

일정 압력원에 연결된 가변유압모터의 속도제어 Speed Control of an Overcentered Variable-Displacement Hydraulic Motor on a Constant Pressure Network

김 철 수(현대정공 기술연구소), 이 정 오(한국과학기술원)

Chul-Soo Kim (HDPIC), Chung-Oh Lee (KAIST)

ABSTRACT

This study deals with the speed control of an overcentered variable-displacement hydraulic motor on a constant pressure network, which is noted for its high system efficiency, fast dynamic response and energy recovery capability. The speed control characteristics of the conventional cascade PI controller are largely affected by load-torque disturbances. To obtain robust speed control despite torque disturbances, the load torque is estimated by an observer based on a mathematical model and compensated for by a feedforward loop. It is shown by experiment that robust speed control may be obtained with the proposed controller. The experimental data agree fairly well with the theoretical analysis.

Key Words:variable-displacement hydraulic motor(가변유압모터), robust speed control(강인속도제어), load-torque observer(부하토오크 관측기), load-torque disturbance(부하토오크 외란)

1. 서 론

기존의 유압구동장치는 밸브제어 방식과 펌프제어 방식으로 대별할 수 있다. 밸브제어 방식은 펌프로부터 공급되는 오일이 밸브를 통과하여 엑튜에이터를 구동한다. 따라서, 오일의 밸브 통과시 발생되는 압력강하로 인하여 에너지 손실이 발생하고 시스템 효율이 저하된다⁽¹⁾. 펌프제어 방식은 가변 양방향 펌프와 모터로 폐회로를 구성하여 유압동력을 전달한다(Hydrostatic Transmission으로 불린다). 이 방식은 오일의 밸브 통과에 의하여 발생되는 에너지 손실을 없앨 수 있으나, 단일 구동장치에 적합하고 유압관로내 오일 압축성의 문제로 따른 응답을 요구하는 시스템에는 부적합하다⁽²⁾.

근래에 사용되기 시작한 가변유압모터(VDHM)의 용적제어(Displacement Control) 방식은 에너지 손실을 줄이고 시스템 효율을 개선할 수 있으며, 따른 응답을 기대할 수 있다. 일정 압력원에 연결된 상태에서 모터 용적의 변화를 통하여 유량을 조정

하므로써 소요동력을 전달한다. 게다가 감속시 관성에너지를 유압에너지로 변환 축압기에 저장하여 가속시 재사용할 수 있는 큰 장점이 있다^(1,5).

독일등을 중심으로 가변유압모터를 사용한 속도 서보 시스템의 제어방식에 대한 연구가 계속 수행되어 왔으며, 현재는 이중루프 제어방식(Cascade Control)이 널리 사용되고 있다. 이 제어방식은 내부 사판각 위치조정 루프와 외부 속도제어 루프로 구성되어 있다. 단일 제어루프와 비교하여 이중루프 제어방식은 시스템이 보다 안정적이고 외란에 대하여 향상된 성능을 보인다고 알려져 있다. 그러나 부하토오크 외란의 발생시 모터의 속도제어 특성에 상당한 영향을 받는다.

본 연구에서는 부하토오크 외란이 존재하는 환경에서 가변유압모터의 강인한 속도제어 기법으로 부하토오크 관측기를 이용한 보상제어방식을 제시한다. 기존의 Cascade 제어방식과 제안 제어방식에 대한 이론 검토와 실험 결과를 보이고 이를 통하여 제안 제어방식의 효용성을 검증한다.

2. 시스템 모델링

Fig.1에 가변유압모터를 이용한 속도제어 시스템의 개략도를 보인다.

