

사판식 피스톤 모터의 정압베어링 윤활특성에 관한 연구

A Study on Lubrication Characteristic of the Hydrostatic Bearing in Swash Plate Type Piston Motor

이용범 · 김광민
Yong Bum Lee, Kwang Min Kim

(접수일 : 2010년 07월 28일, 수정일 : 2011년 01월 11일, 채택확정 : 2011년 01월 11일)

Key Words : Hydrostatic Bearing(정압베어링), Piston Shoe(피스톤 슈), Film Thickness(유막두께), Leakage Flow Rate(누설유량)

Abstract : The hydraulic piston using a hydrostatic bearing has been used widely due to its satisfying performance at very high pressurized circumstance and relative higher power density in comparison to conventional one. For high pressurization, enhanced efficiency and long durability of the hydraulic piston, the design of hydrostatic bearing is at issue, which is installed between piston shoe and swash plate. The performance of the hydrostatic bearing is influenced significantly by the assembly of the piston shoe consisting of circular land and recess. In this study, to estimate the performance of the hydrostatic bearing, the characteristics for lubrication of the assembly of the piston shoe were investigated by measuring a leakage rate of hydraulic fluid under an experimental condition, where a rotating velocity of the piston, hydraulic pressure and temperature of the hydraulic fluid were changed systematically. In addition, a film thickness of the hydraulic fluid on the piston shoe was measured and compared to theoretical one.

기호 설명

- h : Film thickness [μm]
- P_r : Recess pressure 압력 [MPa]
- P_s : Piston supply pressure [MPa]
- Q_1 : Orifice's flow rate [m^3/s]
- Q_{out} : Leakage [m^3/s]
- q_{out} : Output flow rate [m^3/s]
- d_1 : Recess diameter [mm]
- d_2 : Shoe diameter [mm]
- d_3 : Orifice diameter [mm]
- d : Piston diameter [mm]
- R : Pitch circle diameter [mm]
- μ : Coefficient of viscosity [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]
- N : Rotating speed [rpm]

1. 서 론

유압 피스톤 모터는 접촉하여 회전하는 부분에 정압베어링을 채용하기 때문에 고압화로 고출력밀도화가 가능하여 널리 사용되고 있다.

사판식 피스톤 모터의 슈 정압베어링은 일반적인 정압베어링과 그 작동 원리가 다소 차이점이 있지만, 여기서도 기동시의 부하용량과 마찰손실, 그리고 누설유량 등이 매우 중요하며, 모터의 효율에 직접적인 영향을 미치게 된다.

피스톤 슈와 사판사이의 습동 부분에서 상대운동을 할 때 얇은 유막에서 압력 구배가 형성되고, 이로 인해 체적손실은 발생하지만 이 유막은 다른 한편으로 윤활을 원활하게 하기 때문에 기계효율을 증가시키는 특성도 있다.

정압 베어링과 관련된 손실해석과 동특성에 관한 많은 연구가 있었으며, 슈와 사판사이의 손실메커니즘 해석¹⁾, 정압베어링 비에 따른 효율특성에 관한 연구²⁾ 등이 있다.

본 연구에서는 유압모터 정압베어링의 가장 일반

이용범(교신저자): 한국기계연구원
E-mail : lyb662@kimm.re.kr, Tel : (042)868-7151
김광민 : 우림기계(주)

적 형태인 원형 랜드와 리세스(recess)를 갖는 피스톤 조립체를 대상으로 회전속도와 압력 및 온도를 여러 사용조건으로 변화 시키면서 누유 량과 유막두께의 윤활특성을 시험결과와 함께 기술하였다.

