

유압 서보 시스템의 속도 제어를 위한
적응제어기의 설계에 관한 연구

윤지섭* 조형석**

An adaptive control algorithm for the speed control of
hydraulic-servo system

J.S.Yun and H.S.Cho

ABSTRACT

An adaptive controller which is robust to the unknown load disturbance is developed for electro-hydraulic speed control systems. Since the load disturbance degrades the performance of the controller such as a steady state error and rise time in the conventional control system, appropriate adjustment of the controller is necessary in order to obtain the desired performances.

The adaptation mechanism was designed to tune the feedforward gain, based upon minimization of ITAE (integral of time-multiplied absolute error) performance. The unknown load disturbance was identified by using an analog computer from the relationship between the velocity of the hydraulic motor and the load pressure. To evaluate the performance of the controller a series of simulations and experiments were conducted for various load conditions.

Both results show that the proposed adaptive controller shows a better performance than the conventional controller in terms of the steady state error and rise time.

1. 서 론

서어보 밸브를 사용하는 유압시스템은 빠른 응답특성과 작은 중량으로 큰 힘을 낼 수 있으므로 근래에 들어와 그 사용도가 많아지고 있다. 그러

나 유압시스템은 유량관계식이 비선형 특성을 나타내고 비선형 특성에 영향을 주는 공동효과(cavitation effect) 등으로 정확한 응답특성을 파악하기 어렵고 안정성 해석이나 제어기의 설계방법이 어렵다. Haines (1), Wang (2)등은 공동효과를 고려한 최적 위치 제어기를 설계하였고 La

*한국과학기술원 박사과정

**한국과학기술원 생산공학과 부교수, 정회원

Brooy (3)는 최적의 응답특성을 낼 수 있도록 유압시스템의 상수를 설계하였다. 그러나 이와같은 연구는 유압시스템의 상수가 제어하는 동안에 항상 일정하다고 가정하였으나 실제의 경우에는 외부의 부하조건과 작동조건에 따라 변하게 된다. 즉 하나의 유압구동원 (Pump) 을 사용하여 여러개의 서어보 장치를 사용하는 경우나 에너지 절약을 위하여 비교적 적은 유압구동원을 사용하는 경우에 서어보장치에 작용되는 외부부하의 변화에 따라 유압구동원의 공급압력이 변할 수 있다. (4) 또한 유압시스템을 Robot Gripper 등에 적용할 때는 Gripper 에 작용되는 질량의 변화등 유압시스템은 외부부하의 조건에 따라 유압시스템의 상수가 변하게 된다. (5 , 6) 이와 같은 상수의 변화가 시스템 동적특성에 미치는 영향을 조사하기 위해 M.J. Vilenius (7)가 감응도 이론 (Sensitivity theory) 을 유압시스템에 적용하였고 상수의 변화에 대한 유압시스템의 동적특성을 보상하기 위하여 적응제어 이론을 유압시스템에 적용하게 되었다. Porter, Tatnall (8)은 공급압력이 변하는 경우에 대하여 모델 적응 제어 (MR-AC) 방법을 제시했다. 이들은 공급압력이 시간에 대하여 느리게 변화 (slow time varying) 한다고 가정하여 공급압력의 변화를 감지하고 적응제어 계인을 변화시켰으나 이 연구는 유압시스템에 모델적응 제어방법을 적용할 수 있다는 가능성을 제시했을 뿐이다. Hesse (6)는 유압실린더

의 피스톤에 작용하는 부하의 질량과 부하의 질량에 작용되는 점성 마찰력이 변화될 때의 부하 적응 위치 제어를 설계하였다.

일반적으로 유압시스템을 최적화할 때는 일정한 외부부하 조건에 대하여 최적화를 하는데 이와같이 하여 최적화된 유압시스템은 외부 부하조건이 변하게 됨에 따라 최적이 되지 않으며 특히 유압 속도 제어 시스템등은 현저한 영향을 받게 된다. (5) 즉 일정한 외부부하가 작용하고 있다가 외부부하가 감소하게 되면 속도응답이 진동하게 되며 외부부하가 증가하게 되면 속도응답은 최적응답에 비해 현저한 속도저하가 발생한다. 따라서 본 논문에서는 속도제어 시스템에서 외부부하가 변화할 때 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 각각의 부하조건에 대하여 최적 계인을 구하여 외부부하와 최적계인의 관계식을 구하였고 유압시스템의 운동 방정식으로 부터 제어도중 외부부하를 identification 하여 각 외부부하에 해당하는 최적계인이 자동적으로 조절되는 적응제어를 설계하였다. 설계한 적응제어기의 성능과 기존의 비례제어기의 성능을 비교하기 위하여 외부부하조건을 변화시켰을 때 계단입력 (step input) 에 대한 응답을 비교하였다.