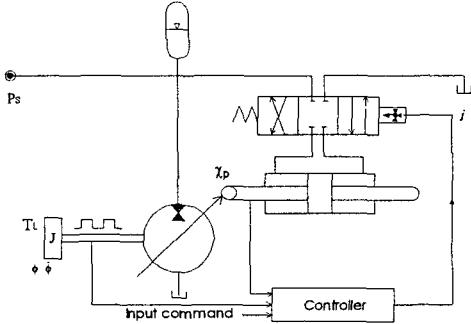


Fig 1. Control system schematic

귀환유로의 압력을 영(0)으로 가정하면 가변유압모터의 회전운동 방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$J\dot{\omega} + B\omega = \frac{P_s D_{max}}{\chi_{pmax}} \chi_p - T_L - T_c. \quad (1)$$

서보밸브에 의하여 구동되는 사판 위치조정 피스톤의 전체 수학적 모델은 5차로 표시할 수 있다(2차 조정피스톤 운동식, 1차 유량-압력관계식, 2차 서보밸브 운동식). 그러나 시스템의 특성 과악 및 제어기 설계의 용이성을 고려시 축소모델의 사용이 편리하다. 서보밸브의 응답이 전체 시스템에 비하여 매우 빠르고 사판조정 피스톤의 질량 및 마찰력이 작으므로 오일의 압축성을 무시하면, 서보밸브에 의하여 구동되는 사판조정 피스톤은 1차 미분방정식으로 표시 가능하다.

$$A_p \dot{\chi}_p = K_v K_q i. \quad (2)$$

식(1)(2)로부터 서보밸브에 의하여 제어되는 가변유압모터의 축소된 개회로 모델이 수립되며 Fig. 2와 같이 표시된다.

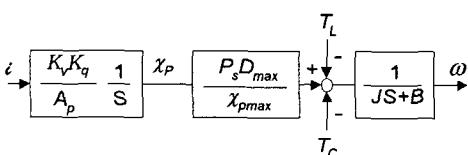


Fig. 2 Block diagram of the system

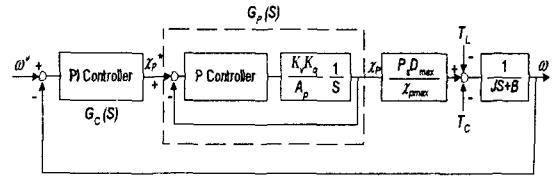


Fig 3. Conventional speed control system

3. 기존의 Cascade 제어

Fig.3에 기존의 속도제어기를 이용한 서보시스템의 블럭선도를 나타낸다. 제어구조는 내부 사판 위치제어 루프와 외부 속도제어 루프로 구성된 이중 루프(Cascade Control)로 구성되어있다. 기본 제어구조는 내부 P 제어 외부 PI 제어이다. Cascade 제어는 단일루프 제어에 비하여 시스템이 안정적이고 외란에 강하다고 알려져 있다. Fig.3으로부터 속도지령 응답특성과 외란 응답특성은 다음 전달함수로 주어진다.

$$\frac{\omega}{\omega^*} = \frac{K_T G_c(S) G_p(S)}{JS + B + K_T G_c(S) G_p(S)} \quad (3)$$

$$\frac{\omega}{T_L} = -\frac{1}{JS + B + K_T G_c(S) G_p(S)} \quad (4)$$

여기서

$$G_c(S) = K_{pw} + \frac{K_{iw}}{S}, \quad K_T = \frac{P_s D_{max}}{\chi_{pmax}},$$

$$G_p(S) = \frac{1}{1 + \tau_p S}, \quad \tau_p = \frac{A_p}{K_{pp} K_v K_q}.$$

부하토오크 외란(T_L)이 없는 이상적 조건에서는 식(3)에 근거한 제어기 설계에 의하여 요구하는 응답성능을 얻을수 있다. 그러나 실 적용시에는 구동 중 미지의 부하토오크 외란(T_L)이 존재하는 경우가 많으므로 요구되는 제어/응답 성능을 얻기 곤란할 때가 많다. 게다가 식(3)(4)의 특성방정식이 같으므로 속도지령에 대한 응답성능과 외란에 대한 응답성능을 별개로 설계할 수 없다.

