

# 유압 피스톤 펌프 레귤레이터 시스템 특성 연구

여명구 · 김종기 · 정재연\*

전북대학교 대학원 정밀기계공학과

\* 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

## On Characteristics of Regulator System in Hydraulic Piston Pump

Myeong Ku Yeo, Jong Ki Kim, Jae Youn Jung\*

Graduate School of Precision Mechanical Eng., Chonbuk National University

\* Faculty of Mechanical Eng., Chonbuk National University and AHTRI

---

**Abstract** – The importance of variable displacement piston pump is recently increasing in industrial applications, as it is widely used for raising the energy level of the fluid in hydraulic system. The regulator is the device that controls the pump output flow depending on the machine load and engine speed, and that regulates the discharge flow of the piston pump by controlling the swivel angel. This work deals with constant power control of a regulator system in bent-axis type piston pump. In order to use engine power effectively, it is important to keep the horsepower from the engine to the pump constant. Therefore, optimum power usage is obtained by accurately following the power hyperbola. First, the governing equations of the regulator are derived, and analysis is performed by numerical simulation in which significant parameters of regulator are identified. Also, we designed and manufactured the prototype of the constant power control regulator for experiments. The experimental results show the responsibility and pressure-flowrate characteristics and these are compared with the theoretical analysis. As the result, it is confirmed that the characteristics of the designed regulator correspond to the numerical simulation.

**Key words** – Hydraulics, Regulator, Bent-axis type piston pump, Constant power control, Pressure-flow rate characteristics, Responsibility, Numerical simulation

### 1. 서 론

가변형 사축식 액셀 피스톤 펌프는 원동기로부터 동력을 전달받아, 일정한 경전각( $\gamma$ )으로 경사진 실린더 블록이 고정된 구면 밸브플레이트를 중심으로 회전하여, 동력을 작동유의 압력형태로 변환시키는 장치이다. 최근 건설기계 시장은 신속한 모델 체인지 및 종래의 형식에는 없는 다양한 기능과 성능을 요구하고 있다.<sup>[1]</sup> 이에 따라 가변 용량형 피스톤 펌프는 동력원으로서 접동부의 최적의 윤활 특성, 신뢰성 및 제어성(응답

성· 각종제어의 대응성)이 우수해야 하며, 저소음화, 고효율이 중요한 포인트가 되고 있다.

피스톤 펌프의 기본적 유량제어시스템인 레귤레이터는 부하의 변화에 따른 회로내의 압력 변화에 대응하여 유량을 제어하도록 경전각을 조절함으로써, 성능 에너지 효과와 부하장치의 미세조작을 수월하게 하는 제어성능 개선이 가능하다. 특히 일정출력제어 방식은 엔진의 출력을 유효하게 사용하기 위해, 펌프의 일정 입력속도에 맞추어 펌프의 입력토크가 일정하도

특 하는 기능을 한다.<sup>[2]</sup>

즉 펌프의 토출압력과 유량으로 나타나는 출력을 원동기의 설정 출력과 비교하는 방식으로, 유압 펌프의 입력 토크를 제어하는 가변펌프의 가장 대표적인 방식이다. 사축식 피스톤 펌프의 Displacement 변화는 식(1)과 같이 펌프의 경전각( $\gamma$ )를 변화시킴으로 가능하다.

$$Q_{th} = \frac{\pi}{4} d_p^2 \cdot Z \cdot D_1 \sin \gamma \quad (1)$$

따라서, 경전각의 변화 및 작동 상태의 변화가 최대한 신속히 이루어지고, 가능한 진동이 없도록 하여야 한다. 그러기 위해 펌프의 정·동특성에 대한 지식이 정밀한 유압제어 시스템을 설계하는데 중요하지만, 현재 펌프의 제어 시스템에 대한 국내의 논문 및 설계자료는 부족한 상황이다.

