

# 유압 피스톤 펌프의 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 유막 특성

## Fluid Film Characteristics between Cylinder Block and Valve Plates in Oil Hydraulic Piston Pumps

정재연 · 송규근 · 오석형 · 김종기

J. Y. Jung, K. K. Song, S. H. Oh and J. K. Kim

**Key Words** : Valve Plate(밸브 플레이트), Cylinder Block(실린더 블록), Oil Hydraulic Piston Pump(유압 피스톤 펌프), Fluid Film(유막), Leakage Flow Rate(누설유량)

**Abstract**: In the oil hydraulic piston pumps the clearance between the valve plate and cylinder block plays an important role for volumetric and overall efficiency. Thus, adequate lubricational fluid film is needed for the interface. In this study, fluid film thickness is measured by a gap sensor and a slip ring under operational conditions to observe the behavior of the lubrication mechanism in detail. To investigate the effect according to the valve plate types in view of the fluid film, three different types were designed. Leakage flow rate and shaft torque were also measured to clarify the effect according to the valve plate types. A broad range of experiments were conducted to provide reasonable data on the effect of fluid film. In this experiments two main parameters were found, of which the one is the discharge pressure and the other is valve plate geometry. As a result, we found that the spherical valve plate could get more stable fluid film thickness, maintain good efficiency for high pressure range than the other types.

### 기호 설명

- $P_d$  : 토출 압력(discharge pressure)  
 $Z$  : 피스톤 개수(number of pitons)  
 $r_1, r_2, r_3, r_4$  : 각각의 실린더 포트 반경(each radius of the cylinder port)  
 $\alpha$  : 실린더 블록 경사각(tilting angle)  
 $\omega$  : 각속도(angular velocity)  
 $h_{max}$  : 최대 유막두께(max film thickness)  
 $h_0$  : 평균 유막두께(mean film thickness)  
 $h_{min}$  : 최소 유막두께(min film thickness)  
 $Q$  : 누설유량(leakage flow rate)  
 $\mu$  : 점도(viscosity)

### 1. 서 론

최근, 유압 피스톤 펌프·모터가 산업 전반적으로 광범위하게 사용되는 이유는, 그것이 갖고 있는 여러 가지 장점 즉, 가변 토출 제어가 가능하다는 특성과, 높은 체적효율과 전효율 그리고 높은 작동압력 특성 및 높은 사용 회전수 등 때문일 것이다.

유압펌프에는 다수의 핵심 상대 윤활부가 존재하며, 이의 적절한 설계가 펌프의 성능과 수명에 큰 영향을 미치는 중요한 요소가 된다. 특히 사판식 피스톤 펌프의 경우 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이, 실린더 보어와 피스톤 사이, 사판과 슬리퍼 사이가 중요 상대 윤활부가 된다. 여기에서 최적의 윤활상태 및 성능을 갖는 펌프를 설계하기 위해서는 각 상대 윤활부에 대한 최적의 트라이볼로지적 솔루션을 구해야한다.

특히, 실린더 블록과 밸브 플레이트의 상대 운동부는 대표적인 주요 윤활부로서, 전체 손실의 40%정도를 차지하는 것으로 파악되고 있다. 고정된 밸브 플레이트 위를 실린더 블록이 고속·고압의 상태로 회전함과 동시에, 실린더 블록 내를 왕복 운동하는 피

접수일 : 2004년 1월 13일

정재연(책임저자) : 전북대학교 기계항공시스템공학부

E-mail : jungjy@moak.chonbuk.ac.kr,

Tel : 063-270-2372

송규근 : 공학연구원 공업기술 연구센터

오석형 : 군산대학교 기계공학부

김종기 : 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

스톤에 의해 작동유가 밸브 플레이트의 흡입·토출 포트를 통하여 흡입·토출되기 때문에 펌프의 기본 기능을 수행하기 위한 가장 중요한 부분이 되며, 최소 마찰과 최소누설, 높은 체적 효율을 위한 힘의 밸런스가 요구되는 부분이다.