2. 수학적 모델링

2.1 유압시스템의 작동원리

그림 1에서 보는바와 같이 펌프에서 토출된 고

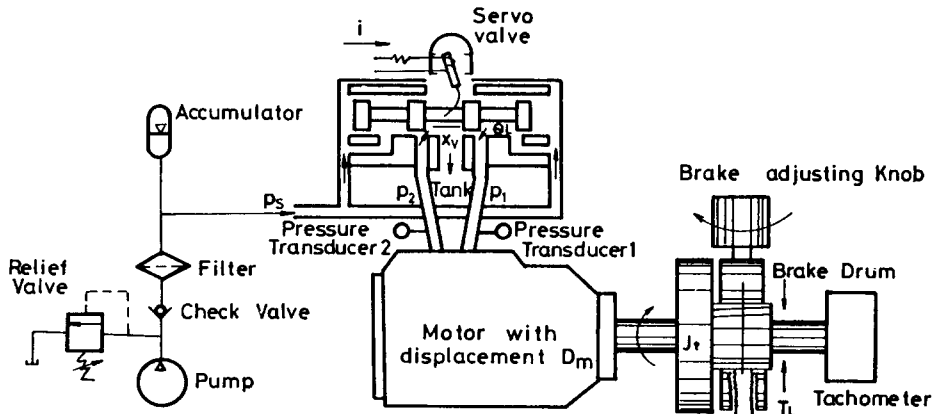


Fig. 1. Schematic diagram of hydraulic servo motor control system with mechanical brake

압유체는 check valve를 통과하여 10 μm의 filter를 통과하여 서어보 밸브에 공급된다. 이때 Accumulator는 서어보 밸브로 공급되는 고압유체의 압력을 regulation해준다. 서어보 밸브 토오크 모터에 입력전류(i)를 가해주면 flapper가 입력전류에 비례하여 회전하게 된다. 따라서 양쪽 nozzle의 압력은 변화하게 되고 변화된 압력차에 의하여 밸브 스프링이 움직여서 모터로 흘러들어가는 유량과 방향을 제어한다. 또한 유압모타는 제어된 유량에 의하여 관성부하의 회전속도와 방향을 결정한다.

또한 관성부하에 외부에서 임의로 부하토크를 가하기 위하여 브레이크 장치를 사용한다. 브레이크 장치는 브레이크 조절 높에 의해서 관성부하를 조여주는 부하토크를 변화시킨다. 그외에 속도제어 시스템 구성을 위하여 모터의 회전속도를 측정하는 Tachometer가 있고 부하토크를 identification하기 위한 압력변환기(Pressure transducer) 2개가 각 chamber의 압력을 측정한다.

2.2 수학적 모델링

그림 1에서 서어보 밸브의 토오크 모터의 고유진동수보다 훨씬 크므로(5) 부하유량 관계식으로 부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

즉 부하유량(Q_L)은

$$Q_L = K_S i \sqrt{(P_S - \frac{i}{|i|} P_L)} \dots\dots(1)$$

와 같이 표시된다.

여기서 K_S는 서어보 밸브의 sizing factor이고 i는 입력전류이며 P_L(= P₁ - P₂)은 부하 압력이다.

또한 유압모타와 서어보 밸브 사이에 연속방정식(continuity equation)을 적용하면 다음과 같다.

$$Q_L = D_m \dot{\theta}_m + C_m P_L + \frac{V_t}{4B} \dot{P}_L \dots\dots(2)$$

여기서 D_m은 모터의 volumetric displacement, θ̇_m은 모터의 회전속도, C_m은 모터의 누설계수, V_t는 모터 chamber의 체적이며 B는 사용오일의 압축률이다.

서어보 밸브에 의해서 제어된 고압유체는 모터에 의하여 관성토크와 점성토크 및 외부부하토크

에 따라 회전속도를 제어한다. 즉 고압유체에 의해서 모터에 발생하는 토크(T_g)는 다음과 같이 표시된다.

$$T_g = P_L D_m = J_t \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + T_L \dots(3)$$

여기서 B_m은 모터의 점성마찰 계수이며 T_L은 외부 부하토크이다.

2.3 외부 부하토크

유압모타에 작용하는 외부부하는 모타축에 작용되는 토크로 표현된다. 즉 공작기계, 자동화기기 또는 건설장비 등에 사용되는 유압모타의 외부부하는 구동질량의 관성토크와 마찰토크 및 외부로부터 모타의 회전운동을 방해하는 부하토크등으로 표현되므로 마찰토크와 부하토크로 모타의 회전운동을 방해하는 외란(disturbance)으로 생각할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 마찰토크를 간단히 변화시킬 수 있는 브레이크 장치를 사용하여 마찰토크를 외란으로 고려하여 마찰토크 변화에 대한 부하적응 속도제어기를 설계하고자 한다. 즉

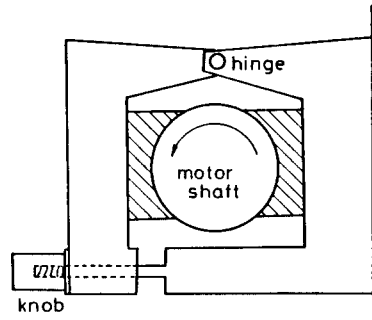


Fig. 2. Details of brake

그림 2에서 보는 바와 같이 모타축에 마찰토크를 변화시켜 주기 위하여 모타축 양쪽에 브레이크 드럼을 설치하고 양쪽 브레이크 드럼을 조여줄 수 있도록 Knob를 설치하여 Knob를 조여주는 정도에 따라 마찰토크를 변화시켜 줄 수 있다.

