

유압 액셀 피스톤 펌프에서 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 마찰 특성

김종기 · 오석형* · 정재연**

전북대학교 정밀기계공학과 대학원, *군산대학교 기계공학부
**전북대학교 기계공학부, 자동차신기술연구소

Friction Characteristics between the Cylinder Block and the Spherical Valve Plate in Hydraulic Axial Piston Pump

Jong-Ki 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—To increase the efficiency of the hydraulic axial piston pumps, it is need to know the various characteristics in the sliding contact parts of them. Especially, friction characteristics between the cylinder block and the valve plate in the hydraulic axial piston pumps plays an important role to high power density. In this paper, we tried to clarify friction characteristics between the cylinder block and the spherical valve plate in bent-axis-type axial piston pump in experimentally. Results are arranged as follow; (1) Friction torque between the cylinder block and the spherical valve plate has a proportional relation to weight or rotational speed, and is strongly affected by temperature. (2) Friction torque strongly depends on force balance ratio in valve plate. (3) In this experiment, lubrication condition between the cylinder block and the spherical valve plate is under hydrodynamic lubrication.

Key words—axial piston pump, cylinder block, valve plate, friction, lubrication, force balance ratio.

1. 서 론

최근 들어 고압화의 추세에 따라 유압 액셀 피스톤 펌프의 사용이 증가하고 있으며, 이와 함께 펌프의 각 슬라이딩 부의 간극도 점차 작아지고 있다. 따라서 펌프 성능과 직접 관련된 각 슬라이딩 부의 윤활 및 마찰특성을 파악하는 것이 무엇보다도 중요하다. 그 중에서도 특히, 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이는 고정된 밸브 플레이트 위를 실린더 블록이 고속으로 회전하는 동시에, 반회전마다 밸브 플레이트의 흡입·토출 포트를 사이를 절환하면서 작동유를 흡입·토출시키기 때문에 가장 중요한 슬라이딩부라고 할 수 있다.

따라서 유압 액셀 피스톤 펌프에서 실린더 블록과

밸브 플레이트에 대해서는 밸브 플레이트 반경 결정의 반경형식[1], 밸브 플레이트 시일 랜드(seal land)부의 압력분포[2], 압착력과 분리력의 관계[3], 간헐급유 배어링을 설계한 경우의 특성[4], 밸브 플레이트와 실린더 블록간의 윤활 특성[5], 동압패드 붙임 밸브 플레이트의 특성[6], 평면과 구면 밸브 플레이트의 윤활 특성[7] 등 많은 연구와 실험들이 이루어졌다.

그러나, 실린더 블록과의 상호 밀착 안정성이 좋아 사용이 증가하고 있는 구면 밸브 플레이트에 대한 연구 및 실험이 거의 이루어지지 않고 있는 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 구면 밸브 플레이트를 갖는 유압 액셀 피스톤 펌프에서 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 마찰토크를 하중, 회전수, 온도, 분

리력/압착력의 비 등을 변화시키면서 측정하여 이 두 접동면 사이의 마찰특성을 파악하였다.

2. 실린더 블록과 밸브 플레이트사이의 힘의 균형

유압 액셀 피스톤 펌프의 설계시 가장 중요한 것은 고압측에 있는 피스톤에 의해 실린더 블록이 밸브 플레이트 쪽으로 밀어 붙여지는 힘인 압착력과 토출압력에 의해 밸브 플레이트 시일 랜드(seal land)부에서 발생하는 실린더 블록을 밸브 플레이트에서 분리시키려고 하는 힘인 분리력과 균형을 고려하는 것이다.

만약, 압착력이 과다하게 크게 되면 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 접동마찰이 증가하여 마찰손실이 증가하게 되고, 반대로 분리력이 크게 되면 두 접동면 사이의 간극이 증대되어 누설손실이 증가한다. 따라서, 이 두 힘의 적절한 균형이 펌프의 성능에 중요한 영향을 미치는 것은 자명한 사실이다.

일반적으로 고압측에 있는 피스톤에 의한 압착력, F_p 는 다음 식으로 표현된다.

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

여기서, d 는 피스톤경, P_d 는 토출압력, Z 는 피스톤 수를 나타낸다.

