

레이디얼 피스톤 펌프의 효율 특성 연구

장윤석 · 천세민* · 임윤철**

연세대학교 대학원 기계공학과
*삼성 엔지니어링
**연세대학교 기계전자공학부

A Characteristic Study of Efficiency in Radial Piston Pump

Yoon-Seok Jang, Se-Min Chun* and Yoon-Chul Rhim**

Dept. of Mechanical Eng. Graduate School, Yonsei Univ.

*Samsung Engineering

**School of Electrical and Mechanical Eng. Yonsei Univ.

Abstract – Pump which is the fundamental device in the hydraulic system affects on overall system performance to a great deal. Such problems as leakage and solid friction loss become important in field applications, especially for the case of operation under high pressure and at high speed. So the research on this kind of subjects is necessary to improve the performance of hydraulic devices. A high pressure radial piston pump is analyzed here, which has a stationary cylinder block. It pumps hydraulic fluid by letting camring push a piston in a cylinder. Fluid leaks between the piston and cylinder so that it deteriorates the pump efficiency. Furthermore, the piston happens to touch the cylinder wall to increase the friction loss and wear. In this research, by means of FDM, volumetric, mechanical and overall efficiencies are observed by varying several design parameters and operation conditions. Design values or their trends are presented to improve these efficiencies.

Key words – high pressure radial piston pump, solid friction, FDM, volumetric, mechanical and overall efficiency.

1. 서 론

레이디얼 피스톤 펌프에서 성능에 가장 큰 영향을 미치는 요소로는 피스톤과 실린더 사이에서 발생하는 마찰과 누유, 그리고 흡입과 토출을 담당하는 체크밸브의 성능 등을 들 수 있다. 특히, 얇은 간극 및 고속, 고압의 운전조건 등은 피스톤과 실린더 사이의 마찰을 심화시키고, 결국 피스톤과 실린더가 늘어붙게 되는 Hydraulic lock 현상을 일으켜 펌프의 수명을 단축시키는 주요 원인이 된다. 이에 대해 Blackburn[1], Sweeney[2] 등은 Hydraulic lock의 원인으로 생각되어 온 측력과 피스톤, 실린더 형상과의 관계에 대한 연구를 수행한 바 있다. 측력의 감소를 위해서는 피스톤 상에 Groove를 가공하는 방법이 사용되고 있으나[3] 본 연구에서는 왕복운동하는 피스톤과 실

린더 사이의 측력을 윤활의 관점에서 고려하고 캠링의 회전속도와 토출부 압력의 비가 효율에 미치는 영향을 살펴보고자 하였다. 여러 인자들을 변화시켜가며 펌프의 용적효율과 기계효율, 그리고 전효율의 변화를 살펴보았다. 고압의 운전조건을 고려하여 피스톤과 실린더 사이의 마찰계수는 무윤활 영역과 경계 윤활 영역 사이의 값으로 가정하였으며[4] 유압유의 점도에 대한 압력의 영향과[5] 피스톤의 변위에 따른 실린더 내 유압유의 압력증가과정을 수치해석상에 포함시켰다.

2. 이론해석

2-1. 피스톤 거동에 대한 분석

Fig. 1에서 O, O', e, R, r은 각각 캠링의 회전중심,

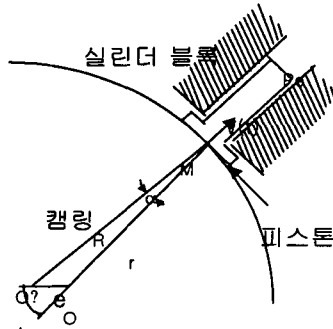


Fig. 1. Configuration of piston and camring.