일반적으로 마찰토크는 정지마찰토크(T_S), Coulomb 마찰토크(T_C) 및 점성마찰토크의 합으로 표시된다. 즉 정지마찰토크는 모타가 회전하기 시작할 때의 마찰토크이며 Coulomb 마찰토크(T_C)는 모타가 회전하는 동안에 모타의 운동을 방해하는 방향으로 작용하는 일정한 마찰토크이

다. 또한 점성마찰토크는 모터의 회전속도에 비례하는 마찰토크이나 본 연구에서는 브레이크에 의한 Coulomb 마찰토크 (T_C)의 변화에 대한 부하적응제어기를 설계하는 것이 목적이므로 브레이크에 의해서 생기는 점성마찰토크는 유압모터 자체의 점성마찰토크에 포함시킨다. 따라서 브레이크에 의한 외부부하토크 (T_L)는 다음과 같다.

$$T_L = T_C \frac{\dot{\theta}_m}{|\dot{\theta}_m|} + T_S \delta(\dot{\theta}_m) \dots\dots\dots(4)$$

여기서 $\delta(\dot{\theta}_m) = \begin{cases} 0 & \dot{\theta}_m \neq 0 \\ 1 & \dot{\theta}_m = 0 \end{cases}$

식(3)과 식(4)를 조합하면 다음과 같이 쓸수 있다.

$$P_L D_m = J_t \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + T_C \frac{\dot{\theta}_m}{|\dot{\theta}_m|} + T_S \delta(\dot{\theta}_m) \dots(5)$$

3. 적응 제어기의 설계

3.1 설계목적

유압시스템을 최적화할 때는 일정한 외부부하조건에 대하여 최적화를 하는데 이와같이 하여 최적화된 유압시스템은 외부부하조건이 변함에 따라 최적이지 않는다. 따라서 각각의 외부부하조건에 대하여 각각의 최적제어기를 설계한 후 제어도중 외부부하조건에 부합되는 최적의 계인을 자동적으로 조절할 수 있어야 한다. 이와같은

목적을 위하여 각각의 외부부하 조건에 대한 최적제어기를 설계하고 이를 자동적으로 조절될수 있게끔 외부부하조건과 최적제어기의 관계식을 세워서 이 관계식에 의한 analog 회로를 설계한다.

3.2 기준모델의 선정

기준모델은 여러가지의 관점에서 설계될 수 있으나 만약 기준모델을 외부부하토크가 존재하지 않는 즉 무부하상태에서 회전속도 응답이 최적이면 되게끔 기준 모델을 선정하면 실제 제어도중 외부부하토크가 가해지더라도 적응제어기에 의해 회전속도 응답은 항상 외부부하토크가 없을 때와 마찬가지로 항상 최적상태를 유지할 수 있다. 따라서 기준모델을 외부부하토크가 존재하지 않는 상태에서 최적의 회전속도 응답이 되게끔 다음과 같이 선정하였다.

식(1)을 동작점 (operating point)에 대하여 선형화하면 다음과 같다.

$$Q_L = K_q i - K_C P_L \dots\dots\dots(6)$$

여기서

$$K_q = K_S \sqrt{P_S - P_L} \Big|_{P_L = P_{L_0}},$$

$$K_C = \frac{K_S i}{2\sqrt{P_S - P_L}} \Big|_{\substack{i = i_0 \\ P_L = P_{L_0}}}$$

로 표시된다.

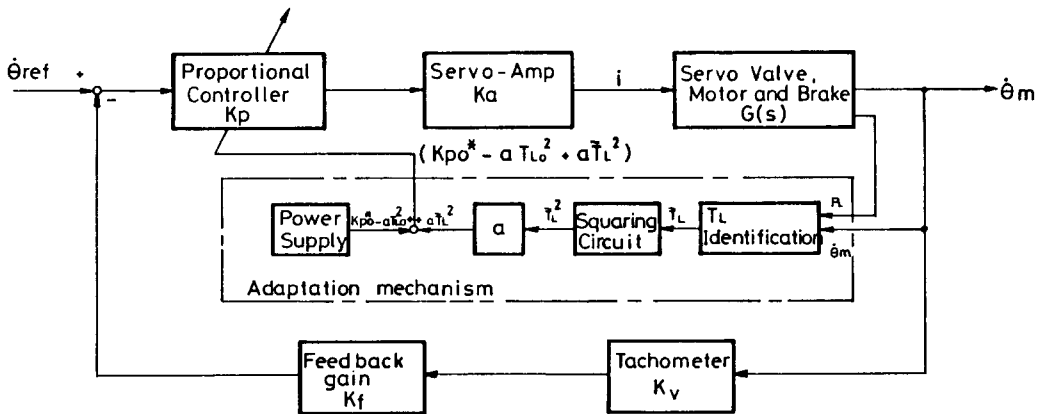


Fig. 3. Block diagram of adaptive control system

식 (2) (5) (6)을 사용하여 브레이크를 가하지 않은 상태 ($T_L=0$) 에서의 유압시스템의 open loop 전달함수 ($G(s)$)는 다음과 같다. (10)

$$\frac{\dot{\theta}_m}{i}(s) = G(s) = \frac{K_q/D_m}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi}{\omega_h} s + 1} \dots(7)$$

여기서

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4BD_m^2}{V_t J_t}}$$

$$\xi_h = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{B J_t}{V_t}} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_t}{B J_t}}$$

$$K_{ce} = K_c + C_m$$

이다.

식(7)을 이용하여 유압시스템을 구성하면 그림 3에서 보는바와 같다. 그림 3에서 adaptation mechanism을 제외하고 피이드백게인 (K_f) 을 $D_m/K_q K_a K_v$ 라 놓으면 전체폐회로 시스템의 고유진동수 (ω_d)와 감쇄비 (ξ)를 구할 수 있다. 표 1의 시스템 상수들로부터 ξ_h 와 ω_h 의 값을 구한후 closed loop 시스템의 감쇄비 (ξ)가 0.65가 되게끔 비례제어게인 (K_p)를 정할 수 있는데 이때의 K_p 값은 1.0으로 주어진다. 즉 기준모델은 브레이크를 가하지 않은 상태에서 전체 폐회로 시스템의 감쇄비가 0.65가 되게끔 선정하였다.