또한, 토출압력에 의해 밸브 플레이트 시일 랜드(seal land)부에서 발생하는 분리력, F_0 는 압력분포가 원주방향으로는 변화하지 않는다고 가정하면 다음 식으로 정의된다.

$$F_0 = \frac{\pi}{4} P_d \left[\frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln(R_4/R_3)} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln(R_2/R_1)} \right] \quad (2)$$

여기서, $R_1 \sim R_4$ 는 밸브 플레이트의 각 시일 랜드(seal land)부 반경이다. 따라서, 분리력/압착력의 비(force balance ratio), B 는 다음 식으로 주어진다.

$$B = \frac{2 \left[\frac{(R_4^2 - R_3^2)}{\ln(R_4/R_3)} - \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{\ln(R_2/R_1)} \right]}{Z d^2} \quad (3)$$

이러한, 압착력과 분리력에 의해서 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이에서 발생하는 마찰 토오크는 액셀 피스톤 펌프의 각 슬라이딩부에서 발생하는 모든 마

찰 토오크 중에서 가장 크고 다음 식으로 주어진다.

$$T = \frac{\mu D}{2} \left[F_s + \frac{n A P_d}{2} - \frac{\pi P_d}{4} \left\{ \frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln(R_4/R_3)} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln(R_2/R_1)} \right\} \right] \quad (4)$$

여기서, μ 는 마찰계수, D 는 밸브 플레이트 피치원경, F_s 는 실린더 블록 초기 압착력, A 는 피스톤 단면적, n 은 고압측에 있는 피스톤 수이다.

3. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치를 보여주고 있다. 실험장치는 크게 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트, 구동축과 모터 및 모터 컨트롤러 그리고 마찰 토오크를 측정하기 위한 로드셀(load cell)로 구성되어 있다.

구면 밸브 플레이트를 구동하는 구동축은 테이퍼 베어링 및 볼 베어링으로 지지되고, 풀리에 의해 모터와 연결되며, 풀리비는 1:2로 하였다. 그리고 모터는 컨트롤러에 의해 회전속도를 제어할 수 있는 가변모터를 사용하였다. 또한, 실린더 블록은 구면 밸브 플레이트의 회전과 함께 회전할 수 있고, 동시에 위에서 하중을 가할 수 있도록 하기 위해 Linear Bearing을 사용하여 고정하였으며, 커넥팅 로드를 사용하여 로드셀과 연결하여 마찰 토오크를 측정할 수 있도록 구성하였다. 하중은 5 kgf, 10 kgf, 20 kgf의 추를 이용하여 부가하였고, 1회전당 마찰 토오크를 측정하기 위해 Magnetic pickup을 설치하였다. 또한, 작동유의 온도를 조절하기 위해 실험장치 주위에 밴드 히터를 설치하였으며, 마찰 토오크 측정용 로드셀은 최대 측정하중 5 kg, 정확도 1/3000 이상을 가지는 펜딩 빔 타입

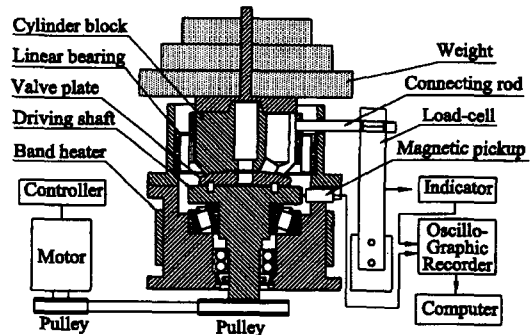


Fig. 1. Experimental apparatus.

(bending beam type)을 사용하였다.

실험방법을 살펴보면, 모터가 구동되면 모터와 풀리에 의해 연결되어 있는 구동축이 회전하고, 동시에 구동축에 고정된 구면 밸브 플레이트가 회전하게 된다. 또한, 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트는 서로 접동하고 있고, 둘 사이에 마찰이 존재하기 때문에 실린더 블록도 같이 회전하게 된다. 이때 실린더 블록이 회전하려고 하는 힘을 연결된 커넥팅 로드를 통해서 load cell로 측정을 하며, 이것이 바로 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이에서 발생하는 마찰 토크가 된다. 측정값은 Indicator를 통해서 즉시 확인할 수 있고, Osillographic Recorder에 아날로그 신호로 디스플레이 되는 동시에 디지털 값으로 저장된다.

특히, 분리력/압착력의 비의 영향을 살펴보기 위해 구면 밸브 플레이트의 각 시일 랜드(seal land)부 반경을 변화시켜 분리력/압착력의 비가 90~100%인 범위 내에서 VP1~VP5의 다섯까지의 밸브 플레이트를 제작하여 실험하였다. 자세한 사양을 Table 1에 나타내었고, 구면 밸브 플레이트의 형상을 Fig. 2에 나타내었다.