본 연구에서는 건설기계 등에 사용되고 있는 사축식 액셀 피스톤 펌프의 일정마력제어 레귤레이터를 대상으로 수학적 모델을 구축하여 이론해석을 수행함과 동시에 동일한 조건에서 실제의 레귤레이터 전요소를 설계·제작하여 실험을 통해 얻어진 결과를 토대로 이론해석과 유압계의 정특성 및 동특성에 관하여 비교·검토함으로써 모델링의 타당성을 검토하고, 국산화 시제품 제작에 앞서 구조 및 설계 요소의 검증을 통한 신뢰성을 확보하고자 하였다.

## 2. 기본구조 및 작동원리

Fig.1은 일정출력제어 레귤레이터를 장착한 피스톤 펌프의 내부 회로도를 나타내고 있으며, 구체적인 구조와 각부 명칭은 Fig.2와 같다. 일정출력제어 레귤레이터는 제어범위 내에서 토출압력(P)과 토출유량(Q)의 곱이 항상 일정하도록 즉, 출력이 일정하도록 제어한다.

펌프의 토출압력이 Fig.3에서와 같은 P-Q선도에서 주어진 출력곡선을 넘어서면, 컨트롤 로드와 연결된 파일럿 피스톤은 컨트롤 스프링에 대항하여 작동하게 되고, 스푼의 1차측과 2차측의 유로가 열리게 되어 고압유가 컨트롤 피스톤의 대경실로 유입된다. 펌프는 파일럿 피스톤에 작용하는 토출압력과 스프링 및 조절스프링에 의한 힘의 밸런스를 이루며 경전이 되고, 1차측과 2차측의 유로가 닫히도록 유지된다. 반면 토출압력이 저하하면 컨트롤 스프링의 강성에 의해 컨트롤 로드를 따라 파일

럿 피스톤이 압축을 받게되고, 조절스프링의 작용으로 2차측의 유로가 열려 대경부의 작동유는 탱크로 드레인 된다. 이 때 Fig. 3의 ㉠↔㉡ 범위에서는 스프링1이 ㉢↔㉣ 범위에서는 스프링 1,2가 동시에 작동하게 된다.

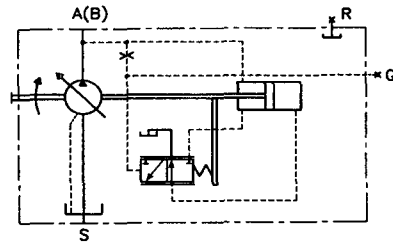


Fig. 1 The hydraulic circuit of the regulator

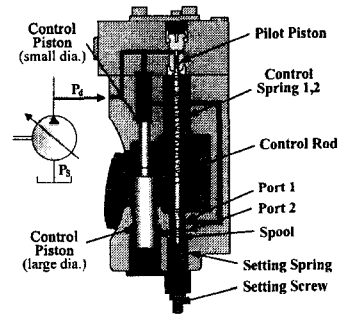


Fig. 2 The schematic diagram of the regulator

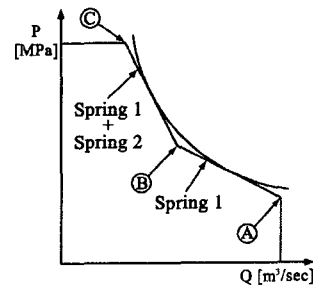


Fig. 3 Constant power curve

## 3. 수학적 모델링

레귤레이터의 압력 및 유량특성과 거동은 수치 파라미터들에 의해 결정이 되며 이와 관련된 수학적 모델을 다음과 같은 과정을 통해 구하였다.