Table 1. System parameter

Parameter		Dimension
D_m	0.7172	cm^3/rad
B_m	0.088	$kgf-cm/(rad/sec)$
J_t	0.0347	$kgf. cm. sec^2$
V_t	29.84	cm^3
K_s	0.145	$cm^4/(sec.mA\sqrt{kgf})$
P_s	70.0	kgf/cm^2
K_v	26.0	mV/rad
C_m	0.0625	$cm^3/(kgf/cm^2)$
β	6800.0	kgf/cm^2
T_{Lo}	3.3493	$kgf-cm$
T_s	5.2052	$kgf-cm$

3.3 적응제어기의 설계방법

브레이크를 사용하였을 때 (부하상태)의 응답 성능이 기준모델 (무부하상태)에 가까워지도록 하기 위해서 성능지수 (performance index)를 다음과 같이 설정한다.

$$J = \int_0^{t_f} |V_m - V_L| dt \dots\dots\dots(8)$$

여기서 V_m 은 모델의 회전속도 응답이고 V_L 은 외부부하토크가 일정하게 작용할 때의 회전속도 응답이다. 식(8)을 최소로 하는 비례제어게인 (K_p)을 구하기 위하여 임의로 설정된 비례제어게인의 초기값에 대하여 식 (1) (2) (5)를 4th order Runge Kutta algorithm을 사용하여 식(8)을 계산한다. 이때의 step size (Δt)는 0.1 msec로 하였다. 초기성능지수값이 계산되면 direct search method인 Rosenbrock algorithm (9)을 사용하여 다음의 비례제어게인 값을 설정한후 같은 방법으로 되풀이하여 성능지수의 값을 구해 나간다. 성능지수의 값이 어떤 한계치 이하로 수렴하면 반복작업이 끝나며 이때의 비례제어게인 값이 최적 게인 (K_p^*)이 된다. 또한 시스템이 정상상태에 도달하는 시간은 0.09sec정도이므로 최종시간 (t_f)는 0.3sec로 하였다. 이와 같은 방법으로 외부부하토크를 변화시켜가며 각각의 외부부하토크가 증가됨에 따라 최적비례제어게인 (K_p^*)은 비선형적으로 증가되고 있는데 이를 최소자승법 (Least square method)에 의하여 curve fitting 하면 다음과 같은 식으로 유도될 수 있다.

$$K_p^* = K_{po}^* + 8.653 \times 10^{-4}(T_L^2 - T_{Lo}^2) \dots\dots\dots(9)$$

여기서 K_{po}^* ($=1.0$)는 기준 모델에 적용된 비례제어게인이고 T_{Lo} 는 유압모타자체의 Coulomb 마찰토크이다.

식(9)에서 보는바와 같이 각 외부부하토크 (T_L)와 최적비례제어게인 (K_p^*)과의 관계는 2차 order로 나타남을 알 수 있다. 따라서 이를 실제 실험에 사용하기 위하여 그림 3에서 보는 바와 같이 identification 된 외부부하토크를 제공하고 상수 a ($=8.653 \times 10^{-4}$)를 곱해서 $K_{po}^* - aT_{Lo}^2$ 과 더하여 K_p ($=1.0$)와 곱해주는 anal-

og circuit을 제작함으로써 자동적으로 최적비례제어제인 (K_p^*)이 조절될 수 있다.

3.4 적응제어기의 응답

식(9)와 그림 4에서 보는 바와 같이 각각의 외부부하토크 (T_L)에 대한 최적비례제어제인 (K_p^*)을 사용하여 적응제어기의 응답을 컴퓨터 시뮬레이션으로 구하고 이를 비적응(non-adaptive) 제어기의 응답과 비교해보면 그림 5에서 보는 바와 같다.

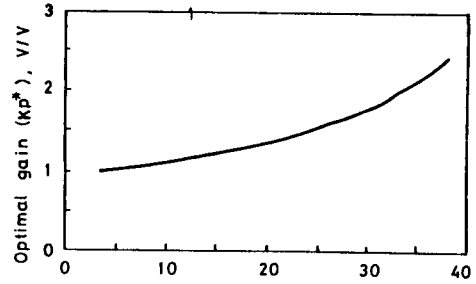


Fig. 4. Relation between load torque and optimal gain.

