

정유압 슬라이퍼 베어링에 대한 설계 문제 고찰

Investigation into design problems of hydrostatic slipper bearings for variable speed axial piston pumps

홍 예 선
Y. S. Hong

1. 서 론

종래에 서보밸브로 제어되던 Electro-hydraulic actuator는 동적인 응답속도는 빠르지만 고정 유량 펌프를 사용하여 일정 압력으로 오일을 공급하면 시스템 전체의 효율이 38%를 넘을 수 없는 단점이 있다. 이러한 이유로 항공분야에서는 일찍이 서보밸브를 사용하지 않고 유압 펌프의 회전속도를 직접 조절하여 유압실린더의 위치를 제어하는 소위 Electro-hydrostatic actuator(이하 EHA로 약칭)가 개발되어 이미 사용화 단계에 진입하였다. 높은 작동 압력에서도 90%이상의 효율을 보장하는 사판식 피스톤 펌프는 EHA용 펌프로서 많은 장점을 제공한다. 다만, EHA용 펌프가 유압 실린더의 위치 제어 과정에서 급격한 가감속, 정지, 방향 전환 등의 동작을 반복할 때 슬라이퍼, 피스톤, 밸브 플레이트가 고체 마찰을 포함하는 혼합 윤활 상태에서 빈번하게 작동하게 되는 것은 일반적인 펌프 설계 조건에서는 고려되지 않은 것이다. 만일 유체 윤활이 보장되는 일정 속도 범위에서만 동작하도록 설계된 펌프를 EHA에 사용한다면 마찰 손실의 증가와 더불어 윤활 부품의 마모에 의한 수명 단축 가능성을 배제할 수 없다. 이러한 이유로 EHA용 펌프의 설계에 있어서는 유체 윤활 영역 외에도 고체 마찰을 포함하는 혼합 윤활 영역에서 주요 상대 운동 요소들의 마찰손실과 누설 손실, 마모에 의한 수명 단축을 어떻게 해결할 것인지를 분석하고 대처해야 한다.

본 해설에서는 특히 EHA에 사용되는 사판식 피스톤 펌프의 슬라이퍼를 설계하려면 어떤 점을 고려해야 하는 지에 대해 선행 연구 자료들을 참고하여 설명하고자 한다.

2. 슬라이퍼 베어링의 특성을 표현하는 수학적식들

경사판과 접촉하는 슬라이퍼는 Fig. 1과 같이 3자유도 볼 조인트(ball & socket joint)에 의해 피스톤과

연결된다. 정압식 슬라이퍼 베어링은 입구 교축 저항(inlet throttle), 리세스(recess), 랜드(land)로 구성되고, 슬라이퍼 밑면과 경사판 사이에 형성되는 틈새가 출구 교축 저항(outlet throttle)의 역할을 한다. 슬라이퍼 밑면에 형성되는 압력에 의해 발생하는 부양력은 다음과 같이 유도될 수 있다.

입구 교축 저항을 직경 d_o , 길이 ℓ_o 의 층류관으로 가정하면 통과 유량은

$$Q_m = \frac{(p_c - p_r) \pi d_o^4}{128 \eta \ell_o C_m} \quad (1)$$

이고, 여기서 p_c = 실린더 압력, p_r = 리세스 압력, η = 오일 점도, C_m = 보정계수이다. 위 식에서 보정계수가 필요한 이유는 일반적으로 입구 교축 저항의 길이가 층류를 형성할 만큼 충분히 길지 않으므로 Hagen-Poiseuille 식의 결과와 정확히 일치하지 않기 때문이다.

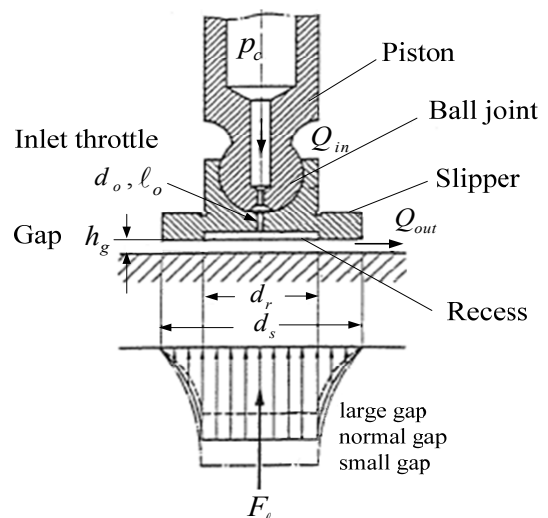


Fig. 1 Basic structure of slipper bearing[1]

슬라이퍼가 경사판과 평행할 이를 경우 틈새를 통해 빠져나가는 유량 Q_{out} 은

$$Q_{out} = \frac{(p_r - p_d)\pi h_g^3}{6\eta \ln(d_s/d_r)} = \frac{p_r \pi h_g^3}{6\eta \ln(d_s/d_r)} \quad (2)$$