또한, 회전수, 온도, 하중의 영향을 살펴보기 위해 VP4를 사용하여 각각의 조건에 대해서 실험을 행하였으며, 실험조건을 Table 2에 나타내었다.

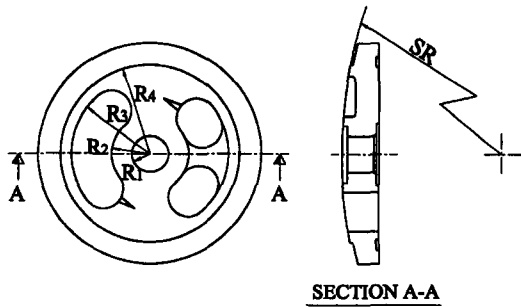


Fig. 2. Configuration of the valve plates.

Table 1. Specification of the valve plates

구분	VP1	VP2	VP3	VP4	VP5
R1 (mm)	11.4	11	10	10	10
R2 (mm)	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6
R3 (mm)	29.6	29.6	29.6	29.6	29.6
R4 (mm)	33.05	33.75	33.9	34.4	35.3
B(%)	90	93	95	97	100
SR (mm)					148

Table 2. Experimental conditions

실험 조건	실험 범위
하중(kgf)	10~60
회전수(rpm)	400~1,200
온도(°C)	25~65
분리력/압착력의 비(%)	90~100
작동유	VG32

4. 실험결과 및 고찰

4-1. 하중의 영향

Fig. 3과 4는 1000 rpm, 50°C에서 하중의 변화에 따른 마찰 토크와 마찰 계수의 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 3에서 하중이 10 kgf에서 60 kgf까지 증가함에 따라 마찰 토크는 0.2 kgf·m에서 0.52 kgf·m까지 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있고, Fig. 4에서는 마찰계수가 하중의 증가와 함께 감소하는 경향을 볼 수 있다. 특히, 하중이 10 kgf일 때 마찰계수가 매우 크게 나타나는 것은 하중이 작을 때 베어링에 의한 초기 마찰력에 크게 영향을 받기 때문으로 생각된다.

Stribeck 선도에서 하중의 증가에 따라 마찰계수가 감소하는 영역은 유체윤활 영역이며, 따라서 본 실험의 하중조건에서 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이는 유체윤활 상태라고 판단할 수 있다.

4-2. 회전수의 영향

Fig. 5와 6은 30 kgf, 50°C에서 회전수 변화에 따른 마찰 토크 및 마찰계수의 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 5에서 회전수가 400에서 1200 rpm까지 증가할

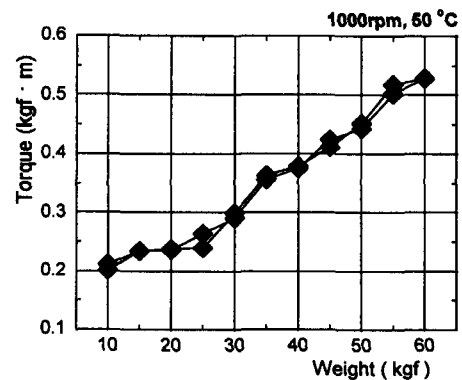


Fig. 3. Variation of friction torque with weight.

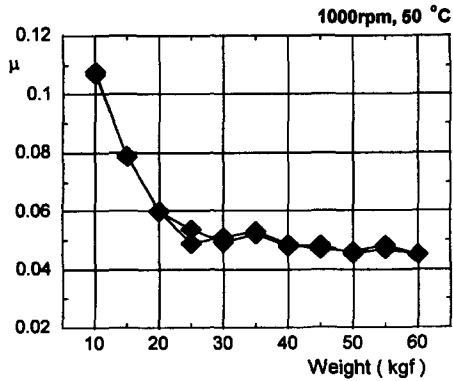


Fig. 4. Variation of friction coefficient with weight.

