

액셀 피스톤 펌프 · 모터의 피스톤 구면부 정압 윤활특성

박경민 · 김종기 · 오석형* · 송규근** · 정재연**

전북대학교 대학원
*군산대학교 기계공학부
**전북대학교 기계공학부

Hydrostatic Bearing Characteristics of Slipper in Piston Pump · Motor

Kyung-Min Park, Jong-Ki Kim, Seok-Hyung Oh*

Kyu-Keun Song** , Jae-Youn Jung**

Graduate School, Chonbuk National University,
*Department of Mechanical Engineering, Kunsan Nation University,
**Department of Mechanical Engineering, Chonbuk National University

Abstract - In the high pressure state, the leakage flow rate of hydraulics is one of serious problems and the great reason to decrease the volume efficiency. In this paper, I tried to clarify tribology characteristics for the slipper hydrostatic bearing in swash plate type axial piston pumps and motors by means of experiment . I measured the leakage flow rate between swash plate and piston shoe with change the supply pressure and oil temperature at a swash plate angle of 0° . And I also investigated the slipper pocket pressure and calculated oil film thickness for theoretical method. So. I have analyzed the tribology characteristics of hydrostatic bearing for leakage flow rate and oil film thickness with oil temperature and supply pressure.

Key words - slipper, land, hydrostatic bearing, pocket pressure,
leakage flow rate, film thickness

1. 서 론

유압 피스톤 펌프 · 모터에 있어서, 고성능 · 고출력화에 대한 끊임없는 요구에 따라 보다 가혹한 조건하에서 더욱 신뢰성 있는 운전을 가능하도록 하기 위한 많은 연구가 진행 되어왔다. 특히, 고속화에 따른 마찰과 고압화에 따른 누설에 대한 연구는 펌프의 성능에 있어 큰 영향을 미치기 때

문에 중요시 되어왔다.

이 중에서 사판식 피스톤 펌프에 있어 사판과 피스톤 slipper 부분에 대한 연구는 1958년에 시작하여[1] shoe와 피스톤 사이에서의 마찰은 물론 shoe의 마찰력과 관성력으로 인한 경사모멘트에 대한 연구[2]와 시동손실과 같은 실제적인 작용조건에 대한 유체 동적인 거동과 유막두께에 대한

이론적인 해석[3], pad 두께에 따른 공급 압력 변동에 대한 응력분포와 유한요소법(FEM)을 이용한 변형 해석과 간극으로부터의 누설유량 측정[4]은 물론 slipper 정압베어링의 작동특성에 대한 특성치를 알아보는 연구[5] 등이 진행되어 왔다.

사판식 피스톤 펌프·모터의 slipper 정압베어링의 구동에는 부하용량과 마찰 모멘트, 그리고 누설유량 등이 매우 중요하다. 이것들은 펌프의 효율에 직접적인 영향을 미치게 되며, 곧 이의 적절한 설계가 펌프 성능을 좌우하게 된다. 이에 본 논문에서는 사판식 액셀 피스톤 펌프·모터의 피스톤 구면부와 slipper 베어링부에서의 여러 조건에 대한 정적 평형상태에서의 윤활 상태를 규명하기 위해 사판각 0°의 사판 지지 장치와 회전하지 않는 실린더 블록 장치를 제작, 모델화하여 포켓압력은 물론, 공급 압력과 온도(점도) 변화에 따른 누설유량을 측정하고 유막두께를 구하여 이론 해석한 결과와 비교 검토함으로써 성능향상을 도모하고자 하였다.

2. 이론적 고찰

사판식 피스톤 펌프는 축의 회전과 동시에 실린더 블록이 회전하면서 높은 압력으로 작동유를 토출하게 된다. 이때 피스톤 shoe와 사판과의 접동으로 생기는 마찰을 줄이기 위한 윤활작용으로써 토출압력을 피스톤 내부 구멍을 통해 slipper 포켓으로 유도하게 되는데, 피스톤 slipper와 사판 사이에서는 유도된 포켓압력과 외부와의 압력차로 인하여 필연적인 오일 누설이 발생하게 된다. 여기서 누설유량과 유막두께는 공급되는 압력의 변동 및 그에 따른 포켓의 압력차, 피스톤 구면부 또는 slipper 부

분의 설계된 정압베어링의 구조, 또한 작동유의 온도에 따른 점도의 특성 등에 따라 변화하게 된다.