피스톤 펌프에 있어 상대 운동부에 관한 연구는 수많은 연구자들에 의해 수행되어져 왔고, 특히 Saitchenko<sup>1)</sup>, Franco<sup>2)</sup>, Shute and Turnbull<sup>3)</sup> 등에 의해서는 최적의 윤활특성과 성능을 향상시키기 위한 세심한 설계가 이루어졌으며, McKewon and Milner<sup>4)</sup>에 의해서는 상대운동부의 접촉면에 대하여 성능을 향상시키기 위한 많은 형태의 고안이 이루어졌다. 또한, 유압 피스톤 펌프에서 가장 중요한 윤활 부인, 실린더 블록과 밸브 플레이트의 접촉면의 힘의 균형에 관한 원리에 대해서도 괄목할만한 연구<sup>5,6)</sup>가 이루어졌으며, Foster<sup>7,8)</sup>는 축을 지지하는 저널 베어링 간극이 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이의 유막두께와 관련이 있음을 밝혔고, 변위센서를 이용하여 유막두께를 측정하였다.

본 연구에서는 펌프의 성능과 효율에 직접적으로 큰 영향을 미치는 밸브 플레이트와 실린더 블록 사이의 윤활적 특징을 파악하고자 하였으며, 실제 구동 상태에서 3가지 종류의 밸브 플레이트를 사용하여 실험을 수행하였다.

## 2. 밸브 플레이트에서의 힘의 균형 및 유막두께

실린더 블록과 밸브 플레이트 사이에는 축 방향으로 작용하는 중요한 두 가지 힘이 존재한다. 첫 번째는, 토출행정에 있는 고압 상태의 피스톤에 의하여 실린더 블록을 밸브 플레이트 쪽으로 밀어붙이는 힘(압착력)이다. 두 번째는, 고압이 작용하는 토출포트와 고압유가 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 랜드부 사이를 빠져 나가면서 두 면 사이를 분리시키려고 하는 힘(분리력)이다.

만약, 압착력이 분리력보다 크게 되면 이 접촉면은 큰 마찰을 일으키고, 보다 빠른 마멸과 과열을 일으켜 기계효율을 크게 감소시킬 것이다. 반대의 경우는 마찰과 마멸, 과열은 일어나지 않겠지만, 이부분에서 과도한 오일의 누설이 발생하게 된다. 따라서, 이 부분에서 두 작용력을 계산하여 보다 적절한 힘의 균형을 이루도록 설계하는 것이 중요하다. 앞서 말한 압착력은 고압측 피스톤 개수를 고려하여 다음의 식처럼 표현할 수 있다<sup>1,2)</sup>.

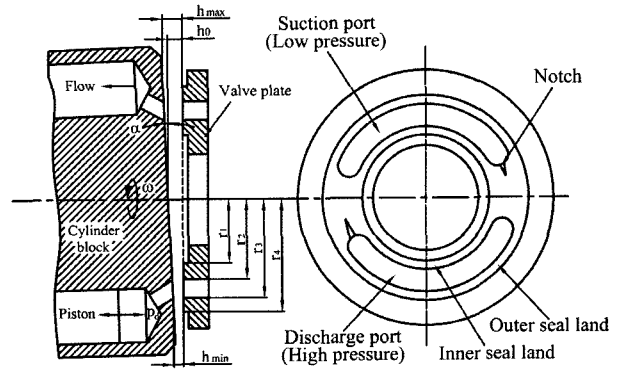


Fig. 1 Fluid film between the cylinder block and the valve plate

$$F_1 = \frac{\pi}{8} d^2 P_d \times Z \quad (1)$$

분리력은, 압력 분포가 원주 방향으로 변화하지 않는다고 가정하면 다음의 식으로 정의 된다<sup>1,2)</sup>.

$$F_2 = \frac{\pi}{4} P_d \left\{ \frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln(r_4/r_3)} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2/r_1)} \right\} \quad (2)$$

밸브 플레이트에서의 유막은 이 두 힘의 균형에 의해서 발생하게 된다. Fig. 1은 근접해 있는 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이에서의 유막의 최대 최소치를 나타낸다.

위의 그림처럼 실린더 블록이 기울어지는 현상은 앞서 말한 압착력에 의해 실린더 블록이 밸브 플레이트 쪽으로 밀어붙여지면서 고정된 밸브 플레이트의 중심에 대하여 기울어지기 때문이다.

