

압력에 따른 점도변화가 그루브를 한 유압 스푸울 밸브에 미치는 영향

박 태 조*

경상대학교 기계항공공학부

The Effect of Pressure on Viscosity in Grooved Hydraulic Spool Valves

Tae-Jo Park[†]

Dept. of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University

Abstract – In this paper, a theoretical analysis is carried out to study the effect of viscosity variation with pressure in multiply grooved moving hydraulic spool valves. Analytical expressions for pressure distribution in the clearance and leakage flowrate are obtained solving one-dimensional Reynolds. For constant viscosity, an analytical expression for lateral force is also presented. The results showed that variation of viscosity with pressure affect highly on pressure distribution, leakage flowrate and lateral forces in hydraulic spool valves. Therefore additional intensive studies, including numerical analysis for two-dimensional Reynolds, should be required to investigate detailed lubrication characteristics of spool valves for high pressure.

Key words – spool valve, circumferential grooves, viscosity, pressure-viscosity coefficient, Reynolds equation, analytic solution.

1. 서 론

스푸울 밸브(Spool valve)는 고압을 사용하는 각종 유압장치에서 유압유(Hydraulic oil)의 방향제어에 널리 사용되고 있다. 이때, 스푸울과 슬리브(Sleeve) 사이의 아주 작은 간극(Clearance)에서는 유압유의 박막유동에 의해서 원주방향으로 비대칭적인 압력분포가 형성되고, 이로 인하여 스푸울에는 반경방향으로 측력(Lateral force)이 작용한다. 만일, 측력의 작용으로 스푸울이 슬리브 내벽쪽으로 더욱 편심되면 마찰력이 크게 증가하여 제어가 어려울 뿐만 아니라 스푸울과 슬리브 내벽에 마멸이 발생할 수 있다. 유압공학분야에서 유체고착(Hydraulic locking) 현상이라고 알려져 있는 이 문제의 해결을 위하여 지금까지 많은 연구가 시도되었으며[1-16], 스푸울에 여러개의 그루브(Groove)를 설계하는 방법이 가장 널리 적용되고 있다.

Mannam[3]은 정지상태인 스푸울에 작용하는 측력을 측정 한 결과, 그루브 수가 많아질수록 측력은 급격하게 감소함과 아울러 그루브의 수에 따라서 이의 크기를 최소로 하는 각 그루브 위치가 존재함을 밝혔다. Milani [15]는 2차원 레이놀즈 방정식을 수치해석하고 그루브 압력을 측정하여 그루브의 효과를 조사하였지만 정지상태의 결과였다. 한편, Etsion & Pinkus[8], Meikandan 등[9]의 스푸울이 운동하는 경우에 대한 이론해석에서는 그루브를 고려하지 않았다. Lee & Park[10]은 임의 갯수의 그루브가 있는 운동하는 스푸울에 대한 이론해석결과에서 참고문헌[3]의 실험결과가 정확함을 확인하였다. 또한, 스푸울에 다수의 그루브를 설계하는 경우에는 1차원 레이놀즈 방정식으로도 상당히 정확한 해석이 가능함을 밝혔다.

한편, 유압장치의 소형화와 고효율화 등을 위하여 유압원의 고압화는 지속적으로 추진중이므로 스푸울 밸브에서도 이에 부응하는 연구가 요구되고 있다. 특히, 유압유도 윤활유와 마찬가지로 석유(Mineral oil)계이기에

*주저자 · 책임저자 : tjpark@gnu.ac.kr

이의 점도는 압력에 따라서 증가한다. Kettleborough [6]는 유체고착 상태에서 압력이 점도에 미치는 영향을 처음으로 조사하였지만 정지상태의 그루브가 없는 간략한 해석에 불과하였다. 그 이후, 그루브가 있는 스푸울 밸브에서 압력에 의한 점도변화를 고려한 연구결과는 아직 제시되지 않고 있다. 참고로 저자[11,16-17]는 고압용 유압 피스톤 펌프의 피스톤에 그루브가 있거나 부분적으로 테이퍼진 형상인 경우에 대한 이론해석을 수행하였다.

본 논문에서는 참고문헌[11]의 방법을 사용하여 여러개의 그루브가 있는 고압용 스푸울 밸브에서 유압유의 점도가 압력에 따라서 지수함수적으로 변화하는 경우의 윤활특성을 조사하고자 한다. 이를 위하여 점도변화를 고려한 1차원 레이놀즈 방정식을 이론적으로 해석하여 압력분포, 축력 및 누설유량에 대한 해석적인 표현식을 유도하고 그루브, 유압유의 압력-점도지수 등의 변화에 따른 윤활특성의 변화를 고찰하였다.