이다. 여기서 h_g = 틈새, d_s = 슬리퍼 외경, d_r = 리세스 직경, p_d = 드레인 압력 이다. Q_{in} 과 Q_{out} 이 같으므로 (1)식과 (2)식으로부터 리세스 압력을 구하면

$$p_r = \frac{p_c \frac{d_o^4}{128l_o}}{\frac{d_o^4}{128l_o} + \frac{h_g^3}{6 \ln(d_s/d_r)}} = \frac{p_c}{1 + \frac{1}{6 \ln(d_s/d_r)} \frac{128l_o}{d_o^4} h_g^3} \quad (3)$$

이다. (2)식을 이용하여 틈새 내 반경 r 에서의 압력 p 를 구하면

$$p = p_r - \frac{6\eta Q_{out}}{\pi h_g^3} \ln(r/r_r) \quad (\text{if } \frac{d_r}{2} \leq r \leq \frac{d_s}{2})$$

$$p = p_r \quad (\text{if } 0 \leq r \leq \frac{d_r}{2}) \quad (4)$$

이다. 여기서 $r_r = d_r/2$ = 리세스 반경이다.

(4)식의 압력을 슬리퍼 바닥면에 대해 적분하면 아래와 같이 부양력 F_ℓ 이 구해진다. 즉,

$$F_\ell = \frac{\pi p_r}{8} \frac{d_s^2 - d_r^2}{\ln(d_s/d_r)} \quad (5)$$

한편, 피스톤에 작용하는 압력에 의해 슬리퍼가 받는 수직력은 Fig. 2에 도시된 바와 같이

$$F_n = \frac{\pi d_p^2 p_c}{4 \cos \gamma} \quad (6)$$

이다. 여기서 γ = 경사판 각도, d_p = 피스톤 직경이다.

평형계수는 슬리퍼에 작용하는 수직력에 대한 유체 부양력의 비로 정의된다. 즉,

$$B = \frac{F_\ell}{F_n} = \frac{1}{2} \frac{p_r (d_s^2 - d_r^2) \cos \gamma}{p_c d_p^2 \ln(d_s/d_r)}$$

$$= \frac{(d_s^2 - d_r^2) \cos \gamma}{2 d_p^2 \ln(d_s/d_r)} \left[1 + \frac{1}{6 \ln(d_s/d_r)} \frac{128 l_o}{d_o^4} h_g^3 \right]^{-1} \quad (7)$$

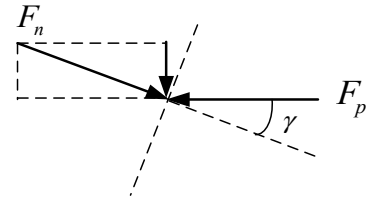
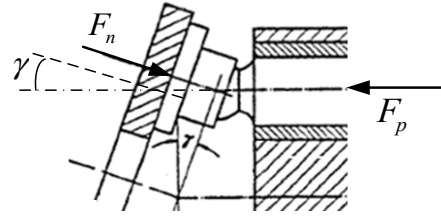


Fig. 2 Force equilibrium on slipper

입구 교축 저항이 없는 슬리퍼의 경우에는 다음과 같이 단순화될 수 있다.

$$B = \frac{F_\ell}{F_n} = \frac{1}{2} \frac{p_c (d_s^2 - d_r^2) \cos \gamma}{p_c d_p^2 \ln(d_s/d_r)}$$

$$= \frac{(d_s^2 - d_r^2) \cos \gamma}{2 d_p^2 \ln(d_s/d_r)} \quad (8)$$

외력에 의해 슬리퍼가 경사판에 대해 기울어지면 슬리퍼 밑면의 압력 분포는 Fig. 3과 같이 틈새가 작아지는 부분은 압력이 상승하고 틈새가 커지는 부분은 압력이 감소한다. 이로 인해 부양력의 크기가 변하고, 부양력의 작용점이 편심되면서 기울기를 줄이는 방향으로 복원 모멘트가 발생된다. 슬리퍼에 발생하는 부양력 F_ℓ 과 복원 모멘트 M_t 는 틸트 각과 슬리퍼 중심의 틈새 높이에 따라 변화되므로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F_\ell = \frac{\pi p_r}{8} \frac{d_s^2 - d_r^2}{\ln(d_s/d_r)} C_f, \quad M_t = p_r d_s^2 C_m \quad (9)$$

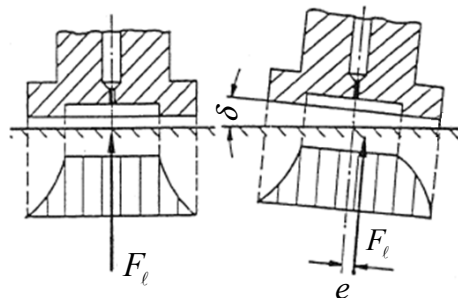


Fig. 3 Tilting moment of slipper to recover upright position[1]

여기서 보정계수 C_f 와 C_m 은 슬리퍼의 리세스 직경비(d_1/d_s)를 비롯하여 슬리퍼에 추가된 보조 ring의 형태에 따라서 달라지므로 실험이나 수치해석을 통해서 구해질 수 있다. 복원모멘트는 기본적으로 리세스 압력과 슬리퍼 외경의 제곱에 비례한다.

