

전자비례감압밸브를 이용한 가변용량형 유압펌프의 다기능 제어

정 동 수¹⁾ · 김 형 의¹⁾ · 강 이 석^{*2)}

한국기계연구원 유공압팀¹⁾ · 충남대학교 기계설계공학과²⁾

Multi-function Control of Hydraulic Variable Displacement Pump with EPPR Valve

Dong-Soo Jung¹⁾ · Hyong-Eui Kim¹⁾ · E-Sok Kang^{*2)}

¹⁾Hydraulic & Pneumatic Research Team, KIMM, 171 Jang-dong, Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea

²⁾Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

(Received 21 April 2006 / Accepted 8 June 2006)

Abstract : If hydraulic pump controlled by mechanical type regulator has more than one control function, the construction of regulator will be very complicated and control performance falls drastically. It is difficult to have more than one control function for hydraulic pump controlled by electronic type hydraulic valve due to the inconsistency of controllers.

This paper proposes a multi-function control technique which controls continuously flow, pressure and power by using EPPR(Electronic Proportional Pressure Reducing) valve in swash plate type axial piston pump. Nonlinear mathematical model is developed from the continuity equation for the pressurized control volume and the torque balance for the swash plate motion. To simplify the model we make the linear state equation by differentiating the nonlinear model. A reaction spring is installed in servo cylinder to secure the stability of the control system. We analyze the stability and disturbance by using the state variable model. Finally, we review the control performances of flow, pressure and power by tests using PID controller.

Key words : Hydraulic pump(유압펌프), Variable displacement(가변용량), Multi-function control(다기능제어), Flow control(유량제어), Pressure control(압력제어), Power control(동력제어), Regulator(레귤레이터)

Nomenclature

A_c : control part area of servo cylinder	H_i : input power of hydraulic
A_p : piston area of pump	H_o : output power of hydraulic
A_s : supply part area of servo cylinder	J_{sp} : mass inertia of swash plate
C_{lp} : total leakage coefficient of pump	K : bulk modulus of elasticity
D_p : specific volumetric displacement	K_s : spring constant
e : vertical length between pump piston ball and tilting center	K_v : proportional gain of EPPR valve
	K_f : tilting friction coefficient
	L : vertical length between servo cylinder ball and tilting center
	L_s : compressed distance of spring at '0' tilting angle

*Corresponding author, E-mail: eskang@cnu.ac.kr

- m_h : mass of holding plate
- m_p : mass of pump piston
- m_s : mass of servo cylinder
- n : number of pump pistons
- P_c : control pressure of servo cylinder
- P_d : discharge pressure of pump
- P_m : average pressure acting on piston
- P_s : supply pressure of servo cylinder
- Q_a : supply flow for hydraulic actuator
- Q_d : discharge flow of pump
- Q_{th} : theoretical flow of pump
- R : pitch circle radius
- R_d : vertical length between acting point of piston and tilting center of swash plate
- T_c : torque by differential pressure of servo cylinder
- T_d : torque by discharge pressure of piston
- T_h : torque by inertia mass of holding plate
- T_p : torque by inertia mass of piston
- T_s : torque by spring force
- T_{sp} : torque by inertia mass of swash plate
- u : input signal of EPPR valve
- V_d : volume between pump and actuator
- θ : rotation angle of cylinder block
- α : tilting angle of swash plate
- α_m : maximum tilting angle
- ω : input rotation speed
- γ : timing angle
- δ_1 : notch angle of groove in discharge pressure port
- δ_2 : notch angle of groove in suction pressure port
- ν : shape coefficient of groove

1. 서론

가변용량형 유압펌프는 유량, 압력, 그리고 동력을 제어함으로써 유압시스템에서 이와 관련된 구성부품들을 축소할 수 있고 동력전달효율을 높일 수 있기 때문에 제한된 공간에서 높은 부하와 속도를 요구하는 기계장비에 많이 사용되고 있다. 유압펌프를 제어하는 레귤레이터(regulator)는 유압밸브와

연결링크들로 구성된 기계-유압식과 전자센서와 전자유압밸브로 구성된 전자-유압식이 있다. 기계-유압식은 구조가 복잡하고 제어성능이 떨어지지만 전자-유압식에 비하여 두 개 이상의 제어기능을 가질 수 있기 때문에 많이 이용되고 있다. 전자-유압식은 작업환경에 민감하고 가격이 비싸지만 구조가 간단하고 제어성능이 우수하기 때문에 첨단장비의 급속한 발전과 더불어 요구수요가 확대되고 있다. 따라서 전자-유압식 레귤레이터를 탑재한 유압펌프에 대한 관심이 집중되면서 활발한 연구가 진행되었으며 지금까지 이루어진 관련된 주요 연구내용들을 살펴보면 다음과 같다.

N. D. Manring¹⁾은 밸브판의 그루브(groove) 영역에서 발생하는 피스톤들의 과도압력(transient pressure)을 이론적으로 해석하였고 실험을 통하여 이를 확인하였다. S. J. Lin²⁾은 적분을 통하여 피스톤의 변동토크를 평균토크로 유도하고 실험을 통하여 유효성을 입증하였으며, G. J. Schoenau 등^{3,4)}은 피스톤의 평균토크를 이용한 펌프의 운동학적인 모델링을 연구하여 작동조건에 따라 유압펌프의 동적거동(dynamic behavior)을 연구하였다. G. Zeiger⁵⁾는 밸브판에서 그루브의 형상과 타이밍각도(timing angle)의 변화에 대한 연구를 수행하여 피스톤이 사판에 미치는 토크를 선형적으로 모델링하였다. A. Akers⁶⁾는 한 개의 전자서보밸브와 두 개의 서보실린더로 구성된 유압펌프의 제어시스템으로부터 선형화된 상태방정식을 유도하고 유량과 또 다른 외란에 대해서 둔감하고 오차가 최소가 되는 최적제어이론(optimal control theory)을 제안하였다.

전자-유압식 펌프는 두 개의 제어기를 사용할 경우 작동조건에 따라 제어위치들이 서로 다르므로 제어기를 전환할 때 충격이 발생할 수 있어 한 개 이상의 제어기능을 갖기가 어렵다. 종래에는 유압펌프를 제어하기 위하여 응답특성이 우수한 전자서보밸브⁷⁻⁹⁾가 많이 적용되었다. 이 밸브는 민감하여 작동유의 오염과 진동 및 충격이 노출되는 중장비에 탑재되면 신뢰성과 내구성이 저하된다.