### 3.1 y-γ 관계식

y의 경우, 컨트롤 피스톤의 자유물체도 Fig.4를 통해 기본적 Sin법칙을 이용하여 γ의 함수로 변환이 가능하다.

$$y = \frac{L \sin \gamma_{\max}}{\cos(\alpha - \gamma_{\max})} - \frac{L \sin \gamma}{\cos(\alpha - \gamma)} \quad (2)$$

### 3.2 컨트롤 피스톤의 운동방정식

가변을 위해 사측식 피스톤 펌프의 원통형으로 설계된 밸브플레이트와 레귤레이터의 습동은 경전각의 속응성 면에서 중요하다. 이때, 밸브플레이트와 레귤레이터간의 습동부에서 발생하는 마찰토크를 계산하기 위해, 실험적으로 구한 마찰계수를 적용하면, 식(3)과 같다.

$$T^* = \mu_s L_v \left[ \frac{zAP_d}{2} \right] \text{SIGN}(-\dot{\gamma}) \quad (3)$$

( $\mu_s$ : 습동면간의 마찰계수( $\approx 0.05$ ))

컨트롤 피스톤의 운동방정식은 각 제어스프링의 강성, 댐핑 및 로터리부의 관성모멘트 등을 고려하여 식(3)과 같이 토출압을 입력으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} & [A_{cpl} \cdot P_2 - A_{eps} \cdot P_d] L \\ & = L \left[ M_{cp} \ddot{y} + C_{cp} \dot{y} + k_1(y + \delta_1) \right. \\ & \quad \left. + k_2(y - \delta) \times u(y - \delta) \right] + I_e \dot{\gamma} + T^* \end{aligned} \quad (4)$$

식(2)와 식(4)를 연립하여 y를 γ에 관하여 정리하고, 식에 내재된 비선형항들을 모두 고려할 경우, 전산시간이 길어지므로 일부 항들에 대하여 선형화를 하면 최종 컨트롤 피스톤의 운동방정식은 식(5)와 같다.

$$\ddot{\gamma} = \frac{1}{I_c + m_p L^2} \left[ \begin{aligned} & -C_{cp} L \dot{\gamma} - L^2 (k_1 + k_2 u(y - \delta)) \gamma \\ & + 2m_p L^2 (-1.04\gamma + 0.17) + k_1 L (0.04L + \delta_1) \\ & + k_2 L (0.04L - \delta) u(\gamma - \delta) - (P_c A_{cp} - P_d A_{ep}) + T^* \end{aligned} \right] \quad (5)$$

### 3.3 파일럿 피스톤의 운동방정식

파일럿 피스톤의 변위에 따라 대경부로의 토출되는 작동유체의 유입이 절환되므로, 파일럿 피스톤의 거동은 레귤레이터의 응답성에 중요한 파라미터다.

파일럿 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_{pi}} \left[ \begin{aligned} & -C_{pi} \dot{x} - k_3 x - k_3 \delta_3 - k_1 (y + \delta_1) \\ & - k_2 (y - \delta) u(y - \delta) + P_O A_p \end{aligned} \right] \quad (6)$$

### 3.4 스톨의 cross sectional area 변화 계산

스톨의 포트를 통과하여 대경부로 흘러들어가는 유량은 포트의 형상이 원형인 관계로 스톨의 변위에 비례하지 않는다.

따라서 대경부로 흘러들어가는 유량과 압력을 계산하기 위해 포트의 개구면적  $A_1$ 과  $A_2$ 의 변화를 고려하였다.<sup>[3]</sup>

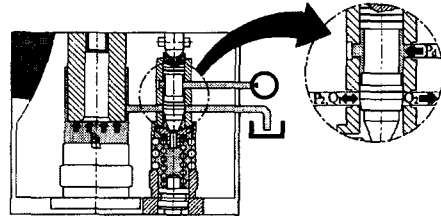


Fig. 4 The schematic diagram of the spool

### 3.5 유량방정식과 연속방정식

대경부로 포트의 개구면적  $A_1$ 을 통해 유입되는 유량  $Q_1$ 과  $A_2$ 를 통해 탱크로 드레인되는 유량  $Q_2$ 에 관한 유량방정식은

$$Q_1 = KA_1(x) \sqrt{\frac{2|P_d - P_2|}{\rho}} \text{SIGN}(P_d - P_2) \quad (7)$$

$$Q_2 = KA_2(x) \sqrt{\frac{2|P_2 - P_s|}{\rho}} \text{SIGN}(P_2 - P_s) \quad (8)$$