만약 누설유량을  $Q$ 라고 하면 평균 유막두께( $h_0$ )는 다음과 같이 표현할 수 있다<sup>7,8)</sup>.

$$h_0 = \left\{ \frac{12\mu Q}{\pi P_d} \frac{\ln(r_2/r_1) \cdot \ln(r_4/r_3)}{\ln(r_2/r_1) + \ln(r_4/r_3)} \right\}^{1/3} \quad (3)$$

따라서 최소 유막두께는 토출영역에서 발생하며, 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다<sup>7,8)</sup>.

$$h_{min} = \left\{ \frac{12\mu Q}{\pi P_d} \frac{\ln(r_2/r_1) \cdot \ln(r_4/r_3)}{\ln(r_2/r_1) + \ln(r_4/r_3)} \right\}^{1/3} - r_4 \sin \alpha \quad (4)$$

실린더 블록과 밸브 플레이트 사이는 존재하는 유막 두께의 크기에 따라, 실제 이 두 접촉면 사이에서 발생하는 동력손실에 큰 영향을 미치게 된다. 위의

식을 이용하여 실린더 블록과 밸브 플레이트의 간극에 따른 동력 손실을 일반적인 작동조건인 1500rpm, 60°C에 고려해 보면(Fig. 3에 제시한 사양으로 유막 두께에 따른 체적 손실과 토크 손실을 계산함), Fig. 2와 같이 계산이 되는데, 이는 앞서 말한 압착력과 분리력이 균형을 이루며 최소의 동력손실이 발생하는 유막두께가 존재한다는 것이다.

### 3. 실험 방법

Fig. 3은 실험을 위해 갭센서가 장착된, 토출유량 70cc/rev, 정격압력 21MPa, 최고압력 30MPa, 최고 회전수 3000rpm급의 테스트 펌프 실제 모습을, Fig. 4는 그 단면도를 나타낸다.

실제 기동시의 연속적인 유막두께를 측정하기 위해 소형 갭센서를 실린더 블록의 축방향으로 설치하였고, 데이터 케이블은 회전하는 물체로부터 데이터를 받을 수 있는 슬립 링(slip ring)과 연결하였다.

