quad (28)$$

$$Q_L = D_m s \theta_m + C_{im} P_L + \frac{V_1}{4\beta_e} s P_L \quad (29)$$

$$\begin{aligned} T_g &= (P_1 - P_2) D_m \\ &= J_t s^2 \theta_m + B_m s \theta_m + G \theta_m + T_L \end{aligned} \quad (30)$$

식(22), (29) 그리고 (30)은 밸브-모터 조합을 정의한다. 이제 물리적으로 해석 가능한 결과들과 전체 전달 함수를 얻기 위하여 그것들을 조합하자. 조합하고 간략히 하면

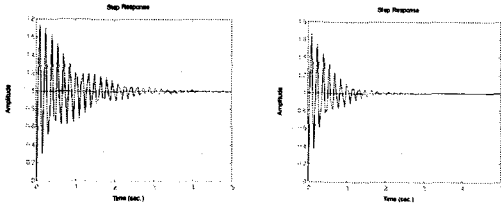
$$\theta_m = \frac{\frac{K_q}{D_m} x_v}{\frac{V_1 J_t}{4\beta_e D_m^2} s^3 + \frac{K_{ce} J_t}{D_m^2} s^2 + s + \frac{K_{ce} G}{D_m^2}} \quad (31)$$

식(31)은 밸브 위치와 하중 토크 입력들에 대한 모터 응답을 준다. 시스템 특성 방정식은 3 차(cubic)이다. J_t, B_m 과 G 는 식(31)이 매우 일반적이기 위해서 모터에서의 총 가속도, 속도, 토크들

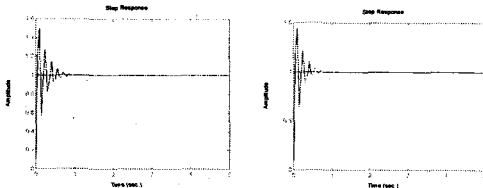
에 따른 위치를 나타내는 하나의 계수라고 강조되어야만 한다.

4.2 Modeling 의 출력

앞에서 구해진 모델링에 대한 출력을 구해보자. 다음은 제어 장치가 적용되지 않았을 경우의 체적 탄성 계수의 변화에 따른 다양한 출력을 보여준다.



a) 440.33° K, 34.45MPa (500° F, 0psi) b) 440.33° K, 6.89MPa (500° F, 1000psi)



c) 80.33° K, 6.89MPa (300° F, 0psi) d) -279.67° K, 34.45MPa (100° F, 5000psi)

Fig.3 Different responses due to the various operating conditions

5. H_∞ 제어 기술을 이용한 제어기 설계

5.1 Controller 설계

안정된 가중 전달 함수, W_1 을 다음과 같이 설정한다. a: 설계조건에 의해 설정되는 매개변수

$$W_1 = \frac{a}{s+1} \quad (32)$$

Fig.4로부터 W_2 는 다음과 같이 선택할 수 있다.

$$W_2 = \frac{0.004s}{0.0004s+1} \quad (33)$$

W_1, W_2 를 이용하여 변형된 robust performance 조건인 식(5)를 만족시키는 제어장치 C 를 설계한다. 식(19)로부터 U_3 를 구한다.

$$U_3 = \frac{-(16 \times 10^{-6})a^2 s^2}{a^2 - [(16 \times 10^{-8})a^2 + 16 \times 10^{-6}]s^2 + (16 \times 10^{-6})s^4}$$

$\|U_3\|_\infty < \frac{1}{2}$ 일 경우 문제를 해석할 수 있기 때문에

다음의 그래프로부터 a 를 결정하면 $a \leq 250$ 일

경우 문제 해석 가능하다.

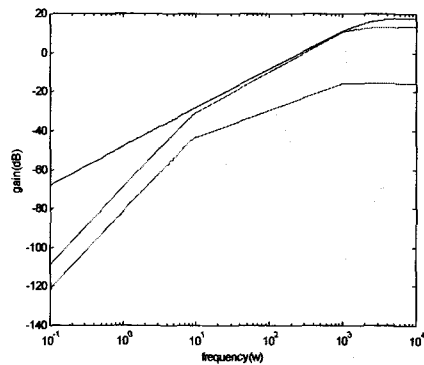


Fig.4 Bode plot of W_2

여기에서 $a = 140$ 을 선택하여 문제에 접근한다. 가상의 전달 함수 P 를 광범위한 작동 환경의 중간, 즉 $13.78MPa(2000psi)$ 의 압력과 $88.33^\circ K$ ($300^\circ F$) 의 온도에서 선택하면 체적 탄성 계수는 $\beta = 134000 \times 6890 = 923.26(MPa)$ 이 된다.

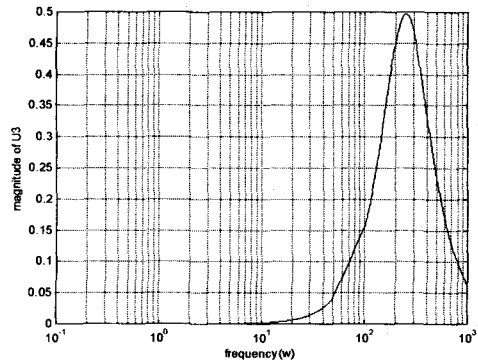


Fig.5 Infinity norm of $U_3, a=250$

$$P = \frac{687730}{(s+417.68)(s+14.077)(s+0.00061)}$$

$$F_{sf} = \left(\frac{0.004s^2 + bs + a}{(1+s)(1+4 \times 10^{-4}s)} \right) \times P \quad b = 0.10598$$

$$U_1 = a^2 \frac{(1-4 \times 10^{-4}s)}{(s+1)(0.004s^2 + bs + a)} \quad c = 0.70424$$

$$U_2 = \frac{(0.004s^2 - bs + a)}{(1+s)(1+4 \times 10^{-4}s)} \times P$$

$$U_4 = \frac{0.004s^2 + cs + a}{\sqrt{2(0.004s^2 + bs + a)}}$$

앞의 이론들을 적용하여 전달 함수 Q_{im} 를 구하면 다음과 같다.