또한, 파일럿 피스톤의 오리피스로 유입되는 유량은 식(9)와 같다.

$$Q_o = KA_o(x) \sqrt{\frac{2|P_d - P_o|}{\rho}} \text{SIGN}(P_d - P_o) \quad (9)$$

또한  $P_2$ 와  $P_o$  및  $Q_o$ 를 구하기 위해 체적의 변화를 단열적으로 가정하면, 식(10)과 같다.

$$P_{new} \cdot V_{new} = P_{old} \cdot V_{old} \quad (10)$$

이때, 스톨의 1차측과 2차측 유로 및 파일럿 피스톤 내부의 제어체적의 변화와 입출력 유량을 고려하면 식(11),(12),(13)이 된다.<sup>[4]</sup>

$$Q_a = Q_{in} - Q_1 - \frac{V_1}{K_f} \dot{P}_d - L_1 (P_d - P_s) \quad (11)$$

$$P_2 = \frac{K_f}{V_p} \int (Q_1 - Q_2 - A_{cpl} \cdot \dot{y} - L_2 (P_2 - P_s)) dt \quad (12)$$

$$P_o = \frac{K_f}{V_p} \int (Q_o - A_p \cdot \dot{x} - L_p(P_o - P_s)) dt \quad (13)$$

이때, 가공공차의 틈 사이로 흐르는 누설유량을 고려하였고, 이때의 누설유량은 층류로 가정하여 다음과 같이 구하였다.

#### 4. 시뮬레이션

시뮬레이션에서 실제 공기혼입의 영향과 밀접한 관계의 맥동 등의 영향은 무시하였다.

컨트롤 피스톤과 파일럿 피스톤의 상태변수는 변위, 속도, 가속도로 정의하였고, 각 운동방정식을 상태 방정식으로 구성하였다.

시뮬레이션은 Runge-Kutta 4-order에 의해, 일정한  $\Delta t$ 에서 시간 전진하여 각 방정식들의 해를 구하였다. Fig.5는 본 연구에서 수행된 시뮬레이션의 Block diagram을 나타내고 있다.

시뮬레이션의 적용조건들은 다음과 같다.

Table 1 The specification of the regulator

Working Fluid	VG46	
Temperature	55°C	
Spring Constant (N/m)	Spring 1	$5.60 \times 10^5$
	Spring 2	$1.14 \times 10^5$
	Spring 3	$1.17 \times 10^5$
Swivel Angle	Max 23° ↔ Min 7°	
Suction Pressure	0.1 MPa	
Moment of Inertia	0.346 N·m²	
Coef. Of Discharge	0.63	

