

## 사판식 액시얼 피스톤 펌프의 가변용량 시스템의 특성에 관한 연구

김 신 · 오석형\* · 정재연\*\*

전북대학교 정밀기계공학과 대학원, \*군산대학교 기계공학부  
\*\*전북대학교 기계공학부, 자동차 신기술연구소

### A Study on Characteristics of a Compensator System for Swash Plate Type Axial Piston Pump

Shin Kim, Suk-Hyung Oh\* and Jae-Youn Jung\*\*

*Graduate School, Chonbuk National University*

*\*Department of Mechanical Engineering, Kunsan National University*

*\*\*Department of Mechanical Engineering and Automobile High Technology Research Institute, Chonbuk National University*

**Abstract**—Recently, the importance of variable displacement piston pump is increasing in industrial world. Especially, most consumers require various range of pressures and flow rates. Pressure compensator is a system controlling flow rate in piston pump at low cost and, therefore, satisfies the need of consumers. However, the system has serious problems, such as response and leakage. The response and leakage are affected by clearance between actuator piston and cylinder, roughness of surface, and spool overlap. In this paper, these effects are investigated experimentally, and optimal clearance and chamfer is obtained. While diameter of cylinder is fixed and diameter of actuator piston is changed in this experiment, response and leakage are measured. Also parameters such as roughness and processing accuracy are changed for piston of fixed clearance. Experimental setup modelled into several parts of actuator piston, cylinder, spool, and swash plate. Input pressure is changed by function generator and proportional valve. The result of this experiment shows that leakage increases very much in proportion to the increase of clearance, and especially leakage occurs enormously when clearance is more than 0.002. The response is not good because as clearance increases leakage increases and as clearance decreases viscous damping effect increases. Accordingly, it is found out that optimal clearance range exists for the response, within about 0.0012~0.0014, at this time. Furthermore, the better roughness and geometrical accuracy of actuator piston are, the smaller are leakage and friction. The paper informs that response and leakage are influenced by and geometrical accuracy of actuator piston, roughness of surface, and the clearance between actuator piston and cylinder, and that optimal design of actuator piston in the pressure compensator is possible.

**Key words**—piston pump, pressure compensator, response, swash plate.

#### 1. 서 론

최근 유압 기기의 고성능·고압화에 따른 유압 피스톤 펌프의 중요성이 날로 증대되어지고 있는 실정에 있다. 이와 함께 피스톤 펌프의 적용범위는 그의 다양한 장점으로 인해 나날이 증가하고 있다. 피스톤 펌프

의 장점으로는 고압·대용량화를 이룰 수 있으며, 출력 밀도가 큰 것을 들 수 있다. 현재 건설 중장비에 사용되고 있는 피스톤 펌프는 20~30 MPa 정도가 상용으로 사용되고 있으며, 최근에는 70 MPa까지 고압화를 이룬 펌프가 등장하였다.

그리고 자동차의 현가시스템의 유압공급원으로서

도 매우 중요한 역할을 담당하게 되었다. 이처럼, 피스톤 펌프는 고압·대용량화 뿐만 아니라, 빠른 응답성과 정확한 조정성 등이 요구되게 되었다. 이를 위해서는 가변 용량 시스템의 해석이 불가피하다. 즉, 가변 용량 시스템의 해석을 통해 피스톤 펌프의 유량과 압력을 원하는 대로 조절함으로써 불필요한 에너지의 낭비를 줄일 수 있게 된다. 본 연구에서는 이와 같은 가변 용량 시스템의 특성을 파악하여 더욱 정확한 제어를 할 수 있는 피스톤 펌프의 설계에 도움을 주고자 한다.

피스톤 펌프의 가변용량 시스템에 관한 해석으로는 동적안정성을 예시한 Zaki, H. 등[1]의 연구와, 유체역학적인 수학 모델을 근사화한 Schoenau G. J. 등[2]의 연구가 있고, swash plate torque에 대한 해석을 행한 Zeiger, G. 등[3], [4]의 연구가 있으나 피스톤 펌프의 다른 분야에 비해 많지 않으며, 더구나 윤활공학적인 특성에 대해서는 거의 연구가 이루어지지 않았다. 본 연구에서는 피스톤 펌프 중 가변용량형 사판식 액시얼 피스톤 펌프에 기초를 두고 있다. 가변용량형 사판식 액시얼 피스톤 펌프는 사판의 각도를 조절함으로써 유량을 조절하게 된다. 사판의 각도조절은 actuator piston에 의해 행해지며, pressure compensator system의 어느 설정압력에 도달하면, 이 actuator piston 이 사판을 밀어 사판의 각도를 변화시키게 된다.