4. 토오크 관측기를 이용한 제어

식(1)의 T_L 은 임의의 모르는 변수이다. 측정가능한 사판조정 피스톤 위치와 속도 출력값을 이용하여 부하토오크 값을 예측하고, 사판위치 요구값 x_p^*

에 피드포워드 보상을 통하여 토오크 외란의 영향을 제거할 수 있다. T_L 을 예측하기 위하여 T_L 을 또 하나의 입력으로 간주하고 토오크 관측기를 사용한다. 관측기로서 0-관측기와 K-관측기를 고려할 수 있으나⁽⁴⁾, 샘플링 주기를 작게하면 T_L 의 변화를 무시할 수 있으므로 관측기 설계를 간단히 하기 위하여 0-관측기를 사용하고 다음과 같이 가정한다.

$$\frac{dT_L}{dt} = 0. \quad (5)$$

식(1)과 (5)로부터 다음의 상태방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}\dot{\tilde{x}} &= \begin{bmatrix} -B & -\frac{1}{J} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \tilde{x} + \begin{bmatrix} -\frac{K_T}{J} \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} -\frac{1}{J} \\ 0 \end{bmatrix} T_c \\ y &= [1 \ 0] \tilde{x}\end{aligned} \quad (6)$$

여기서 $\tilde{x} = [\omega \ T_L]^T$, $u = \chi_p$, $y = \omega$.

식(6)으로부터 최소차수관측기를⁽³⁾ 이용하여 T_L 은 다음과 같이 예측될 수 있다.

$$\hat{T}_L = \frac{1}{1+\tau_0 S} (K_T \chi_p - JS\omega - B\omega - T_c) = \frac{1}{1+\tau_0 S} T_L \quad (7)$$

Fig.4에 제안 속도제어 시스템의 블럭선도를 나타내었으며, 여기서 아래첨자 n은 공칭 파라미터 값을 의미한다. 블럭선도로부터 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{\omega}{\omega^*} = \frac{K_T G_c(S) G_P(S)(1+\tau_0 S)}{a_2 S^2 + a_1 S + a_0} \quad (8)$$

$$\frac{\omega}{T_L} = -\frac{1+\tau_0 S - G_P(S)}{a_2 S^2 + a_1 S + a_0} \quad (9)$$

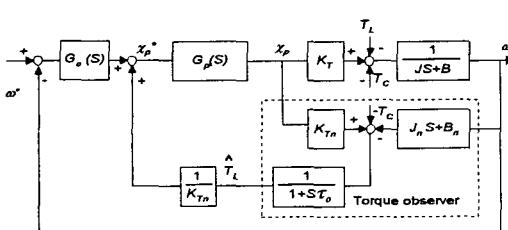


Fig 4. Proposed speed control system

여기서

$$a_2 = J\tau_0$$

$$a_1 = J + B\tau_0 + K_T G_c(S) G_P(S)\tau_0 + \frac{K_T}{K_{Tn}} J_n G_P(S) - JG_P(S)$$

$$a_0 = B + K_T G_c(S) G_P(S) + \frac{K_T}{K_{Tn}} B_n G_P(S) - BG_P(S).$$

시스템 파라미터의 공칭값과 실제값이 같으면 ($J=J_n$, $B=B_n$, $K_T=K_{Tn}$) 식(8)(9)는 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\omega}{\omega^*} = \frac{K_T G_c(S) G_P(S)}{JS + B + K_T G_c(S) G_P(S)} \quad (10)$$

$$\frac{\omega}{T_L} = \frac{1 + \tau_0 S - G_P(S)}{1 + \tau_0 S} \frac{1}{JS + B + K_T G_c(S) G_P(S)}. \quad (11)$$

식(3)(10)으로부터 속도요구 입력값에 대한 속도 응답은 관측기에 의하여 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 반면에 식(4)(11)로부터 토오크 외란에 대한 응답은 관측기의 영향을 받으므로 속도지령에 대한 응답과 별개로 설계할 수 있음을 알 수 있다.

식(11)에서 관측기 시간상수 τ_0 가 영(0)이고, 사판각 위치제어 시스템의 응답이 충분히 빠르면 ($G_p(S) \approx 1$), 토오크 외란에 대한 응답은 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\omega}{T_L} = 0. \quad (12)$$

5. 실험 결과 및 고찰

제안된 속도제어 시스템의 성능을 확인하기 위하여 실험을 수행하였다. 관심의 초점은 다음 조건하에서 제안된 시스템의 속도응답 및 제어특성을 파악하는 것이다.