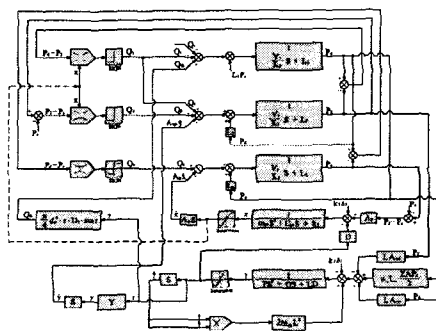


Fig. 5 The block diagram for simulation

#### 5. 실험방법

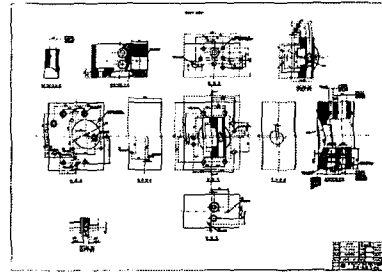


Fig. 5-1 The designed regulator housing

Fig. 6 The designed regulator housing

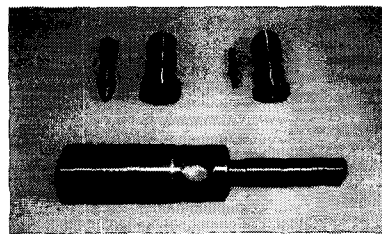


Fig. 7 Spool, pilot piston and control piston

펌프의 압력-유량에 관한 설계 파라미터를 확보하기 위하여 레귤레이터의 전 요소를 설계 및 도면화하여 시제품을 제작하였다. 설계된 일정출력제어 레귤레이터는 30여개의 부품들로 구성되어 있으며 Fig. 6의 housing 및 Fig. 7의 control piston, pilot piston, spool 등은 유체력 및 스프링의 강성에 의해 요소간의 상호작용이 이루어지므로, 내부누설 및, 원활한 작동, 내마모성, 내압성 등을 고려하여 가공 방법, 재질 등을 선정 후 KS규격에 따라 정밀하게 설계하였다.

실험을 위한 유압회로 구성은 펌프의 성능 테스트를 위하여 각 테스트 모듈을 하나의 package로 통합해 구성한 유압 피스톤 펌프 성능시험장치를 이용하여 구성하였다. 실험에 사용되는 모든 요소들을 PC제어하고 실험에서 얻어지는 토크, 회전수, 유량, 압력, 온도 data의 real-time display가 가능하도록 설계되어 있다.

Fig. 8과 같이 취부된 펌프는 75kW DC모터를 이용하여 구동하였다. 레귤레이터의 응답성을 파악하기 위해 압력 조절은 비례제어밸브를 사용하였으며, 전용 controller를 이용하여 밸브를 구동하였다. 또한, 비례제어밸브 controller의 전압과형입력은 function generator를 통해 0~10V의 step, ramp wave를 일정한 주파수로 공급하였다.

토출라인에는 압력센서, 유량센서를 부착하여 부하압력과 토출유량을 측정하였다. 작동유는 VG46을 사용하였으며 온도센서와 열교환기를 장착하여 Oil의 점도가 최적으로 유지되도록 45°C에서 실험을 수행하였다. 아울러 측정된 토출압력과 유량은 digital recorder를 통해 데이터를 획득하였다.

본 실험의 개념도는 Fig. 9와 같다.



Fig. 8 The assembled regulator

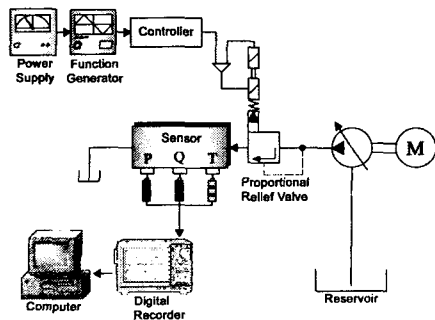


Fig. 9 Schematic diagram of experimental setup

## 6. 실험결과

Fig. 10은 function generator에서 ramp파형을 1Hz로 입력하였을 때, 토출압의 변화에 따른 펌프의 토출유량의 변화를 나타내고 있다. 토출압이 조정스프링의 설정치를 초과하게 되면 압유는 파일럿 피스톤의 작용으로 스톱의 1차측유로를 통과하여 대경부내로 유입이 되어 경전각이 감소하여 유량은 감소하게 됨을 알 수 있다. 반대로 토출압이 감소하는 경우, 점차 유량이 상승함을 보이고 있다. 이때 2개의 컨트롤 스프링 강성의 영향으로 토출유량의 증감이 2단의 기울기를 보이며 증감하고 있음을 확인할 수 있으며, 일정 출력제어를 행하고 있어 점차 경전각이

상승함을 알 수 있다.

Fig. 11은 function generator에서 step파형을 1Hz로 입력하였을 때, 토출압력과 유량을 나타내고 있다. 주어진 압력에 대해서 유량은 대략 0.1sec정도의 응답속도를 보이고 있는 것으로 나타났다. 전자비례밸브의 압력응답은 관로계 및 밸브 특성에 의해 신호과형과는 약간의 응답 속도면에서 차이를 보이고 있지만 실제 레귤레이터의 유량응답특성을 파악하는데 영향을 주지 않는다.