3. 선행 연구 사례 분석

슬리퍼 정압 베어링의 평형계수, 리세스 형상, 볼 조인트의 마찰력, 랜드 홈 (groove)의 형상, 오일 점도, 사판의 경사각 등이 슬리퍼 정압 베어링의 마찰손실, 누설 손실에 미치는 영향에 대해서는 많은 연구가 수행되어 왔다.

Boeinghoff[1]는 기동조건까지 포함하는 속도 영역에서 부하압력, 경사각, 평형계수, 볼 조인트 마찰, 슬리퍼 형상 등이 슬리퍼의 마찰손실과 누설 손실에 미치는 영향을 폭 넓게 비교, 분석하였다. 이 논문의 연구 결과에 의하면, 경계마찰 영역에서 슬리퍼의 마찰손실을 줄이려면 볼 조인트 마찰력을 낮추고, 정압 베어링의 평형계수를 높이거나, 오일의 점도를 높여야 한다. 그리고 리세스 직경비는 수평 복원 능력 강화를 위해 작게 하는 것이 유리하다. 그러나 유체 윤활 영역에서 높은 오일 점도와 낮은 리세스 직경비는 점성 마찰을 증가시키고 높은 평형계수는 누설을 증가시키는 역효과가 있다.

Bergada[2]는 일정한 폭의 슬리퍼 랜드에 홈을 파면 슬리퍼의 틸트를 억제하는 효과가 있으나 저속에서는 미미하다는 것을 확인하였고 S. Kobayashi 등 [3]은 10rpm 이하의 저속에서 볼 조인트의 마찰력이 작을수록 슬리퍼의 기울기 진폭이 줄어들어 고체 마찰이 방지되며 누설 손실이 작아지는 것을 입증하였는데 이것은 Boeinghoff의 연구 결과와 일치한다.

Manring[4]은 볼 조인트 소켓의 형상에 따라 슬리퍼 밑면이 변형되는 정도가 달라지고 이로 인해 슬리퍼와 경사판과의 유효 틈새가 변하여 누설 손실이 달라질 수 있음을 정지 상태의 슬리퍼에 대해 관찰하였다. 이러한 이유로 소형 펌프의 슬리퍼는 왜 특별히 기계적인 변형이 작도록 제작되는 지를 이해할 수 있다.

그리고 별개의 논문에서 슬리퍼가 경사판과 평행을 이루고 틈새가 일정하다는 전제 조건 하에서 리세스의 깊이와 리세스 반경비에 따라 정압 베어링에 발생하는 누설 유량, 부양력, 마찰손실, 복원 모멘트가 어떻게 변하는 지를 계산할 수 있는 이론적인 수

식들을 유도하여 리세스의 깊이와 리세스 반경비를 선정하는 기준들을 도출하였으나, 경계마찰 영역에서 슬리퍼에 발생하는 현상을 규명하는 것과는 직접적인 관련이 없다[5].

볼 조인트의 마찰력, 볼 조인트에 작용하는 피스톤에 작용하는 힘, 슬리퍼의 원심력과 마찰력 등은 슬리퍼가 경사판에 대해 기울어지도록 틸트 커플(couple)로 작용한다. Hooke[6]은 슬리퍼 베어링의 평형계수 및 입구 오리피스 크기에 따라서 슬리퍼에 작용하는 틸트 커플이 슬리퍼의 기울기, 중심 틈새에 미치는 영향이 어떻게 달라지는 가를 1,000 rpm의 회전속도에서 실험적으로 규명하였다. 그 외에도 슬리퍼 바닥면의 편평도가 슬리퍼의 누설 및 마찰 손실에 미치는 영향을 분석하였다[7].

이와 같이 기존 연구 사례들 중에서 Boeinghoff의 연구 외에는 피스톤 펌프가 정지 상태에서 정격회전 속도까지의 속도 영역에서 동작해야 하는 조건을 고려하지 않았다.

4. EHA용 슬리퍼 베어링의 주요 설계 변수

본 해설에서 Boeinghoff의 논문을 비롯한 선행 연구 결과들을 바탕으로 EHA용 슬리퍼 베어링의 설계 변수들이 저속에서 펌프의 마찰손실과 누설손실에 미치는 영향들을 종합하면 다음과 같다.