- 큰 부하토오크의 외란이 있을때 : 계단 및 정현파 함수 부하토오크(최대 50 Nm, 모터 최대토오크의 약 50%)가 가해짐

Fig.5는 실험장치를 나타내는 개략도이다. 실험장치는 세 부분으로 구성되어 있다. 실험대상 모터 시스템과 부하토오크 발생시스템 그리고 테이터 획득 및 제어부분이다. 장치의 규격은 다음과 같다: 공급압력은 150 bar; 서보밸브의 정격전류는 60mA; 정격유량은 70 bar 압력차에서 30 lpm; 모터 최대

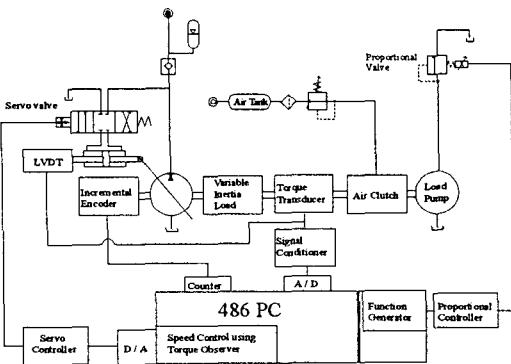


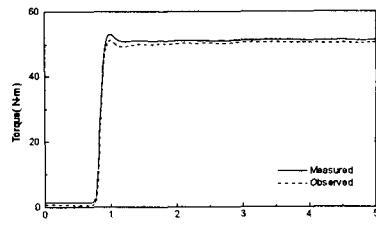
Fig. 5. Experimental apparatus

용적은 40cc/rev; 엔코더 및 ADC/DAC의 분해능은 각각 1000 pulse/rev, 12 bit; 샘플링 주기는 1ms.

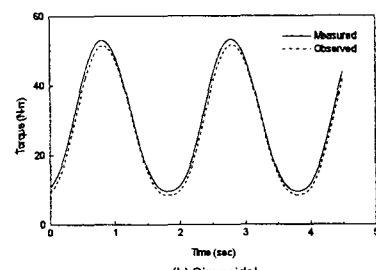
실험 결과는 Fig. 6-8에 나타내었다. 부하토오크 관측기의 성능을 확인하기 위하여 측정된 토오크와 관측된 토오크의 필터링한 값을 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. 토오크값에 약간의 차이가 발생한 것은 토오크 센서의 설치위치로 인하여 부하펌프의 가찰토오크가 측정값에 포함된 것에 기인한 것으로 판단된다. Fig. 7 및 8은 계단 및 주기 부하토오크에 대한 기존 제어기와 관측기를 포함한 제어기의 속도변화 응답을 보인다. 초기속도는 1000 rpm을 유지한 상태이다. 계단부하 발생시 기존 제어기는 속도변화 최대값 $\Delta\omega = 270$ rpm을 나타내었고 요구속도를 회복하는데 약 4sec가 소요되었다. 반면에 관측기를 이용한 제어기는 $\Delta\omega = 140$ rpm의 속도변화를 나타내었으며 속도 회복시간도 매우 빠르다. 주기부하 발생시 기존 제어기가 $\Delta\omega = \pm 150$ rpm을 나타내었고 제안 제어기는 속도변화가 매우 작으며 거의 일정속도를 유지하였다. 계단부하에 대한 관측기를 포함한 제안제어기의 속도변화는 사판 위치제어 시스템의 응답특성에 의하여 영향을 받는다.

6. 결 론

본 연구에서는 부하토오크 외란이 존재하는 사용환경에서 가변유압모터의 속도제어 방식으로 기존의 Cascade PI 제어기와, 부하토오크 관측기와 보상제어루프를 가진 제안 제어기에 대한 이론 해석 및 실험을 수행하였다. 이를 통하여 제안 제어기를 이용하여 부하토오크 외란을 충분히 보상할 수 있으며, 기존 Cascade PI 제어기에 비하여 개선된 제어성능을 얻을 수 있음을 확인하였다.