Fig. 1은 피스톤 구면부와 slipper 정압베어링의 형상을 보여주고 있고, Table 1은 사용된 피스톤과 slipper 정압베어링의 기본 제원을 나타내고 있다.

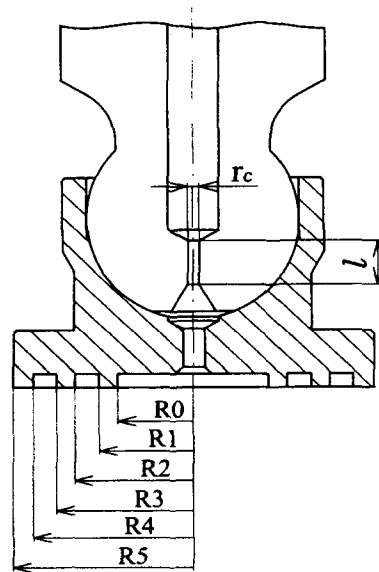


Fig.1 Configuration of piston ball & slipper bearing

Table 1 Dimension piston & slipper bearing

Diameter of piston	$d_k [cm]$	1.84
Inner radius of land	$R_0 [cm]$	0.525
Radius of land (1)	$R_1 [cm]$	0.655
Radius of land (2)	$R_2 [cm]$	0.835
Radius of land (3)	$R_3 [cm]$	0.975
Radius of land (4)	$R_4 [cm]$	1.11
Outer radius of land	$R_5 [cm]$	1.25
Radius of capillary tube	$r_c [cm]$	0.04
Length of capillary tube	$l [cm]$	0.322

피스톤 slipper는 포켓 반경 R_0 내의 p_0 와 land부의 압력으로 부하를 지지하게 되는데 이때 부하용량 W 와 slipper 랜드부의 간극으로부터 유출되는 유량 Q_{out} 은 포켓 압력 p_0 에 따라 좌우된다. 피스톤에 작용하는 힘은 slipper 포켓 및 랜드부에 형성되는 반력과 힘의 평형을 이루고 있으며 베어링 전체의 부하용량을 W , 각 포켓에서의 부하용량을 각각 W_1, W_2, W_3 라고 할 때 $W = W_1 + W_2 + W_3$ 로 된다. Fig. 2는 각 랜드부에서의 압력분포를 나타내고 있다.

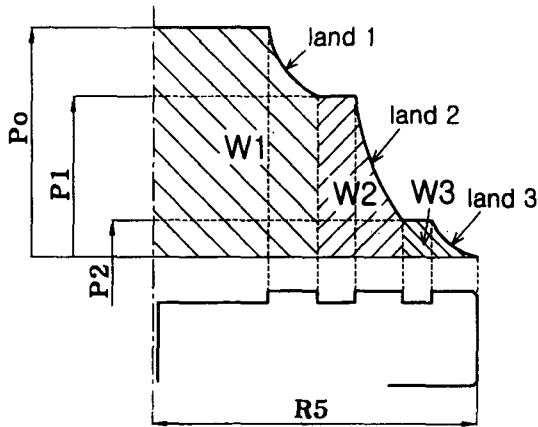


Fig. 2 Pressure distribution of pocket and each land

각각의 부하용량을 구하면 다음과 같다

$$W_1 = \frac{\pi(R_1^2 - R_0^2)}{2 \ln(R_1/R_0)} (p_0 - p_1) + \pi R_1^2 p_1 \quad (1a)$$

$$W_2 = \frac{\pi(R_3^2 - R_2^2)}{2 \ln(R_3/R_2)} (p_1 - p_2) + \pi(R_3^2 p_2 - R_2^2 p_1) \quad (1b)$$

$$W_3 = \frac{\pi(R_5^2 - R_4^2)}{2 \ln(R_5/R_4)} p_2 - \pi R_3^2 p_2 \quad (1c)$$

따라서

$$W = W_1 + W_2 + W_3$$

$$= \frac{\pi}{2} \left\{ \frac{(R_1^2 - R_0^2)}{\ln(R_1/R_0)} (p_1 - p_0) + \frac{(R_3^2 - R_2^2)}{\ln(R_3/R_2)} (p_2 - p_1) + \frac{(R_5^2 - R_4^2)}{\ln(R_5/R_4)} p_2 \right\} \quad (2)$$