4.1 평형계수 및 입구 오리피스의 크기

사판식 피스톤 펌프의 피스톤 슈, 또는 슬리퍼는 경사판 위에서 정압 베어링에 의해 부양되어 경사판과 접촉하지 않고 회전하도록 설계된다. 일반적으로, 1,000rpm 이상의 일정한 정격회전속도에서 작동하는 펌프의 슬리퍼 베어링은 피스톤이 슬리퍼를 경사판에 누르는 수직력보다 정압베어링의 정적인 부양력(hydrostatic lift force)이 작도록 설계하고 그 차이는 유체윤활 영역에서 추가로 발생하는 동적인 부양력(hydrodynamic lift force)에 의해 지지되도록 한다.

이것은 유체윤활 영역에서 정압베어링의 과도한 부양력에 의해 슬리퍼와 경사판 사이의 틈새가 지나치게 많이 벌어짐으로써 누설 유량이 증가하는 것을 방지하기 위한 것이다. 그 결과, 슬리퍼의 정압 베어링으로 공급되는 유량이 자연히 제한되므로 대형 펌프를 제외하면 정압 베어링에 입구 오리피스를 사용하지 않아도 되는 이점이 있다.

그러나 EHA용 펌프에서는 저속 회전 시에 충분한

동적 부양력이 슬리퍼에 발생되지 못하므로 평형계수를 1보다 크게 하거나, 작아도 근소하게 작도록 설계해야 한다. 평형계수를 1보다 크게 할 경우에는 평형계수는 식(7)과 같이 입구 오리피스 크기에 의해서 영향을 받는다. 그리고 입구 오리피스는 앞에서 설명한대로 펌프의 회전속도가 높아질 때 슬리퍼의 부양 틈새가 과다하게 증가할 수 있으므로 입구 누설 유량을 제한하는 역할도 한다.

그리고 슬리퍼가 외력에 의해 틸트되기 쉬우므로 리세스의 폭과 외경을 가급적 크게 해서 정적인 복원 모멘트를 증가시켜야 한다. 이것은 저속에서의 누설을 줄이는데 매우 중요하다. 그러나 고속에서는 점성마찰이 증가하는 부작용도 따른다. 중 소형 펌프의 경우에는 입구 오리피스를 사용하면 그 직경이 너무 작아서 스트레이너만으로 여과된 오일 내 오염 물질에 의해 막힐 가능성이 있으므로 Fig. 4와 같은 형태의 capillary 튜브를 슬리퍼 밑면에 적용하면 슬리퍼 틈새가 증가할 때 오염물질이 빠져나가는 세정 효과를 얻을 수 있다[1].

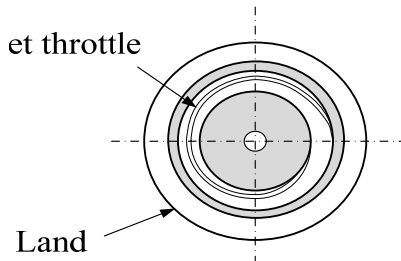


Fig. 4 Slipper pad with variable inlet throttle

평형계수를 1보다 작게 할 경우에는 저속에서 슬리퍼가 경사판과 항상 접촉하므로 누설 유량을 제한하기 위한 입구 오리피스를 생략할 수 있으나 슬리퍼의 기울기가 과다하지 않도록 슬리퍼 외경을 가급적 크게 하면서, 슬리퍼 밑면에 보조 링을 사용하고 볼 조인트의 마찰을 최소화해야 한다.

4.2 볼 조인트의 마찰

유체 윤활 영역에서 작동하는 펌프의 피스톤은 실린더 내에서 축 회전이 가능할 만큼 윤활이 잘되므로 별도의 정압 베어링을 이용하여 볼 조인트의 마찰을 특별히 줄이지 않더라도 슬리퍼가 경사판 위에서 기울어져 회전할 가능성이 매우 낮다. 만일 이와 같이 평형계수가 1보다 작고, 볼 조인트의 마찰을 최소화하지 않은 펌프를 EHA에 사용하여 속도 제어를 하게 되면 슬리퍼에 충분한 동적 부양력이 발생되지

않는 저속 회전 영역에서는 슬리퍼가 경사판과 접촉하는 경계윤활 상태가 형성된다. 이 때 슬리퍼는 경사판에 대하여 기울어지게 되는데 그 이유는 기본적으로 슬리퍼가 경사판과 접촉하며 회전하는 상태에서는 슬리퍼와 경사판의 접촉점은 Fig. 5와 같이 기구학적 구속 조건을 충족시키는 슬리퍼 밑면의 한쪽 모서리에 놓인다[1]. 그림에서 반원의 점선 궤적은 슬리퍼가 경사판과 접촉하는 혼합 윤활 속도 조건에서 슬리퍼와 경사판의 접촉 궤적이다.