실험을 통한 측정에서는 각 chamber의 압력은 각 chamber에 연결된 압력센서 3개에 의해 행해지며, 입력 유량을 유량계로 측정하며, 사판의 각도는 angle 센서에 의해 측정하게 된다. 그리고 actuator piston과 블럭 사이의 간극을 조절하여 누설계수를 변화시키며, 그 영향을 살펴보고, 또한, spool의 overlap양을 조절함으로써 전체 시스템에 미치는 영향도 살펴보게 된다. 그리고 실 펌프에 대한 동적인 실험을 통해 이러한 자료를 다시 확인해 본다.

## 2. 가변용량 시스템의 이론적인 배경

### 2-1. 가변용량 시스템의 구조

가변용량시스템은 펌프의 토출유량을 조절하는 기구이다. 본 연구에서 대상으로 하는 것은 토출압을 이용해 사판의 경사각을 조절하는 형태로 Fig. 1과 같다.

펌프의 토출압이 증가하면 spool에는 토출압에 spool의 단면적을 곱한 만큼의 힘이 작용하게 된다.

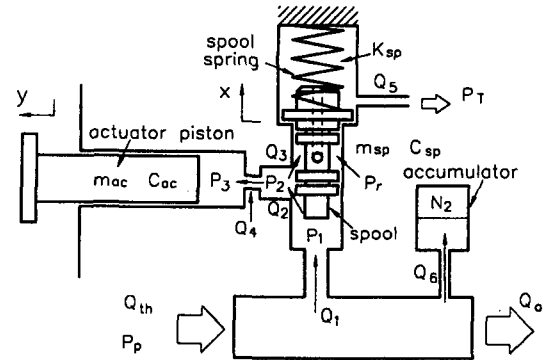


Fig. 1. Pressure compensator system.

이 힘이 spool spring의 초기 부하보다 크게 되면 spool이 움직이게 되고(x 방향), 유로가 열린다. 그러면 압유가 actuator piston을 밀어주어(y 방향), 결국 사판의 각도를 변화시킨다.

### 2-2. 가변용량 시스템의 동적 응답특성

Fig. 1에서 spool의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$m_{sp}\ddot{x} + C_{sp}\dot{x} + K_{sp}x = A_{sp}(P_1 - P_r) - K_{sp}x_0 \quad (1)$$

사판을 미는 힘이 일정한 축선 상에 작용한다고 가정하면, 사판에 대한 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \left( I + m_{ac} \frac{L^2}{\cos^2 \gamma} \right) \ddot{\gamma} + \left( C_{sw} + C_{ac} \frac{L^2}{\cos^2 \gamma} \right) \dot{\gamma} + L^2 K_{ac} \tan \gamma \\ = LK_{ac}(L \tan \gamma_{max} + \delta) - m_{ac}L^2 \frac{2\sin \gamma}{\cos^3 \gamma} \dot{\gamma}^2 \\ - LA_{ac}(P_3 - P_h) \end{aligned} \quad (2)$$

또한 여기에서 압력이 변하므로 이에 대한 식도 필요하다. 압력변화에 대한 식은 각 chamber에 대한 연속방정식에서 얻을 수 있다.

$$\frac{V_p}{K_f} \dot{P}_p + L_p P_p = Q_{th} - Q_a - Q_6 - Q_1 + L_p P_h \quad (3)$$

여기서,

$$Q_{th} = \frac{\pi}{4} d_p^2 d_0 N \tan \gamma \frac{9}{60} \quad (4)$$

$$\frac{V_1}{K_f} \dot{P}_1 + L_1 P_1 = Q_1 - Q_2 - A_{sp} \dot{x} + L_1 P_r \quad (5)$$

$$\frac{V_2}{K_f} \dot{P}_2 = Q_2 - Q_3 - Q_4 \quad (6)$$

$$\frac{V_3}{K_f} \dot{P}_3 + L_3 P_3 = Q_4 - A_{ac} \dot{y} + L_3 P_h \quad (7)$$

$$\frac{V_r}{K_f} \dot{P}_r + L_1 P_r = Q_3 - Q_5 + A_{ac} \dot{x} + L_1 P_1 \quad (8)$$

$$\left( \frac{V_{oil}}{K_f} + \frac{V_{N_2}}{K_{N_2}(P_{N_2} + 0.098)} \right) \dot{P}_{N_2} = Q_6 \quad (9)$$

그리고 각 유로를 통과하는 유량은 다음과 같다.

$$Q_i = K_f A_i \sqrt{\frac{2P_j - P_k}{\rho}} \cdot SGN(P_j - P_k) \quad (10)$$

여기서,  $P_j, P_k$ 는 orifice  $i$  전후의 압력.

이 식들을 이용해서 수치해석을 하여 각 chamber의 압력변화 및 사판의 각도 변화를 구할 수 있다.