2. 이론적 고찰

사판식 피스톤 모터에 있어 주요 윤활부중의 하나인 사판과 슈 사이는 상대운동으로 생기는 마찰을 줄이기 위한 윤활작용으로써 Fig. 1과 같이 공급압력 P_s 를 피스톤 오리피스를 통해 유도하게 한다. 이때 피스톤의 교축을 통과하는 압력이 슈의 리세스 부분으로 유도되고, 리세스 부의 압력과 상대운동부의 랜드 부의 유막압력에 의해 부하를 지지하게 된다. 슈와 사판사이에서는 유도된 리세스 압력과 외부와의 압력차로 인하여 필연적인 오일 누설이 발생하게 되며, 누설유량과 유막두께는 공급되는 압력의 변동 및 그에 따른 리세스의 압력차, 피스톤 구면부 또는 슈에 설계된 정압베어링의 구조, 작동유의 온도에 따른 점도의 변화, 회전속도 등에 따라 복잡하게 변화하게 된다.

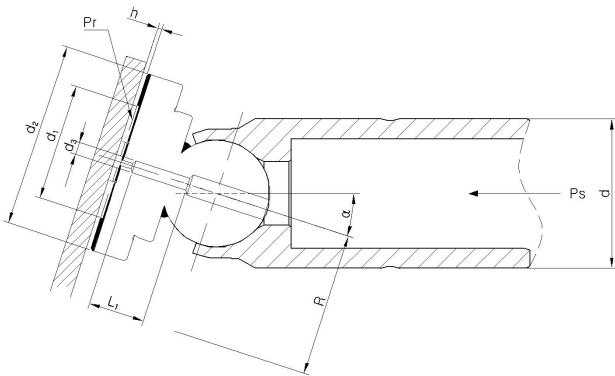


Fig. 1 Simplified geometry of piston shoe & plate

슈와 사판사이에는 두 가지 상반된 힘이 존재한다. 하나는 피스톤으로부터 슈를 사판 쪽으로 누르는 힘이고, 다른 하나는 슈와 사판사이에서 슈에 설계된 정압베어링 리세스 부의 압력과 슈 랜드 부에서 발생하는 압력의 합으로 나타나는 슈를 사판으로부터 분리시키려는 힘이다. 이 두 상반된 힘이 서로 균형을 이루도록 설계해야 성능이 우수한 모터를 만들 수 있다.

정압베어링의 틈새로부터 유출하는 유량 Q_{out} 은 단순히 압력차에 의한 흐름으로 피스톤 슈 밀면의 임의의 반경 r 에서의 누설유량은 다음과 같다.³⁻⁴⁾

$$Q_{out} = \frac{\Delta P \cdot h^3 \cdot 2\pi \cdot r}{\delta r \cdot 12\mu} \quad (\text{단}, r_1 \leq r \leq r_2) \quad (1)$$

식(1)을 경계조건 $r = r_1$ 일 때 $P = P_r$, $r = r_2$ 일 때 $P = 0$ 에 대하여 적분하면 피스톤 슈 밀면을 통한 누설유량 Q_{out} 은 다음 식으로 표현된다.

$$Q_{out} = \frac{P_r \cdot \pi \cdot h^3}{6\mu \ln(d_2/d_1)} \quad (2)$$

여기서, 반경이 r_0 이고 길이가 L_1 인 피스톤의 모세관을 통한 유량 Q_1 은 다음식과 같이 주어진다.

$$Q_1 = \frac{(P_s - P_r) \cdot d_3^4 \cdot \pi}{128\mu \cdot L_1} \quad (3)$$

효율손실(efficiency loss) E_1 은 다음 식과 같다.

$$E_1 = 100\bar{h} \left(\frac{20\beta_s \cdot \bar{h}^2}{\sin\alpha} + \frac{\pi^2}{30\tan\alpha \cdot \beta_s \cdot \bar{h}^2} \right) \quad (4)$$

여기서,

$$\bar{h} = \frac{h}{d}, \quad \bar{R} = \frac{R}{d}, \quad \beta_s = \frac{P_s}{\mu \cdot N \cdot \bar{R} \cdot \bar{d}_2^2 (1 - \bar{d}^2)}$$

이다.