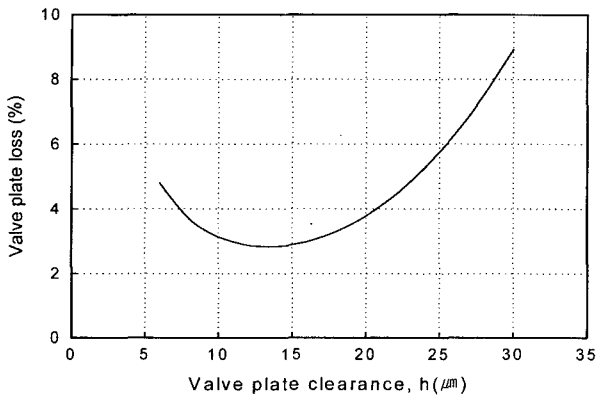


Fig. 2 Power loss rate by clearance change

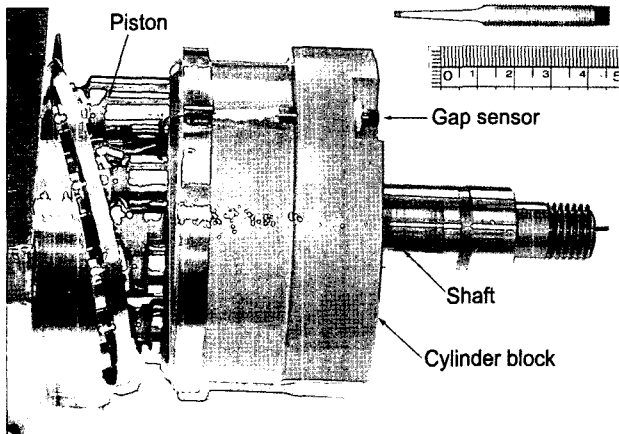


Fig. 3 Photographic view of test piston pump

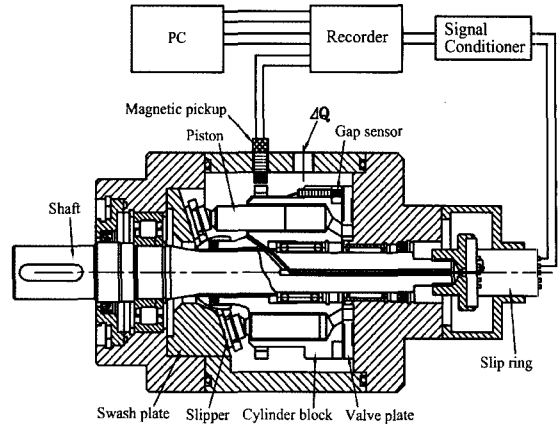


Fig. 4 Schematic diagram of the test piston pump

실린더 블록의 회전각을 파악하기 위하여 마그네틱 픽업(magnetic pickup)을 설치하였고, 각각의 센서류는 레코더로 연결하여 데이터를 받은 후 PC에 의하여 분석하였다.

Fig. 5는 테스트를 위한 3종류의 밸브 플레이트 형상을, Table 1은 그 제원을 나타낸다.

Fig. 5의 (a)평면 밸브 플레이트(Normal valve plate)는 실린더 블록과의 접촉면이 평면으로 구성되어 있으며, (b)패드 부착된 밸브 플레이트(Pad valve plate)는 (a)의 형상에 베어링 패드를 원 둘레 방향으로 일정 간격 배치한 형태이다. (c)구면 밸브 플레이트(Spherical valve plate)는 (a)와 (b)의 형태와 달리 실린더 블록과 밸브 플레이트의 접촉면이 구면으로 된 형태이다.

Fig. 6은 실험장치의 실제 모습을 Fig. 7은 상기 실험장치의 유압 회로도를 나타낸다. 테스트 피스톤 펌프는 75kW의 가변 속도 제어가 가능한 모터에 의하여 구동되며, 회전속도는 0~1800rpm 까지 벡터 인버터에 의하여 연속 변화시켰다.

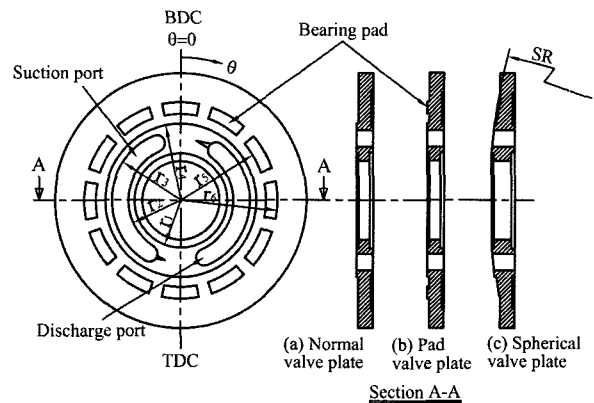


Fig. 5 Shape of the test valve plates

Table 1 Specification of the test valve plates

구 분	(a)Normal valve plate	(b)Pad valve plate	(c)Spherical valve plate
$r_1$ (mm)	24	24	24
$r_2$ (mm)	27.1	27.1	27.1
$r_3$ (mm)	35.6	35.6	35.6
$r_4$ (mm)	39	39	39
$r_5$ (mm)	-	44	-
$r_6$ (mm)	-	50	-
SR (mm)	-	-	300

토출 압력은 0~35MPa까지 압력제어 밸브에 의하여 제어하였고, 작동유의 온도는 열교환기에 의해  $40\pm 2^\circ\text{C}$ 로 유지 시켰으며, 작동유는 VG46을 사용하였다.