Fig. 2는 Runge-Kutta 4차 방법으로 ramp입력과 step 입력에 대해 위의 연립방정식 simulation을 수행하여 각 chamber의 압력과 사판의 각도를 구한 결과이다.

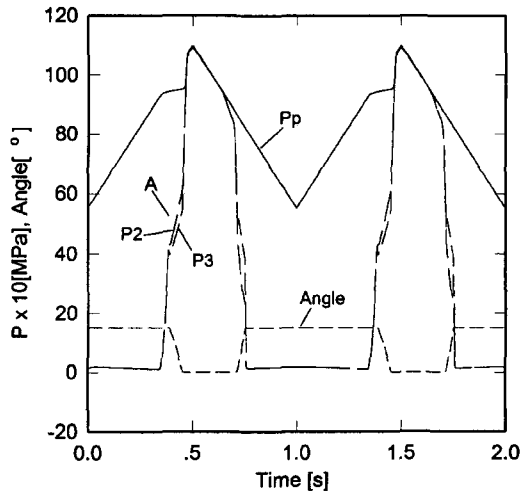


Fig. 2. Result of simulation (ramp input).

Table 1. Data of actuator pistons

Mass	30 g
Diameter	ø 10 mm
Clearance control	0.0011~0.0021 mm
Thickness of actuator piston head	3 mm
Diameter of actuator piston head	ø 19 mm
Length of sliding part	38 mm

Table 2. Data of spools

Mass	5 g
Diameter	ø 4 mm
Overlap control	0.08~0.16 mm
Diameter of return hole	ø 1 mm
Length	27 mm

그리고 Table 1, 2은 actuator piston과 spool에 대한 data이다.

### 3. 실험장치 및 방법

#### 3-1. 가변용량 시스템의 모델 실험장치

전체적인 모델에 대한 실험에 앞서 가변용량 시스템에 대한 성능 파악 및 역학적인 거동 해석을 위해 간략화된 모델 실험장치를 이용하였다(Fig. 3).

실험장치로의 압유공급은 피스톤 펌프를 이용하여 13 MPa의 압유를 공급하였다. 그리고 압력의 조절은 비례제어밸브를 사용하였다.

압력의 측정은 입력과 chamber 2, 3의 3군데의 압력을 측정하였다. 사판의 각도 측정은 rotary angle sensor를 이용하였다. 입력 전원을 12 V로 하여 선형성이 좋은 구간내로 설정하여 실험하였다. 여기에서 사용한 작동유는 VG 32이고, 실험은 45°C에서 이루어졌다. 유량의 측정은 actuator piston 측과 spool 상단으로의 유량을 메스실린더를 이용해 측정하였다.

Spool은 주로 overlap을 변화시켜 실험을 하였다. Spool의 overlap량은 0.08~0.16까지이다. 그리고 모따기에 따른 과도특성을 살펴보고자 모따기를 변화시켜 overlap량이 0.08~0.16까지의 spool에 대해서도 실험을 행하였다. 여기서 overlap은 spool렌드부와 spool case가 접치는 길이와 chamber 2 직경과의 비이다.

먼저 motor를 구동시켜 압유를 실험장치에 공급한다. 그리고 proportional valve에 function generator에서 나온 파형을 입력한다.

압력의 측정은 공급압력,  $P_2, P_3$ 의 3군데에서 측정되며, 이들은 증폭기를 통해 LCD로 display 되고, angle output은 바로 A/D 변환기로 보내어져 컴퓨터에 입력되어진다.

#### 3-2. 실 펌프에 대한 실험

앞 절에서와 같이 모델 실험장치를 통해 순수한 가변용량 시스템에 대한 성능을 파악한 후 실 펌프에 대

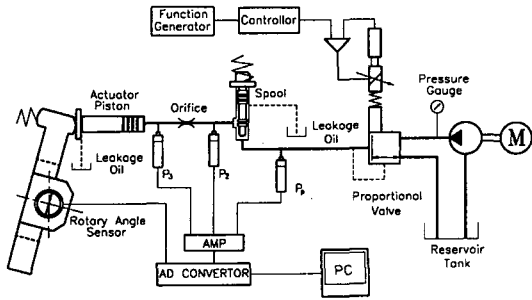


Fig. 3. Schematic diagram of measurement system.

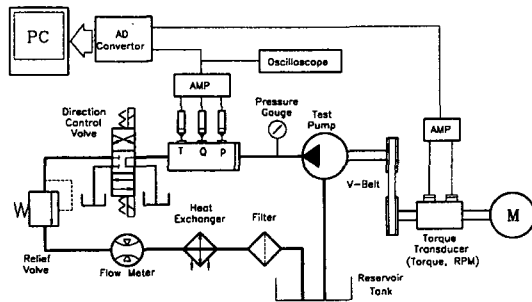


Fig. 4. Schematic diagram of measurement system.

