

〈論 文〉

유압식 부하 시뮬레이터의 설계에 관한 연구

이성래* · 김형의** · 문의준***

(1993년 4월 30일 접수)

Study for the Design of Hydraulic Load Simulator

S. R. Lee, H. Y. Kim and Y. J. Moon

Key Words : Load Simulator(부하 시뮬레이터), Hydraulic(유압), Control System(제어시스템)

Abstract

Load simulator is essential to test and qualify the performance of various control systems. It is good time to introduce a method to design and analyze the load simulator since many research centers and industrial companies are trying to buy or design the load simulator. The stability, accuracy and response speed of the simulator are represented by the system parameters such as the hydraulic motor characteristics, the servovalve characteristics, supply pressure, rotational inertia, rotational spring constant, sensor and controller gains. Two design examples are shown here. A load simulator for a position control system and that for a velocity control system are designed. The goodness of the proposed method is verified by the digital computer simulations.

I. 서 론

고성능 제어시스템이나 일반산업용 제어시스템의 동특성을 파악하기 위해서 사용되는 부하 시뮬레이터의 국내 수요가 점차 증가하고 있다.⁽¹⁾ 과거에는 제어시스템의 동특성을 파악할 때 무부하상태에서 실험하거나 부하를 가하더라도 팬스프링과 같이 제어시스템의 제어위치에 비례하는 수동적인 부하를 제공하였을 뿐이다. 고부가가치의 제어시스템을 설계, 제작하기 위해서는 그 시스템의 성능실험에서 실제에 가까운 능동적인 부하를 제공할 수 있는 부하 시뮬레이터가 필요하다. 능동적인 부하 시뮬레이터는 전기브레이크를 사용하여 구성할 수도 있으나 유압을 이용한 유압 부하 시뮬레이터가 일반적으로 사용된다.

유압을 이용한 부하 시뮬레이터의 구조는 시험부스템의 무게, 크기, 최대 발생토크에 따라 약간씩은 차이가 있지만 기본적으로 시험부스템 설치테이블, 유압공급장치, 전기제어장치로 분리된다.^(2,3) 테이블위에는 부하 시뮬레이터의 서보밸브, 유압모터(회전형 유압구동기), 회전각감지기, 유연 커플링(flexible coupling), 토크감지기 등이 조립되어 시험부스템의 회전축과 연결되어 같이 회전한다. 부하 시뮬레이터는 일종의 부하 발생장치이므로 항상 부하를 받는 제어시스템에 연결되어야 한다.

시뮬레이터를 설계하기 위해서는 먼저 부하 시뮬레이터의 시스템 특성을 나타내는 수학적모델을 유도해야 하며 유도된 수학적모델은 선형화되어 부하 시뮬레이터 시스템의 해석이나 설계에 중요하게 사용된다. 시스템의 안정성, 정확성 및 응답성이 시스템변수로 표현되므로 유압모터의 배제용적, 유압모터의 허용누설량, 유압모터의 용적, 유압모터 회전체의 관성크기, 서보밸브의 응답정도, 시험부와 부하부의 연결축의 동가 스프링상수값 등을 결정할

*정회원, 전양대학교 기계공학과

**정회원, 한국기계연구원 유공암실

***정회원, 국방과학연구소

수 있다. 부하 시뮬레이터의 설계에 대한 보기로서 첫째, 고성능 위치제어시스템에 부하를 제공하는 주파수응답 범위가 100 Hz인 부하 시뮬레이터를 설계하였고 둘째, 산업용 속도제어시스템에 부하를 제공하는 주파수응답 범위가 25 Hz인 부하 시뮬레이터를 설계하였다. 물론 선형화된 수학적모델을 이용하여 설계하며 설계과정의 타당성은 비선형 수학적모델을 그대로 적용한 디지털 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 입증되었다. 이러한 설계방법은 실제 부하 시뮬레이터를 자체 개발하는데 초기 설계단계로서 큰 도움이 될 것이다.

2. 부하 시뮬레이터의 수학적모델

시험부시스템과 부하 시뮬레이터는 각각 독립된 서보시스템으로서 시험부시스템은 위치나 속도제어 시스템이며 부하 시뮬레이터는 토크제어시스템이다. Fig. 1에서 시험부시스템과 부하 시뮬레이터는 토크감지기를 중간에 두고 서로 연결되어 있다.

주어진 명령부하 토크가 있을 때 출력부하 토크는 감지기에서 측정되며 명령부하 토크와 측정부하 토크의 차이는 오차전압을 유발시켜 서보밸브의 유량을 조절하며 그 유량은 유압모터로 유입되어 시뮬레이터 유압모터의 압력차를 발생시키며 그 압력차는 결국 명령부하 토크에 가까운 부하 토크를 낼 수 있도록 한다. 명령부하 토크나 측정부하 토크는 모두 토크감지기의 이득값에 의해 전압으로 산출되며 명령전압과 측정전압의 차이는 제어기에서 증폭 및 보상되고 그 전압은 전류발생기에 의해 전류로 바뀌어서 서보밸브에 가해진다. 그러므로 시험부시스템은 부하 시뮬레이터로부터 받는 부하를 극복하면서 정회전 또는 역회전을 하게 되며 반대로 부하 시뮬레이터는 시험부시스템으로부터 받는 회전각

또는 회전속도의 영향을 극복하면서 토크를 정확하고 신속하게 제어해야 한다. 만일 토크의 기준 입력전압 V_R 과 출력전압 V_L 에 차이가 생기면 그 오차신호는 증폭기, 보상회로 및 전류발생기를 거쳐 서보밸브를 작동시키는 입력전류 I_c 가 된다.

$$I_c = K_i K_p (V_R - V_L) \quad (1)$$

여기서, K_i 는 전류발생기 이득이며 K_p 는 비례제어기의 이득값이다.