캠링의 도심, 캠링의 편심량, 캠링의 반지름과 캠링의 회전중심으로부터 피스톤과의 접촉점까지의 거리를 나타낸다. 그리고 ωt 는 피스톤의 하사점을 기준으로 한 캠링의 회전각도, α 는 $\angle OMO$ 를 나타낸다. 피스톤이 압축방향으로의 속도, 즉 M점이 실린더 내부를 향하는 속도를 구하면

$$v(t) = \frac{dr}{dt} = e\omega \cdot \sin \omega t \quad (1)$$

이며, 따라서 실린더 내부에 존재하는 피스톤의 길이는 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$L(t) = L_0 - e \cos \omega t \quad (2)$$

여기서 L_0 는 하사점과 상사점의 중간위치에서 실린더 내의 피스톤 길이를 의미한다. 또한 피스톤과 실린더 사이의 간극은 아래 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$h(x, \theta) = C + \left(E + T \left(1 - \frac{2x}{L} \right) \right) \cos \theta \quad (3)$$

여기서 피스톤은 테이퍼가 지지 않은 것으로 가정하였으며 C, E, T는 각각 반경방향틈새, 피스톤 편심량, 그리고 틸팅의 정도를 나타낸다. Fig. 2에 편심량과 틸팅의 정의를 나타내었으며 θ 는 피스톤과 실린더 사이의 간극에서 원주방향의 좌표를 나타낸다.

2.2. 손실 및 효율분석

해석영역에서 발생하는 손실은 크게 간극을 통한 누유손실(V)과 마찰손실로 나눌 수 있으며, 마찰손실에는 피스톤과 실린더 간극에서 유압유를 전단시키기 위해 발생하는 손실(W)과 피스톤과 실린더간의 직접접촉에 의해 일어나는 고체마찰손실(W_s)이 포

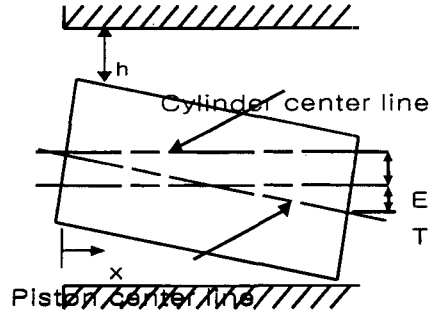


Fig. 2. Definition of T and E.

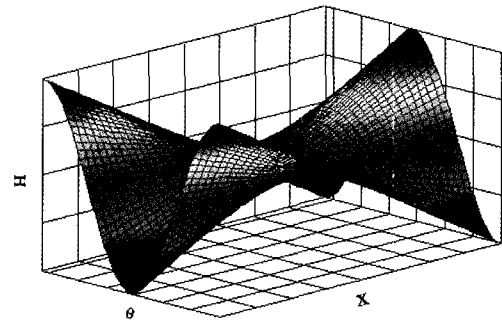


Fig. 3. Shape of oil film between the piston and cylinder.

함된다. 기계효율을 구하기 위해 피스톤을 전진시키는데 필요한 동력(W_i)을 분석해 보면 식 (4)와 같다.

$$W_i = W_p + W_s + W_f \quad (4)$$

(W_p : 토출부와 캠링부의 압력차를 이기고 피스톤을 전진시키는데 필요한 동력)
따라서 기계효율 η_m 은

$$\eta_m = \frac{W_i - W_s - W_f}{W_i} \times 100 \quad (\%)$$

이며 만일 W_f 를 무시할 수 있다면

$$\eta_m = \frac{W_i - W_s}{W_i} \times 100 \quad (5)$$

와 같이 나타낼 수 있다.

또한 용적효율 η_v 는 system의 이론적인 배제용적을 V_{th} 라 했을 때,

$$\eta_v = \frac{W_{th} - W_t}{W_{th}} \times 100 \quad (\%) \quad (6)$$

로 나타낼 수 있으며 V_{th} 는 실린더 단면적 \times 행정길

이 $(\pi R_s^2 \times 2e)$ 로 나타낼 수 있다.