이러한 문제점들을 해결하기 위하여 본 논문에서는 비교적 가격이 저렴하고 환경에 둔감한 전자비례감압밸브(EPPR valve)를 이용하여 유량, 압력, 그

리고 동력을 연속적으로 제어할 수 있는 다기능 제어기술을 제안한다. 가압체적에 대한 연속방정식과 사판운동에 대한 토크평형(torque balance)으로부터 유도된 비선형 수학적 모델¹⁰⁾을 최대 경사각에서 1차 미분하여 선형화된 상태모델을 구하고 이로부터 제어시스템의 안정성과 외란의 영향을 분석한다. 서보실린더에 반력스프링(reaction spring)을 설치하여 제어시스템의 안정성을 확보하고 PID 제어를 이용한 실험을 통하여 유량, 압력, 그리고 동력의 제어성능을 검토한다.

2. 수학적 모델

2.1 물리적 제어모델

Fig. 1은 EPPR 밸브를 이용하여 사판식 피스톤 유압펌프를 제어하는 물리적 제어모델을 보여주고 있다. EPPR 밸브는 사판(swash plate)의 경사각(tilting angle)을 제어하는 서보실린더(servo cylinder)의 압력을 제어한다. 가변되는 경사각에 의하여 유량, 압력 그리고 동력이 제어된다. 입력회전속도 ω 를 갖는 유압펌프는 사판의 경사각에 의하여 피스톤(piston)들을 왕복 운동시키고 밸브판(valve plate)을 통하여 유량을 토출하거나 흡입한다.

EPPR 밸브에 의하여 제어부의 압력이 상승되면

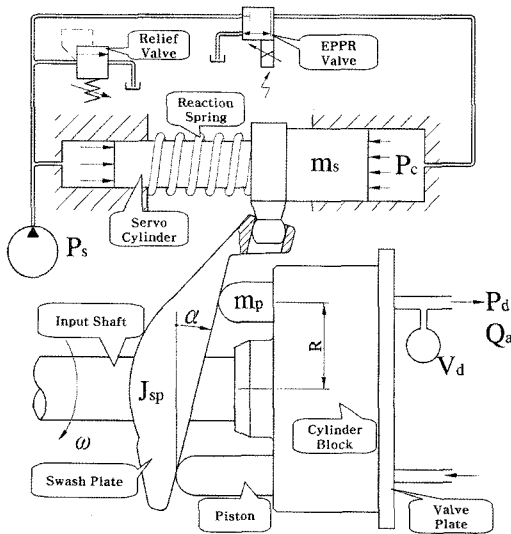


Fig. 1 Physical model of the control system for the hydraulic variable displacement pump

서보실린더는 사판의 경사각을 감소시킨다. 비선형 상태방정식으로부터 일반성이 부여된 선형화모델로 유도하기 위하여 EPPR 밸브는 보조펌프와 릴리프밸브에 의하여 일정압력을 공급받는다.

2.2 비선형 수학적 모델

2.2.1 가압체적에 대한 연속방정식

유압펌프에서 유압액추에이터(hydraulic actuator)까지 검사체적(control volume)을 V_d 로 정의하면 연속방정식은 다음과 같이 표현된다.¹¹⁾

$$\dot{P}_d = \frac{KD_p}{V_d} \omega \tan \alpha - \frac{KC_{lp}}{V_d} P_d - \frac{K}{V_d} Q_d \quad (1)$$

실험에 의하면 펌프의 누설유량은 토출압력(P_d)에 정비례하기 때문에 누설유량계수(C_{lp})는 일정상수로 나타낼 수 있다.

2.2.2 사판운동에 대한 토크평형

토출압력에 의한 피스톤의 힘, 반력 스프링의 힘, 축이 회전할 때 피스톤과 홀딩판(holding plate)의 관성력 그리고 제어압력과 질량관성에 의한 서보실린더의 힘들은 사판에 토크로 작용한다.

사판의 회전토크는 다음과 같이 표현된다.¹²⁾

$$T_{sp} = J_{sp} \ddot{\alpha} \quad (2)$$

토출압력에 의하여 피스톤이 사판에 작용하는 토크를 유도하기 위하여 먼저 Fig. 2(a)와 같이 밸브판에서 피스톤에 작용하는 압력분포로부터 평균압력(P_m)을 구한다. $-\gamma + \delta_1 \leq \theta \leq \pi - \gamma$ 에서는 평균압력이 P_d 이다. 압력과도 영역인 $-\gamma < \theta < -\gamma + \delta_1$ 와 $\pi - \gamma < \theta < \pi - \gamma + \delta_2$ 에서는 실험에 의하면 각각 $P_d \exp(-\frac{\omega}{\nu})$ 와 $P_d \{1 - \exp(-\frac{\omega}{\nu})\}$ 로 표현될 수 있다. 형상계수인 ν 는 그루브(groove)의 형상에 의하여 결정된다. 다음은 Fig. 2(b)와 같이 사판에 작용하는 피스톤의 힘을 얻는다.

$$dF_d = \frac{nA_p P_m}{2\pi \cos \alpha} d\theta \quad (3)$$

사판의 회전중심에서 작용점까지 수직거리는 다음과 같이 표현된다.

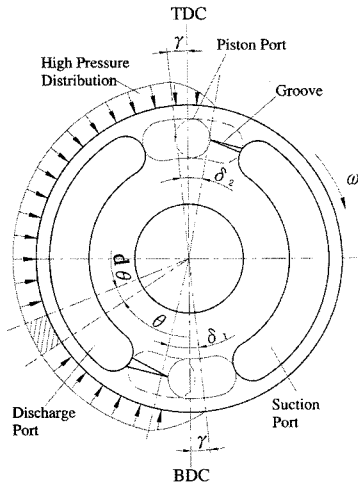
$$R_d = \frac{R \cos \theta}{\cos \alpha} + e \tan \alpha \quad (4)$$

마지막으로 사판에 작용하는 평균토크는 식 (3) 과 식 (4)를 압력이 존재하는 전 영역에 대하여 적분 함으로서 구해진다.