서보밸브의 특성식은 일반적으로 일차 또는 이차 전달함수로 표현되는데 시뮬레이터의 설계요구 주파수응답 대역폭이 크므로 아래와 같이 이차 전달함수로 해야지만 정확한 결과를 얻을 수 있다.

$$\frac{x_v(s)}{I_c} = \frac{K_{sv}}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\xi_v s}{\omega_v} + 1} \quad (2)$$

여기서, x_v 는 서보밸브의 스플변위, K_{sv} 는 서보밸브 이득, ω_v 는 서보밸브의 비감쇠 고유진동수, ξ_v 는 서보밸브의 감쇠비이다. 서보밸브의 유량은 스플변위와 오리피스 양단 압력차의 비선형 함수로 표현된다.

$$Q_1 = C_d w x_v \left[\frac{2(P_s - P_1)}{\rho} \right]^{1/2} \quad (3)$$

$$Q_2 = C_d w x_v \left[\frac{2P_2}{\rho} \right]^{1/2} \quad (4)$$

여기서 C_d 는 서보밸브 오리피스 유량계수, w 는 오리피스 개구면적 대 스플변위비, P_s 는 시스템 공급압력, P_1, P_2 는 액튜에이터 내부압력, ρ 는 작동유 밀도를 나타낸다. 그리고 Q_1 은 서보밸브에서 유압모터로 가는 유량으로서 시험대상 시스템의 움직임을 방해하는 쪽으로 유압모터에 유입된다. Q_2 는 유압모터에서 탱크로 가는 유량이다. 유압모터 내부는 베인을 경계로 하여 두개의 공간으로 나눌 수 있다. 각각의 공간에 대해서 유량보존식(continuity equation)은 다음과 같다.

$$Q_1 + A \dot{\theta}_L - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{V_1}{\beta} \dot{P}_1 \quad (5)$$

$$-Q_2 - A \dot{\theta}_L + C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 = \frac{V_2}{\beta} \dot{P}_2 \quad (6)$$

여기서, A 는 유압모터의 단위 회전각에 대한 배제용적, $\dot{\theta}_L$ 은 유압모터의 회전각, C_{ip}, C_{ep} 는 유압모터의 내부 및 외부 누설계수, V_1, V_2 는 유압모터의 부피, β 는 작동유 체적탄성계수를 나타낸다. 토크 평형식을 유도하기 전에 Fig. 2에 시험대상 시스템

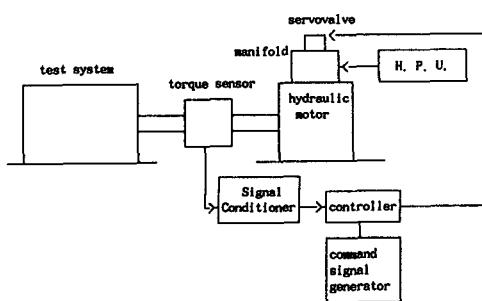


Fig. 1 Load simulator model

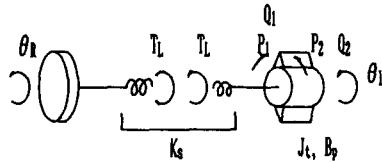


Fig. 2 Free body diagram of the rotating parts of the test system and load simulator

과 부하 시뮬레이터의 회전부분에 대해서만 자유물체도를 나타냈다.

θ_R 은 시험부 유압모터의 회전각이며 θ_L, J_t, B_p 는 부하시뮬레이터 회전체의 회전각, 관성, 점성감쇠 계수이다. K_s 는 시험부와 부하 시뮬레이터 연결축의 등가 스프링상수이다. 그러므로 토크 평형식은 다음과 같이 표현된다.

$$T_L - (P_1 - P_2)A = J_t \ddot{\theta}_L + B_p \dot{\theta}_L \quad (7)$$

$$T_L = K_s(\theta_R - \theta_L) \quad (8)$$

$$V_L = H_{L0} T_L \quad (9)$$

여기서, H_{L0} 는 토크감지기 변환값, T_L 은 출력토크를 나타낸다.

식(1)에서 식(9)까지를 종합하여 선형화시키면 시험부와 부하 시뮬레이터의 블록선도는 Fig. 3과 같다. 자세한 선형화 과정이나 기호 설명은 참고문헌⁽⁴⁾에 잘 나타나 있다.