2. 기본방정식

2-1. 레이놀즈 방정식

Fig. 1은 본 논문에서 해석하고자 하는 여러개의 그루브가 있는 스푸울 형상과 좌표계를 나타낸 그림이다. 슬리브 축에 대하여 e 만큼 편심상태인 스푸울이 운동하는 경우, 간극에서의 유체압력은 다음의 레이놀즈 방정식을 만족한다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6u \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

2-2. 경계조건

스푸울 양단부에 작용하는 압력은 다음과 같다. 이 때, 스푸울은 고압단에서 저압단으로 운동한다.

$$x=0, p=p_o \quad ; \quad x=l, p=p_n \quad (2)$$

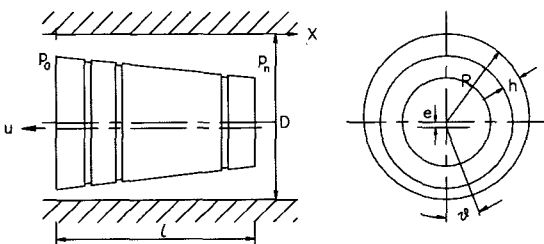


Fig. 1. Grooved spool and coordinate system.

2-3. 유막두께식

Fig. 1에서 정의한 형상에 대한 유막두께는 다음 식으로 나타내어진다.

$$h = h_o + \frac{x}{l}(h_n - h_o) = c_o - e \cos \theta + \frac{x}{l}(c_n - c_o) \quad (3)$$

여기서, $h_o = c_o - e \cos \theta$, $h_n = c_n - e \cos \theta$ 로 각각 $x=0$, $x=l$ 에서의 유막두께이다.

2-4. 압력-점도 관계식

석유계인 유압유의 점도는 압력에 따라서 다음과 같이 변화한다.

$$\eta = \eta_o e^{\alpha p} \quad (4)$$

여기서, η_o 는 대기압상태에서의 점도이고, α 는 압력-점도 지수(Pressure-viscosity coefficient)로 이의 대략적인 범위는 $10 \sim 40 \text{ GPa}^{-1}$ 이다.

2-5. 축력

유막내에서의 압력은 다음 식과 같이 스푸울에 축력 w 로 작용한다.

$$w = R \int_0^{2\pi} \int_0^l p \cos \theta d\theta dx \quad (5)$$

2-6. 누설유량

간극을 통하는 유압유의 누설유량은 다음 식에서 구할 수 있다.

$$q = R \int_0^{2\pi} \left(\frac{uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) d\theta \quad (6)$$

3. 무차원화

이론해석을 효율적으로 수행하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수를 도입한다.

$$\begin{aligned} X &= x/l, \quad H = h/c_o, \quad k_n = c_n/c_o, \quad \varepsilon = e/c_o \\ P &= p/p_o, \quad L = l/R, \quad G = \alpha p_o, \quad W = w/\pi R^2 p_o \\ \lambda &= 6\eta_o u l / p_o c_o^2, \quad Q = 6\eta_o q l / \pi R p_o c_o^3 \end{aligned} \quad (7)$$

식(4)를 식(1)에 포함시켜 무차원화하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 e^{-GP} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + L^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 e^{-GP} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \lambda \frac{\partial H}{\partial X} \quad (8)$$

윗식에 식(9)의 관계식을 도입하여[6,11,16-17] 정리

하면 식(10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{P} = \frac{1}{G}(1 - e^{-G\bar{P}}) \quad ; \quad P = -\frac{1}{G} \ln(1 - G\bar{P}) \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} \right) + L^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) = \lambda \frac{\partial H}{\partial X} \quad (10)$$

여기서, G 는 압력-점도 변수(Pressure-viscosity parameter)로 $G \rightarrow 0$ 이면 $\bar{P} \rightarrow P$ 이다.