식 (4)에서 유막 두께 h 가 일정하다고 가정할 때, 효율손실 E_1 이 최소가 되는 β_s 는 식 (4)에서 β_s 에 대하여 미분하고 미분한 결과를 0으로 놓으면 다음과 같이 구해진다.

$$\beta_s = \frac{0.128 \sqrt{\cos\alpha}}{h^2} \quad (5)$$

여기서, 회전속도 N [rpm], 공급압력 P_s [Pa], 작동유의 점성계수 μ [Pa·s], 피스톤의 PCD(pitch circle diameter) $2R$ [mm], 피스톤의 직경 d [mm]일 때, 효율손실이 최소가 되는 유막두께 h 는 다음 식과 같다.

$$h = d \sqrt{\frac{0.128\mu \cdot N \cdot \bar{R} \cdot \bar{d}_2^2 \cdot (1 - \bar{d}^2)}{P_s \sqrt{\cos\alpha}}} \quad (6)$$

$$\text{여기서, } \bar{d}_2 = \frac{d_2}{d}, \quad \bar{d} = \frac{d_1}{d}$$

피스톤 슈에 관해 여러 조건에 대한 작동상태에서의 윤활상태를 규명하고, 공급압력, 온도와 작동속도 변화에 따른 누설유량을 측정하고 유막두께를 구하여 윤활특성을 파악함으로써 성능향상을 도모하고자 한다.

3. 실험 방법

본 연구에서 사용된 시험장비 전체 모습을 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다. 피스톤 2개의 행정이 경사판의 회전에 동기(synchronized)적으로 작동하도록 설계되었으며 Fig. 2에 모델링한 테스트 지그를 나타내었다. 전진하는 1개의 피스톤에서 토출된 오일이 후진하는 다른 1개로 흡입되게 함으로써 연속적으로 동일한 체적이 되어 유량변동이 발생하지 않는다.

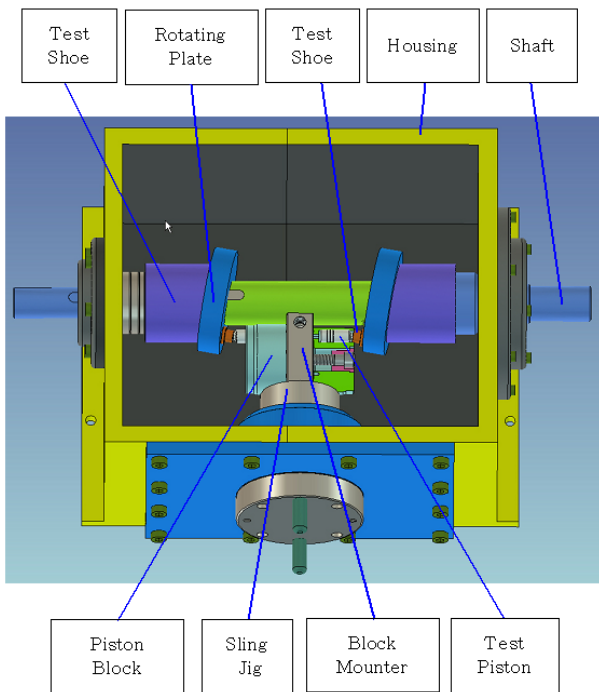


Fig. 2 Modeling of test jig

이 실험 장치는 높은 압력과 고속회전에도 유량변동과 추력이 거의 발생하지 않으므로 피스톤 슈와 경사판, 피스톤과 피스톤블록사이의 마찰에 의한 토크 및 누출유량의 계측이 가능하도록 설계된 시험장치이다. 정압배어링부와 피스톤 블록 틈새의 누설 유량을 측정하기 위해 실험지그와 가장 근접한 유압 공급 관로에 기어형 정밀 유량센서를 장착하였다. 또한 실험부의 온도와 시스템의 온도를 측정하기 위하여 고압오일 공급관로와 오일저장 탱크에 온도센서(thermo couple)를 설치하였고, 실험압력을 측정하여 기계효율을 연산하기 위해, 밸브매니폴드와 고압 관로에 동일한 사양의 압력센서를 설치하였다.

피스톤형 초고압 펌프를 사용하여 실험최고압력이 70[MPa]이 되도록 하였고, AC모터를 사용하여 0~4500[rpm]범위까지 속도제어가 되도록 하였다.