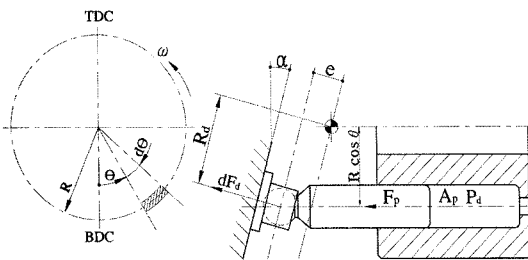
$$T_d = \int_{-\gamma}^{\pi-\gamma+\delta_2} \frac{n A_p P_m (R \cos \theta + e \sin \alpha)}{2\pi \cos^2 \alpha} d\theta \quad (5)$$

식 (5)를 정리하면 다음과 같다.

$$T_d = \frac{(a_1 + a_2 + a_3 \sin \alpha)}{\cos^2 \alpha} P_d \quad (6)$$



(a) Pressure distribution in high pressure port of the valve plate



(b) Piston force acting on the swash plate

Fig. 2 Geometric relation of the swash plate, piston shoe, and valve plate ports

$$a_1 = \frac{n A_p R \sin \gamma \exp(-\frac{\omega}{\nu})}{\pi}$$

$$a_2 = \frac{n A_p R \{ \sin(\gamma - \delta_1) + \sin(\gamma - \delta_2) \} \left\{ 1 - \exp(-\frac{\omega}{\nu}) \right\}}{2\pi}$$

$$a_3 = \frac{n A_p e \left[\pi + (\delta_2 - \delta_1) \left\{ 1 - \exp(-\frac{\omega}{\nu}) \right\} \right]}{2\pi}$$

관성체인 피스톤은 축에 의한 회전운동과 사판에 의한 왕복운동으로 두개의 토크성분을 가진다. 식 (7)에서 1항은 회전운동 그리고 2항은 왕복운동에 의한 토크성분이다.

$$T_p = -\frac{n m_p R^2 \omega^2 \tan \alpha}{2 \cos^2 \alpha} + \frac{n m_p R^2 (\ddot{\alpha} + 2 \tan \alpha \dot{\alpha}^2)}{2 \cos^4 \alpha} \quad (7)$$

홀딩판도 피스톤과 마찬가지로 식 (8)에서 왕복 운동에 의한 토크성분인 1항과 회전운동에 의한 토크성분인 2항을 가지고 있다.

$$T_h = \frac{m_h R^2 (\ddot{\alpha} + 2 \tan \alpha \dot{\alpha}^2)}{2 \cos^4 \alpha} - \frac{m_h R^2 \omega^2 \tan \alpha}{2 \cos^2 \alpha} \quad (8)$$

Fig. 3에 있는 서보실린더는 사판에 작용하는 두 개의 성분을 가진다. 식 (9)에서 1항은 공급압력과 제어압력에 의한 토크성분이고 2항은 이송운동에서 발생하는 관성력에 의한 토크성분이다.

$$T_c = \frac{(A_s P_s - A_c P_c) L}{\cos^2 \alpha} - \frac{m_s L^2 (\ddot{\alpha} + 2 \tan \alpha \dot{\alpha}^2)}{\cos^4 \alpha} \quad (9)$$

여기서 전자비례감압밸브에 의하여 제어되는 P_c 는 공급압력 P_s 가 일정하므로 입력신호 $u - u_{\min}$ 에

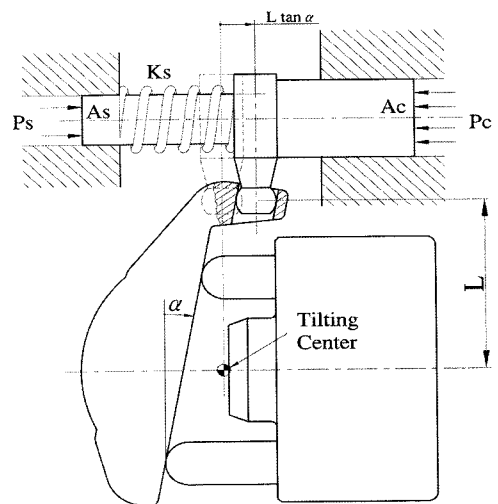


Fig. 3 Geometric relation of the servo cylinder and swash plate

비례하므로 다음과 같이 표현된다.

$$P_c = P_s K_v (u - u_{\min}) \quad (10)$$

사판에 토크를 전달하는 스프링은 두 개가 존재한다. 유압펌프 내부에 있는 첫 번째 스프링은 유압펌프를 조립할 때 초기 압축력으로 피스톤을 지지하는 홀딩판을 통하여 사판에 토크를 전달하게 된다. 이 스프링은 서보실린더의 변위에 반력으로 작용하는 두 번째 스프링에 비하여 영향이 적기 때문에 무시할 수 있다. 따라서 두 번째 스프링에 의한 토크성분만을 표현하면 다음과 같다.

$$T_s = \frac{K_s L (L_s - L \tan \alpha)}{\cos^2 \alpha} \quad (11)$$

경사각(α)은 충분히 작기 때문에 $\cos \alpha \approx 1$, $\sin \alpha \approx \alpha$, 그리고 $\tan \alpha \approx \alpha$ 로 두고 지금까지 언급된 사판의 토크성분들을 합성하면 2차 미분방정식인 사판의 운동방정식(12)가 얻어진다. 실험으로부터 얻은 사판의 전체 운동마찰계수 K_f 가 이 식에 추가된다.

$$J_t \ddot{\alpha} + 2(J_p + J_h + J_s) \alpha \dot{\alpha}^2 - (J_p + J_h) \omega^2 \alpha + K_f \dot{\alpha} = (a_1 + a_2 + a_3 \alpha) P_d + \{A_s - A_c K_v (u - u_{\min})\} P_s L + K_s L (L_s - L \alpha) \quad (12)$$

$$J_t = J_{sp} + J_h + J_p + J_s, \quad J_p = \frac{nm_p R^2}{2}$$

$$J_h = \frac{m_h R^2}{2}, \quad J_s = m_s L^2$$

2.2.3 비선형 상태모델

식 (1)과 식 (12)로부터 $x_1 = P_d$, $x_2 = \alpha$, $x_3 = \dot{\alpha}$, $u_1 = u$, $u_2 = Q_d$ 로 3개의 상태변수와 2개의 입력변수들을 정의하면 3개의 상태미분방정식이 얻어지며 이들 중 1개가 비선형으로 나타난다.