3. 선형시스템 해석

3.1 시스템 블록선도 및 전달함수

Fig. 3에 나타난 부하 시뮬레이터의 블록선도는 두개의 입력신호 V_R 과 θ_R , 한개의 출력신호 V_L 을 포함한다. 입력신호 θ_R 은 외란신호(disturbance signal)로 간주할 수 있다. 따라서 부하 시뮬레이터는 첫째 시험부시스템의 회전각이 영일때 입력토크 전압 V_R 과 토크감지기에서 감지된 출력토크 전압 V_L 의 관계를 나타내는 토크제어와, 둘째 입력

$$\frac{V_L}{V_e}(s) = \frac{K_L}{\left[\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\xi_v s}{\omega_v} + 1 \right] \left[\left(\frac{V_t J_t}{4\beta_e K_{ce} K_s} + \frac{B_p}{K_s} \right) s^2 + \left(\frac{B_p}{K_s} + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} + \frac{A^2}{K_{ce} K_s} \right) s + 1 \right]} \quad (20)$$

$$K_L = K_p K_i K_{sv} K_q A H_{L0} / K_{ce}; \text{ 토크제어 루프제인} \quad (21)$$

위식에서 3차 미방식 항은 다음과 같이 두 가지 경우로 인수분해가 될 수 있다.

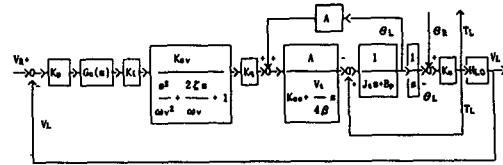


Fig. 3 Linearized block diagram of the load simulator

토크가 영인 경우 시험부의 회전각 θ_R 과 토크 감지기의 출력 토크 전압 V_L 의 관계를 나타내는 외란제어로 구분할 수 있다. 블록선도를 이용하여 V_R, V_L, θ_R 의 관계를 나타내는 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$V_L(s) = \frac{K_L^* V_R + H_{L0}(B_p + \frac{A^2}{K_{ce}})[b_2 s^2 + b_1 s + b_0]s\theta_R}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 + K_L^*} \quad (10)$$

$$K_L^* = K_p K_i K_{sv} K_q A H_{L0} / K_{ce} \quad (11)$$

$$K_{sv}^* = \frac{K_{sv}}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\xi_v s}{\omega_v} + 1} \quad (12)$$

$$a_3 = \frac{V_t J_t}{4\beta_e K_{ce} K_s} \quad (13)$$

$$a_2 = \frac{J_t}{K_s} + \frac{V_t B_p}{4\beta_e K_{ce} K_s} \quad (14)$$

$$a_1 = \frac{B_p}{K_s} + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} + \frac{A^2}{K_{ce} K_s} \quad (15)$$

$$a_0 = 1 \quad (16)$$

$$b_2 = \frac{V_t J_t}{4\beta_e (K_{ce} B_p + A^2)} \quad (17)$$

$$b_1 = \frac{K_{ce} J_t + V_t B_p / 4\beta_e}{K_{ce} B_p + A^2} \quad (18)$$

$$b_0 = 1 \quad (19)$$

여기서, K_q 는 서보밸브의 유량이득, K_{ce} 는 전체유량 대 압력계수, V_t 는 V_1 과 V_2 의 합과 같다. 토크제어시스템의 분석에서는 폐회로 전달함수보다는 개회로 전달함수를 사용하는 것이 편리하므로 식(10)의 전달함수에서 토크제어의 개회로 전달함수는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{V_L}{V_e}(s) = \frac{K_L}{(\tau_h s + 1) \left[\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\xi_v s}{\omega_v} + 1 \right] \left[\frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{2\delta_{ss}}{\omega_s} + 1 \right]} \quad (22)$$

3.1.1 $K_h \ll K_s$ 인 경우

식(20)은 아래식으로 표현된다.

$$K_h = 4\beta A^2 / V_t : \text{유압 스프링 상수} \quad (23)$$

$$\tau_h = A^2 / (K_{ce} K_h) : \text{시간상수} \quad (24)$$

$$\omega_s = [K_s / J_t]^{1/2} : \text{연결축 비감쇠 고유진동수} \quad (25)$$

$$\delta_s = (B_p / 2) [1 / J_t K_s]^{1/2} : \text{감쇠비} \quad (26)$$

3.1.2 $K_h \gg K_s$ 이고 $B_p \ll A^2 / K_{ce}$, $K_{ce}^2 K_s J_t / A^4 \ll 1$ 인 경우

식(20)은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{V_L}{V_e}(s) = \frac{K_L}{(\tau_h s + 1) \left[\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v s}{\omega_v} + 1 \right] \left[\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h s}{\omega_h} + 1 \right]} \quad (27)$$

$$\tau_h = A^2 / (K_{ce} K_s) : \text{시간상수} \quad (28)$$

$$\omega_h = [4\beta A^2 / (V_t J_t)]^{1/2} : \text{유압장치 비감쇠 고유진동수} \quad (29)$$

$$\delta_h = (K_{ce} / A) [\beta J_t / V_t]^{1/2} + (B_p / 4A) [V_t / \beta J_t]^{1/2} \\ ; \text{감쇠비} \quad (30)$$

외란제어시스템의 분석에서는 θ_h 과 V_L 의 관계를 나타내는 전달함수를 이용한다. 아래 식(31)에 나타난 $a_3, a_2, a_1, b_2, b_1, b_0$ 에 대한 정의는 식(13~19)에 나타나 있다.

$$\frac{V_L}{\theta_R}(s) = \frac{H_{L0} (B_p + \frac{A^2}{K_{ce}}) [b_2 s^2 + b_1 s + b_0] s}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 + K_L^* s} \quad (31)$$

