

액셀 피스톤 펌프에서 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 마찰 특성

김종기, 정재연*

전북대학교 대학원

*전북대학교 기계공학부

Friction characteristics between the cylinder block and the valve plate in axial piston pump

Kim Jong Ki, Jung Jae Youn*

Graduate School, Chonbuk National University

*Department of Mechanical Engineering, Chonbuk National University

Abstract - To increase the efficiency of the hydraulic axial piston pumps, we have to know the various characteristics in the sliding 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 by using of modeling experiment.

The main results of this study are these; (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. (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

유압 액셀 피스톤 펌프는 다른 펌프에 비해 효율이 좋고, 고압화에 적합하며, 가변이 용이한 것등 많은 장점을 가지고 있기 때문에 최근들어 건설기계, 사출성형기, 공작기계등 산업 전 분야 걸쳐 사용이 급증하고 있다.

일반적으로 유압 액셀 피스톤 펌프는 크게 사판식과 사축식으로 구분이 되는데, 사판식은 피스톤 구부에 ball joint한 shoe를

갖고 있고, 이 shoe가 기울어진 사판 cam 면상을 접동하는 것에 의해 피스톤이 왕복운동을 하는 형식을 말하며, 사판의 관성모멘트가 작기 때문에 응답성이 좋고, 고속제어가 가능하다. 사축식은 구동축 중심과 실린더 블록의 회전중심이 일정한 각도를 가지고 경사져 있어 그 각도에 의해 피스톤이 실린더 내를 왕복운동하는 형식을 말하며, 경사각이 최대 40° 인 것까지 제작되고 있다.

이러한, 유압 액셀 피스톤 펌프에서는 각 슬라이딩 부의 윤활 및 마찰특성이 펌프 성능에 직접 관련되기 때문에 각 슬라이딩 부의 윤활 및 마찰특성을 파악하는 것이 무엇보다도 중요하다. 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·토출 시키기 때문에 가장 중요한 슬라이딩 부라고 할 수 있다.

사판식 피스톤 펌프에서 실린더 블록과 밸브 플레이트에 대해서는 밸브 플레이트 반경 결정의 반경험식⁽¹⁾, 밸브 플레이트 seal land부의 압력분포⁽²⁾, 압착력과 분리력의 관계⁽³⁾, 동압패트 붙임 밸브 플레이트의 특성⁽⁴⁾, 간헐급유 베어링을 설계한 경우의 특성⁽⁵⁾, 사판식 모터에서 마찰·누설 특성에 대한 실험⁽⁶⁾, 평면과 구면 밸브 플레이트의 윤활 특성⁽⁷⁾ 등 많은 연구와 실험들이 이루어졌다.

그러나, 구면 밸브 플레이트를 갖는 사축식 액셀 피스톤 펌프에서 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 마찰특성에 관한 연구는 거의 이루어지지 않았다. 따라서, 본 연구에서는 사축식 액셀 피스톤 펌프에서 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 마찰특성을 규명하기 위해 하중, 회전수, 온도, 분리력/압착력의 비에 따라 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이에서 발생하는 마찰 토크를 측정하였다.

2. 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 힘의 균형

액셀 피스톤 펌프의 설계시 가장 중요한 것은 고압측에 있는 피스톤에 의해 실린더

블록이 밸브 플레이트 쪽으로 밀어 붙여지는 힘인 압착력과 토출압력에 의해 밸브 플레이트 seal land부에서 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 다음식으로 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 seal land 부에서 발생하는 분리력, F_0 는 압력분포가 원주방향으로는 변화하지 않는다고 가정하면 다음식으로 정의 된다.

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

여기서, $R_1 \sim R_4$ 는 밸브 플레이트의 각 seal land부 반경이다. 따라서, 분리력/압착력의 비(force balance ratio), B 는 다음식으로 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 토크는 액셀 피스톤 펌프의 각 슬라이딩 부에서 발생하는 모든 마찰 토크 중에서 가장 크고 다음식으로 주어진다.

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

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

사축식 액셀 피스톤 펌프는 구조상 실기 조건에서 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 마찰 토크를 측정하는 것이 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 모델 시험장치를 제작하여 실험을 행하였다.