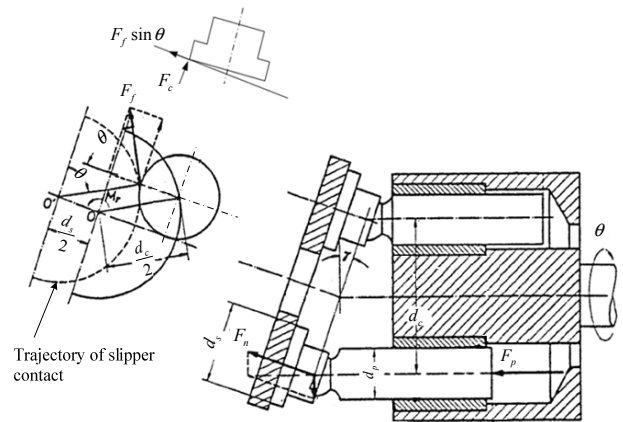


Fig. 5 Solid contact trajectory of slipper pad with swash plate under mixed lubrication condition[1]

이때 피스톤의 마찰력과 볼 조인트의 마찰력 중 어느 쪽이 크냐에 따라서 피스톤이 실린더 안에서 축 회전을 하거나 슬리퍼가 3자유도 회전 운동을 해야 하는데, 어느 경우든 슬리퍼가 기울어져 경사판과의 마찰력이 슬리퍼의 모서리에 작용해야 슬리퍼에 회전 모멘트를 발생시킬 수 있다. 이때 슬리퍼의 기울기각은 경사판, 볼 조인트, 피스톤의 마찰계수에 따라 달라지고 기울기각이 크면 정압 베어링의 누설이 증가한다. 밑면의 모서리가 경사판과 접촉하며 회전하는 슬리퍼는 자체 마모뿐만 아니라 펌프의 마찰 손실을 크게 증가시키게 된다.

따라서 EHA용 펌프의 슬리퍼가 저속에서 기울어지는 정도를 최소화 하려면 기본적으로 볼 조인트의 마찰이 작아야 한다. 볼 조인트의 마찰을 줄이는 방법에는 Fig. 6과 같이 소켓 내부에 리세스를 가공하여 정압 베어링의 기능을 발휘하도록 하는 방법과 볼의 표면을 개질하는 방법이 있다. Fig. 6에서 리세스의 형상을 결정하는 각도 α_2, α_3 에 따라서 부양력의 크기는 다음과 같이 결정된다[1].

$$F_b = \frac{\pi r_b^2 (\cos^2 \alpha_2 - \cos^2 \alpha_3)}{2 \ln(\cos \alpha_2 / \cos \alpha_3)} p_c \quad (10)$$

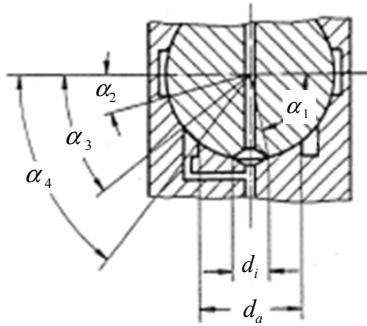


Fig. 6 Hydrostatically balanced ball joint[1]

Fig. 7은 볼 조인트에 60%의 수직력을 흡수하는 정압 베어링을 적용하여 마찰 모멘트를 줄였을 때 저속영역에서 슬리퍼의 마찰 토크가 크게 감소하는 것을 보여준다[1].

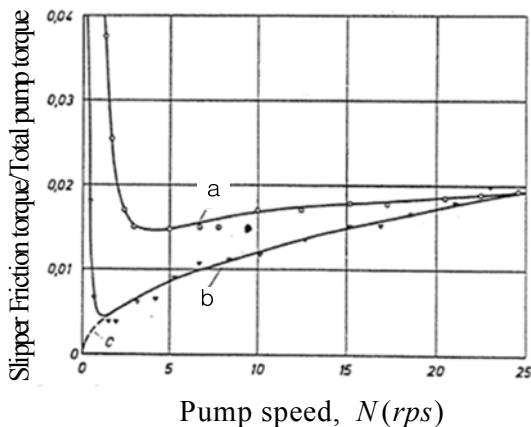


Fig. 7 Influence of ball joint friction on shaft torque to overcome slipper friction (a; w/o hydrostat. bearing, b; hydrostat. bearing integrated) [1]

S. Kobayashi 등[3]은 볼의 표면 조도, 소켓의 공차 등이 볼 조인트의 마찰에 미치는 영향을 비교하는 한편, 볼의 표면 처리 조건에 따라서 볼 조인트의 마찰과 슬리퍼 베어링의 누설이 얼마나 감소되는 지를 비교하였다. 중요한 결론은 볼 조인트에 작용하는 피스톤 압력이 증가할수록 마찰계수가 감소하며, 볼 표면에 질화층이나 TiC, 또는 TiN과 같은 경질 박막층을 입히면 Fig. 8과 같이 표면 경도가 높을수록 마찰 계수가 오히려 증가한다는 것이다. 이것은 단단한 볼과 상대적으로 연질인 소켓

사이에 adhesive friction이 발생하거나 마모되는 소켓 측의 digging resistance가 증가하기 때문이다. 단, 다공성 표면 경화 처리는 오일의 윤활막 형성을 촉진하기 때문에 표면처리를 전혀 안 했을 때에 비해 마찰계수를 다소 감소시켰다. 이해 반해 볼 표면에 PTFE나 Pb-Sn과 같은 연질 박막 코팅을 하면 Fig. 9와 같이 낮은 피스톤 압력에서 마찰계수가 30%이상 감소하였다.