2.3. 누유량, 축력 및 마찰손실 계산

피스톤과 실린더 사이의 좁은 간극을 통한 유체흐름은 유체동압 베어링의 경우와 매우 흡사하므로 레이놀즈 식을 적용함으로써 적절히 해석될 수 있다. 압력에 의한 점도의 변화를 고려하고 피스톤의 원주방향으로의 회전과 스쿠즈 효과를 무시하면 무차원화된 레이놀즈 식은 아래와 같이 표현할 수 있다[5].

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P^*}{\partial X} \right) + \lambda^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P^*}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X} \tag{7}$$

이 식에서 사용된 무차원변수는 다음과 같이 정의된다.

$$H = \frac{C}{h}, \quad X = \frac{x}{e}, \quad \lambda = \frac{e}{R_s}, \quad \Lambda = \frac{6\mu V e}{C^2 p_o}, \quad P^* = \frac{P - P_o}{p_o}$$

$$p^* = \frac{1 - \exp(\xi p)}{\xi}$$

ξ : pressure-viscosity-coeff. of the lubricant dependent on temperature. m^2/N

누유량(Q_x)과 축력(F_x), 축력의 작용점(X_f)은 각각 식(8)~(10)을 이용하여 구한다.

$$Q_x = \frac{12\mu e q_x}{C^3 R_s p_o} \tag{8}$$

$$F_x = \frac{f_x}{p_o R_s e}$$

$$\int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{t}{e}} (P-1) \cos\theta dX d\theta \tag{9}$$

$$X_f = \frac{\int \int X \cdot (P-1) \cos\theta d\theta dX}{\int \int (P-1) \cos\theta d\theta dX} \tag{10}$$

2.4. 유압유의 압축성에 대한 고려

토출행정에서 유압유는 피스톤의 변위가 증가함에 따라 밀폐된 공간에서 압력이 상승된다. 일정압력 이상이 되면 비로소 토출밸브(체크밸브)를 통해 실린더

외부로 토출된다. 이때의 압력상승 과정은 유압유의 Bulk modulus(K)를 사용하여 나타낼 수 있으며 피스톤과 실린더로 둘러싸인 영역의 경우, 간극을 통해 누유가 발생하므로 이의 고려가 필요하다. 식 (11)은 압축되는 과정에서 유압유의 상승압력을 구하는 식을 나타낸 것이다.

$$P_2 - P_1 = K \cdot \ln \frac{V_1 - V_1}{V_2} \tag{11}$$

2.5. Force Balance 해석

2.5.1 작용력 분석

Fig 4에서와 같이 토출행정 중에 피스톤에 작용하는 힘을 분석해 보면 캠링에 의해 피스톤에 전달되는 힘(F_t), 토출부에 형성된 유압에 의해 피스톤에 작용하는 힘(F_p), 피스톤 원주방향으로 형성된 압력 불평형에 의해 피스톤에 작용하는 축력(F_x), 피스톤과 실린더의 접촉에 의해 생성되는 수직항력(F_a , F_b)과 이로 인한 고체마찰력, ($\mu_s F_a$, $\mu_s F_b$) 등으로 구분될 수 있다[6][7]. 이 중 F_x 의 작용점은 캠링의 회전에 따라 계속적으로 변하지만 F_p 는 피스톤과 실린더 사이의 간극이 매우 작기 때문에 항상 피스톤과 실린더의 중심에 작용한다고 생각할 수 있다. 따라서 F_p 에 의한 모멘트 성분은 무시할 수 있다.

이 외에도 피스톤이 운동하면서 간극의 유압유를 전단시키기 위해 필요한 전단력과 캠링과 피스톤 접촉점 사이의 마찰력 등이 있으나 이것은 다른 힘들에 비해 매우 작기 때문에 무시한다.

위의 분석은 Fig. 4의 a와 b지점에서 접촉이 일어난다는 가정이 전제되어 있으므로 F_a 와 F_b 는 음의 수가 될 수 없으며 축력이 존재한다면 F_x 는 0이 될 수 없기 때문에 힘과 모멘트 평형에 의해 각 성분들을 구했을 때 $F_a \geq 0$, $F_b > 0$ 을 만족시켜야 하며 평형식은 다음과 같다.