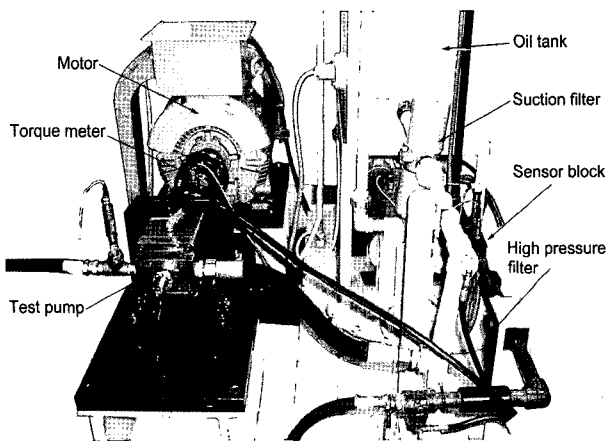


Fig. 6 Photographic view of measurement system

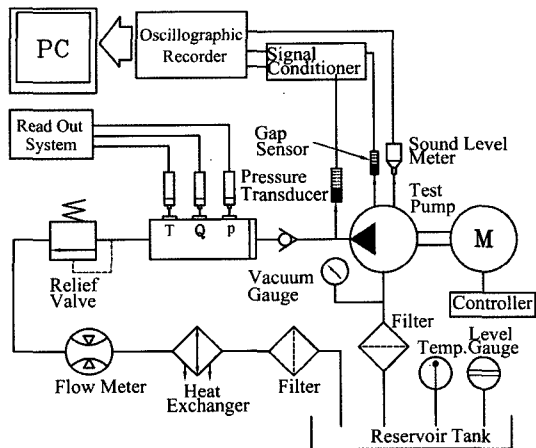


Fig. 7 Hydraulic circuit for the test

#### 4. 실험 결과

##### 4.1 압력에 따른 유막두께 변화

Fig. 8~10은 1500rpm에서 압력에 따른 각각의 밸브 플레이트에서 유막두께 변화를 나타낸다.

각각의 그래프에서 알 수 있듯이 1회전 하는 동안 9개의 작은 맥동이 발생함을 알 수 있는데, 이는 피스톤의 개수와 관련이 있다. 또한 토출영역(discharge region)에서는 유막두께가 작은 값을 보이고, 흡입영역(suction region)에서는 큰 값을 보이는데, 이것은 실린더 블록이 토출압력의 영향 및 스플라인과 베어링 등의 미세한 간극에 의하여 고정된 밸브 플레이트의 중심에 대하여 기울어지기 때문이며, 압력의 증가에 따라 더욱 크게 변화함을 알 수 있다. 따라서 최소 유막두께는 토출영역에서, 최대 유막두께는 흡입영역에서 발생함을 알 수 있으며, 최대 토출압력 30MPa에서 각각의 밸브플레이트의 최소 유막두께 값을 살펴보면, 평면 밸브 플레이트의 경우 약  $2\mu\text{m}$ , 패드 밸브 플레이트의 경우 약  $8\mu\text{m}$ , 구면 밸브 플레이트의 경우  $13\mu\text{m}$ 를 보이고 있음을 알 수 있다.