레귤레이터의 동특성 뿐만 아니라 정특성을 확인하는 것 역시 중요하다. 정상상태에서의 유량을 통해, 본 연구에서 시뮬레이션한 레귤레이터의 일정마력선도와 실험을 통해 얻어진 일정마력선도를 Fig. 12와 같이 나타내었다. 실험은 일정한 회전수에서 토출압력을 단계적으로 조정해가면서 정상상태에서의 압력 및 유량을 측정하였다. 약 150bar에서 레귤레이터는 작동을 개시하게 되고, 180bar부터 제1스프링과 제2스프링이 동시에 작용하고 있음을 확인 할 수 있었다. 아울러 본 레귤레이터는 시뮬레이션을 통해 얻은 압력-유량 특성과 거의 일치함을 확인할 수가 있었다.

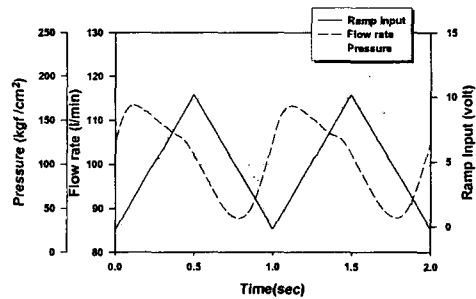


Fig. 10 The ramp response of the regulator

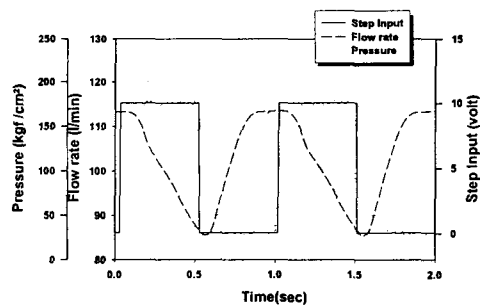


Fig. 11 The step response of the regulator

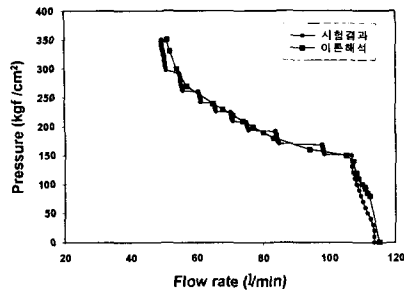


Fig. 12 hyperbolic curve of the regulator

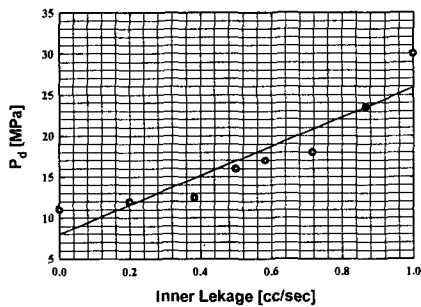


Fig. 13 The inner leakage of regulator

이 때, 실험결과를 통해 이론해석으로 확인하기 힘들었던 stick-slip 현상이 레귤레이터의 작동중에 존재함을 확인할 수 있었으며, 이것은 가변용량형 사축식 액셀 피스톤 펌프의 토출유량 분해능이며, 레귤레이터의 제어 성능을 가능하는 중요한 특성으로 사료된다. 이러한 분해능을 높이기 위해 가변용량형 밸브플레이트의 배면부 및 레귤레이터 각부의 정확한 치수 설계 및 가공정밀도, 연마상태가 이에 커다란 영향을 끼치고 있음을 자체 실험결과 확인하였다.

레귤레이터는 일종의 컨트롤 장치로서 파일럿 압력 등의 지령에 의해 그 작동을 어느 정도의 시간으로 완료하는지가 응답성이 되는데, 특히 출력일정제어의 응답성에 있어서는 컨트롤 장치의 작동누설로 기인한 오버토크가 발생하고 결국 엔진회전수의 저하를 줄이기 위해 보다는 플라이휠을 요구하게 되어 성에너지 및, 비용면에서 문제가 된다. 실제 레귤레이터 내의 내부누설을 측정하는 것은 어려우며 본 시뮬레이션에서 구한 내부 누설량은 Fig.13과 같다