식(10)은 점도가 일정한 경우의 레이놀즈방정식과 동일한 모양이다. 한편, 식(2)~(3), 식(5)~(6)에 대한 무차원 형태를 순서대로 나타내면 다음과 같다.

$$X=0, \quad \bar{P} = \bar{P}_o \quad ; \quad X=1, \quad \bar{P} = \bar{P}_n \quad (11)$$

$$H = H_o + (H_n - H_o)X = 1 - \epsilon \cos \theta + (k_n - 1)X \quad (12)$$

$$\frac{W}{L} = \frac{2}{\pi} \int_0^\pi \int_0^\pi P \cos \theta d\theta dX \quad (13)$$

$$Q = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \left(\lambda H - H^3 \frac{d\bar{P}}{dX} \right) d\theta \quad (14)$$

4. 해석해

일반적인 조건에 대한 식(10)의 해석해(Analytic solution)는 구할 수가 없으므로 수치해석이 불가피하다. 만일, 스푸울의 길이가 반경에 비하여 짧거나($L < 1$), 편심률(ϵ)이 작은 경우에는 다음과 같이 1차원 식으로 간단히 나타낼 수 있을 뿐만 아니라[10], 해석해를 구할 수가 있다. 이러한 근사는 스푸울에 여러개의 그루브가 있는 경우에 더욱 타당성을 가지게 된다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} \right) = \lambda \frac{\partial H}{\partial X} \quad (15)$$

본 논문에서는 식(15)에 대한 해석적인 결과로부터 압력에 따른 유압유의 점도변화가 그루브를 한 스푸울 밸브의 윤활특성에 미치는 영향을 조사하고자 한다.

Fig. 2는 이론해석을 위한 그림으로 s 개의 그루브가 길이방향으로 $X=X_1, X_2, \dots, X_s$ 에 위치해 있다. 만일, 그루브의 폭과 깊이가 유막두께에 비해서 충분히 클 경우에는 각 그루브에서의 압력은 원주방향으로 일정하다. 따라서, 그루브가 s 개인 스푸울은 $(s+1)$ 개의 길이가 짧은 스푸울(Sub-spool)이 연결되어 있는 문제로 생각할 수 있으며, 이때 짧은 스푸울의 양단부에는 그루브 압력 P_1, P_2, \dots, P_s 이 작용한다.

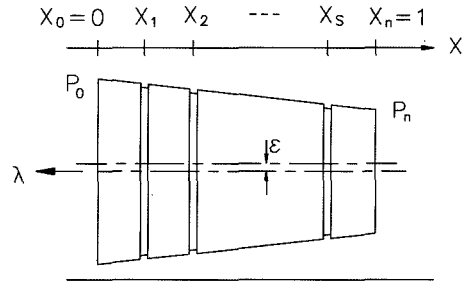


Fig. 2. Modeling of spool with multiple grooves.

따라서, 각 그루브의 압력을 경계조건으로 적용하고 식(9)를 이용하면 식(15)의 해는 다음 식과 같이 구해진다[10,11,16-17].

$$\begin{aligned} \bar{P} &= \bar{P}_o - (\bar{P}_o - \bar{P}_1) \frac{H_1^2}{H_1^2 - H_o^2} \left(1 - \frac{H_o^2}{H^2} \right) \quad 0 \leq X \leq X_1 \\ &+ \frac{\lambda}{k_n - 1} \left(-\frac{1}{H} + \frac{H_o H_1}{(H_o + H_1) H^2} + \frac{1}{H_o + H_1} \right) \\ &\vdots \\ &= \bar{P}_s - (\bar{P}_s - \bar{P}_n) \frac{H_n^2}{H_n^2 - H_s^2} \left(1 - \frac{H_s^2}{H^2} \right) \quad X_s \leq X \leq 1 \\ &+ \frac{\lambda}{k_n - 1} \left(-\frac{1}{H} + \frac{H_s H_n}{(H_s + H_n) H^2} + \frac{1}{H_s + H_n} \right) \end{aligned} \quad (16)$$

한편, 간극을 통하는 누설유량은 일정하므로 식(14)에 식(16)을 대입하여 정리하면 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\bar{P}_o - \bar{P}_1}{X_1} S_{o1} + \lambda T_{o1} \quad 0 \leq X \leq X_1 \\ &\vdots \\ &= \frac{\bar{P}_a - \bar{P}_b}{X_b - X_a} S_{ab} + \lambda T_{ab} \quad X_a \leq X \leq X_b \\ &\vdots \\ &= \frac{\bar{P}_s - \bar{P}_n}{1 - X_s} S_{sn} + \lambda T_{sn} \quad X_s \leq X \leq 1 \end{aligned} \quad (17)$$