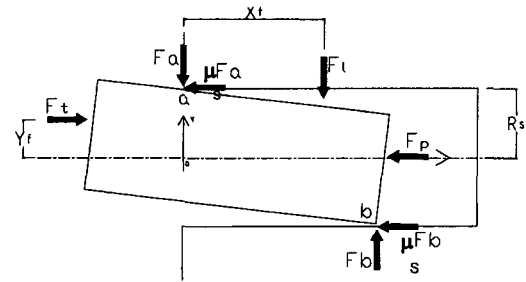


Fig. 4. Force balance analysis.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= F_t - F_p - \mu_s F_a - \mu_s F_b = \mu_p \ddot{x} \\ \sum F_y &= F_b - F_a - F_t = m_p \ddot{y} \approx 0 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \sum M_o &= F_b \times L + \mu_s F_a \times R_s - F_t \times Y_f - F_t \times X_f - \mu_s F_b \times R_s \\ &= I_p \ddot{\alpha} \approx 0 \end{aligned}$$

위의 성분들 중 축력은 피스톤의 기울어짐과 편심량에 따라 레이놀즈 식으로부터 압력분포를 구한 후 적분하여 얻는다. 결국 미지성분은 F_a , F_b , F_t 이며 이들을 구하면 기계효율은 식 (5)를 이용하여 구할 수 있다. 이 때 계산에 사용되는 각 성분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W_t &= F_t \times I_b \\ W_s &= \mu_s (F_a + F_b) \times U_b \end{aligned} \quad (13)$$

2.5.2 캠링과 피스톤 접촉점의 변화

캠링에 의해 피스톤에 작용하는 힘 F_t 는 피스톤으로 하여금 기울어짐을 일으키게 하는 주요 성분이 된다. F_t 는 토출행정 동안 그 작용점이 계속 변하는데 그 관계는 기하학적으로 구할 수 있다. 피스톤의 헤드와 캠링의 편심정도에 비해 충분히 크다면 피스톤의 중심선으로부터 힘의 작용점까지의 거리는 캠링의 회전중심과 도심사이의 수직거리와 일치함을 알 수 있으며 다음 식으로 표현될 수 있다.

$$Y_f = e \sin \omega t \quad (14)$$

Fig. 5는 캠링각도가 각각 0°, 45°, 90°, 135°일 때 어느 지점에서 캠링과 피스톤의 헤드가 접촉하는지를 보여준다.

3. 수치해석

모델링된 해석영역은 시간에 따라 크기, 속도 등 여러 조건들이 변하는 형태로서 비정상상태의 문제로 해석할 경우 매우 복잡해지며 해를 얻는데도 많은 시간과 노력을 요하게 된다. 따라서 해석의 용이함을 위해 준정상상태로 가정하여 수치해석을 수행했다. 즉, 피스톤이 하사점에서 상사점까지 도달하는 동안을 여러 단계로 구분하고 각각의 단계를 정상상태에 다다른 것으로 가정하여 식 (7)을 차별화하여 ADI방법과 SOR방법을 적용했다[8]. F_a 와 F_b 에 대한 조건을 만족시켜주기 위해 적절한 T와 E를 찾는 과

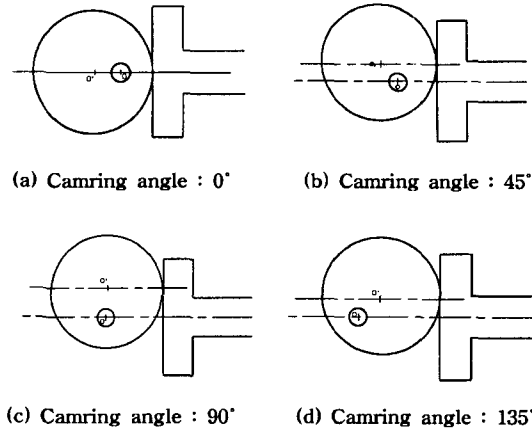


Fig. 5. Contact point variation between camring and piston.