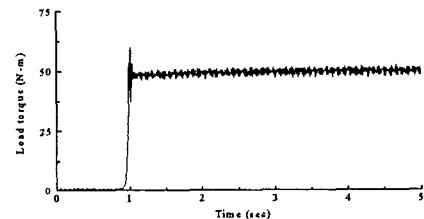


(a) Step

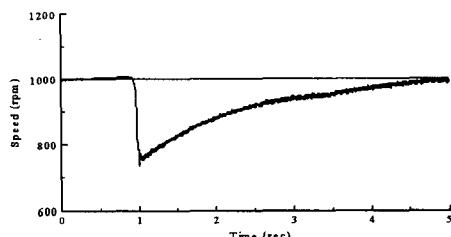


(b) Sinusoidal

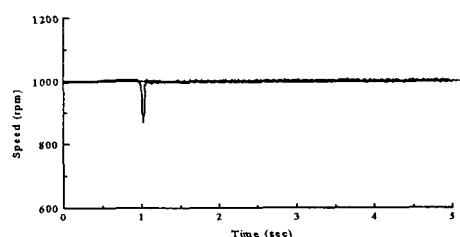
Fig. 6. Comparison of measured/observed torque



a) Load torque

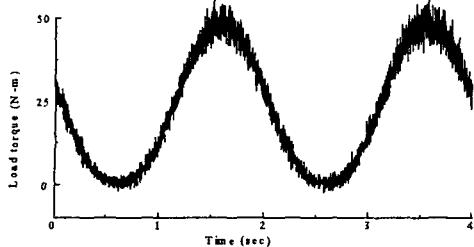


b) Conventional control

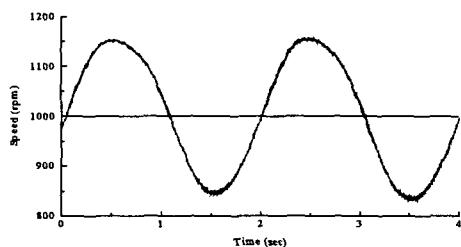


c) Proposed control

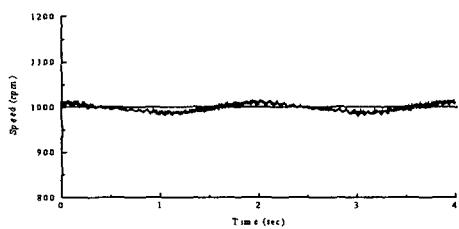
Fig. 7. Response for step load torque
($\omega^* = 1000$ rpm, $T_L = 50$ Nm)



a) Load torque



b) Conventional control



c) Proposed control

Fig 8. Response for sinusoidal load torque
($\omega^* = 1000 \text{ rpm}$, $T_L = 25(1 + \sin \pi t) \text{ Nm}$)

K_q	: flow gain
K_T	: torque constant
K_{Tn}	: nominal value of K_T
K_v	: servo valve gain
P_s	: supply pressure
P_{sn}	: nominal value of P_s
T_c	: Coulomb friction torque
T_L	: load torque
χ_p	: displacement of regulating piston
χ_p^*	: desired displacement of regulating piston
χ_{pmax}	: max. displacement of regulating piston
ω	: rotational speed
ω^*	: desired rotational speed
τ_o	: observer time constant
τ_p	: time constant of regulating piston

참 고 문 헌

1. Backe, W., "High Response Hydraulic Drive Can Provide Energy Savings," *Proc. 2nd. Int. Conference, Fluid Power Transmission and Control*, 1989.
2. Burrows C. R., "Fluid Power Servomechanisms," Van Nostrand Reinhold Co., 1972.
3. Gopinath, B., "On the Control of Linear Multiple Input-Output Systems," *Bell System Tech. J.*, pp.1063-1081, 1971.
4. Meditch, J. S. and G. H. Hostetter, "Observers for systems with unknown and inaccessible inputs," *Int. J. Control*, **19**, (3), pp. 473-480, 1974.
5. Murrenhoff, H. and C. Versteegen, "Einsatzbeispiele Motorgeregelter Antriebe mit der Möglichkeit der Energierückgewinnung," *ÖLHYDRAULIK und PNEUMATIK* **28**, pp. 427-434, Nr.7, 1984.

기 호 해 설

A_p	: area of regulating piston
B	: viscous friction coefficient of motor
B_n	: nominal value of B
D_{max}	: max. displacement volume of motor
$G_c(S)$: transfer function of speed controller
$G_p(S)$: transfer function of positioning system
i	: input current
J	: inertia load
J_n	: nominal value of J
K_{iw}	: integral speed control gain
K_{pp}	: proportional position control gain
K_{pw}	: proportional speed control gain