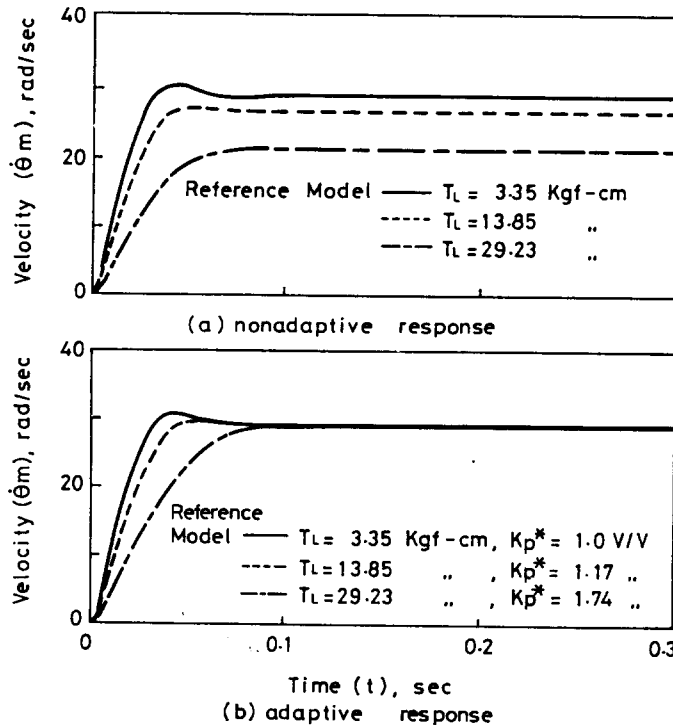


Fig. 5. Nonoptimal response v.s. optimal response due to variation of load torque (T_L)

비적응제어기의 응답의 경우에는 그림 5-a에서 보는 바와 같이 외부부하토크 (T_L)가 증가함에 따라 속도는 점차 감소하게 되고 시스템의 감쇄비가 증가함을 알 수 있다. 이는 외부부하토크가 회전속도 ($\dot{\theta}_m$)에 외란(disturbance)으로 작용하여 모타축의 회전을 방해함으로써 회전속도가 감소하게 된다. 또한 외부부하토크 (T_L)는 브레이크를 사용한 마찰토크이기 때문에 마찰토크가 증가됨에 따라 시스템의 감쇄비가 증가되었기 때문이다. (II)

각 외부부하토크 (T_L)에 대하여 각각의 최적비례제어제인 (K_p^*)을 사용한 적응제어기의 응답은 그림 5-b에서 보는 바와 같다. 즉 $T_{L0} = 3.35$ kgf-cm (유암모타 자체의 Coulomb 마찰토크)인 경우가 브레이크를 가하지 않은 상태에서의 모델응답곡선이고 $T_L = 13.85, 29.23$ kgf-cm 일때는 브레이크를 가했을때 각각의 최적비례제어제인 (K_p^*)을 적용한 경우의 응답곡선이다. 모델응답곡선과 비교하여 최적응답곡선은 정상상태에서 모

델 응답곡선과의 오차가 거의 없으나 과도 (transient) 상태에서 그림 5-a의 경우와 마찬가지로 응답속도가 늦어짐을 알 수 있다.

4. 실험

4.1 실험목적

설계된 적응제어기가 보통의 비례제어기보다 외부부하토크의 변동에 대하여 응답성능이 우수하다는 것을 확인하기 위함이며 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 실험결과가 잘 일치되는가를 확인하기 위함이다.

4.2 실험장치

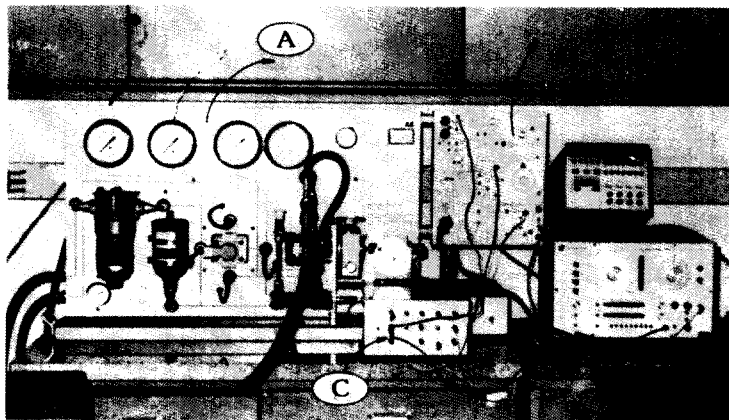
실험에 사용한 EHS (Electro Hydraulic Servomechanism) 160 실험장치와 실험기기는 그림 6에서 보는바와 같다. 실험장치는 크게 세가지로 나눌수 있는데 이는 유압모타를 구동시켜주는 유압회로부와 회전속도변환기 (tachmeter) 와 압력변환기 (pressure transducer) 의 출력을 처리하고 서어보밸브의 압력전류를 증폭시켜주는 전기회로부, 그리고 외부부하토크를 identification 하고 identification 된 외부부하토크에 대응하는 적응제어제어를 자동적으로 조절해주는 적응제어 회로부가 있다. 적응제어회로부에서 외부부하토크 (T_L) 를 identification 하는 방법은 다음과 같다. 식(3)으로부터 외부부하토크 (T_L) 는 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$T_L = P_L D_m - J_t \ddot{\theta}_m - B_m \dot{\theta}_m \dots\dots\dots (10)$$

즉 외부부하토크를 identification 하기 위해서는 부하압력 (P_L) 과 회전속도 ($\dot{\theta}_m$) 및 회전가속도 ($\ddot{\theta}_m$) 를 측정하여야 한다. 실제 실험에서는 부하압력 (P_L) 은 모타 양쪽 chamber 의 압력차 ($P_1 - P_2$) 를 나타내므로 2개의 압력변환기를 사용하여 각 chamber 의 압력을 측정하고 두 값의 차를 O.P.Amp 를 사용하여 구하였다. 또한 모타의 회전속도 ($\dot{\theta}_m$) 는 tachometer 를 사용하여 측정하였다. 또한 회전가속도는 tachometer 의 출력을 미분하여 측정하였는데 이때에 사용된 미분기의 출력은 높은 주파수의 소음 (noise) 이 섞이므로 미분기의 출력을 band pass filter 를 통하게 하여 소음 (noise) 를 제거해내었다. (12, 13)