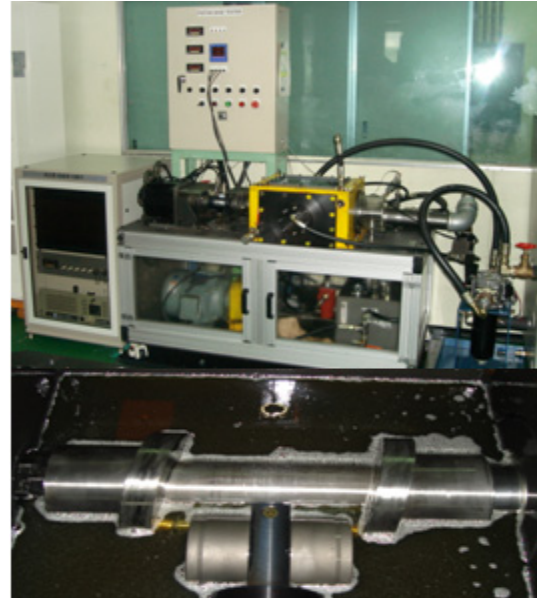


Fig. 3 Photo of test equipment

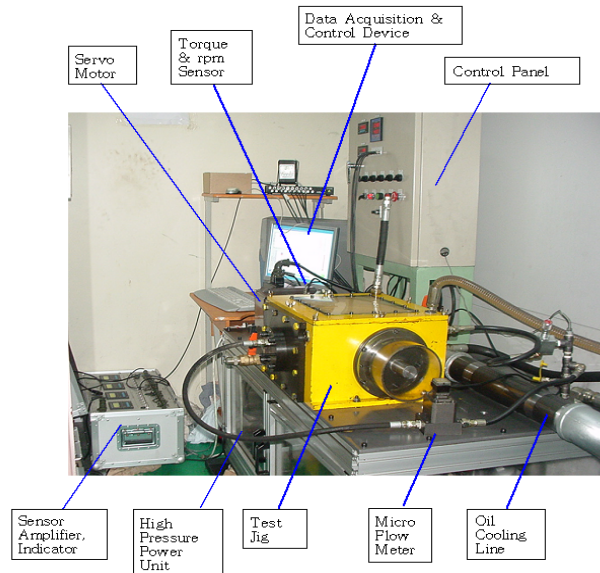


Fig. 4 Test equipment of the piston & shoes

본 연구에서 사용된 피스톤과 피스톤 조립체의 제원을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Diameter of piston & shoe

Piston diameter d [mm]	14.5
Shoe diameter d_2 [mm]	19.2
Recess diameter d_1 [mm]	9.6
Orifice diameter d_3 [mm]	0.8
Orifice length L_1 [mm]	3.3
Pitch circle diameter R [mm]	30

작동유는 ISO VG 32를 사용 하였으며, 작동유 온도는 $40\pm 3^{\circ}\text{C}\sim 70\pm 3^{\circ}\text{C}$, 시험 사판각도 15° , 시험압력 $10\sim 40[\text{MPa}]$, 회전속도 $500\sim 3000[\text{rpm}]$ 등의 조건에서 시험하였다.

먼저 시험장비에 슈를 장착하고 시험전 30분 이상 충분히 시운전을 실시하고 작동유 온도가 안정되면 시험압력 및 회전속도를 변화시키면서 누설유량을 측정, 유막 두께를 구하여 윤활특성을 살펴보고자 한다.

4. 실험 결과

4.1 압력-온도 변화에 따른 누설유량 시험결과

Fig. 5는 회전속도 $2000[\text{rpm}]$ 에서 공급압력의 변화에 따른 누설유량의 변화를 나타낸다. 공급압력이 증가함에 따라 누설유량이 증가하는 경향을 볼 수 있다. 이는 공급압력이 증가함에 따라 리세스 부와의 압력차가 증가하기 때문인 것으로 판단된다. 온도 증가에 따라 누설유량이 증가하는 경향을 보이고 있는데 이는 온도가 증가함에 따라 오일의 점도가 저하되기 때문인 것으로 판단된다.