해 적용 시키기 위해 실험장치를 구성하였다. 이 실험 장치에 대한 회로도도 Fig. 4와 같다.

전체 실험장치의 구동은 37 kW의 AC Motor를 이용하였으며, oil은 VG32를 이용하였다.

펌프의 토출압력을 변화시키기 위해 방향절환 valve를 이용하여 회로를 구성하였다. Valve의 구동은 릴레이를 이용하여 1 Hz로 구동을 하였다. 이를 통해 압력을 1~8 MPa로 변화 시켰다.

Actuator piston의 경우는 직경이 다른 4종류에 대해서 실험을 하였다. Actuator piston이 삽입되는 축의 구멍의 직경은  $\phi 10.008$  mm였다. Spool은 C0.1이하의 것을 사용하였다.

실험에서는 압력, 유량, 토오크를 측정한다. 동적인 상태는 압력이 1 MPa에서 8MPa로 반복 변화될 때의 상태이며, 이 때의 압력변화에 따른 유량변화를 살펴 보았다. 이 실험에서 가장 중요한 것으로는 유량과 압력이므로 이의 시간적 변화를 주시할 필요가 있다. Sampling은 동적인 상태의 경우에 대해 1 Ch. 당 2 kHz로 2초간 하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4-1. 모델 실험

4-1-1. 압력특성

각 chamber의 압력의 변화를 쉽게 알아볼 수 있도록 ramp입력에 따른 각 chamber의 압력변화와 사판의 각도변화를 Fig. 5에 나타내었다.

입력 압력이 상승하게 되면 spool이 상승하게 된다 (①). 그리고 사판의 각도가 변하기 시작하는 점(②)에서 spool 하단의 유량이 actuator 쪽으로 공급되어 압력상승이 주춤한다(③). Simulation에서도 이 부분(Fig. 2의 A)에서는 압력상승이 주춤하고  $P_2$ 와  $P_3$ 가 분리되었다. 사판의 각도가 0°가 되는 때(④)까지  $P_2$ 와  $P_3$ 는 다시 급상승하고, 사판의 각도가 0°가 되는 점(④)에서 부터는  $P_2$ 와  $P_3$ 가 공급압력에 근접하게 따라간다(⑤). 그리고 설정압력 이하가 되면 사판의 각도가 변하기 시작하고 spool이 닫히게 된다.

Fig. 6은 step 입력 시의 압력 및 경사각의 거동을 보여주고 있으며, ramp 입력에서와 마찬가지로 설정 압력에 도달하면 spool이 열리게 되고, 사판의 경사각이 변하게 된다.

4-1-2. 응답성

응답시간의 측정은 step 입력에 대해 이루어졌다. 여기서의 응답시간은 순수하게 actuator piston이 움직인 시간을 말한다. 즉, 사판의 경사각이 변하는 동안의 시간을 말한다.

Spool overlap의 증가에 따라서 압력상승은 Fig. 7에서 보는 바와 같이 지연된다. 왜냐하면 overlap이 증가하면 chamber 2로 열리는 데까지 spool이 이동하는 거리가 길어지기 때문이다. 즉, 그에 따른 시간의 지

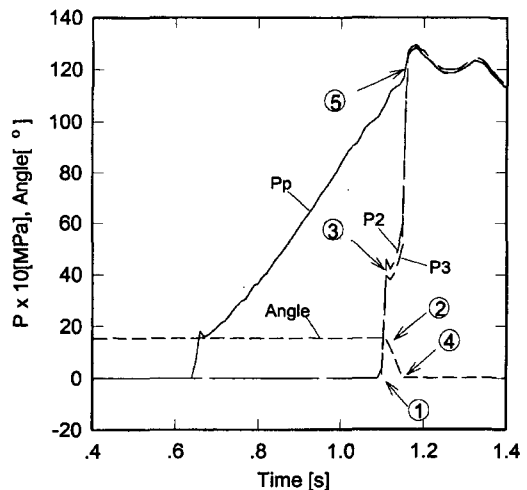


Fig. 5. Characteristics of pressure and angle (ramp input).

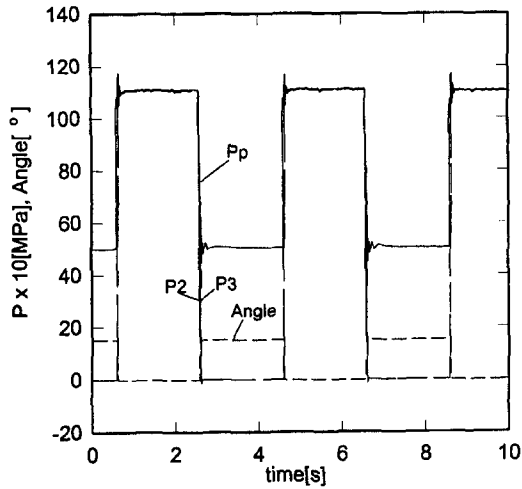


Fig. 6. Characteristics of pressure and angle (step input).