정을 수치해석에 포함시켜 주었으며 피스톤에 의해 압축되는 동안 토출부의 압력상승 양상을 보기 위해 아래와 같이 3단계로 누유량을 근사적으로 예측하는 과정을 삽입시켰으며 그 과정은 다음과 같다.

1 단계. 피스톤이 $\frac{\Delta X}{2}$ 만큼 전진했을 때의 토출부 압력상승을 식 (11)을 이용하여 구하고 이를 경계조건으로 피스톤 주변압력분포를 구하며 이로부터 누유량 $Q_{\Delta X}$ 를 계산한다.

2 단계. ΔX 만큼 전진하는 동안 걸리는 시간 Δt 와 $Q_{\Delta X}$ 를 곱하여 Δt 동안 간극을 통해 손실되리라 생각되는 평균 누유량 V_t 를 계산한다.

3 단계. 피스톤이 ΔX 만큼 전진했을 때의 압력상승을 식 (11)을 이용하여 구하고 이를 새 경계조건으로 하여 피스톤의 주변압력분포를 구한다.

위의 과정은 ΔX 가 작을수록 실제의 압력상승을 보다 효과적으로 나타낼 수 있다. 수치해석의 결과로 구해진 압력분포에서 음수값으로 나타나는 부분은 모두 0으로 처리했는데 이는 Half Sommerfeld Condition을 적용한 것이다.

접촉이 일어나는 한계는 $h_{min} = 10^{-5}C$ 로 설정하였으며[6], 또한 F_a 와 F_b 에 대한 조건을 충족시키는 과정에서 기울어짐이 0까지 줄어들 경우에는 힘평형을 만족시키지 않더라도 반복계산을 중지하였다.

4. 결과 및 고찰

피스톤의 전진에 따른 실린더 내부에 삽입된 피스톤 주변 압력분포의 변화는 Fig. 6과 같았다.

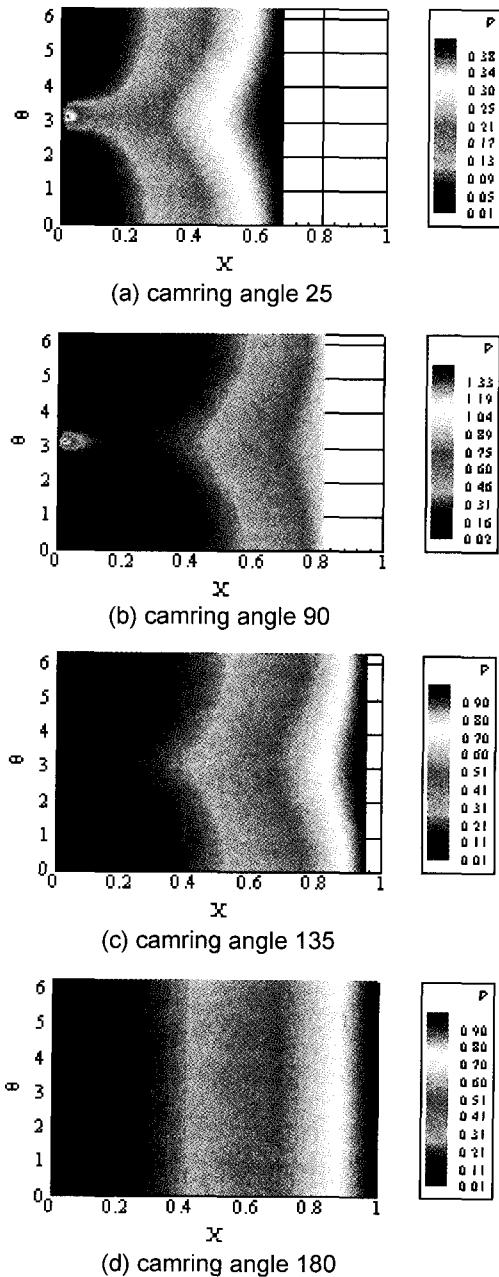


Fig. 6. Distribution of oil film pressure $p(\theta, X)$ between the piston and cylinder.