$$Q_{im} = 8.414 \times (s + 2500)[s + (126.93 \pm 88.291i)] \times \frac{(s + 417.68)(s + 14.077)(s + 0.0061)}{(s + 99.216)[s + (132.47 \pm 132.1i)]}$$

여기에서 Q_{im} 의 분자의 차수가 분모의 차수보다 높기 때문에 적절하지 못하다. 이를 보완하기 위해 $J = \frac{1}{(\tau s + 1)^t}$ 로 놓고 $Q = Q_{im} \cdot J$ 의 적절한 함수를 만든다. 여기서 τ 는 $\|T_1 - T_2 Q\|_{\infty} < 1$ 를 만족해야 한다.

$\tau = 0.03$ 일 때 $\|T_1 - T_2 Q\|_{\infty} = 0.9956 < 1$ 만족하며, 결론적으로 controller parametrization 으로부터 구한다.

$$C = \frac{8.414 \times 10^{-4}(s + 2500)[s + (126.93 \pm 88.291i)](s + 417.68)(s + 14.077)(s + 0.0061)}{(s + 351.91)(s + 0.16024)[s + (133.32 \pm 88.83i)](s + (172.73 \pm 191.36i))}$$

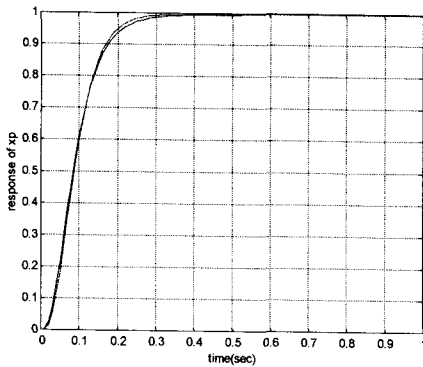


Fig.6 Time response for the critical operating condition

위의 제어장치를 모델에 적용할 경우 Fig.6에 주어진 작동 환경 중 극단점, 즉 유압유의 특성인 체적 탄성 계수가 최소값인 $0.3011GPa$, $440.33^\circ K$, 최대값인 $2.005GPa$, $-276.67^\circ K$ 의 작동 환경에서의 출력을 보여주며 거의 일정한 결과를 나타내고 있다.

6. 결론

본 논문에서의 결론은 다음과 같다.

1. H_{∞} 기술에 의한 제어장치를 적용하였을 경우 작동환경 범위의 모든 조건에서 0.35 초 내의 정정 시간 (settling time), 0%의 오버슈트 등의 출력을 나

타내었다.

2. H_{∞} 기술을 적용함으로써 다양한 작동 환경 하에서 체적 탄성 계수의 변화에도 일정한 출력을 얻을 수 있었다.

3. 입출력 사이의 전달 함수를 선형화 했을 경우에 해석이 가능하며, 가중함수 W_1, W_2 를 선택하는 특정한 규정이 없으며, 낮은 가중치 함수에서 출발하여 설계된 컨트롤러의 차수가 높다는 단점도 고려해야 한다.

앞으로 설계함에 있어서 가중 함수 설정 방법과 설계된 컨트롤러의 높은 차수를 낮은 차수로 줄이는 방법의 연구가 필요하다고 하겠다.

참고문헌

- (1) J.C. Doyle, B.A. Francis and Tannenbaum, 1992, "Feedback control theory", Macmillan Publishing Co.
- (2) G.K. Christensen, et al., 1987, "Design of hydraulic force control systems with state estimate feedback", 10th IFAC World Congress on Automatic Control, pp. 300~305.
- (3) R. L. Peeler and J. Green, 1959, "Measurement of bulk modulus of hydraulic fluids", ASTM Bulletin, pp. 51-57.
- (4) B. D. Gradiner, 1959, "High temperature hydraulics", 12th Nat. Conf. on Indust. Hyd., pp. 155-170.
- (5) F. H. Polard, 1957, "The development of high temperature hydraulic systems for aircraft", Nat. Conf. on Indust. Hydraulics, vol. 11, pp. 57-65.
- (6) W. E. Mayhew, 1961, "Design and test of a high temperature hydraulic system", Nat. Conf. on Indust. Hydraulics, vol. 15, pp. 17-27.
- (7) F. Damasco and C. Spar, 1961, "High temperature hydraulic fluid", Nat. Conf. on Indust. Hydraulics, vol. 15, pp. 104-113.
- (8) C. Lemme, 1969, "Variable viscosity compressible oil flow at high pressure", 25th Nat. Conf. on Indust. Hydraulics, pp.121-137.
- (9) A. T. Hayward, 1961, "Air bubbles in oil-their effect on viscosity and compressibility", 17th Nat. Conf. on Indust. Hydraulics, pp. 124-132.
- (10) F. Damasco and C. Spar, 1961, "High temperature hydraulic fluid", Nat. Conf. on Indust. Hydraulics, vol. 15, pp. 104-113.
- (11) C. Lemme, 1969, "Variable viscosity compressible oil flow at high pressure", 25th Nat. Conf. on Indust. Hydraulics, pp.121-137.
- (12) A. T. Hayward, 1961, "Air bubbles in oil-their effect on viscosity and compressibility", 17th Nat. Conf. on Indust. Hydraulics, pp. 124-132.
- (13) D. E. Brown, 1973, "The effect of air in fluid on the operating characteristic of a hydraulic transmission", 3rd Int. Fluid Power Symposium, paper A1.