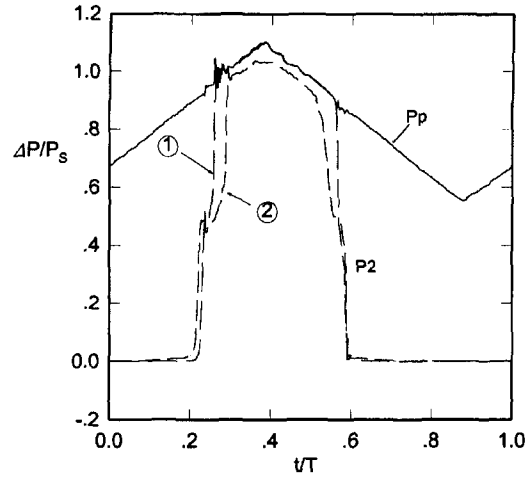


Fig. 8. Characteristics of pressure for various chamfer.  
① less than C0.1 ② C0.2

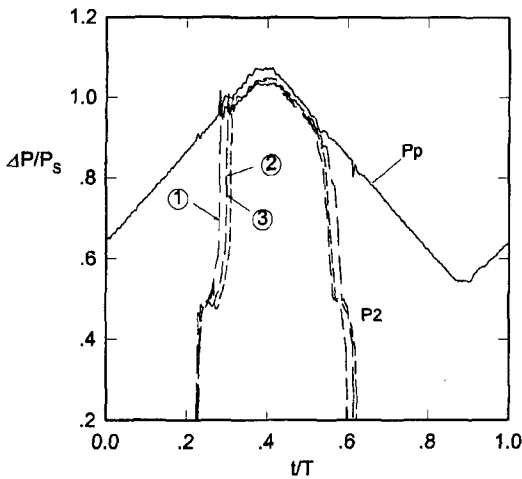


Fig. 7. Characteristics of pressure for various overlap.  
① overlap=0.08, ② overlap=0.12, ③ overlap=0.16

연이 발생하게 된다. Fig. 7에서의 실선은 공급압력이고 나머지는 각각의 overlap에 따른 chamber 2의 압력 변화이다. 그림에서  $P_s$ 는 설정압력이며,  $T$ 는 입력의 주기이다.

Spool렌드부에 대한 모따기는 각 chamber의 압력상승에 영향을 주게 된다. Fig. 8에서 실선은 공급압력이고 나머지는 chamber 2의 압력을 나타낸다. 여기에서 ①은 모따기가 거의 없는 spool을 이용한 것이고 ②는 C0.2의 spool에 대한 것이다. 모따기가 없는 것은 모따기를 한 것보다 초기의 압력상승이 먼저 이루어 지나, 많은 누설로 인해 최고 압력이 낮고 설정압

력 이후의 압력상승 지연이 나타남을 볼 수 있다.

Fig. 9는 actuator piston과 cylinder 사이의 간극에 대한 응답시간을 나타낸다. 여기서 최소의 시간을 보이는 것은 가운데의 actuator piston이며, 이 때  $h/d_{ac}$ (간극/actuator piston 직경)는 0.0014이다. 여기서 ●는 원통도가  $0.9 \mu\text{m}$ 이고, 표면조도( $R_{MAX}$ )가  $1.24 \mu\text{m}$ 이며, ▲는 원통도가  $1.7 \mu\text{m}$ 이고, 표면조도( $R_{MAX}$ )가  $4.27 \mu\text{m}$ 이다. 위의 ▲는  $h/d_{ac}$ 가 0.0014이나 기하학적인 정도가 좋지 못한 actuator piston에 대한 것으로서, 기하학적인 정도가 나쁠 수록 응답성이 좋지 않은 것을 알

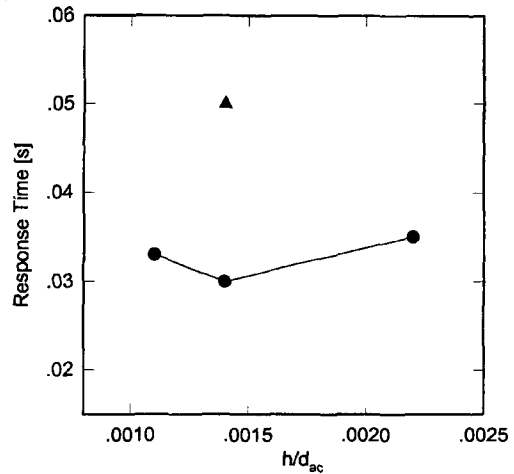


Fig. 9. Response characteristics for various  $h/d_{ac}$ .  
●: 원통도  $0.9 \mu\text{m}$ ,  $R_{MAX} 1.24 \mu\text{m}$   
▲: 원통도  $1.7 \mu\text{m}$ ,  $R_{MAX} 4.27 \mu\text{m}$

수 있다.