한편, 각 랜드부를 통과하는 누설유량은 모두 같으므로, 평행 원판 간극을 통과할 때의 운동방정식으로부터 각 랜드에서의 압력 p_1, p_2 가 포켓압력 p_0 와 다음과 같은 관계가 성립함을 알 수 있다.

$$p_1 = \frac{\ln(R_1/R_0) + \ln(R_3/R_2)}{\ln(R_1/R_0) + \ln(R_3/R_2) + \ln(R_5/R_4)} p_0 \quad (3a)$$

$$p_2 = \frac{\ln(R_5/R_4)}{\ln(R_1/R_0) + \ln(R_3/R_2) + \ln(R_5/R_4)} p_0 \quad (3b)$$

한편, 피스톤에 작용하는 하중 W_0 는

$$W_0 = \frac{\pi d_k^2}{4} p_s \quad (4)$$

로 나타낼 수 있는데, 만약 slipper와 사판 사이에 일정한 두께의 윤활막으로 유지하고 있다면, $W = W_0$ 로부터 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$p_0 = \left[2 \left[\frac{0.3(R_1^2 - R_0^2)}{\ln(R_1/R_0)} + 1.4R_1^2 + \frac{0.54(R_3^2 - R_2^2)}{\ln(R_3/R_2)} + 2(0.16R_3^2 - 0.7R_2^2) + \frac{0.16}{\ln(R_5/R_4)} (R_5^2 - R_4^2) - 2R_3^2 \ln(R_5/R_4) \right] \right]^{-1} \cdot d_k^2 \cdot p_s \quad (5)$$

단, p_3 는 대기압으로 하고, 사판과 피스톤 shoe는 강제라고 가정하였다.

사판과 shoe 사이의 간극으로 유출되는 작동유의 흐름은 평행 원판간의 미소 간극 h 에서의 흐름으로 생각할 수 있으므로, 유출되는 유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{out} = \frac{\pi h^3}{6\mu \ln(R_1 - R_0)} p_0 \quad (6)$$

공급되는 압유가 모세관 교축을 통해 포켓 내로 유입되는 유량 Q_{in} 는 원관 내 층류 유동으로 해석하여 Hagen - Poiseuille의 식을 적용할 수 있다.

$$Q_{in} = \frac{1}{C_m} \frac{\pi r_c^4}{8\mu} \frac{p_s - p_0}{l} \quad (7)$$

여기서, C_m 은 모세관 교축의 길이가 그리 길지 않은 경우의 Poiseuille 유량계수이며, 다음과 같은 실험식으로 나타낼 수 있다.

$$C_m = 1 + 0.036 Re \frac{d}{l} \quad (8)$$

Re 는 레이놀드 수이고, 반경 r_c 의 교축을 통과하는 유량은 다음 식과 같다

$$Q = \pi v r_c^2 \quad (9)$$

식(7)과 식(9)의 관계로부터

$$Q_c = \left[12.056 v^2 \pi^2 l^2 + 0.868 \frac{\pi^2 r_c^4}{\rho} (p_s - p_0) \right]^{\frac{1}{2}} - 3.472 v \pi l \quad (10)$$

또한 압력차로 모세관을 통해 포켓 내로 유입되는 유량 Q_{in} 은 결국 피스톤 램드부를 통해 유출되는 누설유량 Q_{out} 과 같으므로 식(6), 식(11)으로부터 유막두께 h (단, $i=0,2,4, j=1,3,5, n=0,1,2$)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h = \left[\frac{3\mu \ln(R_i/R_j)}{\pi(p_n - p_{n+1})} \left\{ 48.225 v^2 \pi^2 l^2 + 3.472 \frac{\pi^2 r_c^4}{\rho} (p_s - p_0) \right\}^{\frac{1}{2}} - 6.944 v \pi l \right]^{\frac{1}{3}} \quad (11)$$

3. 실험장치 및 방법

Fig. 3은 실험장치에 대한 회로도를 보여주고 있으며, Fig. 4는 실제 실험장치 모습을 보여주고 있다.