$$\dot{x}_1 = \frac{KD_p}{V_d} \omega x_2 - \frac{KC_p}{V_d} x_1 - \frac{K}{V_d} u_2 \quad (13a)$$

$$\dot{x}_2 = x_3 \quad (13b)$$

$$\dot{x}_3 = -\frac{2(J_p + J_h + J_s)x_2}{J_t} x_3^2 + \frac{(J_p + J_h)\omega^2 x_2}{J_t}$$

$$+ \frac{K_s L (L_s - L x_2)}{J_t} - \frac{K_f}{J_t} x_3 + \frac{(a_1 + a_2 + a_3 x_2)}{J_t} x_1 + \frac{A_s L P_s}{J_t} - \frac{A_c L P_s K_v}{J_t} (u_1 - u_{\min}) \quad (13c)$$

2.3 선형화된 상태모델

식 (13)은 미분이 가능하므로 국부영역에서 1차 미분으로 선형화된 근사식을 얻기 위하여 경사각이 최대(α_m)이고 토출압력이 “0”일 때의 조건을 평형점(equilibrium point)으로 정의한다. 평형점에서 $x_{1e} = 0$, $x_{2e} = \alpha_m$ 이므로 식 (13)으로부터 나머지 상태량을 찾으면 식 (14)가 된다.

$$x_{3e} = 0 \quad (14a)$$

$$u_{2e} = D_p \alpha_m \omega \quad (14b)$$

반력스프링을 설계할 때 $L_s \approx L \alpha_m$ 로 두면

$$u_{1e} = u_{\min} + \frac{(J_p + J_h)\omega^2 \alpha_m}{A_c L P_s K_v} + \frac{A_s}{A_c K_v} \quad (14c)$$

따라서 식 (13)은 평형점에서 선형화된 상태방정식으로 표현된다.

$$\delta \dot{x}_1 = \zeta_1 \delta x_1 + \zeta_2 \delta x_2 + \zeta_u \delta u_2 \quad (15a)$$

$$\zeta_1 = -\frac{KC_p}{V_d}, \quad \zeta_2 = \frac{KD_p}{V_d} \omega, \quad \zeta_u = -\frac{K}{V_d}, \quad \delta \dot{x}_2 = \delta x_3 \quad (15b)$$

$$\delta \dot{x}_3 = \xi_1 \delta x_1 + \xi_2 \delta x_2 + \xi_3 \delta x_3 + \xi_u \delta u_1 \quad (15c)$$

$$\xi_1 = \frac{(a_1 + a_2 + a_3 \alpha_m)}{J_t}, \quad \xi_2 = \frac{(J_p + J_h)\omega^2 - K_s L^2}{J_t}$$

$$\xi_3 = -\frac{K_f}{J_t}, \quad \xi_u = -\frac{A_c L K_v P_s}{J_t}$$

식 (15)를 상태행렬로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \delta \dot{x}_1 \\ \delta \dot{x}_2 \\ \delta \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \zeta_1 & \zeta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ \xi_1 & \xi_2 & \xi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta x_1 \\ \delta x_2 \\ \delta x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \zeta_u \\ 0 & 0 \\ \xi_u & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta u_1 \\ \delta u_2 \end{bmatrix} \quad (16)$$

그리고 정의된 행렬 형태는 다음과 같다.

$$\delta \dot{X} = A \delta X + B \delta U \quad (17a)$$

$$y = C\delta X \quad (17b)$$

여기서 출력 y 는 압력 또는 유량을 의미한다. Fig. 4는 유압펌프의 개회로제어(open loop control)에서 상태변수모델의 블록선도(block diagram)를 보여주고 있다.

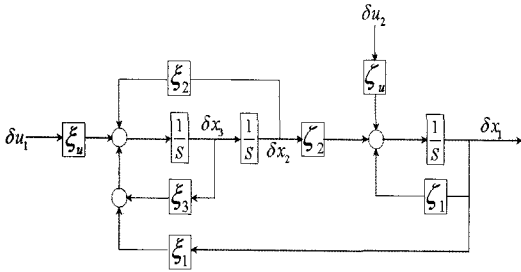


Fig. 4 Block diagram of the state variable model

3. 다기능 제어

3.1 유량제어

Fig. 5는 토출압력이 외란으로 작용하는 유량제어시스템의 블록선도를 보여주고 있으며 각 요소들에 대한 전달함수는 다음과 같다.

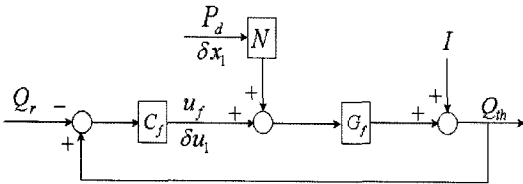


Fig. 5 Block diagram of the flow control system

$$C_f(s) = \frac{k_d s^2 + k_p s + k_i}{s} \quad (18)$$

$$G_f(s) = \frac{\xi_u D_p \omega}{s^2 - \xi_3 s - \xi_2} \quad (19)$$

$$N(s) = \frac{\xi_1}{\xi_u} \quad (20)$$

$$I(s) = \frac{D_p \alpha_m \omega}{s} \quad (21)$$

여기서 u_f 와 P_d 는 각각 Fig. 4에서 있는 δu_1 와 δx_1 이다. 그리고 $G_f(s)$ 은 δu_1 에서 δx_2 까지 전달함수이며 경사각을 유량으로 변환하기 위하여 $D_p \omega$ 가 곱해

져 있다.

유량제어시스템이 안정하기 위해서는 식 (19)의 ξ_2 와 ξ_3 가 음수이어야 한다. 식 (15c)으로부터 ξ_3 는 항상 음수이지만 반력스프링이 없다면 ξ_2 는 양수가 되며 입력회전속도가 증가할수록 제어시스템은 불안정하게 된다. 따라서 고속에서도 제어시스템이 안정되도록 K_s 가 충분히 큰 반력스프링을 서보실린더에 추가하여야 한다.

$\dot{\alpha} = 0$ 와 $P_d = 0$ 에서 제어신호 u_f 를 조사하면 식 (12)로부터 다음과 같이 표현된다.

$$u_f = \frac{A_s}{A_c K_v} + \frac{K_s}{A_c K_v P_s} (L_s - L\alpha) + u_{\min} \quad (22)$$

따라서 K_s 가 충분히 크면 경사각 α 의 변화량에 따라 폭넓은 제어범위를 사용할 수 있다.