4-1-3. 누설유량

Actuator piston 측으로의 누설은 actuator piston에 따라 차이가 나며, 이에 따른 누설유량은 Fig. 10에 나타낸다. 이 누설유량에 가장 큰 영향을 끼치는 것은 actuator piston과 실린더 사이의 간극이다. 누설유량은 간극의 3승배에 비례한 상승을 보이며, 간극이 20 μm 이상에서는 누설유량이 너무 많아 적용상의 문제가 따른다.

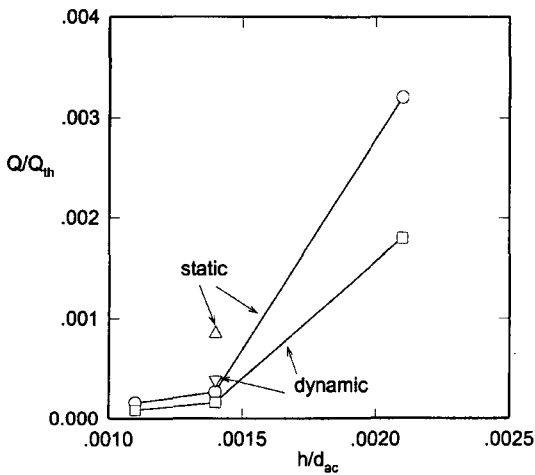


Fig. 10. Leakage characteristics for various  $h/d_{ac}$ .

○, □: 원통도 0.9 μm,  $R_{MAX}$  1.24 μm  
 △, ▽: 원통도 1.7 μm,  $R_{MAX}$  4.27 μm

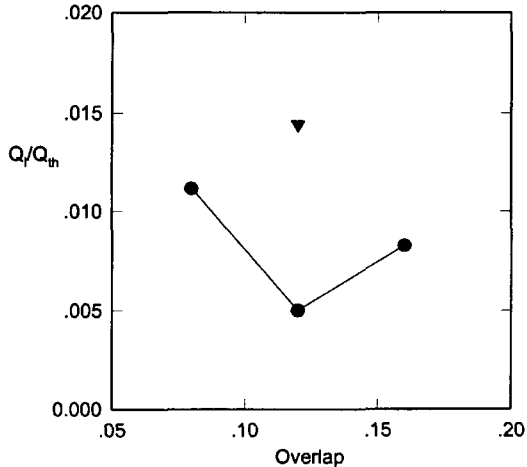


Fig. 11. Leakage characteristics for various overlap.

●: 원통도 0.9 μm,  $R_{MAX}$  1.24 μm  
 ▼: 원통도 1.7 μm,  $R_{MAX}$  4.27 μm

Spool의 overlap과 누설유량의 관계는 Fig. 11에 나타낸다. Overlap이 0.12인 경우가 가장 적은 누설 손실을 보이고 있음을 알 수 있다.

4-2. 실 펌프에 대한 실험

먼저 actuator piston의 변화에 따른 압력맥동을 살펴 보았다. Fig. 12는 이 특성을 나타내고 있으며, 여기서 압력 맥동은 ③이 가장 크고, ②의 경우가 가장 작음을 알 수 있다. 즉, ②의 경우가 세 가지 중에서 가장 좋은 간극을 가진다고 할 수 있다. 여기서,  $P_s$ 는 펌프의 설정압력이다.

Fig. 13은 spool의 overlap에 따른 압력맥동 특성을 보여준다. 여기에서 ②의 경우, 즉, overlap이 0.12인 경우가 가장 작은 맥동특성을 보이고 있다.

Fig. 14는  $h/d_{ac}$ 에 따른 유량특성을 보이고 있다. ①과 ②에 비해 ③의 경우는 큰 overshoot을 발생시킬 수 있다.  $Q/Q_{th}=1.0$  부근에서 유량의 차이가 보이는 것은 이 때 사용한 actuator piston의 head부의 두께가 다르기 때문이다. 여기서  $Q/Q_{th}$ 가 ±0.01 이하의 차이를 보이므로 그다지 큰 영향은 없으나, 실제 토출 유량을 증가 시키고자 한다면 두께를 작게 할수록 유리하다고 할 수 있다.

Spool의 overlap에 따른  $Q/Q_{th}$ 변화는 그다지 큰 차이를 보이지 않으며, 단지 ②의 경우가 유량이 약간 많은 경우가 보이나, 이것은 압력상승치의 차이에 의해 나타나는 차이로서 크게 문제되지 않는다(Fig. 5).