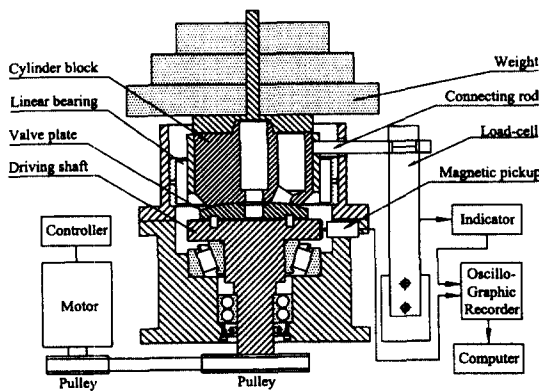


Fig. 1. Experimental apparatus

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 모델 시험장치를 보여주고 있다. 시험장치는 크게 실린

더 블록과 구면 밸브 플레이트 그리고 구면 밸브 플레이트를 구동하기 위한 구동축과 마찰 토크를 측정하기 위한 load cell로 구성되어 있다. 구면 밸브 플레이트를 구동하는 구동축은 테이퍼 베어링 및 볼 베어링으로 지지되고, 폴리에 의해 모터와 연결되며, 폴리는 1:2로 하였다. 또한, 실린더 블록은 구면 밸브 플레이트의 회전과 함께 회전할 수 있고, 동시에 위에서 하중을 가할 수 있도록 하기 위해 Linear Bearing를 사용하였다.

측정원리를 살펴보면, 모터가 구동되면 모터와 폴리에 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 블록에 연결된 커넥팅 로드를 통해서 load cell로 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이에서 발생하는 마찰 토크를 측정한다. 측정값은 Indicator를 통해서 즉시 확인할 수 있고, Oscillographic Recorder에 아날로그 신호로 디스플레이 되는 동시에 디지털 값으로 저장된다.

실험은 분리력/압착력의 비의 영향을 살펴보기 위해 구면 밸브 플레이트의 각 seal land부 반경을 변화시켜 분리력/압착력의 비가 90~100% 인 범위내에서 VP1~VP5의 다섯가지의 샘플을 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.

Table 1. Experimental conditions

시험 조건	시험 범위
하 중 (kgf)	10~60
회전수 (rpm)	400~1,200
온 도 (°C)	25~65
분리력/압착력의비(%)	90~100
작동유	VG32

Table 2. Specification of the valve plates

구 분	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				

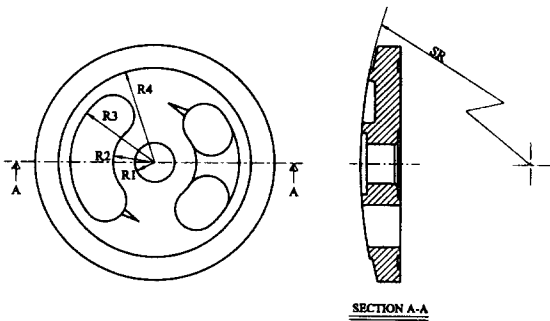


Fig. 2. Configuration of the valve plates

4. 실험결과 및 고찰

4.1 하중의 영향

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

Fig. 3에서 하중이 10kgf에서 60kgf까지

증가함에 따라 마찰 토크는 0.2kgf·m에서 0.52kgf·m까지 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있고, Fig. 4에서는 마찰계수가 하중의 증가와 함께 감소하는 것을 알 수 있다. 일반적으로 유체윤활 상태에서는 하중의 증가와 함께 마찰계수도 증가하지만, 본 실험에서는 그와 반대로 감소하는 현상이 관찰되었는데, 이는 베어링에 의한 초기 마찰력이 존재하는 것이 그 원인이라고 생각된다.