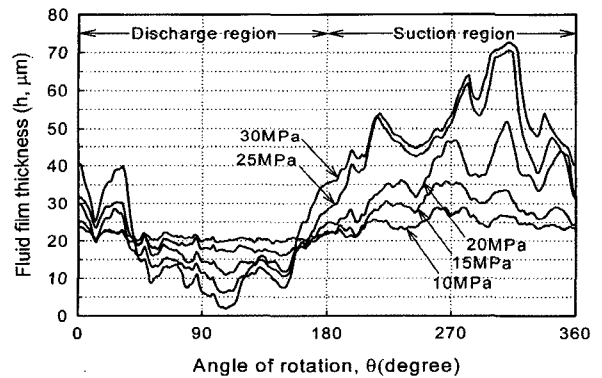


Fig. 8 Fluid film variation on the pad valve plate

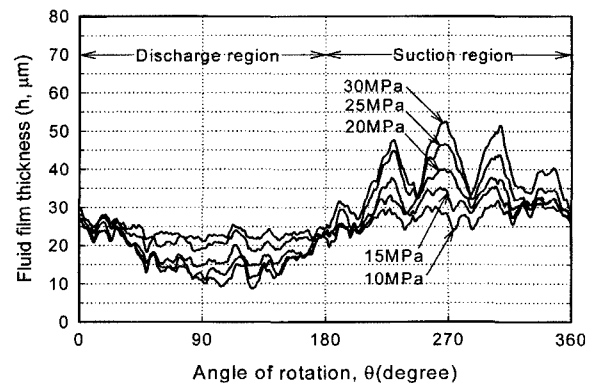


Fig. 9 Fluid film variation on the pad valve plate

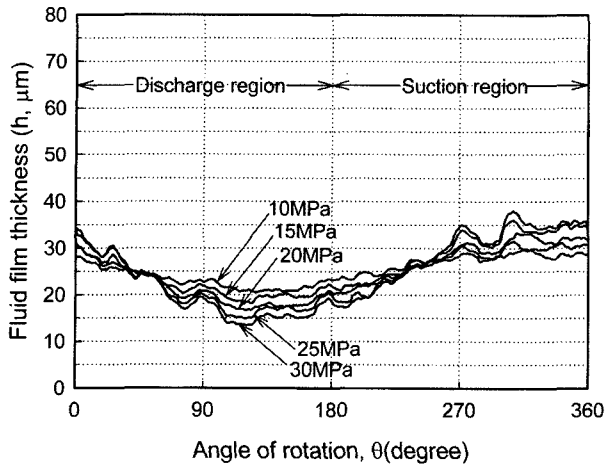


Fig. 10 Fluid film variation on the spherical valve plate

이는 구면 밸브 플레이트가 토출영역에서 가장 큰 최소 유막두께를 확보함으로써 나머지 두 가지 형태보다 안정적인 윤활이 이루어짐을 알 수 있다.

#### 4.2 유막두께 비교

Fig. 11~12는 1500rpm에서 15MPa과 30MPa에서 각각의 밸브 플레이트에 대해서 유막두께를 비교한 그래프이다. Fig. 11을 살펴보면 15MPa에서는 3종류 밸브 플레이트에 대하여 유막두께의 변화가 그다지 크게 변화하지 않음을 알 수 있다.

그러나, Fig. 12에서처럼 고압 상태인 30MPa에서는 전 영역에 걸쳐서 유막두께의 변화가 크게 변화함을 알 수 있는데, 여기서 구면 밸브 플레이트가 가장 안정적인 형태를 보임을 알 수 있다. 다음으로 패드 밸브 플레이트가 일반적인 평면 밸브 플레이트에 비해 안정적인 형태를 나타낸다. 이는, 일반 밸브 플레이트에 베어링 패드 부착함으로써 실린더 블록이 기울어짐을 안정적으로 지지할 수 있어, 보다 안정적인 유막을 확보함을 알 수 있다.

#### 4.3 누설유량 및 효율 비교

Fig. 13은 1500rpm에서 토출압력에 따른 누설유량의 변화를 메스실린더로 측정된 그래프를 나타낸다. 전체적으로 압력의 증가에 따라 누설유량이 증가함을 알 수 있는데, 구면 밸브 플레이트의 경우 가장 적은 누설 유량을 보이는 반면 일반 밸브 플레이트의 경우 25MPa 이후에 급격한 누설유량의 증가를 보이는데, 이는 유막두께의 증가가 가장 크기 때문에 발생하는 현상임을 알 수 있다. 이것은 앞서 언급한 것처럼 압력 증가에 따른 실린더 블록의 기울어짐 현상이 가장 크게 되고 이로 인한 누설의 증가가 그 원인으로 파악된다.