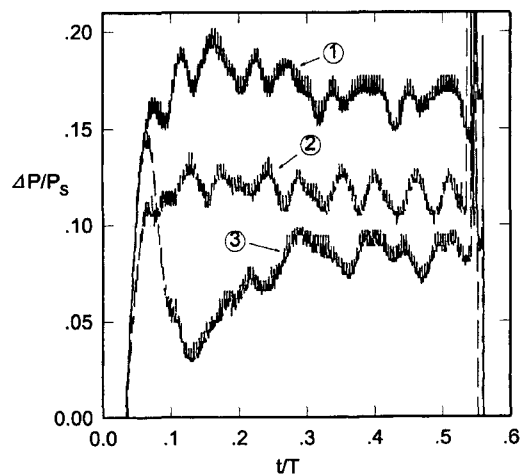


Fig. 12. Pressure characteristics for various  $h/d_{ac}$ .

①  $h/d_{ac}=0.0009$ , ②  $h/d_{ac}=0.0012$ , ③  $h/d_{ac}=0.0019$

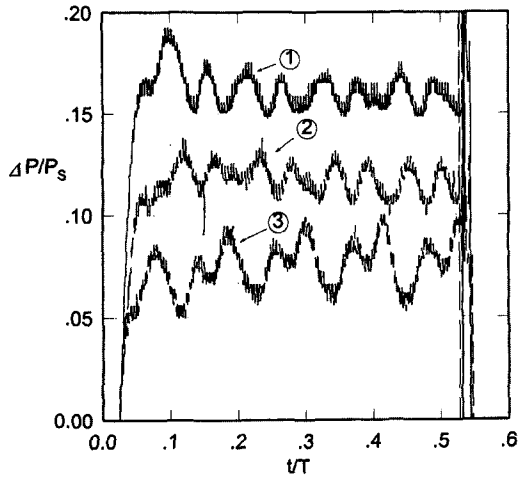


Fig. 13. Pressure characteristics for various overlap.  
 ① overlap=0.08, ② overlap=0.12, ③ overlap=0.16

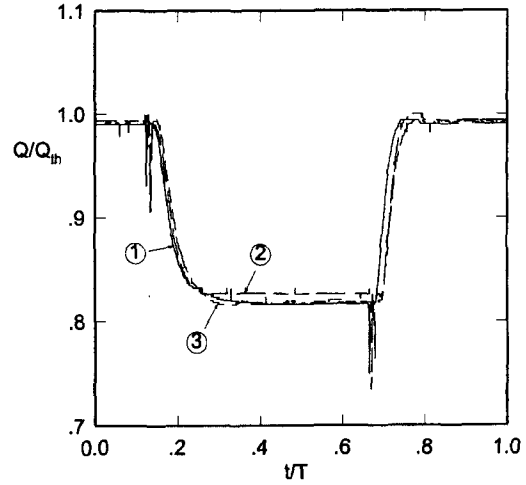


Fig. 15. Flow rate characteristics for various overlap.  
 ① overlap=0.08, ② overlap=0.12, ③ overlap=0.16

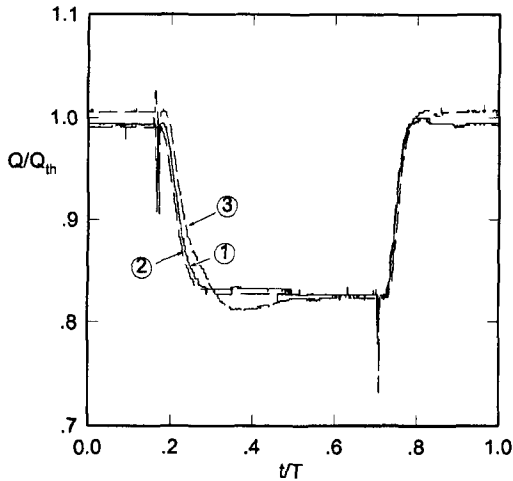


Fig. 14. Flow rate characteristics for various  $h/d_{ac}$ .  
 ①  $h/d_{ac}=0.0009$ , ②  $h/d_{ac}=0.0012$ , ③  $h/d_{ac}=0.0019$

실 펌프에 대해 동적인 특성을 살펴본 결과 actuator piston에 따라 압력맥동과 유량특성에 큰 영향을 미칠 수 있었고, actuator piston이  $h/d_{ac}$  0.0012인 경우와 spool overlap 0.12인 경우가 가장 좋은 결과임을 알 수 있었다.

### 5. 결 론

이상과 같이 가변용량 시스템에 대해 간단하게 모델화된 모델실험장치를 통한 실험과 실 펌프에 대한 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응답시간은 간극이 작을 수록 점성마찰이 증가하여 커지게 되고, 간극이 커질수록 누설유량이 증가하여 길어지게 된다. 이를 고려해 볼 때의 최적의  $h/d_{ac}$ 는 0.0012~0.0014 정도이다.