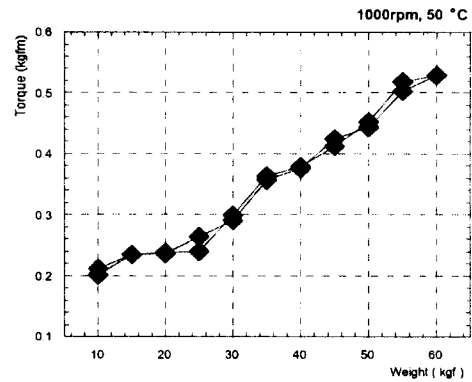


Fig. 3. Variation of friction torque with weight

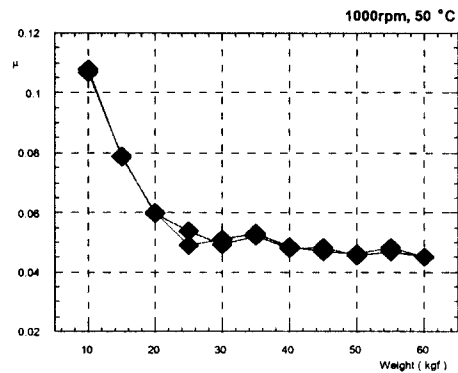


Fig. 4. Variation of friction coefficient with weight

4.2 회전수의 영향

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

Fig. 5에서 회전수가 400에서 1200rpm까지 증가할 때 마찰 토크는 0.29kg·m에서 0.38kg·m까지 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 6에서 마찰계수도 회전수 증가에 함께 증가하는 것을 알 수 있다.

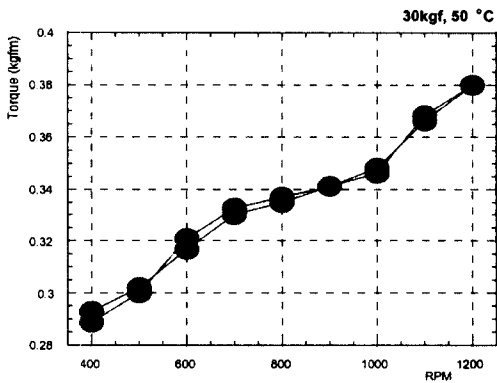


Fig. 5. Variation of friction torque with rotational speed

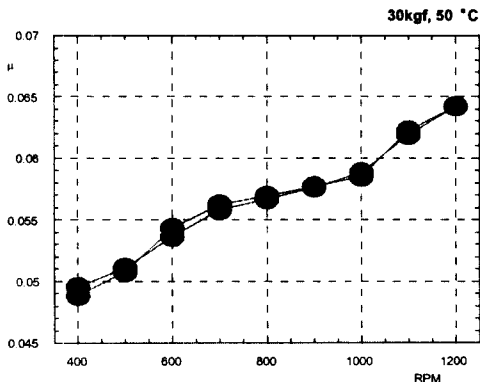


Fig. 6. Variation of friction coefficient with rotational speed

4.3 온도의 영향

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

Fig. 7과 Fig. 8에서 온도의 증가에 따라 마찰 토크 및 마찰계수는 감소하고 있는데, 특히, 45°C까지는 급격하게 감소하고, 그 이후에는 완만하게 감소하는 것을 알 수 있다. 이것으로부터 마찰 토크 및 마찰계수는 온도에 큰 영향을 받는다는 것을 알 수 있다.

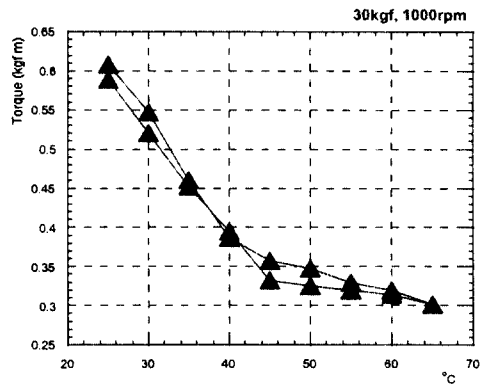


Fig. 7. Variation of friction torque with temperature

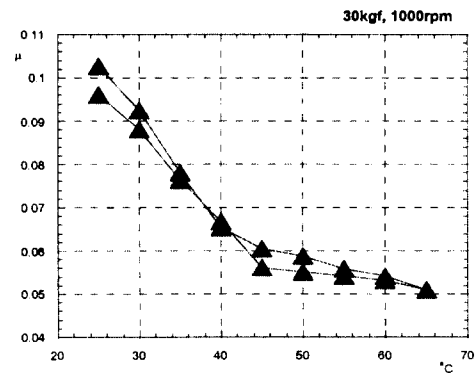


Fig. 8. Variation of friction coefficient with temperature

4.4 분리력/압착력 비의 영향

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

분리력/압착력의 비의 증가는 분리력의 증가를 의미하기 때문에 이 비의 증가에 따라 마찰 토오크는 줄어들 것이라는 예상을 할 수 있다. 그러나, 실제 실험결과에서는 분리력/압착력의 비의 증가에 따라 마찰 토오크가 증가하고 있는 것을 알 수 있다. 특히, 97%까지는 미소하게 증가하다가 97%를 넘어서면 급격히 증가하는 것을 알 수 있다. 이 원인으로 본 실험에서는 토출압력이 존재하지 않았고, 단순히 하중을 증가시켰기 때문일 것으로 생각된다.