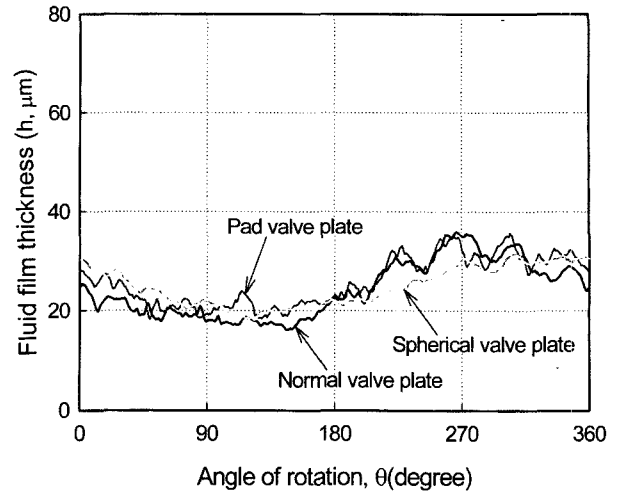


Fig. 11 Comparison of fluid film thickness at 15MPa

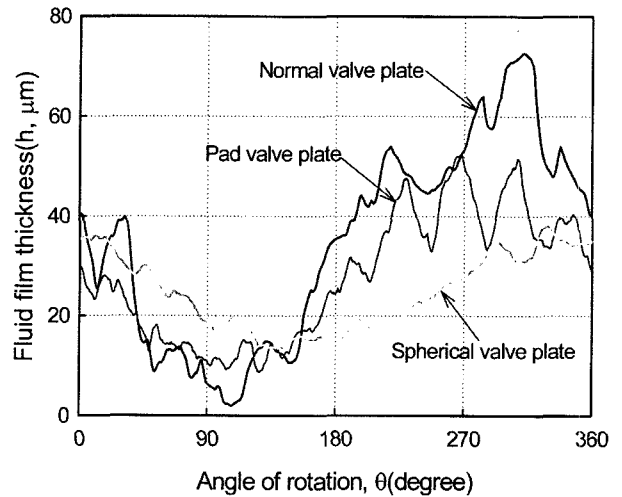


Fig. 12 Comparison of fluid film thickness at 30MPa

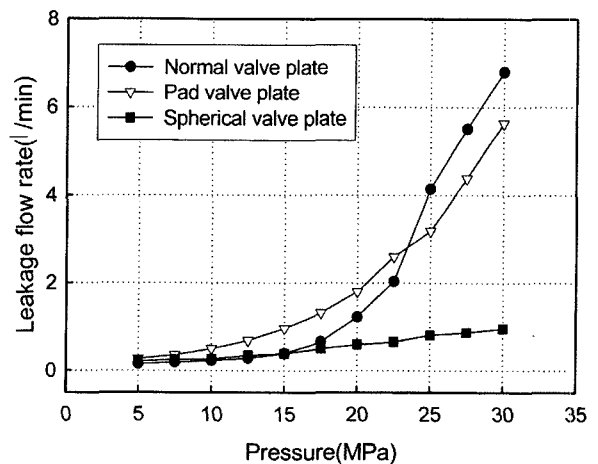


Fig. 13 Comparison of leakage flow rate

Fig. 14는 압력에 따른 체적효율 변화를 나타낸다. 그래프에서 알 수 있듯이 구면 밸브 플레이트가 압력의 변화에 대하여 98%이상의 체적효율을 보임을 알 수 있고, 일반 평면 밸브 플레이트의 경우 저압 영역에서 패드 밸브 플레이트보다 높은 체적효율을 보이지만, 25MPa이상의 고압에 다다르면 급격히 체적효율이 저감하는 경향을 볼 수 있는데, 이는 패드 밸브 플레이트가 베어링 패드에 의하여, 평면 밸브 플레이트보다 고압영역에서 보다 안정적인 유막을 형성하기 때문으로 생각된다.

Fig. 15는 압력에 따른 전효율 변화를 나타낸다. 그래프에서와 같이, 구면 밸브 플레이트가 압력 증가에 따라 92% 이상의 효율을 보이는 반면, 나머지 두 가지 형태의 밸브 플레이트는 15MPa 이후로 전효율이 급격하게 감소하는 것을 볼 수 있고, 20MPa 이후에서는 패드 밸브 플레이트가 평면 밸브 플레이트보다 효율이 크게 나타남을 알 수 있다. 이상의 결과로부터 밸브 플레이트에서의 힘의 밸런스에 의한 적절한 유막두께의 형성이 펌프의 성능에 큰 영향을 미침을 확인할 수 있다.