3.2 안정성

부하 시뮬레이터 시스템이 안정하려면 식(10)에 나타난 특성방정식의 근의 위치가 모두 음의 실수 부에 있어야 한다. 그러나 시스템의 안정성은 식(20)을 이용하여 조사하는 것이 편리하다. 보상회로의 동특성을 편의상 무시하면 특성방정식의 차수는 5차가 되며 5차 미방식은 식(22)와 식(27)에 나타난 것처럼 1차식과 두개의 2차식으로 분해할 수가 있다. 부하 시뮬레이터의 안정성은 (1) $\omega_v \gg \omega_h, \omega_s$ 인 경우, (2) $\omega_v \ll \omega_s$ 이고 $K_h \ll K_s$ 인 경우, (3) $\omega_v \ll \omega_h$ 이고 $K_h \gg K_s$ 인 경우에 대해 각각 분석할 수 있다. 여기서 $\omega_v, \omega_h, \omega_s$ 는 각각 서보밸브의 비감쇠 고유진동수, 유압장치의 비감쇠 고유진동수, 연결축의 비감쇠 고유진동수이다.

3.2.1 $\omega_v \gg \omega_h, \omega_s$ 인 경우

서보밸브의 고유진동수가 유압장치 고유진동수나 연결축 고유진동수에 비해 매우 크므로 식(20)에서 특성방정식은 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$C.E. = a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 + K_L \quad (32)$$

Routh stability criterion을 이용하면 안정성의 조건식은 다음과 같다.

$$a_1 a_2 > (a_0 + K_L) a_3 \quad (33)$$

위식을 a_3 로 나누고 정리하면 안정성의 조건식은 다음과 같다.

$$\left[1 + \frac{V_t B_p}{4\beta e K_{ce} J_t} \right] \left[1 + \frac{4\beta e (K_{ce} B_p + A^2)}{V_t K_s} \right] \\ > (1 + K_L) \quad (34)$$

3.2.2 $\omega_v \ll \omega_s$ 이고 $K_h \ll K_s$ 인 경우

식(22)에서 개회로 전달함수는 다음과 같이 근사화할 수 있다.

$$\frac{V_L}{V_e}(s) = \frac{K_L}{(\tau_h s + 1) \left[\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v s}{\omega_v} + 1 \right]} \quad (35)$$

안정성의 조건은 위식의 보데선도에서 $\omega = \omega_v$ 에서의 진폭비가 1보다 작아야 한다. 따라서 안정성의 조건식은 다음과 같다.

$$K_L < 2\zeta_v \omega_v \tau_h$$

$$\text{또는, } K_p K_i K_{sv} K_q H_{L0} K_h / A < 2\zeta_v \omega_v \quad (36)$$

3.3.3 $\omega_v \ll \omega_h, K_h \gg K_s, B_p \ll A^2 / K_{ce}$, $K_{ce}^2 K_{ce} O^2 J_t / A^4 \ll 1$ 인 경우

식(27)에서 개회로 전달함수는 다음과 같이 근사화할 수 있다.

$$\frac{V_L}{V_e}(s) = \frac{K_L}{(\tau_h s + 1) \left[\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v s}{\omega_v} + 1 \right]} \quad (37)$$

안정성의 조건은 위식의 보데선도에서 $\omega = \omega_v$ 에서의 진폭비가 1보다 작아야 한다. 따라서 안정성의 조건식은 다음과 같다.

$$K_L < 2\zeta_v \omega_v \tau_h$$

$$\text{또는, } K_p K_i K_{sv} K_q H_{L0} K_s / A < 2\zeta_v \omega_v \quad (38)$$

3.3 정확성

시스템의 정확성은 두가지로 구분되는데 첫째 토크제어에서의 정상상태오차와 둘째 외란제어에서의 정상상태오차와 과도기응답에서 오차이다. 먼저 토크제어에서의 정상상태오차는 식(20)에서 보상회로의 동특성을 무시할 경우 토크입력전압이 단위계단 입력일 때 다음과 같다.

$$\text{토크제어시 정상상태오차} = 1 / (1 + K_L) \quad (39)$$

따라서 루프이득값이 클수록 오차가 작아진다는 것

을 알 수 있다. 그리고 외란제어의 경우 θ_R 이 단위계단입력이면 식(31)에서 최종치정리를 이용하여 정상상태오차는 영인 것을 알 수 있다. 그러나 아래식(40)과 같은 템포입력에 대한 정상상태오차는 보상회로의 동특성을 무시할 경우 식(41)과 같이 표현된다.

$$\theta_R = \omega_R t \quad (40)$$

ω_R =램프입력의 경사율 또는 외란각속도
(시험부시스템의 회전각속도)

$$V_L(\infty) = \frac{H_{L0}(B_p + \frac{A^2}{K_{ce}})\omega_R}{1 + K_L} \quad (41)$$

마지막으로 외란에 의한 과도기응답을 살펴보기로 한다. 식(31)에서 외란입력 θ_R 에 의한 과도기응답의 크기는 특성근과 영점의 위치 그리고 계수값에 좌우될 것이다. 여기서는 특성근과 영점의 위치는 고정되었다고 가정하여 계수값만을 구하기로 한다. 위식을 부분분해하면 분해된 각 분수식은 계수를 갖게 되는데 모든 계수값들의 공통상수는 다음과 같다.

$$H_{L0}(B_p + \frac{A^2}{K_{ce}})[b_2]/a_3 = H_{L0}K_s \quad (42)$$

따라서 K_s 값이 작을수록 과도기응답의 크기가 작아진다는 것을 짐작할 수 있다.