(2) 누설유량은 clearance의 3승배로 증가하며, 이 실험을 통해  $h/d_{ac}$  0.002 이상에서는 너무 과대한 누설이 발생하여 실제 적용상 문제가 따름을 확인하였다.

(3) Spool의 overlap에 따른 누설유량은 최소치가 존재하며, 이 실험을 통해 overlap이 0.12 일 때임을 확인하였다.

(4) 기하학적인 정도와 표면조도는 응답시간과 누설유량에 대단히 큰 영향을 끼침을 확인할 수 있다.

(5) 실 펌프에 대한 동적인 실험을 통해서도 세 가지 sample 중에서 가장 좋은 특성을 보이는 것을 찾을 수 있었고, 모델 실험을 통해 알 수 있었던 것과 같이 actuator piston은  $h/d_{ac}$  0.0012~0.0014의 경우이고, spool은 overlap이 0.12의 경우였다.

이상과 같이 다양한 작동 조건에 대해 가변용량 시스템을 모델화하여 실험을 하고, 또한 실 펌프에 대해서도 spool과 actuator piston이 끼치는 영향을 파악하여, 이의 설계자료를 확보할 수 있었다. 이것은 사판식 가변용량형 액시얼 피스톤 펌프의 가변용량 시스템에 대한 실험자료가 없는 우리나라의 실정에 비추어 볼 때 매우 중요한 자료라고 할 수 있다. 앞으로 더욱 다양한 펌프 모델에 대한 가변용량 시스템의 적용이 기대된다.

## 기 호 설 명

$A_{sp}$	: receiving area of spool
$A_{ac}$	: receiving area of actuator piston
$C_{ac}$	: coefficient of viscosity resistance of actuator piston
$C_{sw}$	: coefficient of viscosity resistance of swash plate
$C_{sp}$	: coefficient of viscosity resistance of spool
$d_{ac}$	: diameter of actuator piston
$h$	: (diameter of hole-diameter of actuator piston)/2
$I$	: swash plate moment of inertia
$K_{N_2}$	: polytropic index of nitrogen gas
$K_f$	: bulk modulus of fluid
$K_{sp}$	: spring rate of spool spring
$K_{ac}$	: spring rate of return spring
$L_p$	: leakage coefficient of pump
$L_3$	: leakage coefficient of actuator piston
$L_1$	: leakage coefficient of high pressure chamber to return chamber
$L$	: distance between the center line of shaft and actuator piston
$m_{ac}$	: mass of actuator piston
$m_{sp}$	: mass of spool
$N$	: revolution speed of pump
$P_1 \sim P_3$	: pressure of chamber 1~3
$P_h$	: pressure of housing
$P_{N_2}$	: pressure of $N_2$
$P_p$	: pressure of discharge chamber
$P_r$	: pressure of return chamber
$P_s$	: setting pressure
$P_T$	: pressure of suction path
$Q_i$	: flow rate through orifice i
$Q_{th}$	: theoretical delivery flow rate
$Q_a$	: actual pump fluid flow rate
$Q_1 \sim Q_6$	: fluid flow rate through area $A_1 \sim A_6$
$A_i$	: inlet orifice(i) opening area

$V_1 \sim V_3$ : volume of chamber 1~3

$V_{N_2}$  : volume of  $N_2$

$v_p$  : volume of discharge chamber

$x$  : spool displacement

$x_0$  : initial spool spring deflection

$\delta$  : initial return spring deflection

$\rho$  : density of oil

$\gamma$  : swash plate angle

$\gamma_{MAX}$  : maximum swash plate angle

## 참 고 문 헌

1. Zaki, H. and Baz, A., "On the Dynamics of Pressure Compensated Axial Piston Pumps," Journal of Fluid Control/Fluidics Quarterly, Vol. 11, No.2, pp.73-87, 1979.
2. Schoenau G. J., Burton R. T. and Kavangh G. P., "Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump," A.S.M.E. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 112, 122/132 (1990-5)
3. Zeiger, G. and Akers, A., "Torque on the Swash Plate of an Axial Piston Pump," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 107, No. 3, pp. 220-226, Sept., 1985.
4. Zeiger, G. and Akers, A., "Dynamic Analysis of an Axial Piston Pump Swash Plate Control," Proc. Instn. Mech. Engrs., Part C, 200(C1), pp.49-58, 1986.
5. Lin, S. J. and Acker, A., "Optimal Control Theory Applied to Pressure-Controlled Axial Piston Pump Design," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, pp. 475-481, Sept., 1990.
6. Renius, K. Th., Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen. VDI-Forschungsheft Nr. 561. Düsseldorf: VDI -Verlag 1974.
7. Ernst, W., Oil Hydraulic Power and its Industrial Applications, McGRAW-HILL.