$G_f(s)$ 의 특정방정식을 조사하면 s-평면의 좌반부에 두 개의 극점이 존재하는데 한 개는 원점 근방에 존재한다. PI 제어기의 사용하면 적분게인에 따라 진동이 심하거나 응답이 상당히 지연된다. P와 PD 제어기는 이러한 문제를 어느 정도 해소할 수 있지만 정상상태 오차가 존재한다. 비례게인을 증가시켜 오차를 줄일 수 있지만 식 (23)과 같이 비례감압밸브의 최대입력 u_{fmax} 에 제한되기 때문에 오차를 줄이는 데는 한계가 있다.

$$0 < e(t)k_p \leq u_{fmax} \quad (23)$$

여기서 $e(t)$ 는 기준입력과 출력의 오차신호이다. 따라서 식 (19)의 PID제어기가 최적이며 계단입력에 대한 응답특성(정착시간, 오버슈트, 상승시간 등)을 조사하여 적절한 P, I, D 게인들을 선정한다.

PID 제어기를 사용한 유량제어시스템에서 기준입력에 대한 응답은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{th}(s) = \frac{\alpha_m D_p \omega - (k_d s^2 + k_p s + k_i) \xi_u D_p \omega Q_r(s)}{s^3 - (\xi_3 + k_i \xi_u D_p \omega) s^2 - (\xi_2 + k_p \xi_u D_p \omega) s - k_i \xi_u D_p \omega} \quad (24)$$

본 시스템은 $N(s)$ 의 값, 즉 $|\xi_1/\xi_u|$ 가 $|C_f(j\omega)|$ 에 비하여 충분히 작기 때문에 외란의 영향은 적다.

이론유량(theoretical flow) Q_{th} 대신에 토출유량 Q_d 을 제어하고자 한다면 식 (25)를 이용하면 된다.

$$Q_d = Q_{th} - C_{ip} P_d \quad (25)$$

3.2 압력제어

Fig. 6은 토출유량이 외란으로 작용하는 압력제어 시스템의 블록선도를 보여주고 있으며 요소들에 대한 전달함수는 다음과 같다.

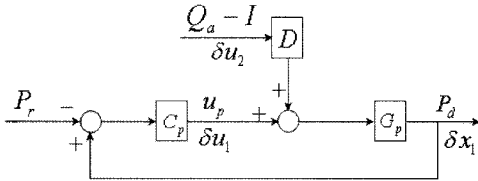


Fig. 6 Block diagram of the pressure control system

$$C_p(s) = \frac{k_p s + k_i}{s} \quad (26)$$

$$G_p(s) = \frac{\zeta_2 \xi_u}{s^3 - (\zeta_1 + \xi_3)s^2 + (\zeta_1 \xi_3 - \xi_2)s + (\zeta_1 \xi_2 - \zeta_2 \xi_1)} \quad (27)$$

$$D(s) = \frac{(s^2 - \xi_3 s - \xi_2)\zeta_u}{\zeta_2 \xi_u} \quad (28)$$

여기서 u_p 는 Fig. 4에 있는 EPPR 밸브의 입력신호 δu_1 이다. $\zeta_1 < 0, \zeta_2 > 0, \xi_1 < 0, \xi_2 < 0$ 그리고 $\xi_3 < 0$ 이므로 $G_p(s)$ 의 모든 극점들이 항상 s-평면의 좌반부에 존재하므로 시스템이 안정하다는 것을 알 수 있다. 그리고 모든 극점들이 s-평면의 원점에서 멀리 떨어져 응답이 빠르기 있기 때문에 정상상태 오차가 없는 PI제어기가 적당하다. 압력제어는 빠른 응답성을 요구하므로 응답지연을 일으키는 미분 동작을 사용하지 않는 것이 좋다. 계단입력에 대한 응답특성을 조사하여 적절한 P, I 게인들을 선정한다.

PI 제어기를 사용한 압력제어시스템에서 기준 입력에 대한 응답은 다음과 같이 표현된다.

$$P_d(s) = \frac{(s^3 - \xi_3 s^2 - \xi_2 s)\zeta_u \delta Q_a(s) - (\zeta_u k_p k_p s + \zeta_u k_i)P_r(s)}{s^4 - (\zeta_1 + \xi_3)s^3 + (\zeta_1 \xi_3 - \xi_2)s^2 + (\zeta_1 \xi_2 - \zeta_2 \xi_1 - \zeta_2 \xi_u k_p)s - \zeta_2 \xi_u k_i} \quad (29)$$

외란인 유량에 대한 영향을 분석하기 위하여 $|D(j\omega)|$ 와 $|C_f(j\omega)|$ 의 크기를 조사하면 다음과 같다.

$$|D(j\omega)| = \left| \frac{\zeta_u}{\zeta_2 \xi_u} \sqrt{(\omega^2 + \xi_2)^2 + (\xi_3 \omega)^2} \right| \quad (30)$$

$$|C_f(j\omega)| = \frac{\sqrt{(\omega k_p)^2 + k_i^2}}{\omega} \quad (31)$$

저주파수($\omega \approx 0$)에서는 $\left| \frac{\zeta_u \xi_2}{\zeta_2 \xi_u} \right| \ll \frac{k_i}{\omega}$ 이므로 외란의 영향은 적다.

3.3 유량-압력 전환제어

Fig. 7은 작동조건에 따라 유량과 압력제어기를 전환할 수 있는 스위치 모드를 보여주고 있다. 전환 기법은 전환점에서 EPPR 밸브에 인가되는 유량과 압력의 제어신호가 서로 동일해야 한다. 이와 관련하여 제어시스템에서 다음과 같은 세 개의 조건을 필요로 한다. 첫째, 가능한 정상상태조건에서 전환이 이루어져야 한다. 둘째, 유량제어기는 적분제어를 사용하여야 한다. 셋째, 유량제어는 압력을 외란으로 하고 압력제어는 유량을 외란으로 하여야 한다. 일반적으로 유압시스템을 제어하는 유압펌프는 세 개의 조건을 모두 충족하고 있다.

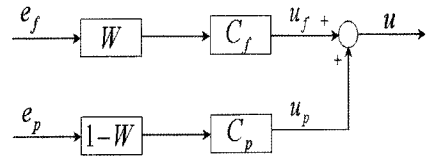


Fig. 7 Switch mode diagram of the flow control and pressure control

EPPR 밸브에 인가되는 제어신호는 다음과 같다.

$$u = u_f + u_p \quad (32)$$

전환기법의 원리는 다음과 같다. 설정압력에 도달하기 전까지는 W 가 "1"이 되어 유량제어기가 된다. 이때 u 는 u_f 이다. 설정압력에 도달한 후부터는 W 가 "0"이 되어 압력제어기가 된다. 이때 u 는 식 (32)가 된다. 압력제어에서 u_f 는 전환전의 최종제어신호를 항상 유지한다. $u < u_f$ 또는 $u_p < 0$ 이 되면 W 가 "0→1"로 전환되어 유량제어기가 된다.