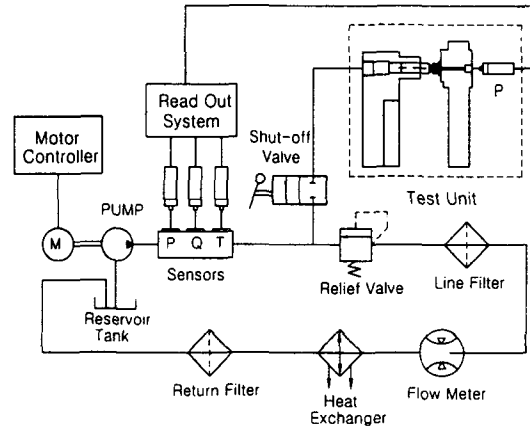


Fig. 3 Design of experiment circuit

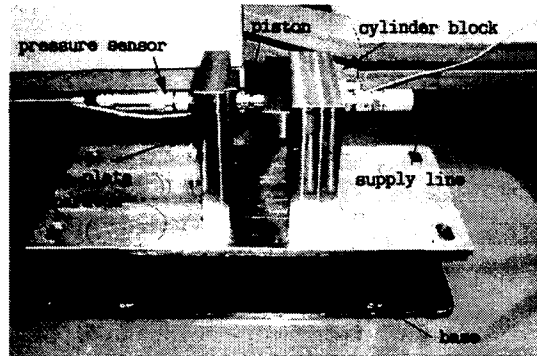


Fig. 4 Picture of experiment apparatus

오일탱크로부터 흡입된 작동유는 AC Servo Motor로 구동되는 사축식 피스톤 펌프를 거쳐 Relief valve에 의해 요구하는 압력을 유지한 다음, 열교환기, Oil Filter 등을 거쳐 오일 탱크로 귀환되어 진다. 실험장치로의 유량 공급은 고압용 Shut-off valve를 이용하였으며, 토출측에 Hydro - Turbine식 센서를 부착하여 압력, 유량, 온도를 측정하였다. Relief valve는 실험장치

와 병렬로 연결하여 공급 압력을 무부하에서 25MPa까지 변화시켰다. 실험 온도를 일정하게 유지하기 위해서 수냉식 열교환기를 설치하였으며, 작동유의 불순물 혼입을 방지하고자 탱크내의 펌프 흡입구는 물론 탱크로의 귀환부분에 Oil Filter를 각각 설치하였다.

피스톤은 실제 사판식 유압 펌프·모터에 사용되고 있는 70cc/rev 급의 선진국 펌프의 것을 이용하였고, 실린더 블록은 실린더와 피스톤 사이의 간극을 10~15 μ m 정도가 되도록 정밀 제작 설치하였다. 사판은 사판각이 0° 인 조건에서 표면조도 $R_a 0.4$ 이하로 설계 제작하였다.

작동유는 ISO VG 46을 사용하였으며, 실험은 무부하에서 30분 이상, 토출압력 10 MPa에서 5분 이상 길들이기 운전을 한 후 실시하였고, 온도조절은 허용치 ± 2 °C의 Solenoid valve와 열교환기를 이용하였으며, 압력은 Relief valve로 Read out display를 보면서 셋팅하였다. 피스톤 펌프로부터의 공급유량은 50 l/min로 고정하였으며, 포켓 압력은 사판 후방부에 설치한 압력센서를 이용하여 측정하였고, 사판과 피스톤 slipper 사이에서의 누설유량은 메스실린더를 이용하여 측정하였다.

4. 실험결과 및 고찰

1. 포켓압력

Fig. 5는 온도 50°C에서 공급압력에 대한 이론 및 실험 포켓압력의 변화를 나타내고 있으며, 점선은 공급압력과 포켓압력이 같을 때를 나타내고 있다. 이론 및 실험 포켓압력 모두 공급압력의 증가에 따라 거의 일정한 비율로 선형적으로 저하되는 것을 알 수 있으나 이론 포켓압력이 실험 포켓

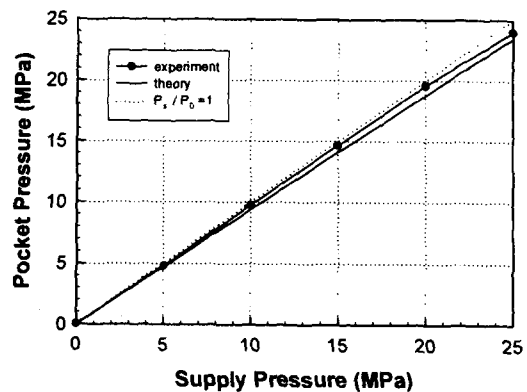


Fig 5. Comparison of pocket pressure with supply pressure (at t=50°C)