3.4 응답성

만일 시스템이 안정하다면 토크제어시스템에 대한 개회로 전달함수를 보데선도로 나타낼 때 교차주파수가 대략적으로 폐회로 시스템의 주파수 응답 범위라 할 수 있다. 식(22)와 식(27)에서 일반적으로 시간상수 τ_h 나 τ_s 는 고유진동수 ω_v , ω_h , ω_s 보다 매우 작으므로 보데선도는 -1의 기울기로 주파수축을 교차한다. 따라서 교차주파수는 다음과 같이 표현된다.

3.4.1 $K_h \ll K_s$ 인 경우

식(22)을 이용하면 부하시뮬레이터 시스템이 안정하다는 조건하에서 비례제어인 경우 보데선도의 교차주파수(단위 : rad/sec)는 다음과 같다.

$$\omega_c = K_L / \tau_h = K_p K_i K_{sv} K_q H_{L0} K_h / A \quad (43)$$

따라서 부하 시뮬레이터의 주파수 응답범위는 대략 식(43)에 나타난 값과 비슷하다.

3.4.2 $K_h \gg K_s$ 이고 $B_p \ll A^2/K_{ce}$, $K_{ce}^2 K_s J_t / A^4 \ll 1$ 인 경우

식(27)에서 부하 시뮬레이터 시스템이 안정하다는 조건하에서 비례제어인 경우 보데선도의 교차주파수(단위 : rad/sec)는 다음과 같다.

$$\omega_c = K_L / \tau_s = K_p K_i K_{sv} K_q K_{L0} K_s / A \quad (44)$$

따라서 부하 시뮬레이터의 주파수 응답범위는 대략 식(44)에 나타난 값과 비슷하다.

4. 부하 시뮬레이터의 설계

4.1 보기 1

고성능 위치제어시스템에 부하를 제공하는 부하시뮬레이터를 설계하기로 한다. 고성능 위치제어시스템의 주파수 응답범위가 20 Hz일 경우 부하 시뮬레이터에 대한 설계요구조건은 다음과 같다. 부하 시뮬레이터의 주파수 응답범위는 약 100 Hz 이상, 정상상태오차는 1%이내, 그리고 최대 부하토크는 10000 N/cm로 한다. 설계의 첫 단계는 적합한 서보밸브와 유압모터를 선정하는 것이다. 그리고 토크감지기 및 감지기 이득값, 제어기 이득값을 결정한다. Table 1에 초기 설계단계로서 임의로 선정한 시스템 변수값을 나타냈다. 먼저 부하 시뮬레이터의 주파수 응답범위가 100 Hz이므로 주파수 응답범위가 200 Hz이고 밸브암력강하 7 MPa에서 552 cm³/sec인 유량을 갖는 서보밸브를 선정하였다. 그리고 유압모터로서는 1라디언당 배재용적이

Table 1 System constants of load simulator:
Example 1

$A = 15 \text{ cm}^3/\text{rad}$, $B_p = 20 \text{ N}\cdot\text{cm}(\text{rad/sec})$
$C_d = 0.61$, $C_{lp} = 2.4(\text{cm}^3/\text{sec})/\text{MPa}$
$H_{L0} = 0.001 \text{ v/N}\cdot\text{cm}$, $J_t = 0.04 \text{ N}\cdot\text{cm}\cdot\text{sec}^2$
$K_i = 5 \text{ ma/v}$, $K_p = 2.5 \text{ v/V}$
$K_q = 12758(\text{cm}^3/\text{sec})/\text{cm} (P_s = 21 \text{ MPa}, P_L = 0 \text{ MPa})$
$K_s = 17000 \text{ N}\cdot\text{cm}/\text{rad}$, $K_{sv} = 0.0015 \text{ cm/ma}$
$P_s = 21 \text{ MPa} (2100 \text{ N}/\text{cm}^2)$, $V_t = 25 \text{ cm}^3$
$w = 1.34 \text{ cm}^2/\text{cm}$, $\beta = 1000 \text{ MPa}$
$\rho = 8.34 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{sec}^2/\text{cm}^4$, $\zeta_v = 0.8$
$\omega_R = 7 \text{ rad/sec}$, $\omega_v = 1256 \text{ rad/sec}$

15 cm³이고 내부 용적은 25 cm³인 베인형 유압모터를 선정하였다. 이러한 경우에 Table 1에 주어진 수치를 이용하여 부하 시뮬레이터 시스템 특성 즉 안정성, 정확성, 응답성을 선형해석과 디지털 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 조사한다.

4.1.1 안정성조사

주어진 수치를 이용하여 유압스프링상수와 유압고유진동수를 계산하면 다음과 같다.

$$K_h = 4\beta A^2 / V_t = 3.6 \times 10^6 \text{ N-cm/rad} \quad (45)$$

$$\omega_n = (K_h/J_t)^{1/2} = 9487 \text{ rad/sec} \quad (46)$$

따라서 Table 1에 나타난 시스템은 $K_h \gg K_s$, $\omega_n \ll \omega_b$ 이므로 식(27)을 이용하여 부하 시뮬레이터의 시스템 특성을 해석할 수 있으며 안정하기 위해서는 식(38)을 만족해야 한다. $K_L = 149.5$, $\tau_s = 0.55$, $2\xi_b\omega_b = 2009.6$ 이므로 식(38)에서 계인여유가 약 7.4로서 안정성의 조건을 충분히 만족한다.