3.4 동력제어

유압펌프의 출력동력은 다음과 같이 표현된다.

$$H_i = P_d Q_{th} \quad (33a)$$

$$H_o = P_d Q_d \quad (33b)$$

동력제어는 식 (33)을 이용하여 토출압력에 따라 기준유량을 결정한 후 Fig. 5와 같이 유량을 제어하게 된다.¹³⁾ 입력동력을 제어하고자 한다면 이론유량 (Q_{th})을 제어하고 출력동력을 제어하고자 한다면 토출유량(Q_d)을 제어하면 된다. 동력제어는 유량제어를 이용하므로 유량과 동력을 연속적으로 제어할 수 있으며 Fig. 7을 이용하면 동력과 압력도 연속적으로 제어할 수 있다.

4. 실험장치 및 고찰

4.1 실험장치 구성

Fig. 8의 실험장치는 실험대상용 유압펌프, 입력 회전속도를 제어하는 400PS급 DC 전기모터, 토출압력을 제어하는 40MPa 비례압력제어밸브, 유압펌프를 제어하는 EPPR 밸브, 일정압력을 공급하는 20MPa 유압장치, 누설유량을 측정하는 유량센서, 입력회전속도를 측정하는 회전속도센서, 공급압력, 제어압력 그리고 토출압력을 측정하는 세 개의 압력센서, 그리고 서보실린더의 변위와 속도를 측정하는 LVDT 센서들로 구성되어 있다. 작동유는 MOBIL사의 VG32, 데이터취득과 시스템제어장비로는 National Instruments(주)의 PCI6071E, 그리고 실험용 프로그램으로는 LABVIEW 7.1이 이용된다.

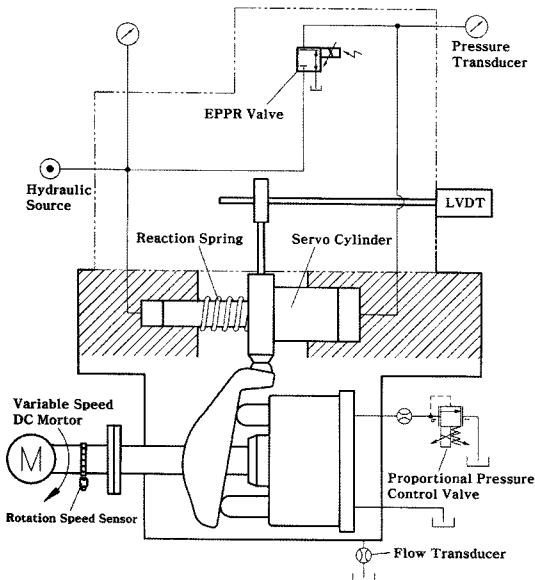


Fig. 8 A schematic for the experimental device

모델이 3DREP6A-20/45E인 EPPR 밸브는 Bosch-Rexroth(주)의 제품으로서 입력신호에 대하여 제어압력을 선형적으로 출력한다. 실험에 이용된 유압 펌프의 파라미터들은 Table 1과 같다.

Table 1 Parameters of the test pump used in simulation

Parameter	Specification	Parameter	Specification
A_c	$1.13 \times 10^{-3} m^2$	L_s	$2.53 \times 10^{-2} m$
A_p	$4.52 \times 10^{-4} m^2$	m_h	0.32 kg
A_s	$3.14 \times 10^{-4} m^2$	m_p	0.28 kg
C_{tp}	$4.4 \times 10^{-12} m^3/s \cdot Pa$	m_s	0.86 kg
D_p	$0.621 \times 10^{-4} m^3/rad$	P_s	$4.3 \times 10^6 Pa$
e	$5.5 \times 10^{-3} m$	R	0.0475 m
J_{sp}	$2.89 \times 10^{-3} kg \cdot m^2$	V_d	$6.28 \times 10^{-4} m^3$
K	$2.45 \times 10^9 Pa$	α_m	0.28 rad
K_f	$1.66 \times 10^2 N \cdot m \cdot s$	γ	0.1 rad
K_s	$1.37 \times 10^5 N/m$	δ_1	0.3 rad
K_v	0.146	δ_2	0.15 rad
L	$8.48 \times 10^{-2} m$	ν	90 rad/s

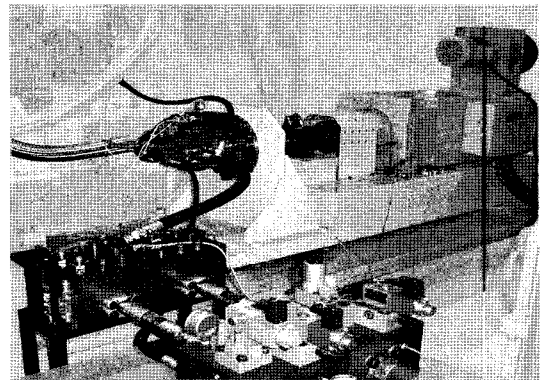


Photo. 1 Overview of the experimental setup

Photo. 1은 실험용 펌프가 설치된 시험장치의 사진을 보여주고 있다. EPPR 밸브를 유압펌프의 상부에 설치하기 위하여 중간블록을 이용한다. 중간블록은 LVDT와 반력스프링(Reaction Spring)을 내장하고 있다. 실험장치에서 유압동력과 기계동력을 참고적으로 비교하기 위하여 입력부에 토크센서를 설치하였으며 LVDT에 의하여 연산된 유량의 정확도를 검증하기 위하여 토출부에 측정센서를 추가하였다.

4.2 실험결과 고찰

유압펌프는 액추에이터의 작업속도에 따라 유량 또는 동력을 제어함으로써 시스템의 효율을 향상시킨다. 그리고 액추에이터가 과부하에 도달하면 압력을 제어하여 시스템의 안전을 도모한다.