압력에 비해 다소 큰 비율로 저하되는 것을 확인할 수 있다. 이는 이론 해석시 slipper가 강체라고 가정한 것에 비해 실제는 slipper 자체에 변형이 발생하기 때문으로 생각된다. 또한, 전체적으로는 공급압력과 포켓압력의 차이가 매우 미미하여 문헌(4)에서 언급한 랜드가 하나인 경우의 누설유량에 비해 상대적으로 누설유량이 작을 것임을 예측할 수 있는데, 이는 본 실험에서 사용한 slipper가 여러 개의 랜드를 가진 구조로서 포켓 압력이 랜드부를 통과할 때 labyrinth 효과에 의한 충돌 손실 등으로 더 많은 압력손실이 발생함으로써 나타나는 현상으로 판단된다.

2. 누설유량

2-1 온도의 영향

Fig. 6은 온도변화에 따른 누설유량의 변화를 보여 주고 있다. 그림에서 온도증가에 따라 누설유량이 증가하는 경향을 보이고 있는데, 이는 온도의 증가는 점도를 저하시키기 때문인 것으로 판단된다.

따라서 압력이 25MPa 일 때 온도가 30°C에서 60°C로 두 배 증가하면, 누설유량은 4.3 cm^3/s 에서 9.5 cm^3/s 로 1.2배 증가함을

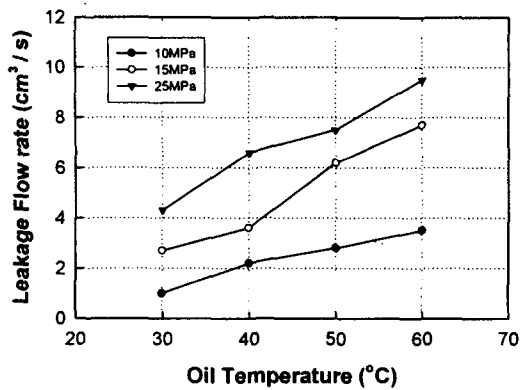


Fig. 6 Variation of leakage flow rate with oil temperature

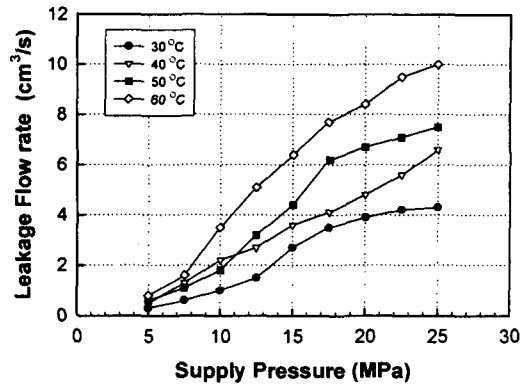


Fig. 7 Leakage flow rate with supply pressure

확인할 수 있다. 한편, 누설유량의 증가 기울기가 선형적이지 않는 이유는 온도 증가에 따른 점도저하율이 선형적이지 않기 때문으로 판단되며, 전체적으로 고온에서 누설유량의 증가율이 완만해지는 이유는 점도저하에 따른 유막두께의 감소 및 피스톤 구와 slipper의 구면 베어링부의 재질 차이에 의한 열팽창 차이로 slipper의 랜드부가 사판 쪽으로 밀어 붙어짐에 따라 유막두께가 더욱 작아지기 때문으로 생각된다.

2-2 공급압력의 영향

Fig. 7은 공급압력의 변화에 따른 누설유량의 변화를 보여주고 있다. 공급압력이 증가함에 따라 누설유량이 증가하는 경향을 나타내고 있으며, 온도가 50°C인 경우, 공급압력이 5MPa에서 25MPa로 5배 증가할 때 누설유량은 $0.6 \text{ cm}^3/\text{s}$ 에서 $7.5 \text{ cm}^3/\text{s}$ 로 12.5배 증가하는 것으로 나타나고 있다. 이것은 공급압력의 증가로 포켓압력이 증가하여 결국 slipper 랜드부의 압력차가 증가하기 때문으로 판단된다. 한편, 공급압력이 17.5 MPa 이상인 경우는 누설유량의 증가 기울기가 완만하게 되는 것을 볼 수 있는데, 이것은 공급압력이 고압인 경우 slipper 랜드

부의 미세한 탄성변형에 의해 부하능력이 감소하여 유막두께가 더욱 작아지기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 8은 온도 50°C에서 공급압력에 따른 이론 및 실험 누설유량의 비교를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 실험값이 이론값에 비해 낮은 값을 나타내고 있으며, 고압으로 갈수록 그 차가 커짐을 볼 수 있는데, 이는 고압조건에서는 실제 slipper의 변형 등에 의해 유막두께가 변동되기 때문으로 판단된다.