4.3 실험방법 및 내용

외부부하토크 (T_L) 의 identification 회로가 제대로 작동하는 지를 알아보기 위하여 브레이크 장치를 조절하여 외부부하토크의 값을 일정한 값으로 고정시키고 일정한 비례제어제인 ($K_{p0} = 1.0$) 을 사용했을 때의 회전속도 ($\dot{\theta}_m$), 부하압력 (P_L) 을 이용하여 외부부하토크를 identification 한다. 이와같이 identification 된 외부부하토크 (\tilde{T}_L) 의 값을 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 이때의 회전속도 ($\dot{\theta}_m$) 와 부하압력 (P_L) 의 응답곡선을 구하여 실험장치와 비교한다. 또한 설계된 적응제어기의 응답특성을 조사하기 위



(a) hydraulic unit. (b) electrical unit (c) adaptive controller.

Fig. 6. Experimental set up.

하여 브레이크를 일정하게 가한 상태에서 회전속도 ($\dot{\theta}_m$), 부하압력 (P_L), identification 된 외부부하토크 (\hat{T}_L) 및 적응제어게인 (K_p^*)의 값을 측정한다. 같은 방법으로 브레이크의 가하는 정도를 변화시켜가며 외부부하토크의 변화에 대한 응답특성을 조사한다.

5. 실험결과 및 분석

5.1 외부부하토크의 identification

그림 7은 브레이크의 가하는 정도를 변화시켜가며 외부부하토크를 identification 했을때의 identification 된 외부부하토크 (\hat{T}_L)와 그때의 회전속도 ($\dot{\theta}_m$) 및 부하압력 (P_L)의 응답곡선을 나타낸다. 그림 7-a에서 보는바와 같이 identification 된 외부부하토크는 약 0.09sec 후에 정상상태로 도달한다. 또한 정상상태에서 iden-

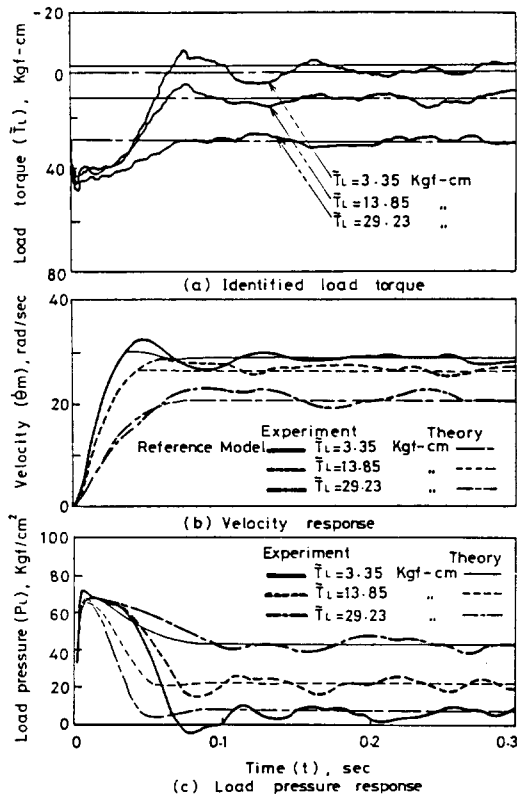


Fig. 7. Identified load torque with constant gain response ($K_p=1.0V/V$)

tification 된 외부부하토크 (\hat{T}_L)는 진동하는데 이는 컴퓨터 시뮬레이션에서는 외부부하토크는 일정한 값으로 취하였으나 실제 실험에서는 유압모타축에 부착되어 있는 관성원판의 편심때문이다.

(2) 이것은 브레이크를 가하지 않고 모타의 속도를 증가시키에 따라 진동하는 주기와 모타가 회전하는 주기가 일치함으로부터 알 수 있다. 그림 7-a에서 보는바와 같이 identification 된 외부부하토크 (\hat{T}_L)의 평균 값을 구하면 3.35, 13.85, 29.23 kgf-cm가 된다. 이 값을 이용하여 컴퓨터시뮬레이션에 의한 응답과 실험에 의한 회전속도응답 ($\dot{\theta}_m$)을 비교해 보면 그림 7-b에서 보는 바와 같이 과도상태에서 이론에 의한 응답은 overshoot이 거의 없는 반면에 실제 실험에 의한 응답은 overshoot이 있다. 이는 컴퓨터 시뮬레이션에서는 정지마찰토크 (T_s)는 식(4)와 같이 모타의 회전속도가 0인 상태에서만 작용한다고 모델링 하였으나 실제의 경우에는 모타의 회전속도가 상당히 작을때도 작용되기 때문이다. (3) 따라서 정지마찰토크 (T_s)에 의한 영향으로 그림 7-c에서 보는 바와 같이 부하압력 (T_L)도 거의 공급압력 ($P_s = 70 \text{ kgf/cm}^2$)까지 올라가며 이론에 의한 응답보다도 실험에 의한 응답이 크게 된다. 그러나 모타의 회전속도가 정상상태에 도달하면 실험에 의한 회전속도응답과 부하압력은 진동이 일어나나 응답의 평균값은 이론에 의한 응답과 거의 일치한다.