Fig. 9 ~ Fig. 11은 유량제어에 관련된 시험결과들로서 기준신호에 대한 응답특성과 외란신호가 응답에 미치는 영향을 보여주고 있다. 제어기는 PID가 채택되었으며, P, I, D의 게인(gain)들은 각각 0.078, 0.394, 0.00936가 사용되었다. 이러한 게인들은 시뮬레이션과 실험을 통하여 오버슈트와 정착시간이 최적인 것으로 선정되었다. Fig. 9와 Fig. 10은 외란신호를 일정하게 유지하고 기준신호를 계단으로 인가하였을 때와 기준신호를 일정하게 유지하고 외란신호를 계단으로 인가하였을 때에 과도응답특성들을 보여주고 있다. 시뮬레이션과 실험결과가 잘 일치

되고 있음을 볼 수 있다. 기준신호가 150 l/min에서 80 l/min으로 가변될 때 최대 오버슈트(maximum overshoot)는 약 12%가 발생되며 정상상태에 도달하는 정착시간(settling time)은 약 3초정도 소요된다. 그리고 EPPR 밸브에 의하여 유압펌프가 반응하는 상승시간(rise time)이 약 250msec 이내로서 유압펌프에서 요구하는 300msec을 충족시키고 있다. 외란신호가 20MPa 정도 급변할 때 출력변동률은 약 10%이내로 유지되고 안정시간은 약 1초 이내로서 외란에 강인하게 제어되고 있음을 알 수 있다. Fig. 11과 같이 천천히 가변되는 외란신호는 유량제어에 거의 영향을 미치지 않음을 확인할 수 있다.

압력제어는 액추에이터가 과부하에 도달하였을 때 작동되기 때문에 외란신호에 대한 영향만 조사한다. Fig. 12와 Fig. 13은 압력제어에 관련된 시험결과들로서 외란신호가 응답에 미치는 영향을 보여주고 있다. 제어기는 PI가 채택되었으며, P, I의 게인

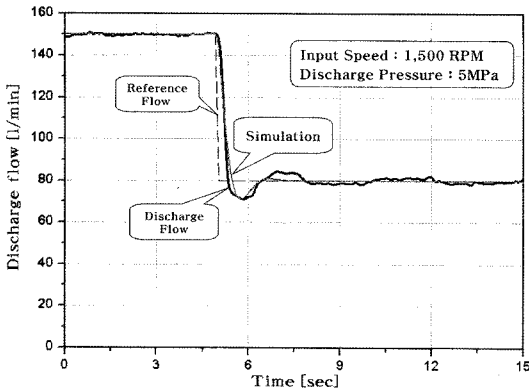


Fig. 9 Flow transient response for the step input

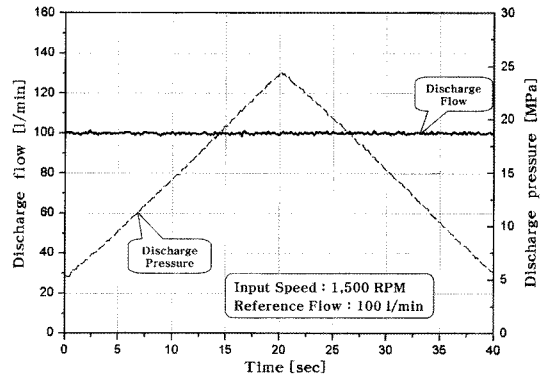


Fig. 11 Flow control for the increase/decrease pressure disturbance

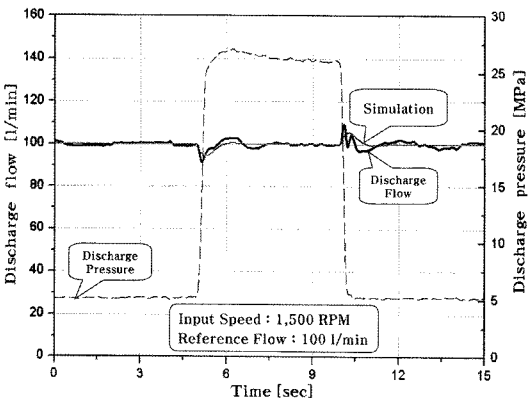


Fig. 10 Flow control for the pulse pressure disturbance

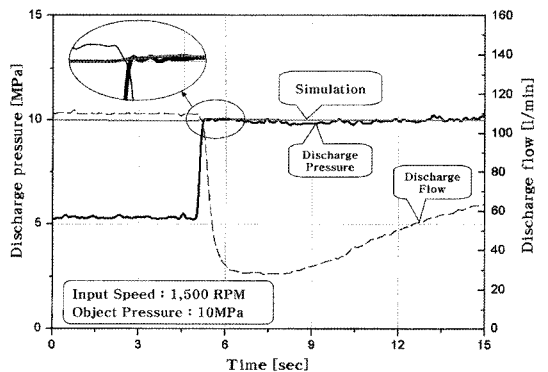


Fig. 12 Pressure control for the high flow disturbance

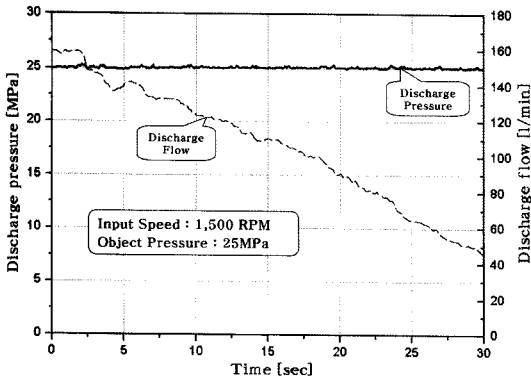


Fig. 13 Pressure control for the decrease flow disturbance

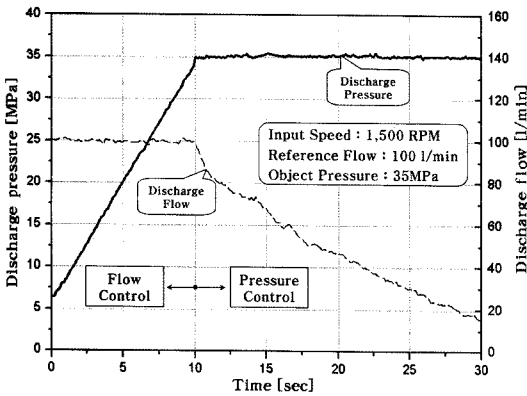


Fig. 14 Continuous control of the flow and pressure

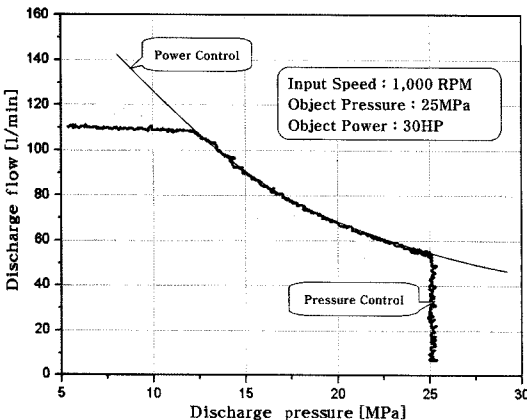


Fig. 15 Continuous control of the power and pressure

(gain)들은 각각 2.0와 1.3가 사용되었다. 이러한 게인들도 시뮬레이션과 실험을 통하여 최적인 것으로 선정되었다. Fig. 12는 10MPa의 설정압력에서 외란 신호가 급변하였을 때 시험결과를 보여주고 있다. 1