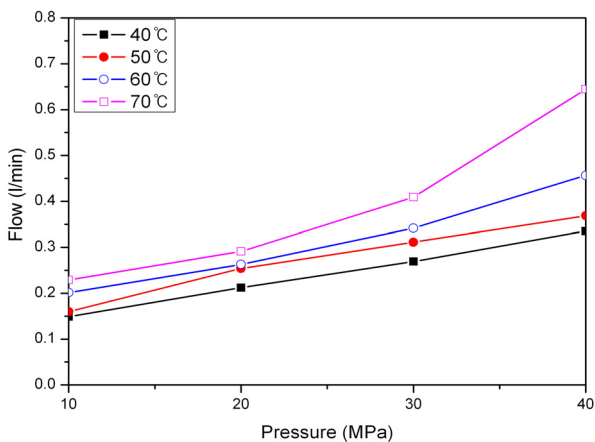


Fig. 5 Leak flow rate with supply pressure (at $N=2000[\text{rpm}]$)

4.2 회전속도-온도변화에 따른 누설유량 시험결과

Fig. 6은 공급압력 $20[\text{MPa}]$ 에서 회전속도에 따른 누설유량을 나타낸 것이다. 회전속도가 증가함에 따라 누설유량이 증가하는 경향을 보이지만 $2500[\text{rpm}]$ 을 기점으로 누설유량이 감소하는 경향을 보인다. 이는 정압베어링의 동압효과에 의한 것으로 판단된다. 한편, 앞의 결과를 미루어 볼 때, 누설유량은 회전속도 보다는 공급압력의 영향을 많이 받는 것

로 판단된다. 이는 식(3)에서 나타나듯이 압력의 차이가 누설유량에 큰 영향을 미친다는 것을 실험을 통해 알 수 있었다.

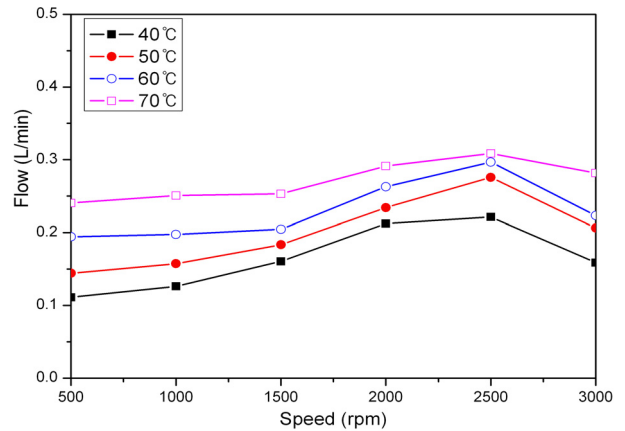


Fig. 6 Leak flow rate with operating speed (at $P_s=20[\text{MPa}]$)

4.3 압력-온도 변화에 따른 유막두께 분석

Fig. 7은 회전속도 $2000[\text{rpm}]$ 에서 공급압력에 따른 유막두께 변화를 보여주고 있다. 유막 두께는 본 실험에서 나온 데이터 값을 이용해 식(6)을 이용하여 유막두께를 나타내었다. 공급압력이 증가함에 따라 유막두께가 감소하고 있으며 고압으로 갈수록 기울기는 점점 완만해 지고 있음을 알 수 있다.

이는 고압으로 갈수록 공급압력과 리세스 부의 압력차가 감소하기 때문이며, 온도가 증가할수록 유막 두께가 감소하는 것을 알 수 있는데 이는 작동유의 점도가 저하되기 때문이다. 따라서 랜드 부의 유막 두께가 작아지기 때문에 사판과의 접촉 가능성이 커지므로 작동유의 적절한 온도유지가 요구된다.