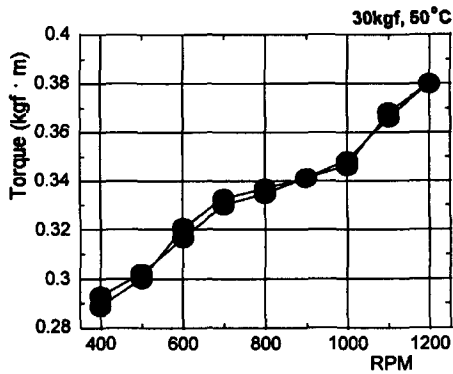


Fig. 5. Variation of friction torque with rotational speed.

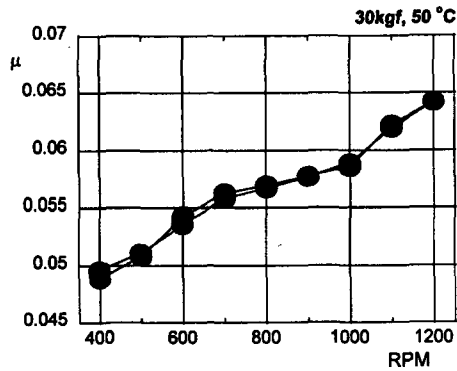


Fig. 6. Variation of friction coefficient with rotational speed.

때 마찰 토오크는 0.29 kg·m에서 0.38 kg·m까지 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 6에서 마찰계수도 회전수 증가에 함께 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 회전수 증가에 따라 마찰계수가 증가하는 것 또한 전형적인 유체유흥상태에서의 현상이다.

4-3. 온도의 영향

Fig. 7과 8은 30 kgf, 1000 rpm에서 온도 변화에 따른 마찰 토오크 및 마찰계수의 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 7과 8에서 온도의 증가에 따라 마찰 토오크 및 마찰계수가 감소하고 있는데, 특히, 45°C까지는 급격하게 감소하고, 그 이후에는 완만하게 감소하는 것을 알 수 있다. 이것으로부터 마찰 토오크 및 마찰계수는 작동유의 온도 즉, 점도에 큰 영향을 받는다는 것을 알 수 있고, 따라서 작동유의 온도(점도) 측면에서 보면 최소한 45°C이상의 조건에서 사용이 되는 것이 바람직한 것으로 생각된다.

4-4. 분리력/압착력 비의 영향

Fig. 9는 30 kgf, 1000 rpm, 50°C 조건에서 분리력/압착력의 비를 변화시켰을 때 마찰 토오크의 변화를 나타낸 것이다.

그림에서 분리력/압착력의 비의 증가에 따라 마찰 토오크가 증가하고 있는 것을 알 수 있다. 특히, 97%

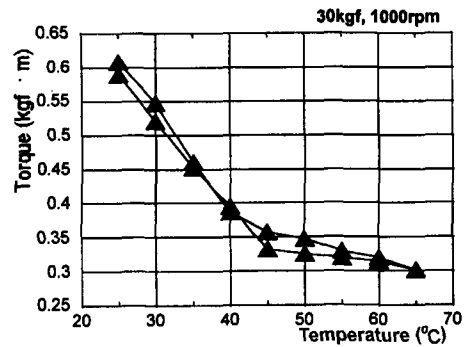


Fig. 7. Variation of friction torque with temperature.

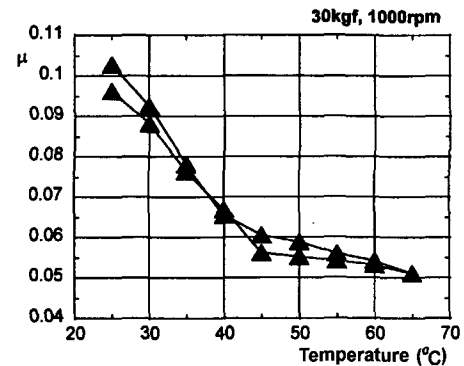


Fig. 8. Variation of friction coefficient with temperature.

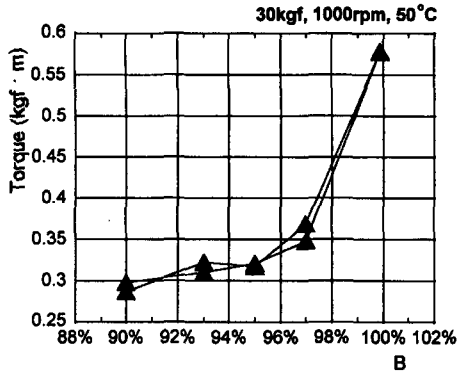


Fig. 9. Variation of friction torque with balance ratio.