캠링이 회전하기 시작하면서 실린더 내부의 피스톤은 전진방향의 아래쪽으로 기울어진 상태로 삽입된다고 가정하였는데, 이것은 캠링과 피스톤 접촉점 사이의 마찰을 무시하였고 캠링에 의해 모멘트가 작용하기 때문이다.

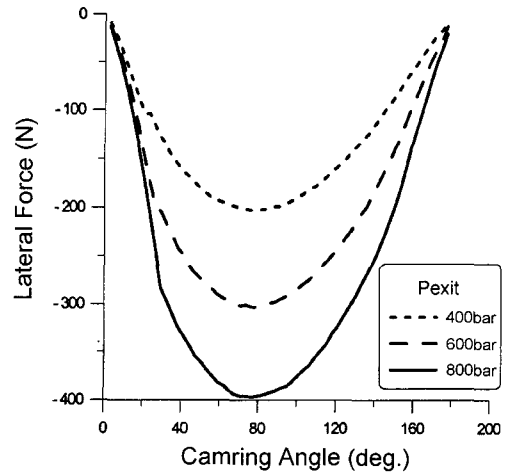


Fig. 7. Lateral force variation w.r.t. camring angle (3,000 rpm).

압축초기에 실린더 내부에 갇힌 오일은 미리 설정된 토출압력에 도달하지 못한 상태에서 압축되며, 압축이 진행되면서 토출 압력에 도달하였다. 압축과정 동안 피스톤 주변(영역 a)에는 쉐기 효과에 의한 동압이 형성되는 것을 볼 수 있었으며 상사점에 가까워지면서 피스톤은 감속되고 기울어짐이 줄어들면서 동압은 점차 줄어들었다.

Fig. 7은 축력의 변화를 나타내고 있는데 캠링 회전이 증가함에 따라 피스톤 주변에는 원주 방향 압력 불평형이 증가하며 이에 따라 축력이 증가하고 상사점과 하사점의 중간 부분을 지나면서 이러한 압력불평형은 점차 해소되어 축력은 감소하였다.

피스톤이 전진하면서 실린더 내부의 오일은 압축되고 피스톤과 실린더 사이의 간극을 통하여 누설이 발생하게 된다. 누설량은 계속적으로 증가하는데, 오일이 토출되는 시점부터는 점차로 줄어드는 것이 Fig. 8에 나타나 있다. 오일은 실린더 내에서 압축되다가 미리 설정한 토출부 압력까지 도달한 경우 토출되는 것으로 하였다.

누설과 더불어 실린더 내부의 오일은 압축되는데 이것은 Fig. 9에 나타나 있다.

운전조건에 대한 효율의 영향을 살펴보기 위해 다음과 같은 무차원 변수를 정의하였다.

$$S_o = \frac{\eta \omega (R_c)^2}{P_c (C)} \quad (15)$$

이 무차원 변수 S_o 는 캠링의 회전속도와 토출부

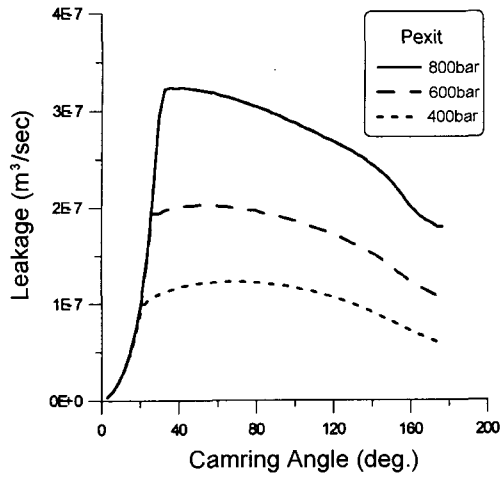


Fig. 8. Leakage variation w.r.t. camring angle (3,000 rpm).