## 7. 결론

이상과 같이 가변용량형 사축식 액셀 시프톤 펌프의 레귤레이터에 관한 동특성 계에 관하여 수치 시뮬레이션 및 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 정특성 실험결과, 도출된 시뮬레이션 모델을 토대로한 이론해석에서 얻은 정특성이 펌프의 압력-유량특성과 서로 잘 일치하였으며, 스프링의 강성에 의한 영향으로 경전과 변화가 2단으로 나타나고 있다.
2. 실험을 통해 이론해석에서 확인하기 힘든 stick-slip 현상이 레귤레이터의 작동중에 확인되었고, 레귤레이터의 제어성능에 큰 영향을 미치고 있음을 확인하였다.
3. Step응답 특성을 파악한 결과 유량은 높은 응답속도를 보이며, 약 0.1sec로 나타났다.
4. 응답성 및 기기전체의 성에너지, 제어성능에 중요한 역할을 하는 내부누설의 영향을 파악하였고, 토출압의 증가에 따라 누설량이 현저하게 증가함을 확인할 수 있었다.
5. 본 연구의 기계 요소들에 대한 모델링은 일정출력 제어 이외의 다양한 제어 방식을 갖는 레귤레이터의 복잡한 특성을 해석하는데 활용될 뿐만 아니라, 실험방식은 레귤레이터의 성능 검증에 유효하게 이용될 수 있다고 사료된다.

## 참고 문헌

- (1) 内田油壘(Uchida), “ 最近のアキシルピストンポンプの動向と新しい制御機構, 日本工業新聞, 油壘技術, 23卷, 10號
- (2) Enhanced hydraulic in E.M.M “ Recent trend of hydraulic system in excavator” Masami Ochiai, Hitachi Kenki report
- (3) John Watton, Fluid Power System, Prentice Hall, 1989
- (4) Hiroyuki Ohno et al. Development of Variable Displacement Oil Pump for automotive Active suspension SAE, SP-917(1992), pp.19-30

## Nomenclature

$P_s$	Suction pressure [MPa]
$P_d$	Pump delivery pressure [MPa]
$P_o$	Orifice pressure acting on pilot piston [MPa]
$P_2$	Pressure of the small diameter part of the control piston [MPa]
$\delta$	Interval between spring 1 and spring 2 [m]
$\delta_1$	Initial deflection of spring 1 [m]
$\delta_2$	Initial deflection of spring 2 [m]
$\gamma, \dot{\gamma}, \ddot{\gamma}$	Swivel angle, angular velocity and acceleration
$\gamma_{max}, \gamma_{min}$	Max. and Min. of the swivel angle [rad]
$\alpha$	Regulator angle of inclination [rad]
$x, \dot{x}, \ddot{x}$	Travel, velocity, acceleration of the spool
$y, \dot{y}, \ddot{y}$	Travel, velocity, acceleration of the control piston
$A_{opt}$	Area of the small diameter part [m <sup>2</sup> ]
$A_{cpt}$	Area of the large diameter part [m <sup>2</sup> ]
$A_1$	Area between chamber 1 and chamber 2 [m <sup>2</sup> ]
$A_2$	Area between chamber 2 and reservoir [m <sup>2</sup> ]
$Q_a$	Actual delivery flowrate [m <sup>3</sup> /s]
$L$	Leakage coefficient of the spool [m <sup>5</sup> /N·s]
$L_p$	Leakage coefficient of the pilot piston [m <sup>5</sup> /N·s]
$K$	Discharge Coefficient
$V_1, V_2$	Volume of chamber 1 and chamber 2 [m <sup>3</sup> ]
$K_f$	Fluid bulk modulus [MPa]
$m$	Mass [N]
$k$	Stiffness of the spring [N/m]
$C$	Coefficient of viscosity resistance [N·s/m]
$\mu$	Viscosity of working fluid [N·s/m <sup>2</sup> ]
$\rho$	Density of working fluid [N·s/m <sup>4</sup> ]
$L$	Distance between center piston spherical joint and control piston [m]