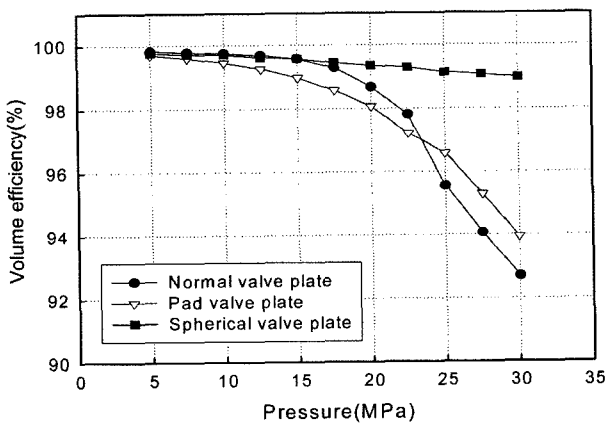


Fig. 14 Comparison of volume efficiency

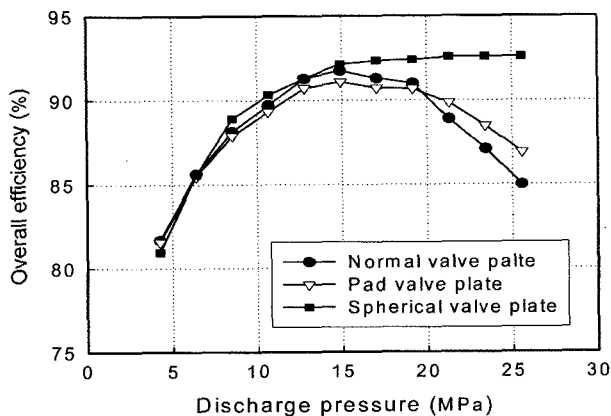


Fig. 15 Comparison of overall efficiency

## 5. 결 론

실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 유막두께를 밸브 플레이트 형상에 따라 어떠한 특성을 보이는지 파악하기 위해, 실제 구동 조건에서 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 최소 유막은 토출영역(90~135°)에서, 최대 유막은 실린더 블록의 기울어짐에 의해 180° 대칭 구간인 흡입영역에 존재함을 알 수 있었다.
2. 각각의 밸브 플레이트에 있어서 토출 압력의 증가는 유막두께의 증가에 영향을 미치고, 결국 누설유량의 증가를 가져옴을 알 수 있었다.
3. 평면 밸브 플레이트에 패드를 부착함으로써 보다 안정된 유막이 형성됨을 알 수 있었다.
4. 압력의 증가에 따라, 구면 밸브 플레이트가 가장 큰 체적효율과 전효율을 나타내었고, 패드 밸브 플레이트는 일반 밸브 플레이트보다 고압 영역에서 비교적 높은 효율과 안정된 특성을 보임을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 지역전략산업 석·박사 연구인력 양성 사업의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

## 참 고 문 헌

- 1) J. S. Saitchenko, "Force Balance Conditions of the Valve Plate and Rotor of an Axial Piston Pump", Stanki. I. Instrument, 10, BHRA T 750, pp. 28~29, 1963.
- 2) N. Franco, "Pump Design by Force Balance", Hydraulics & Pneumatics, Vol. 14, No. 11, pp. 101~107, 1960.
- 3) N. A. Shute and D. E. Turnbull, "Minimum Power Loss Conditions of the Pistons and Valve Plate in Axial-Type Pumps and Motors", ASME, Paper 63-WA-90. pp. 6~17, 1963.
- 4) J. Mckeon, D. A. Milner, N. A. Shute and D. E. Turnbull, "Hydrodynamic Factors Affecting the Design of Valve plates and Thrust Bearings", Proc. I. Mech. E., Vol. 181, No. 1, pp. 653~665, 1966.
- 5) G. Hibbert, D. V. Lindsay, N. A. Shute and D.

- E. Turnbull, "The Balancing of Piston and Valve plate Forces in Axial-Piston Pumps and Motors", BHRA, Paper G2, pp. 13~40, 1971.
- 6) R. Taylor and L. Lin, "The Application of Tribological Principles to the Design of the Valve plate of and Axial Piston Pump-part 1", The BFPR Journal, Vol. 17, No. 2, pp. 257~262, 1984.
- 7) C. J. Hooke, K. Foster and G. Madera, "A Note on the Effect of Shaft and Casing Stiffness on the Port Plate Lubrication Film of a Particular Slipper-Pad Axial Piston Pump", 4th International Fluid Power Symposium, Paper B2, pp. 21~28, 1975.
- 8) K. Foster, C. J. Hooke and G. Madera, "The Effect of Structural Distortions on the Performance of Port Plates in Axial Piston Pumps and Motors", Conf. Stress Anal Group, Inst Phys Comput Dev, Exp Numer Stress Anal, Pap. No. 9, pp. 147~159, 1976.