초 동안 경사신호를 인가한 시뮬레이션결과와 마찬가지로 설정압력이 일정하게 유지되고 있음을 볼 수 있다. 토출압력이 초기에 설정압력 이하로 유지되고 있고 정상상태에서 유량이 지속적으로 가변되는 현상이 나타나고 있다. 이는 부하장치에서 토출 유량을 급변시키기 위하여 유량제어밸브를 사용하지 않고 압력제어밸브를 사용하면서 나타난 현상이다. 유량제어밸브를 사용하게 되면 이 같은 현상들은 줄어들 것이다. Fig. 13과 같이 천천히 가변되는 외란신호는 압력제어에 거의 영향을 미치지 않는다.

유량, 압력 그리고 동력 등의 다기능 제어에서 요구되는 전환모드의 성능을 확인하기 위하여 Fig. 14와 Fig. 15와 같이 유량제어에서 압력제어 그리고 동력제어에서 압력제어로 전환되는 실험을 수행하였다. 제어가 전환될 때 시스템은 불안정하지 않고 양호한 제어흐름을 보여주고 있다. Fig. 15는 압력이 증가하여 설정동력에 도달하면 유량은 동력제어선도를 정확하게 추종하고 있음을 보여주고 있다. 이때, 제어기는 유량제어에서 적용된 PID가 사용된다. 그리고 설정압력에 도달하면 압력이 제어됨을 보여주고 있다.

5. 결론

전자서보밸브에 비하여 열악한 작업환경에 적응력이 우수하고 가격이 저렴한 EPPR 밸브를 이용하여 다기능 제어기능을 갖는 유압펌프에 대한 연구를 수행하였다. 가압제에 대한 연속방정식과 사관운동에 대한 토크 평형식으로부터 유압펌프의 선형화된 수학적 상태변수모델을 유도하였으며 이로부터 제어시스템의 안정성과 외란의 영향을 분석하였다. 결과로서 서보실린더에 반력스프링을 추가하여 고속회전에서도 안정된 제어를 가능하게 하였다. 개루프 전달함수의 극점들을 조사하여 유량제어에서는 PID 제어기가 그리고 압력제어에서는 PI 제어기가 적합함을 제시하였으며 계단입력에 대한 과도응답특성(오버슈트, 정착시간, 상승시간)을 분석하여 제어기의 게인들을 선정하였다. 그리고 스위치 모드를 이용하여 유량, 압력, 그리고 동력을 연속적으로 제어할 수 있는 다기능 제어기술을 제안하였다.

연구내용을 검증하기 위하여 시뮬레이션과 실험을 병행하였으며 확인된 결과는 다음과 같다. 유량 제어는 계단입력에 대한 과도응답에서 정착시간은 다소 지연되지만 오버슈트가 12%, 상승시간이 250msec 이내로서 상당히 양호한 응답성능을 보여 주고 있다. 그리고 외란에 대해서도 강인함을 나타내고 있다. 압력제어는 급변하는 외란에 대하여 변동률이 10% 이내, 안정시간이 1초 이내로서 빠르게 안정화되는 현상을 보였다. 동력제어에서 유량은 압력이 증가함에 따라 동력선도를 양호하게 추종하였다. 제어가 전환될 때 시스템에 어떠한 충격도 발생되지 않음이 확인되었으며 이로 인하여 스위치 모드역의 역할과 중요성이 입증되었다.

References

- 1) N. D. Manring, "Valve Plate Design for an Axial Piston Pump Operating at Low Displacement," ASME Journal of Mechanical Design, Vol.116, pp.201-205, 1994.
- 2) S. J. Lin, A. Akers and G. Zeiger, "The Effect of Oil Entrapment in an Axial Piston Pump," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.107, pp.246-251, 1985.
- 3) G. J. Schoenau, R. T. Burton and G. P. Kavanagh, "Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.112, pp.122-132, 1990.
- 4) G. Edge and N. D. Vaughan, "Investigation of the Effects of Swashplate Angle and Suction Timing on the Noise Generation Potential of an Axial Piston Pump," Fluid Power Systems and Technology, Vol.5, pp.77-81, 1988.
- 5) G. Zeiger and A. Akers, "Torque on the Swashplate of an Axial Piston Pump," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.107, pp.220-226, 1985.
- 6) A. Akers and S. J. Lin, "Optimal Control Theory Applied to a Pump with Single-Stage Electrohydraulic Servo Valve," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.110, pp.120-125, 1988.
- 7) A. Yamaguchi and T. Ishikawa, "Characteristics of Displacement Control Mechanisms in Axial Piston Pumps," Bulletin of the JSME, Vol.22, No.165, pp.356-361, 1979.
- 8) H. Du and N. D. Manring, "A Single Actuator Control Design for Hydraulic Variable Displacement Pumps," Proceedings of American Control Conference, pp.4484-4489, 2001.
- 9) S. N. Yun, B. S. Kang, B. J. Sung and H. E. Kim, "A Study on Characteristics of Nozzle/Flapper Type Flow Control Servo Valve," Transactions of KSAE, Vol.8, No.1, pp.54-62, 2000.
- 10) A. G. Alleyne and R. Liu, "Schematic Control of a Class of Nonlinear Systems with Application to Electrohydraulic Cylinder Pressure Control," IEEE Transactions on Control System Technology, Vol.8, No.4, pp.623-634, 2000.
- 11) X. Zhang, J. Cho, S. S. Nair and N. D. Manring, "New Swash Plate Damping Model for Hydraulic Axial-Piston Pump," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.123, pp.463-470, 2001.
- 12) N. D. Manring and F. A. Damtew, "The Control Torque on the Swash Plate of an Axial Piston Pump Utilizing Piston-Bore Springs," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.123, pp.471-478, 2001.
- 13) O. Gad, M. G. Rabie and R. M. EI-Taher, "Prediction and Improvement of Steady-State Performance of a Power Controlled Axial Piston Pump," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.124, pp.443-451, 2002.