5.2 적응제어 응답 결과

제어도중 외부부하토크를 identification 하고 이에 대응하는 적응제어게인 (K_p^*)을 adaptation 시켜줄 때의 응답은 그림 8에서 보는 바와 같다. 그림 8-a는 브레이크를 가하지 않았을 경우와 브레이크를 점차 가한 경우에서의 identification 된 외부부하토크 (\hat{T}_L)를 나타낸다. 브레이크를 가하지 않았을 경우 ($K_p^*=1$)에는 identification 되는 외부부하토크 (T_{L0})는 유압모타 자체의 Coulomb 마찰토크 ($T_{L0} = 3.35 \text{ kgf-cm}$)가 된다. 또한 브레이크를 약간 가했을 경우 identification 된 외부부하토크 (\hat{T}_L)는 매우 진동한다. 이는 관성원판의 편심으로 진동하며 또한 이러한 외부부하토크를 이용하여 적응제어게인 (K_p^*)을 adaptation 하기 때문에 적

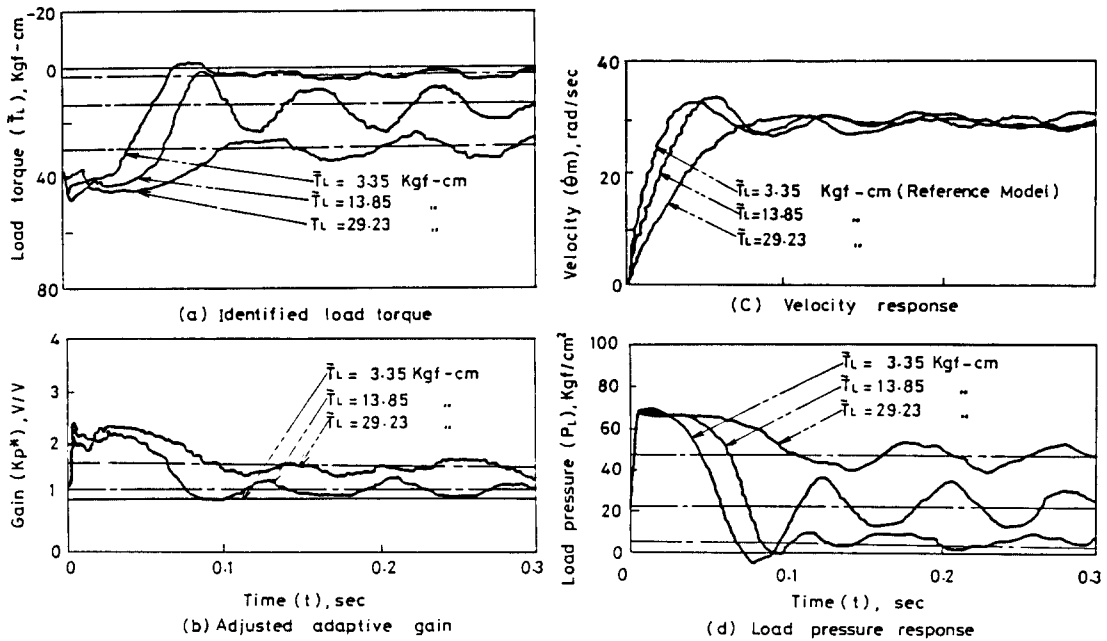


Fig. 8. Adaptive response of motor due to variation of load torque

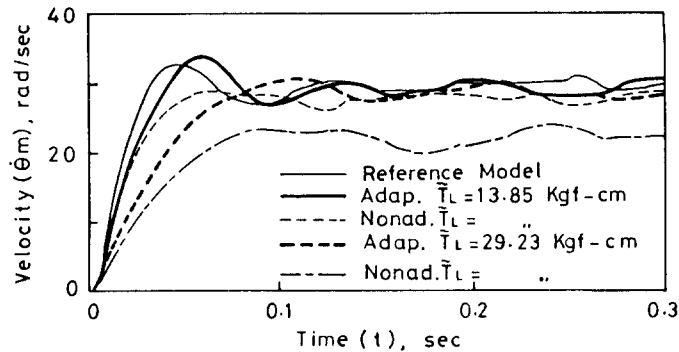


Fig. 9. Comparison of adaptive and nonadaptive responses

응제어게인 (K_p^*)도 진동하여 결국 시스템 응답의 진동을 더 심하게 만든다. 또한 브레이크를 많이 가한 경우에는 identification 되는 외부 부하토크의 진동은 적어짐을 볼 수 있는데 이는 마찰토크가 증가함에 따라 전체 시스템의 감쇄비가 줄어들기 때문이다. identification 된 외부 부하토크 (\bar{T}_L)에 따라 적응제어게인 (K_p^*)은

식(9)에 의해서 그림 8-b에서 보는 바와 같이 변한다. 즉 identification 된 외부부하토크 (\bar{T}_L)의 제곱에 비례하여 적응제어게인 (K_p^*)이 변한다. 또한 이와같이 적응제어응답이 변화에 따른 시스템의 회전속도응답 ($\dot{\theta}_m$)은 그림 8-c에서 보는 바와 같다. 기준 모델 응답과 비교하여 정상 상태에서의 오차는 거의 없으나 응답이 진동하고