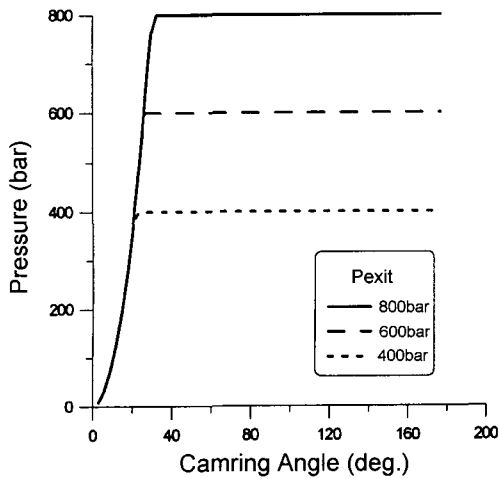


Fig. 9. Cylinder Pressure variation w.r.t. camring angle (3,000 rpm).

압력의 비를 나타내는 것으로 피스톤의 운동에 의해 형성되는 동압과 토출부에 형성된 정압이 효율에 미치는 영향을 나타내게 된다.

Fig. 10~12를 통해서 기계효율에 비해 용적효율이 운전조건에 보다 민감함을 알 수 있었다. 즉, 캠링의 회전속도가 높을수록, 그리고 토출부의 압력이 낮을수록 효율이 높아졌다. 반면에 기계효율의 경우 큰 변화가 없었는데, 이는 힘평형 조건을 만족시키는 측력이 발생하도록 피스톤의 기울어짐과 편심량이 변하여 실린더 내부의 피스톤이 계속적으로 벽면에 닿아 있기 때문인 것으로 생각할 수 있었다.

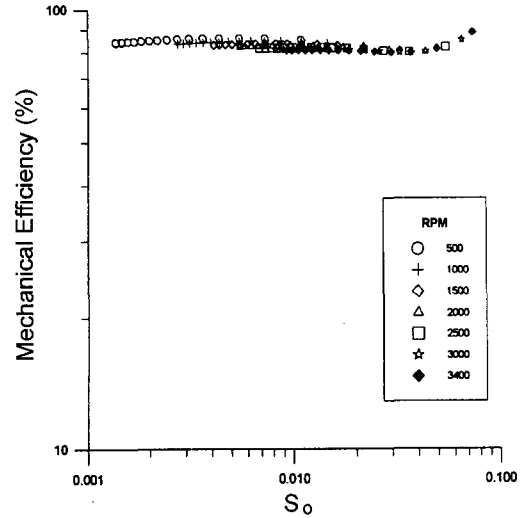


Fig. 10. Mechanical efficiency w.r.t. S_o.

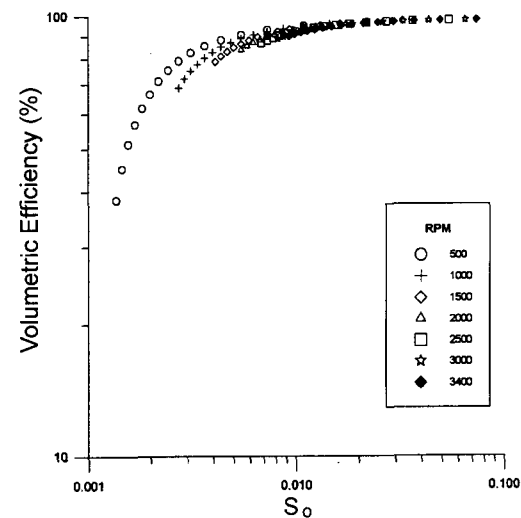


Fig. 11. Volumetric efficiency w.r.t. S_o.