여기서, S_{ab} 와 T_{ab} 는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} S_{ab} &= \frac{2}{\pi} \int_0^\pi \frac{H_a^2 H_b^2}{H_a + H_b} d\theta \\ &= \frac{2k_a^2 k_b^2}{\sqrt{(k_a + k_b)^2 - 4\epsilon^2}} + \frac{(k_a + k_b)(k_a^2 - 6k_a k_b + k_b^2)}{8} \\ &\cdot \left\{ \frac{k_a + k_b}{\sqrt{(k_a + k_b)^2 - 4\epsilon^2}} - 1 \right\} + \frac{3}{4} \epsilon^2 (k_a + k_b) \end{aligned} \quad (18)$$

$$T_{ab} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi} \frac{H_a H_b}{H_a + H_b} d\theta = \frac{1}{2} \left\{ k_a + k_b - \frac{(k_b - k_a)^2}{\sqrt{(k_a + k_b)^2 - 4\epsilon^2}} \right\} \quad (19)$$

여기서, $k_a = 1 + (k_n - 1)X_a$ 이고, $a = 0, 1, \dots, s$ 및 $b = a + 1$ (단, $a = s$ 이면 $b = n$)이다.

따라서, 식(17)에서 누설유량에 대한 해석적인 표현식과 함께 $\bar{P}_1, \bar{P}_2, \dots, \bar{P}_s$ 를 구할 수 있다. 예로서 1개의 그루브가 $X = X_1$ 에 있는 경우, \bar{P}_1 은 다음 식과 같다.

$$\bar{P}_1 = \frac{(1 - X_1)S_{o1}\bar{P}_o + X_1S_{1n}\bar{P}_n + \lambda X_1(1 - X_1)(T_{o1} - T_{1n})}{X_1S_{1n} + (1 - X_1)S_{o1}} \quad (20)$$

최종적으로, 임의의 위치에 그루브가 s 개인 스푸울에 작용하는 경우, 무차원 압력은 식(16)과 식(9)에서, 축력은 식(14)를 수치적분으로, 누설유량은 식(17)에서 각각 쉽게 구할 수 있다. 만일, 압력에 따라서 점도가 변하지 않는 경우($G=0$)의 축력은 다음 식과 같이 해석적으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{W^{(s)}}{L} = \frac{1}{2\epsilon} \left[(k_n - 1) \sum_{i=1}^{s+1} (P_{i-1} - P_i)(X_i - X_{i-1})^2 \left\{ 1 - \frac{k_{i-1} + k_i}{\sqrt{(k_{i-1} + k_i)^2 - 4\epsilon^2}} \right\} + \frac{4\lambda}{k_n - 1} \frac{\sqrt{1 - \epsilon^2} - \sqrt{k_n^2 - \epsilon^2}}{k_n - 1} + \sum_{i=1}^{s+1} \frac{(X_i - X_{i-1})(k_{i-1} + k_i)}{\sqrt{(k_{i-1} + k_i)^2 - 4\epsilon^2}} \right] \quad (21)$$

이상에서 스푸울과 슬리브 사이의 유막에서 유압유의 윤활작용에 의한 압력분포, 스푸울에 작용하는 축력 및 누설유량에 대한 해석적인 표현식을 구하였다.

5. 결과 및 고찰

본 논문에서는, $k_n = 2, \epsilon = 0.5$ 로 일정하게 두고 압력-점도변수와 그루브 수의 변화에 따른 압력분포, 축력 및 누설유량의 변화를 중점적으로 조사하였다.

Fig. 3~Fig. 7에는 유압유의 점도가 압력에 따라 변화하는 경우에 고압단의 위치, 스푸울의 운동과 그루브에 따른 스푸울 길이방향 압력분포를 $\theta = 0^\circ$ 와 $\theta = 180^\circ$ 에서 나타내었다. 참고로 간극에서의 압력은 스푸울 양단에 작용하는 공급압력에 의한 정압(Hydrostatic pressure)과 스푸울의 운동으로 발생하는 동압(Hydrodynamic pressure)의 합으로 결정된다.

Fig. 3은 정지상태($\lambda = 0$)인 스푸울의 소단부에 고압

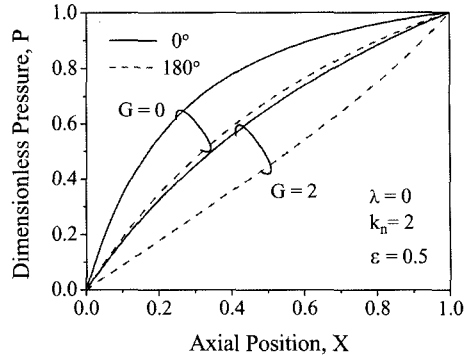


Fig. 3. Pressure distribution. $P_o = 0, P_n = 1$.