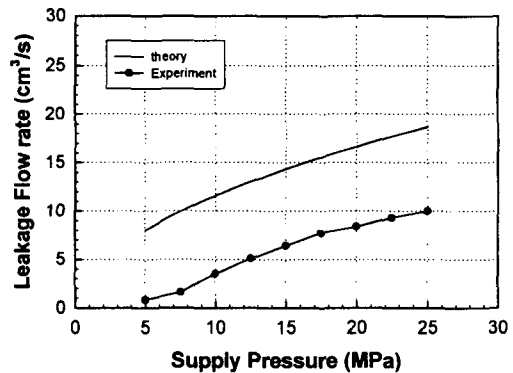


Fig. 8 Comparison of leakage flow rate with supply pressure (at t=60°C)

3. 유막두께

3.1 온도의 영향

Fig. 9는 온도변화에 따른 유막두께의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 온도가 증가함에 따라 점도저하에 의해 유막두께는 거의 선형적으로 감소함을 알 수 있는데, 압력이 25MPa인 경우, 온도가 30°C에서 60°C로 두 배 증가할 때 유막두께는 42 μ m에서 28 μ m으로 30%정도 감소하였다. 따라서 고온조건에서는 상대슬라이딩부의 유막두께가 작아지기 때문에 고체접촉의 가능성이 커지므로 적절한 작동유의 온도 조절이 요구됨을 확인할 수 있었다.

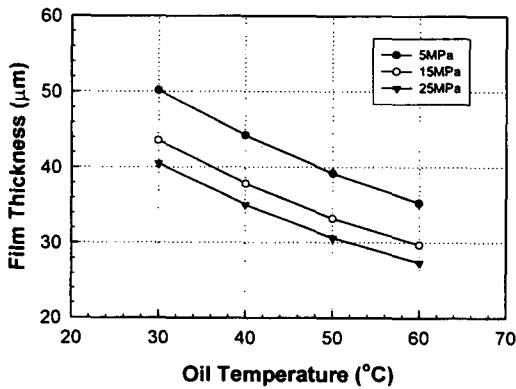


Fig. 9 Variation of oil film thickness with oil temperature

Fig. 10은 온도변화에 따른 이론 및 실험 유막두께의 비교를 나타내었다. 이론값과 실험값이 다소 차이를 보이고 있지만, 거의 같은 경향으로 감소되고 있음을 확인할 수 있다.

3-2 공급압력의 영향

Fig. 11은 공급압력에 따른 유막두께의 변화를 보여주고 있다. 공급압력이 증가함에 따라 유막두께가 감소하고 있으며, 고압으로 갈수록 그 기울기의 감소경향이 점점 완만

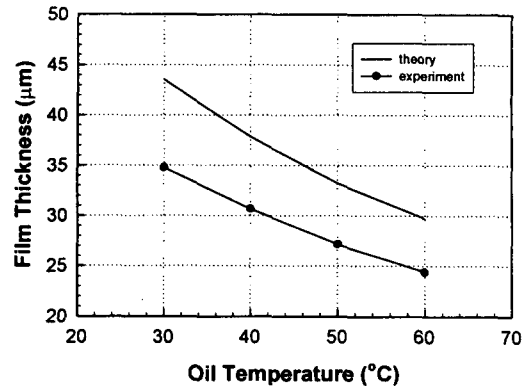


Fig. 10 Comparison of oil film thickness with oil temperature

해지고 있음을 알 수 있다. 이는 식(13)에서 공급압력의 증가에 따른 포켓압력의 증가율에 비해 공급압력과 포켓압력 차의 증가율이 상대적으로 작기 때문인 것을 생각된다.