5. 결 론

고압용 레이디얼 피스톤 펌프에 대해 운전조건과 설계변수 등을 변화시켜가며 수치해석한 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 레이디얼 피스톤 펌프의 경우, 출력은 피스톤 속도에 비례하는 것을 알 수 있었으며 이러한 출력의 결과로 피스톤과 실린더 벽면은 더욱 접촉하게 된다. 피스톤 행정의 중간 부분에서 피스톤의 속도가 최대이므로, 이 때 윤활작용에 의한 최대의 출력

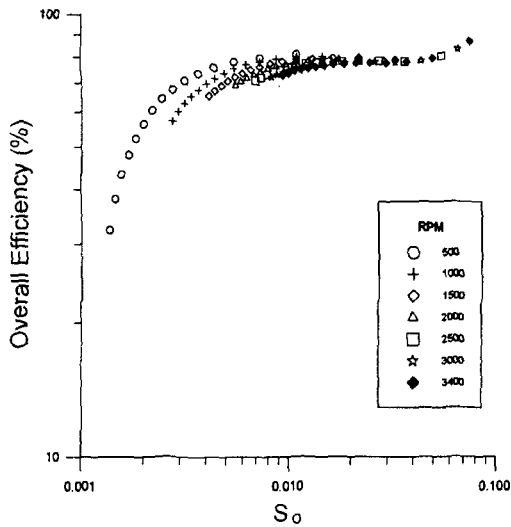


Fig. 12. Overall efficiency w.r.t. S_0 .

이 발생된다.

2. 토출이 시작된 후의 누설량은, 토출부 압력이 고압일 때는 지속적으로 감소하였으나 토출부 압력이 낮아질수록 조금 더 증가하다가 점차 감소하는 경향을 보였는데 이것은 저압일수록 피스톤에 작용하는 축력이 줄어들면서 피스톤의 기울어짐이 작아지고 그 결과 상대적으로 피스톤과 실린더사이의 간극이 커졌기 때문으로 생각할 수 있었다.

3. 토출부 압력이 고압인 경우 특히, 저속의 운전 조건에서 용적효율은 펌프 전체의 효율을 결정하는 지배적인 요소가 되지만 기계효율은 상대적으로 운

전조건의 영향을 받지 않았다. 용적효율로부터 무차원 설계 변수 S_0 의 값은 0.01~0.1의 범위에 존재한다는 것을 예측할 수 있었으며 이것은 공급 압력과 동적 발생 압력의 비이므로 이로부터 피스톤과 실린더의 기하학적 설계변수와 그에 따른 운전 압력을 결정하는 데에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. J, F, Blackburn., 1953, "Contribution to Hydraulic Control," Transactions of ASME, August, pp.1175-1180
2. D, C, Sweeney., 1951, "Preliminary Investigation of Hydraulic Lock," Engineering, Vol.172, pp 513-516
3. 박태조, 이정오, 1992, "그루브를 한 유압 피스톤펌프의 피스톤에 작용하는 축력의 해석," 한국윤활학회지, 제8권, 제2호 pp.44-49
4. Peter, J, Blau, 1995, "Coefficient for selected Material," ASMHandbook, Vol.18, pp.70-75
5. Beranard, J., Hamrock., 1994, "Fundamentals of Fluid Film Lubrication" pp.52-63, pp.150-175
6. Yi, Fang., Masataki, Shirakashi., 1995, "Mixed Lubrication Characteristics Between the Piston and Cylinder in Hydraulic Piston Pump-Motor," Transactions of the ASME, Vol.117, pp.80-85
7. Dong, Zhu., 1992, "A Numerical Analysis for Piston Skirts in Mixed Lubrication - Part 1: Basic Modeling," Journal of Tribology, Vol.114, pp.553-562
8. Dale, A., Anderson., John ,C.,Tannehill, Richard, H., Pletcher, 1984, "Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer," pp.181-255