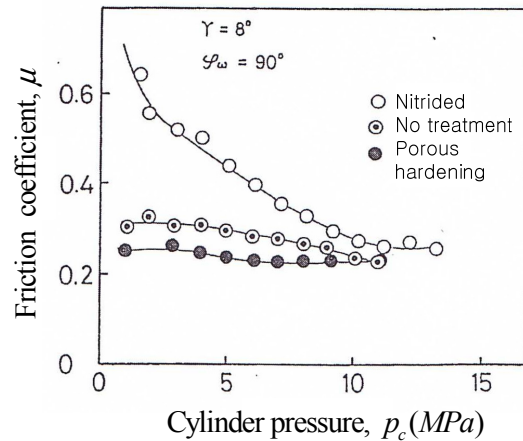


Fig. 8 Comparison of friction coeff. of ball joint coated with hard materials[3]

마찰계수 감소 효과가 가장 큰 PTFE를 사용하여 볼 조인트의 마찰을 줄이면 혼합 윤활 영역에서 슬리퍼 베어링의 누설도 Fig. 10과 같이 30%까지 줄어들었다.

그리고 소켓의 공차도 5~15 μm의 범위에서는 공차가 클수록 마찰이 작게 나타났다.

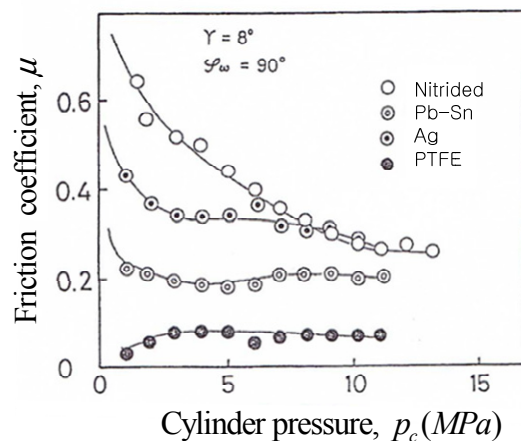


Fig. 9 Comparison of friction coeff. of ball joint coated with soft materials[3]

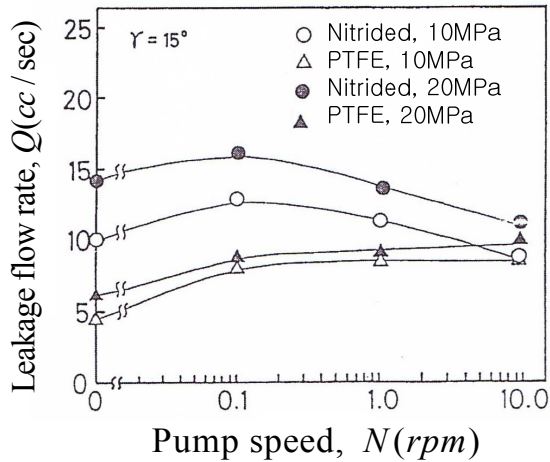


Fig. 10 Influence of ball joint friction on slipper bearing leakage[3]

4.3 보조 링과 흡의 응용

소형 펌프에서는 슬리퍼의 밑면에 보조 링을 거의 사용하지 않으나 대형 펌프에서는 슬리퍼의 틸트각을 최소화하기 위해 보조 링을 적극적으로 사용한다. EHA용 펌프의 관점에서 보면 저속 영역에서 슬리퍼의 틸트각을 줄이려면 슬리퍼 랜드에 흡을 형성하는 것은 필요하지 않으나 보조 링의 응용은 필요하다. Fig. 11은 평형계수가 1보다 작은 슬리퍼에 보조 링을 적용하면 마찰 토크가 어떻게 변하는지를 보여준다[1].

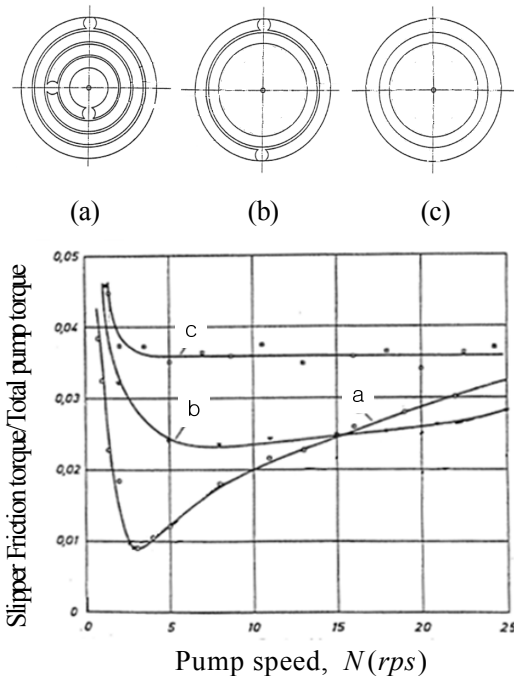


Fig. 11 Influence of auxiliary rings on slipper friction[1]