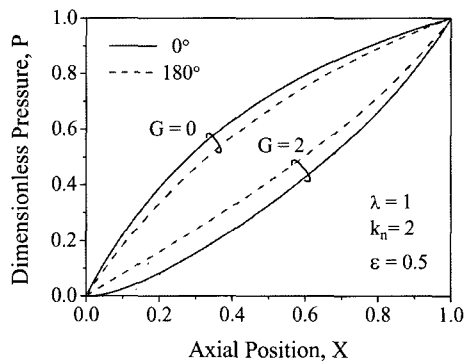


Fig. 4. Pressure distribution. $P_o = 0, P_n = 1$.

이 작용하는 경우의 압력분포를 나타낸 그림으로 편심 방향인 $\theta = 0^\circ$ 에서의 압력이 상대적으로 높다. 따라서, 스푸울에는 슬리브의 중심쪽으로 보내려는 중심력(Centering force)이 작용하고 있다. 그리고 압력에 따라 점도가 증가하면($G=2$) 점성저항이 커지므로 간극에서의 압력은 전체적으로 낮아지고 있다. Fig. 4는 Fig. 3의 스푸울이 대단부 방향으로 운동하는 경우의 압력분포이다. 점차 확대되는(Diverging) 유막형상이므로 음압(Negative pressure)이 발생하며, 이의 크기는 Fig. 3과의 차이와 같다. $G=0$ 인 경우에는 $\theta = 0^\circ$ 에서의 압력이 높아서 스푸울에 중심력이 작용하지만 $G=2$ 인 경우에는 도리어 낮게 되므로 고착력(Locking force)이 작용한다. 이는 최대 7.4배 정도로 높아진 점도의 영향으로 인하여 윤활작용으로 발생하는 동압이 큰 값의 음압으로 되기 때문인 것으로 해석된다.

Fig. 5~Fig. 6은 Fig. 3~Fig. 4와는 반대로 스푸울의 대단부에 고압이 작용하는 경우의 압력분포를 각각 나타낸 그림이다. $\lambda = 0$ 인 경우에는 $\theta = 180^\circ$ 에서의 압력이 $\theta = 0^\circ$ 에서 보다 높기 때문에 스푸울에는 항상 고

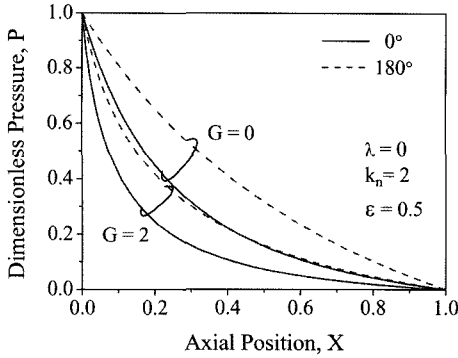


Fig. 5. Pressure distribution. $P_o=1, P_n=0$.

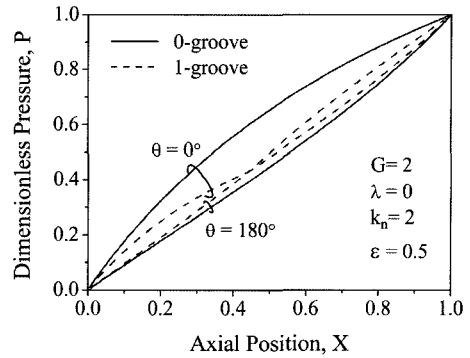


Fig. 7. Effect of single groove on pressure distribution. $P_o=0, P_n=1$.

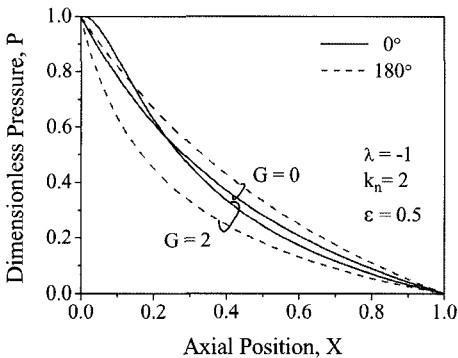


Fig. 6. Pressure distribution. $P_o=1, P_n=0$.