까지는 미소하게 증가하다가 97%를 넘어서면 급격히 증가하는 것을 알 수 있다. 분리력과 압착력은 동시에 발생하며 따라서, 이 두 힘의 적절한 균형은 전술한 바와 같이 피스톤 펌프 성능에 지대한 영향을 미친다. 특히, 분리력이 밸브 플레이트의 주요 반경들의 함수이기 때문에 밸브 플레이트 설계시 분리력/압착력의 비는 매우 중요한 설계 변수가 된다. 결론적으로, 실험으로부터 얻어진 결과는 피스톤 펌프 설계에서 매우 중요한 의미를 갖는다고 할 수 있다.

4-5. Stribeck 선도

Fig. 10은 각 시험조건에서 무차원 파라미터 $\eta V/W$ 에 따른 마찰계수 μ 의 변화를 나타낸 Stribeck 선도이다.

이 Stribeck 선도에서 마찰계수는 하중의 증가에 따라서는 감소하고, 회전수와 온도(점도)의 증가에 따라서는 증가하는 현상을 보임으로써 본 실험조건에서 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 윤활상태

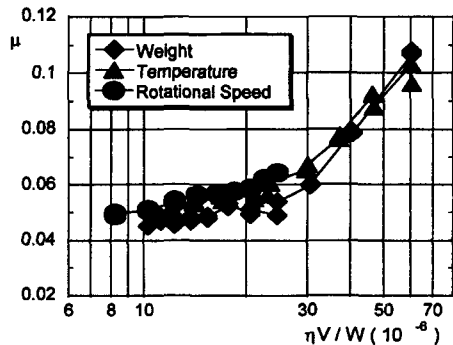


Fig. 10. Stribeck diagram with weight, rotational speed, temperature.

는 유체윤활 상태임을 알 수 있다.

5. 결 론

이상과 같이 하중(10~60 kgf), 회전수(400~1200 rpm), 온도(25~65°C), 분리력/압착력의 비(90~100%)의 변화에 따라 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 마찰 토오르크를 로드셀(load cell)을 사용하여 측정된 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 1000 rpm, 50°C에서 마찰 토오르크는 하중이 증가함에 따라 0.2 kgf·m에서 0.52 kgf·m까지 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있었다.
2. 30 kgf, 50°C에서 마찰 토오르크는 회전수가 증가함에 따라 0.29kgf·m에서 0.38kgf·m까지 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있었다.
3. 30 kgf, 1000 rpm에서 마찰 토오르크는 온도에 증가와 함께 증가하였는데, 특히, 45°C까지 급격히 증가하다가 그 이후에는 완만하게 증가하는 것을 알 수 있었다.
4. 30 kgf, 1000 rpm, 50°C에서 마찰 토오르크는 분리력/압착력의 비가 증가함에 따라 증가하였는데, 97%까지는 미소한 증가를 하다가, 97%를 넘어서면 급격히 증가하는 것을 알 수 있었다.
5. Stribeck 선도로부터 본 실험조건에서는 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 윤활 상태가 유체 윤활 상태임을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. Ernst, W., "Oil hydraulic power and its industrial applications," Publ. McGraw Hill Book Co. (1st Ed. p. 130, 1949), (2nd Ed. pp. 137-138, 1960).
2. Franco, N., "Pump design by force balance", Hydraulics & Pneumatics, Vol. 14, No. 11, pp. 101-107, 1961.
3. Hibbert, G. et al., "The balancing of piston and valve plate forces in axial piston pumps and motors," 2nd Fluid Power Symp., G2-13/40, 1971.
4. 小曾戸, "アキシアルピストンポンプ・モタの間歇給油機構に関する研究," 機論, (第1報) Vol. 37, No. 294, pp. 313-321, 1981; (第2報) Vol. 38, No. 310, pp. 1447-1455, 1982.
5. 山口・ほか, "ピストンポンプにおける弁板・シリンダブロック間の潤滑特性," 油壓と空氣壓, Vol. 13, No.

- 1, pp. 55-60, 1982.
6. 山口, "ピストンポンプ・モタにおける弁板~シリンダブログ間しゅう動部の特性(第1報,動壓パッド付弁板)," 機論, Vol. 51, No. 469, pp. 2926-2930, 1985.
7. 山口・ほか, "ピストンポンプにおける球面弁板と平面弁板の油潤滑特性の比較," 油壓と空気圧, Vol. 20, No. 2, pp. 74-78, 1989.