내부 보조 링이 있는 슬리퍼 a는 180rpm 부근에서 유체 윤활이 시작되면서 혼합 윤활 마찰력이 가장 낮은 반면에 외부 링만 있는 슬리퍼 c는 420rpm 부근에서 유체 윤활이 시작되기는 하나 슬리퍼 a에 비해 슬리퍼의 틸트 각이 더 크기 때문에 혼합 윤활 마찰력이 더 크다. 보조 링을 전혀 사용하지 않는 슬리퍼 c는 240rpm부터 유체 윤활이 시작되기는 하나 슬리퍼가 경사판에 대해 평행을 이루는 능력이 부족하여 혼합 윤활 영역이 1,500rpm 이상으로 넓게 나타난다. 결론적으로 보조 링은 저속에서 슬리퍼의 틸트 현상을 방지하는 효과가 있는 반면, 고속 영역에서는 점성 유체마찰을 증가시킨다.

4.4 경사판의 마찰 계수

슬리퍼의 평형계수를 1보다 크게 하여 저속에서도 유체 필름에 의해 경사판과 항상 분리되도록 하더라도 100rpm이하의 속도에서는 피스톤이 하사점에 있을 때 피스톤의 마찰력이 매우 크기 때문에 슬리퍼가 경사판과 고체마찰을 하는 회전 구간이 앞의 그림과 같이 발생된다. 이때에는 경사판보다 연한 재질로 제작되는 슬리퍼에 마모가 발생되므로 경사판의 표면조도를 낮추거나 윤활성이 좋은 코팅막을 경사판에 입힘으로써 슬리퍼의 마모와 마찰계수를 줄이는 것이 필요하다.

Fig. 12는 선행 연구 사례[9]에서 밸브 플레이트와 접촉하는 실린더 블록의 밑면에 CrSiN, 또는 CrZrN의 박막을 Table 1과 같은 조건으로 코팅하였을 때 마찰계수가 얼마나 감소하는 지를 보여준다. 질화처리된 한 조건에서는 실린더 압력이 증가할수록 마찰계수도 증가하였으나, CrSiN, 또는 CrZrN의 박막을 코팅하였을 때에는 마찰계수가 감소하는 것과 동시에 실린더 압력에 의해서도 영향을 거의 받지 않았다. 참고로 CrZrN 박막의 경도는 TiN 박막의 경도보다 약 30% 정도 더 높고 무급유 윤활 성능이 더 좋게 나타나는 것으로 알려져 있다.

Table 1 Conditions for hard coated cylinder barrel

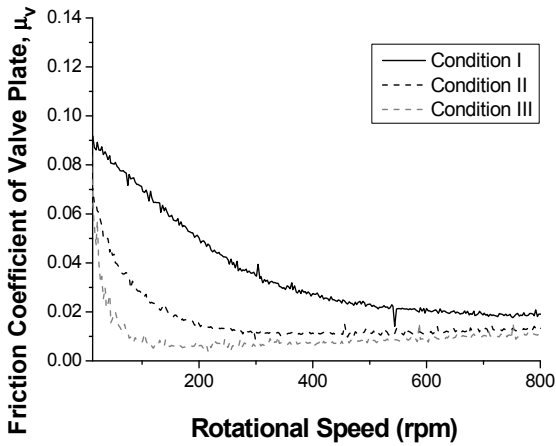
Test conditions		I	II	III
Cylinder barrel	Material & surface treatment	AISI 4340, nitrided	AISI 4340, nitrided & CrSiN coated	AISI 4340, nitrided & CrZrN coated
	Hv	614.5	2218	2958
	Ra(mm) before test	0.114	0.083	0.086
Valve plate	Material	bronze	bronze	bronze
	Hv	123.5	123.5	123.5
	Ra(mm) before test	0.068	0.073	0.078