4.1.2 정확성의 조사

토크제어의 경우 개회로 루프상수값이 $K_L = 149.5$ 이므로 식(39)에 의해 정상상태의 퍼센트 오차는 0.66% 이므로 요구조건 1% 이내를 만족한다. 그리고 시험부 유압모터가 7 rad/sec로 회전할 경우 유발되는 정상상태 출력토크는 식(41)에 의해 437 N/cm이다.

4.1.3 응답성조사

$K_h \gg K_s$ 이므로 식(44)에서 교차주파수는 272 rad/sec이므로 설계요구조건 $\omega_b = 628 \text{ rad/sec}$ 에 크게 미치지 못한다.

4.1.4 설계수정

위 설계에서 Table 1에 주어진 수치를 이용하면 안정성, 정확성은 설계요구조건을 만족하나 응답속도가 느리므로 식(44)에서 응답속도를 빠르게 하기 위해 전기적회로의 이득값 K_p , H_{L0} 를 증가시키거나 서보밸브의 용량을 크게하거나 연결축의 스프링상수값을 크게 하면 된다. 전기적회로의 이득값을 너무 크게 하는 것은 포화상태(saturation)에 걸릴 수 있으므로 여기서는 연결축의 스프링상수값을 2.5배로 크게 한다. 그러면 응답속도는 식(44)에 의해 2.5배가 빠르게 되며 그 교차주파수는 680 rad/sec이다. 따라서 설계요구조건인 주파수 응답범위 628 rad/sec(100 Hz)를 만족한다. 그러나 식(38)에서 안정성을 검토하면 시간상수값이 1/2.5배

로 감소하므로 계인여유는 7.4에서 3으로 감소한다.

4.1.5 디지털 컴퓨터 시뮬레이션

4.1.1~4항에서는 각각 주어진 부하 시뮬레이터의 안정성, 정확성, 응답성을 선형화된 수학적모델에 근거하여 해석하였다. 이러한 해석결과의 타당성은 비선형 수학적모델을 모두 고려한 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 증명되어야 한다. Fig. 4는 Table 1에 있는 시스템 상수값을 그대로 사용한 시뮬레이션 결과를 보여주고 있다. Fig. 4(a)는 시험부 유압모터가 정지했을 때 부하 시뮬레이터가 주파수 100 Hz, 진폭 2000 N/cm인 정현파 토크명령을 추종하는 것을 보여주고 있다. 일단은 시스템이 안정하다는 것을 알 수 있지만 위상지연이 90도 보다 크므로 설계요구조건이 주파수 응답범위 100 Hz(위상지연이 90도 이내)를 만족하지 못하는 것을

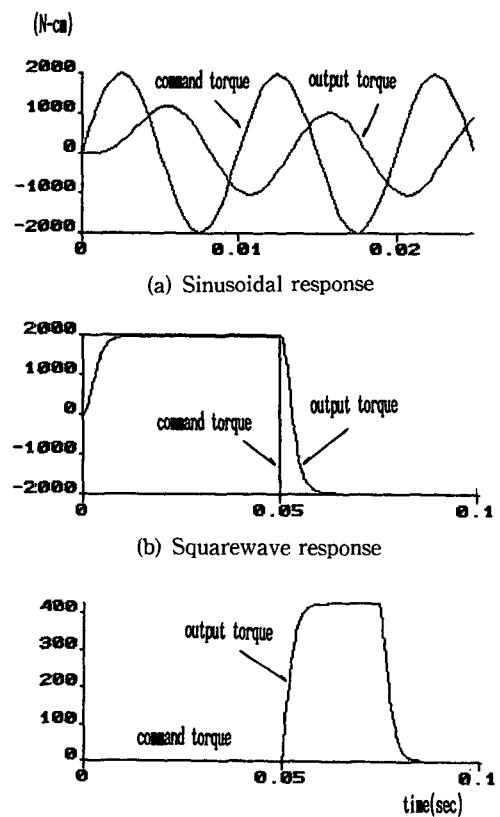


Fig. 4 Design of load simulator : Example 1
($K_s = 17000 \text{ N-cm/rad}$)

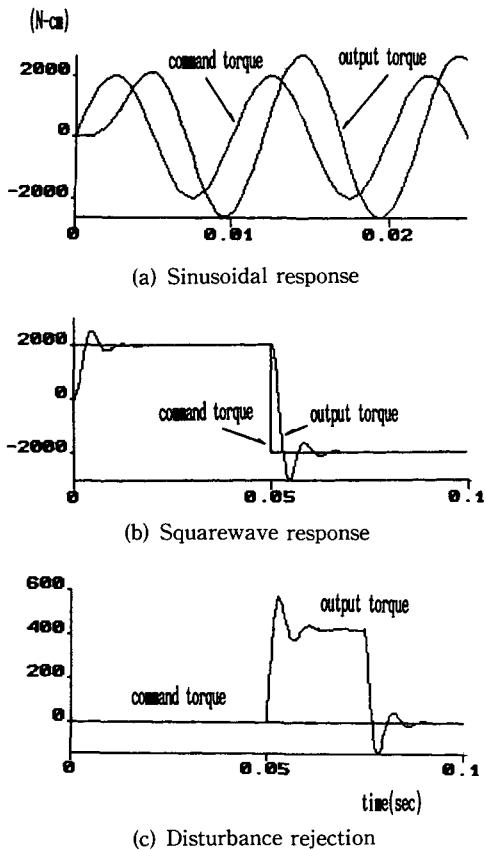


Fig. 5 Design of load simulator : Example 1
($K_s=42500 \text{ N}\cdot\text{cm}/\text{rad}$)