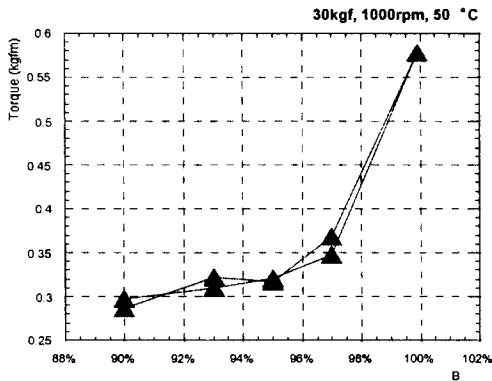


Fig. 9. Variation of friction torque with force balance ratio

4.5 Stribeck 선도

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

이 Stribeck 선도로부터 본 실험조건에서 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 윤활상태는 유체윤활 상태임을 알 수 있다.

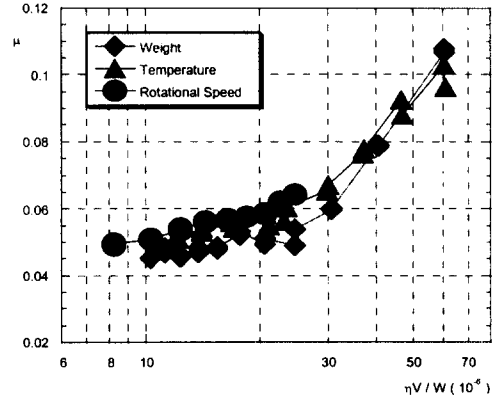


Fig. 10. Stribeck diagram with weight, rotational speed, temperature

5. 결론

이상과 같이 하중, 회전수, 온도, 분리력/압착력의 비의 변화에 따라 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 마찰 토오크를 load cell를 사용하여 측정한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 1000rpm, 50°C에서 마찰 토오크는 하중이 10kgf에서 60kgf까지 증가할 때 0.2kgf·m에서 0.52kgf·m까지 선형적으로 증가하였다.
- 2) 30kgf, 50°C에서 마찰 토오크는 회전수가 400rpm에서 1200rpm까지 증가할 때 0.29kgf·m에서 0.38kgf·m까지 선형적으로 증가하였다.
- 3) 30kgf, 1000rpm에서 마찰 토오크는 온도에 증가와 함께 증가하였는데, 특히, 45°C까지 급격히 증가하다가 그 이후에는 완만하게 증가 하였다.
- 4) 30kgf, 1000rpm, 50°C에서 마찰 토오크는 분리력/압착력의 비가 증가함에 따라 증가하였는데, 97%까지는 미소한 증가를 하다가, 97%를 넘어서면 급격히 증가 하였다.

5) Stribeck 선도로부터 본 실험조건(하중: 10~60kgf, 회전수: 400~1,200rpm, 온도: 25~65℃)에서는 실린더 블록과 구면 밸브 플레이트 사이의 윤활 상태가 유체윤활 상태임을 알 수 있었다.

앞으로, 본 연구 결과의 신뢰성을 확보하기 위해 실 펌프, 실기 조건 상태에서 실험을 할 계획이다.

참 고 문 헌

(1) Ernst, W. "Oil hydraulic power and it's 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". Hydraul.&Pneum., 14, 11, pp.101-107

(3) Hibbert, G. et al. : "The balancing of piston and valve plate forces in axial piston pumps and motors". 2nd Fluid Power Symp.(1971), G2-13/40.

(4) 山口. " 피스톤 펌프·모타における弁板~シリンダブ로그間しゅう動部の特性(第1報, 動壓パッド付弁板)", 機論, 51-469, B(1985), 2926-2930

(5) 小曾戸, "アキシアル피스톤 펌프·모타의 間歇給油機構に関する研究", 機論, (第1報) 37-294(昭46), 313/321 ; (第2報) 38-310(昭47), 1447/1455

(6) 松本和幸ほか, "斜板式アキシアル피스톤모타의 起動·低速時における弁板摺動部の 摩擦·漏れ特性", 機論, 57-538(1991-6), pp.233~238

(7) 山口·ほか, "피스톤 펌프における球面弁板と平面弁板의 油体潤滑特性의 比較", 油壓と空氣壓, 20-2(平成元年), pp.74~78