5. 결 론

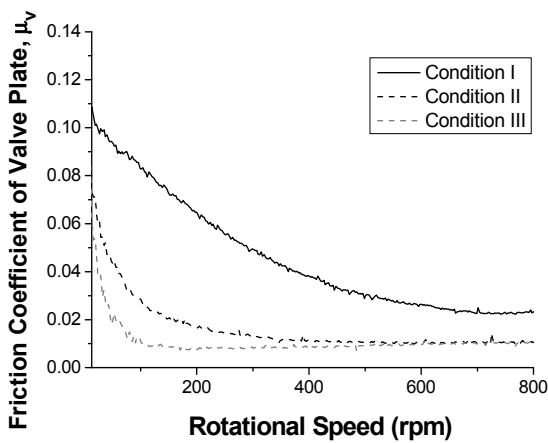
본 EHA에 고정 용량형 사판식 피스톤 펌프를 사용하여 속도제어를 하려면 고속뿐만 아니라 저속에서도 슬리퍼의 윤활이 원활하도록 개선해야 한다. 그러기 위해서는 슬리퍼의 평형계수를 높여 저속에서 정압베어링의 부양력을 증가시키되, 누설 유량을 제한하기 위한 입구 오리피스스의 적절한 설계가 필요하고, 슬리퍼 랜드에 보조 링을 사용하여 슬리퍼의 기울어짐에 대한 자체 복원 능력을 높이며, 동시에 볼 조인트의 마찰력을 최소화해야 한다. 한편, 이런 조치에도 불구하고 고체 마찰이 불가피한 속도 구간에서는 슬리퍼의 마모와 마찰 손실이 감소하도록 경사판의 고체 마찰 특성을 개선하는 보완이 필요하다.

참고 문헌

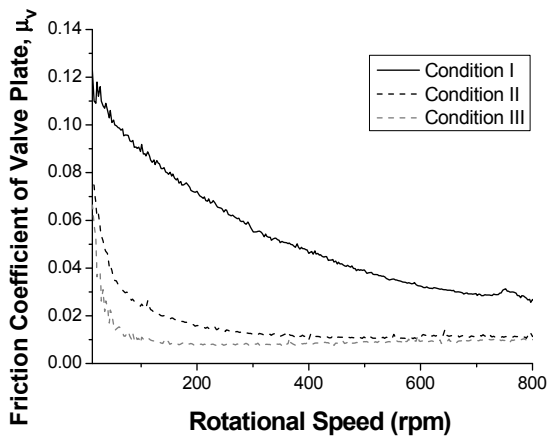
- 1) Böinghoff, O., "Untersuchen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen", VDI-Forschungsheft, VDI-Verlag, Düsseldorf, vol. 584, 1977
- 2) Bergada, J.M., Watton, J. & Haynes, J.M., "The hydrostatic/hydrodynamic behavior of an axial piston pump slipper with multiple lands", *Meccanica*, 2010, vol. 45, pp585-602
- 3) Kobayashi S., Hirose M., Hatsue J. & Ikeya M., "Friction characteristics of a ball joint in the swash plate type axial piston motor", *Proc. 8th international symposium on fluid power*, 1987, pp 565-592
- 4) Manring, N.D., Wray, C.L. & Dong, Z., "Experimental Studies on the Performance of Slipper Bearings Within Axial-Piston Pumps", *J. of Tribology*, 2004, vol. 126, pp511-518
- 5) Johnson, R.E. & Manring, N.D., "Translating circular trust bearings", *J. Fluid Mech.*, 2005, vol.530, pp197-212
- 6) Koc, E & Hooke, C.J., "Investigation into the effects of orifice size, offset and overclamp ratio on the lubrication of slipper bearings", *Tribology International*, 1996, vol. 29, No. 4, pp299-305
- 7) Hooke, C.J & Kakoullis, Y.P., "The lubrication of slippers on axial piston pumps", 5th



(a) Load pressure=100bar



(b) Load pressure=200bar



(c) Load pressure=300bar

Fig. 12 Reduction of friction coeff. of cylinder barrel by PVD hard coating[9]

경질 박막 대신에 연질 박막을 코팅한다면 마찰계수를 더 낮출 수 있을 것으로 예측되나, 슬리퍼가 주로 경사판에 대해 모서리로 접촉하는 것을 고려하면 코팅 박막의 손상이 쉽게 발생될 것으로 우려된다.

international fluid power symposium, Sept.1978, pp 13-26

- 8) Hooke, C.J. & Kakoullis, Y.P., “ The effects of centrifugal load and ball friction on the lubrication of slippers in axial piston pumps”, 6th international fluid power symposium, April 1981, pp 179-191
- 9) Hong, Y.S. & Lee, S.Y., “A comparative study of Cr-X-N(X=Zr, Si) coatings for the improvement of the low-speed torque efficiency of a hydraulic piston pump”, Metals & Materials International, 2008, vol. 14, No. 1, pp33-40

[저자 소개]

홍예선

E-mail : yshong@kau.ac.kr

Tel : 02 300 0287

1986년 독일 Aachen공대기계공학부 박사과정 졸업. 1981년~2000년 8월 한국과학기술연구원 근무.

2000년 9월~현재 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부 재직. 현재 Electro hydrostatic Actuator 용 사판식 피스톤펌프의 피스톤 슈 설계에 대한 연구를 수행 중. 대한기계학회, 한국정밀공학회, 유공압건설기계학회, 항공우주시스템학회 회원, 공학박사