알 수 있다. Fig. 4(b)는 구형파의 토크임력을 추종하는 것을 보여주며 여기서 정상상태오차는 13.5 N·cm(퍼센트오차는 0.68%)로서 식(39)에 의한 선형해석결과 0.66%와 거의 일치한다. Fig. 4(c)는 명령토크가 영일 때 시험부 위치제어시스템의 회전각이 시간 0.05초에서 0.075초 사이에 0도에서 10도로 변하는 경우의 외란제거성을 보여준다. 최대 토크오차는 약 420 N·cm로서 식(41)에 계산된 오차값 437 N·cm와 거의 일치한다는 것을 알 수 있다. Fig. 5는 Table 1에 있는 시스템상수값을 그대로 사용하되 연결축 스프링상수값을 17000 N·cm/rad에서 42500 N·cm/rad로 바꾸어 사용했다. Fig. 5(a)에서 역시 시스템이 안정하다는 것을 알 수 있고 위상지연이 90° 보다 작으므로 설계요구조건인 주파수 응답범위 100 Hz(위상지연이 90° 이내)를 만족한다는 것을 알 수 있다. 아울러 오버슈트가 생긴다는 것을 예측할 수 있다. Fig. 5(b)는

구형파의 토크임력을 추종하는 것을 보여주며 여기서 정상상태오차는 13.5 N·cm(퍼센트오차는 0.68%)로서 Fig. 5(b)의 경우와 같으나 응답속도가 빠르다는 것과 오버슈트가 생긴다는 것을 알 수 있다. Fig. 5(c)는 명령토크가 영일 때 시험부 위치제어시스템의 회전각이 시간 0.05초에서 0.075초 사이에 0°에서 10°로 변하는 경우의 외란제거성을 보여준다. 최대 토크오차는 약 570 N·cm이지만 정상상태에서의 오차는 Fig. 4(c)의 경우와 비슷하다. 결과적으로 연결축스프링상수값을 크게 하여 안정성을 희생시키는 대신 응답속도를 빠르게 하였다. 그러나 스프링상수값은 정상상태오차와는 관계가 없으며 단지 시험부시스템의 회전에 의한 오차제거의 성능에서 스프링상수값이 커지면 과도기오차가 커질 수 있다는 사실을 발견하였다.

4.2 보기 2

산업용 속도제어시스템에 부하를 제공하는 부하시뮬레이터를 설계하기로 한다. 산업용 속도제어시스템의 주파수 응답범위가 5 Hz일 경우 부하 시뮬레이터에 대한 요구조건은 다음과 같다. 부하 시뮬레이터의 주파수 응답범위는 약 25 Hz이상, 정상상태오차는 1%이내, 그리고 최대 부하토크는 100000 N·cm로 한다. 보기 1과 비슷한 과정으로 설계하며 먼저 주파수 응답범위가 50 Hz이고 밸브압력강하 7 MPa에서 3364 cm³/sec인 유량을 갖는 대용량 서보밸브를 선정하고 유압모터로서는 1라디언당 배제용적이 30 cm³이고 내부용적이 655 cm³인 베인형 유압모터를 선정하였다. 이러한 경우에 Table 2에 주어진 수치를 이용하여 부하 시뮬레이터 시스템 특성, 즉 안정성, 정확성, 응답성을 선형해석에 의해서만 조사하기로 한다.

4.2.1 안정성조사

주어진 수치를 이용하여 유압스프링상수와 유압고유진동수를 계산하면 다음과 같다.

$$K_h=4\beta A^2 / V_t = 5.5 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{cm}/\text{rad} \quad (47)$$

$$\omega_s = (K_s/J_t)^{1/2} = 2970 \text{ rad/sec} \quad (48)$$

따라서 Table 2에 나타나 시스템은 $K_h \ll K_s$, $\omega_v \ll \omega_s$ 이므로 식(27)을 이용하여 부하 시뮬레이터의 시스템특성을 해석할 수 있으며 안정하기 위해서는 식(36)을 만족해야 한다. $K_L=9.4$, $\tau_h=0.060 \text{ sec}$, $2\xi_v\omega_v=502.4$ 이므로 이득여유가 약 3.6으로서 안정성의 조건을 만족한다.

**Table 2 System constants of load simulator:
Example 2**

$A = 30 \text{ cm}^3/\text{rad}$, $B_p = 20 \text{ N}\cdot\text{cm}(\text{rad/sec})$
$C_d = 0.61$, $C_{dp} = 2.4(\text{cm}^3/\text{sec})/\text{MPa}$
$H_{lo} = 0.0008 \text{ v/N}\cdot\text{cm}$, $J_t = 0.68 \text{ N}\cdot\text{cm}\cdot\text{sec}^2$
$K_i = 10 \text{ ma/v}$, $K_p = 0.1 \text{ v/v}$
$K_q = 21494(\text{cm}^3/\text{sec})/\text{cm}$ ($P_s = 35 \text{ MPa}$, $P_L = 0 \text{ MPa}$)
$K_s = 6 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{cm}/\text{rad}$, $K_{sv} = 0.0035 \text{ cm/ma}$
$P_s = 35 \text{ MPa}$, $V_i = 655 \text{ cm}^3$
$w = 1.72 \text{ cm}^2/\text{cm}$, $\beta = 1000 \text{ MPa}$
$\rho = 8.34 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{sec}^2/\text{cm}^4$, $\zeta_v = 0.8$
$\omega_R = 10 \text{ rad/sec}$, $\omega_v = 314 \text{ rad/sec}$

4.2.2. 정확성의 조사

토크제어의 경우 개회로 루프상수값이 $K_L = 9.4$ 이므로 식(39)에 의해 정상상태의 퍼센트 오차는 9.6%이므로 요구조건 1% 이내를 만족하지 못한다. 그리고 시험부 유압모터가 10 rad/sec로 회전할 경우 유발되는 정상상태 출력토크는 식(41)에 의해 30680 N·cm이다.