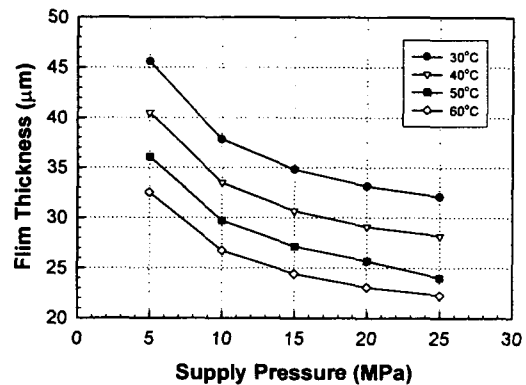


Fig. 11 Variation of oil film thickness with supply pressure

Fig. 12는 공급압력에 따른 이론 및 실험 유막두께의 비교를 나타내었다. 실험값이 이론값에 비해 전체적으로 낮은 경향을 나타내고 있으며, 저압에서 고압으로 갈수록 그 차가 커지고 있음을 알 수 있다. 이는 앞에서 언급한 누설유량의 차이에서와 마찬가지로 고압으로 갈수록 실제 slipper의

랜드부가 고압조건에 따른 열팽창 등의 요인 등에 의해 변형을 하기 때문으로 판단된다.

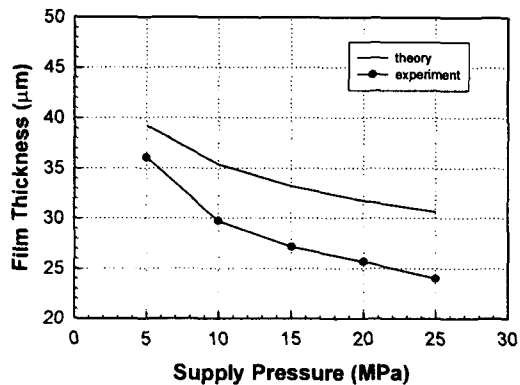


Fig. 12 Comparison of oil film thickness with supply pressure (at T=50°C)

5. 결 론

이상과 같이 사판식 유압 피스톤 펌프·모터의 slipper 정압 베어링부에서 이론 및 실험을 통해 누설유량과 유막두께 특성을 살펴본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) Slipper의 포켓압력은 공급압력에 따라 선형적으로 증가함을 알 수 있었고, slipper가 여러개의 랜드부를 갖는 경우 labyrinth 효과에 의해 공급압력과 포켓압력의 차이가 현저히 감소함을 알 수 있었다.
- 2) Slipper와 사판 사이의 누설유량은 온도가 증가함에 따라 증가하는데, 압력이 25MPa인 경우, 온도가 30°C에서 60°C로 두 배 증가할 때 누설유량은 4.3 cm³/s에서 9.5 cm³/s로 1.2배 증가함을 확인할 수 있었다.
- 3) Slipper와 사판 사이의 누설유량은 압력이 증가함에 따라 증가하지만, 20MPa 이상의 고압조건에서 그 기울기가 완만해짐을 확인할 수 있었으며, 이는 고압조건에서

slipper 랜드부의 변형 등에 의해 유막두께가 더욱 작아지기 때문으로 판단된다. 한편, 온도 60°C, 압력 25MPa 조건에서 최대 누설유량이 10 cm³/s정도임을 확인할 수 있었다.

- 4) Slipper와 사판사이의 유막두께는 온도 및 압력이 증가함에 따라 감소함을 확인하였고, 온도 30~60°C, 압력 5~25MPa 조건에서 23~50μm정도임을 확인할 수 있었다.

참 고 문 헌

1. D.E. Turnbull, N.A. Shute : A preliminary investigation of the characteristics of hydrostatic slipper bearing. Brit. Hydromech. Res. Ass. (B.H.R.A) Research Report R.R. 610 (Dec. 1958)
2. A. Crook. M.J. Fischer : An investigation into the dynamic behaviour of hydrostatic slipper bearings. Brit. Hydromech. Res. Ass. (B.H.R.A) Research Report R.R. 1023 (Oct. 1960)
3. N. IBOSHI and A. YAMAGUCHI : Characteristics of a Slipper Bearing for Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors (1st Report, Theoretical Analysis), Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 210, 1982, pp.1921~1930
4. 小林俊一, 池谷光榮 : 斜板式 アキシアルピストンモータ内のピストン球面・スリッパ軸受部の弾性静壓潤滑 (第1報, 理論解析), 油壓と空気壓, 第21卷, 第6号, 1990, pp.78~84
5. 矢部 實, 久保愛三 : 斜板式油壓ポンプ・モータのスリッパ軸受の作動特性に関する基礎的研究 (第1報, 軸受作動基礎特性), 日本機械工學會論文集(C編), 63卷 608号, 1997, pp.1350~1356