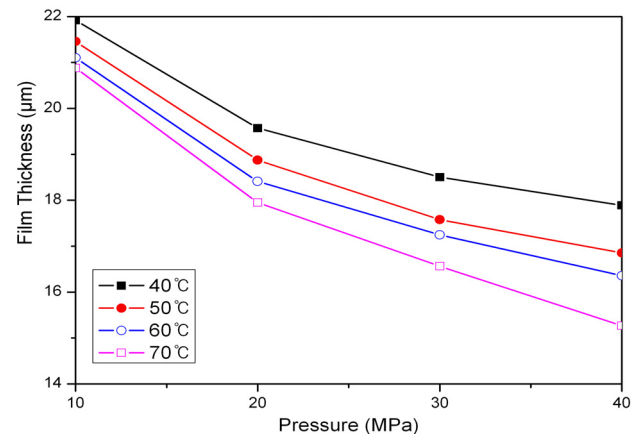


Fig. 7 Film thickness with oil temperature (at $N=2000[\text{rpm}]$)

4.4 속도변화에 따른 누설유량 특성분석

Fig. 8은 오일온도 50℃, 공급압력 20[MPa]에서 회전속도 변화에 따른 이론적 유막두께와 실험적 유막두께의 변화를 보여주고 있다. 이론적 유막두께는 회전속도가 증가함에 따라 유막두께도 함께 증가함이 나타난다. 반면 실험에 의한 유막두께는 유사한 경향으로 증가하다가 2500[rpm]이상에서 동압효과(dynamic effect)에 의해 누설유량이 감소하며, 유막두께 또한 감소하는 것으로 판단된다.

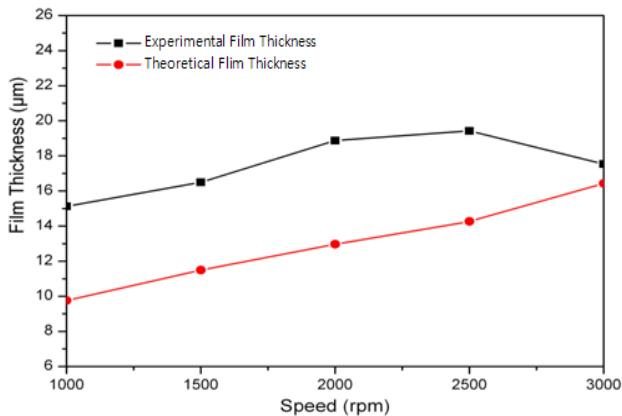


Fig. 8 Film thickness with operating speed (at $T = 50^{\circ}\text{C}$)

5. 결 론

본 연구에서는 피스톤 슈에 대한 여러 조건의 작동상태에서 실험을 통해 윤활상태를 규명하고 윤활 특성을 파악함으로써 성능향상을 도모하고자 했다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 작동유온도가 증가함에 따라 누설유량은 증가하고 유막두께는 감소하는데, 압력이 30[MPa]인 경우, 온도가 40℃에서 70℃로 증가할 때 누설유량은 34.2% 증가하고 유막두께는 10.5% 감소함을 알 수 있다.

2) 유막두께는 압력의 증가에 따라 감소한다. 온도가 50℃인 경우, 압력이 10[MPa]에서 40[MPa]로 증가하면 유막두께는 21.6[μm]에서 16.8[μm]로 22.2% 감소하는 것을 알 수 있다.

3) 작동유온도의 증가에 따라 렌드 부의 유막두께가 작아지기 때문에 사판과의 접촉 가능성이 커져 마모가 유발되므로 작동유의 적절한 온도유지가 요구된다.

참고문헌

1. D. S. Jang, 1997, "A Analysis on the Loss Mechanism", Daewoo Journal, Vol. 43, pp. 5-17.
2. Y. B. Lee, 2002, "A Study of Efficiency Characteristic of Hydraulic Piston Pump with Variable Hydrostatic Bearing Ratio" Hanbat National University, pp. 9-17.
3. Y. B. Ham, et al, 2001. "Dynamic Response Characteristics Evaluation of Hydrostatic Bearing in Hydraulic Piston Pump/Motor", Conf. of the KSME(B), pp. 116-120.
4. J. Y. Jung, et al, 2007, "A Study on Lubrication Characteristic of Slipper Hydrostatic Bearing in Hydraulic Piston Pump", Trans. of the KFPS, Vol. 4 No. 3, pp. 1-6.
5. Anthony Esposito, 2003, "Fluid Power with Applications", Sixth Edition, pp. 243-272.