4.2.3 응답성조사

$K_h \ll K_s$ 이므로 식(43)에서 $\omega_c = 138 \text{ rad/sec}$ 으로 설계요구조건 $\omega_b = 157 \text{ rad/sec}$ 에 비슷하게 접근한다.

4.2.4 설계수정

Table 2에 있는 수치를 대입하면 안정성과 응답성은 설계요구조건을 만족하나 정상상태오차가 9.4%로서 설계요구조건 1%를 크게 지나친다. 이에 따라 K_L 값을 현재의 값에서 10배 이상 크게 해야 한다. 가장 이상적인 방법은 유량누설계수를 $2.4(\text{cm}^3/\text{sec})/\text{MPa}$ 에서 $0.24(\text{cm}^3/\text{sec})/\text{MPa}$ 이하로 감소시키는 것이며 다른 방법은 전기적회로의 이득값 K_p 또는 H_{lo} 를 10배 이상 증가시키고 유압스프링 상수값은 1/10 이하로 감소시키는 것이다. 유량누설계수를 크게 감소시키는 것은 그만큼 정밀한 유압모터와 정밀한 서보밸브를 필요로 하므로 제작비가 비싸진다. 따라서 여기서는 전기적회로의 이득값 K_p 를 0.1에서 1.5배 증가시키고 그대신 서보밸브와 유압모터 사이에 있는 유량체적을 655 cm^3 에서 9825 cm^3 로 증가시켜 결국 식(47)에 나타

난 유압 스프링상수값은 1/15배로 감소되어 0.37 $\times 10^5 \text{ N}\cdot\text{cm}/\text{rad}$ 이다. 또한 루프게인값은 15배 증가한 $K_L = 141$ 이므로 정상상태오차는 9.4%에서 0.7%로 감소하여 설계요구조건 1%를 충분히 만족한다. 아울러 식(41)에 의해 시험부유압모터의 회전에 의해 발생하는 토크오차도 36080 N·cm에서 2640 N·cm으로 크게 감소하였다. 그러나 시스템의 안정성이나 응답성에는 변화가 없다. 결과적으로 루프게인값을 크게 하는 대신 유압스프링상수값을 작게 하여 안정성과 응답속도는 그대로 유지하고 정상상태오차를 감소시켰다. 또한 속도제어시스템에서 시험부시스템의 연속적인 회전에 의해 발생하는 토크오차는 비례-적분제어기를 사용함으로써 더욱 감소시킬 수 있다.

6. 결 론

부하의 형태나 크기에 따라 성능이 좌우되는 제어시스템을 설계할 때는 물론 부하의 영향을 고려하지만 제작후에는 시스템성능을 입증하기 위해서 모의 부하를 발생시킬 수 있는 부하 시뮬레이터가 필요하다. 최근 국내의 일반 연구소나 기업체에서 부하 시뮬레이터를 사용하기는 하나 유압식 부하시뮬레이터에 대한 이론적해석이 부족하므로 자체 설계에 어려움을 겪고 있다. 이에 따라 유압식 부하 시뮬레이터에 대한 수학적모델을 유도하였고 선형화된 수학적모델을 이용하여 부하 시뮬레이터의 안정성, 정화성 및 응답성을 유압식 부하 시뮬레이터의 구성품인 유압모터의 규격, 서보밸브의 규격, 공급압력, 회전체관성, 회전체의 등가스프링상수, 감지기나 제어기의 상수와 같은 시스템 변수로 표현하였다. 설계의 두가지 보기로서 첫째 주파수 응답범위가 20 Hz인 위치제어시스템에 부하를 제공하기 위한 부하 시뮬레이터를 설계하였고 둘째 주파수 응답범위가 5 Hz인 속도제어시스템에 부하를 제공하는 부하 시뮬레이터를 설계하였다. 선형화된 수학적모델을 이용한 설계방법의 타당성은 비선형모델을 고려한 디지털 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 입증되었다.

후 기

본 논문은 한국과학재단에서 지원한 일반기 초연구사업(과제번호 921-0900-029-1)의 연구비로 수행

되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) 이성래, 구자용, 문의준, 1990, “유도무기 구동장치의 동특성 실험을 위한 공력부하 시뮬레이터의 설계,” 1990 한국자동제어학술회의논문집,

제1권, pp. 475~480.

- (2) Anonymous, 1976, Instruction Manual for S-102-7.2 Aeroload Simulator, Carco Electronics.
- (3) Anonymous, 1987, Model 220 Aerodynamic Fin Loader, Contraves Goerz Co.
- (4) Merritt, H. E., 1967, Hydraulic Control Systems, John Wiley and Sons, Inc.