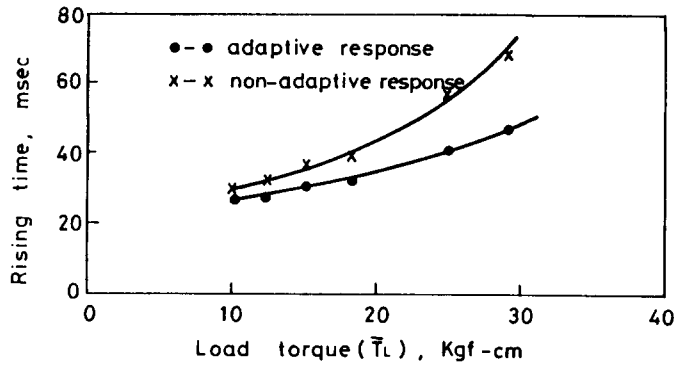


Fig. 10. Comparison of rising time between adaptive and non-adaptive responses

외부부하토크의 증가에 따라 응답속도가 늦어짐을 알 수 있다. 그림 8-d에서 보는 바와 같이 부하압력 (P_L) 도 역시 진동하며 외부부하토크가 커짐에 따라 부하압력 (P_L) 도 이에 대응하여 커짐을 볼 수 있다. 적응제어기를 사용할 때와 보통의 비례제어기 ($K_p = 1.0$) 를 사용하였을 때의 속도 응답을 비교해 보면 그림 9에서 보는 바와 같다. 외부부하토크가 증가됨에 따라 적응제어기를 사용하는 경우에는 정상 상태에서 기준모델과의 오차를 없앨 수 있다. 또한 응답속도를 비교하기 위하여 상승시간 (rising time) 을 정상상태 회전속도 ($\dot{\theta}_m$) 의 평균값의 10%에서 90%까지 상승하는 시간으로 정의하여 적응제어기와 비례제어기를 사용할 때의 상승시간을 비교해 보면 그림 10에서 보는 바와 같다. 즉 외부부하토크가 증가함에 따라 양쪽 경우 모두 상승시간은 증가하나 비례제어기의 경우에 비하여 적응제어기를 사용하는 경우의 상승시간의 증가하는 정도가 적음을 나타낸다. 따라서 설계된 적응제어기는 정상상태의 오차를 없애줄 뿐 아니라 응답속도도 보통의 비례제어기를 사용하는 경우보다 빨라지게 됨을 알 수 있다.

6. 결 론

유압모타의 속도제어시스템의 응답특성은 유압모타에 가해지는 외부부하토크가 변화함에 따라 심한 영향을 받는다. 따라서 외부부하토크가 변화하더라도 유압모타의 회전속도응답이 항상 최적의

상태를 유지하려면 각각의 외부부하토크의 값에 대한 최적의 게인값을 적응시켜 주어야만 한다. 이와같이 외부부하토크의 변화에 대한 부하적응제어기를 설계하기 위하여 제어도중 모타의 회전속도와 부하압력을 측정하고 측정된 회전속도를 미분하여 회전가속도를 구하여 모타의 운동방정식으로부터 외부부하토크를 identification 하고 이에 따른 게인을 자동적으로 최적의 값으로 적응토록 해주는 적응제어기를 설계하여 실험한 결과, 다음과 같은 결론을 낼 수 있다.

1. 컴퓨터 시뮬레이션 결과, 최적의 게인 값은 외부부하토크의 제곱에 비례한다.
2. identification 회로는 실제 실험에서 브레이크에 의해 변화되는 외부부하토크를 정확히 identification 한다.
3. 설계된 적응제어기에 의한 응답은 비적응제어기에 의한 응답과 비교하여 외부부하토크가 변화하더라도 기준모델과의 회전속도응답의 오차가 거의 없고 응답속도를 나타내는 상승시간도 줄어든다.

REFERENCES

1. D.F. Haines, "Transient response optimization in variably loaded electrohydraulic servomechanism", *Automatic Control, Trans., IEEE, No. 4*, pp. 335-343, August, 1969.

2. P.K.C. Wang, "Analytical design of electrohydraulic servomechanism with near time optimal responses", *Automatic Control, Trans., IEEE, AC-8*, pp. 15-27, October, 1962.
3. R. La Brooy, "On the time response optimization of hydraulic control system", *4th Int. Fluid Power Symposium, A5*, pp. 75-87, April, 1975.
4. H.S. Cho, "Development of digital control laws for multi-functional electrohydraulic servo systems", A proposal to KOSEF, 1984.
5. M.M. Kulkarni, "An adaptive control of an electrohydraulic position control system", *IFAC, WP8*, pp. 443-448, 1983.
6. H. Hesse, "Load adaptive electrohydraulic position control systems with near time optimal response", *3rd Int. Fluid Power Symposium, E1* pp. 1-12, May, 1973.
7. M.J. Vilenius, "The application of sensitivity analysis to electrohydraulic position control servos", *J. of Dyn. Sys. Measurement and Control, Trans., ASME, Vol. 105*, pp. 77-82, June, 1983.
8. B. Porter & Tatnall, "Performance characteristic of an adaptive hydraulic servomechanism", *Int. J. Control, Vol. 11, No. 5*, pp. 741-757, 1970.
9. Kuester & Mize, "Optimization techniques", McGraw Hill, pp. 320-330, 1973.
10. H.E. Merrit, "Hydraulic control system", Wiley and Sons, pp. 133-139, 1967.
11. J.L. Shearer, "Digital Simulation of a Coulomb damped hydraulic servo-system", *JACC, Vol. 1, WA-8*, 1981.
12. 범희락, "최적응답특성을 갖는 부하적용 유압 속도 제어기 설계에 관한 연구", KAIST, 1984.
13. W.A. Jung, "IC Op-amp cookbook", Sams, pp. 363-367, 1976.