착력이 작용한다. 한편, $\lambda=-1$ 인 경우에는 스푸울의 운동에 따라 유막이 점차 축소되는 형상(Converging wedge)이므로 양(Positive)의 동압이 발생하며 특히, $G=2$ 인 경우에는 고점도로 인하여 상대적으로 큰 압력이 발생한다. 이 결과, $\theta=0^\circ$ 에서 압력이 높게 되어 중심력이 스푸울에 작용하게 된다.

Fig. 7은 1개의 그루브가 $X_1=0.44$ 에 있는 경우의 압력분포를 그루브가 없는 Fig. 3의 결과와 비교하여 나타낸 것이다. 그루브는 원주방향으로의 압력차이를 크게 줄이므로 스푸울에 작용하는 축력은 크게 감소할 것으로 쉽게 추정할 수 있다.

Fig. 8에는 1개의 그루브가 있는 경우 이의 길이방향위치에 따른 축력의 변화를 $G=0$ 와 $G=3$ 의 그루브가 없는 경우에 대한 비율로 각각 나타낸 결과이다. Fig. 7에서 예측한 바와 같이 그루브는 축력의 크기를 크게 줄일 뿐만 아니라 이의 크기가 최소로 되는 그루브 위치가 존재하고 있다. 즉, $G=0$ 와 $G=3$ 인 경우에는 $X_1=0.39$ 와 $X_1=0.43$ 에 그루브를 각각 위치시키면 축력은 그루브가 없는 경우에 비하여 각각 74%와

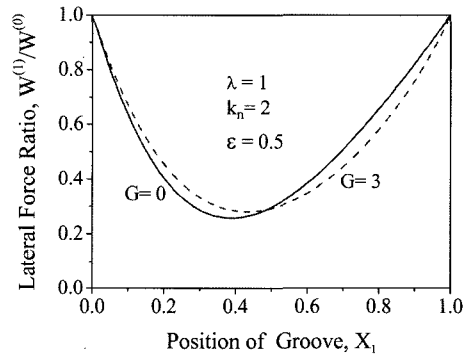


Fig. 8. Effect of axial position of groove on lateral force.

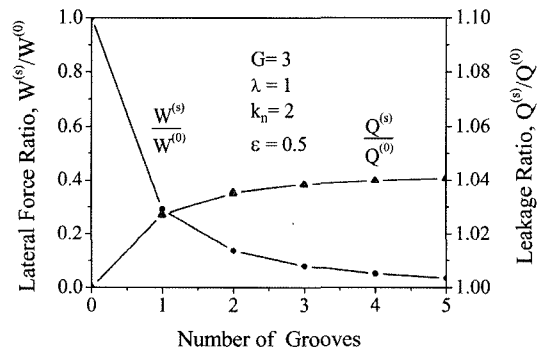


Fig. 9. Effect of number of grooves on lateral force and leakage.

72%로 가장 많이 감소하였다.

Fig. 9에는 그루브의 수에 따른 축력과 누설유량의 변화를 그루브가 없는 경우에 대한 비율로 나타내었다. 여기서, 그루브는 등간격으로 배치되어 있다. 이 결과, 그루브가 많아질수록 축력의 크기는 크게 감소

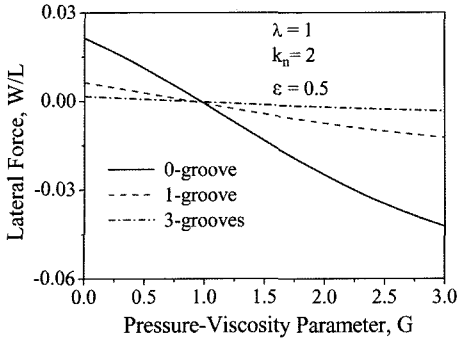


Fig. 10. Variation of lateral force with pressure-viscosity parameter.

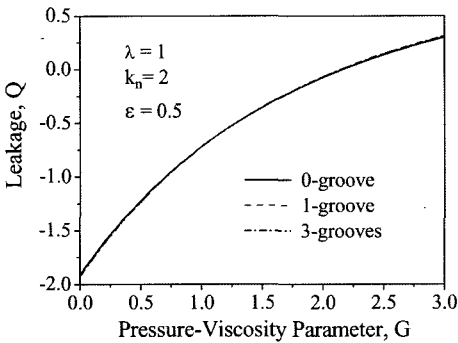


Fig. 11. Variation of leakage with pressure-viscosity parameter.

하지만 누설유량은 소량이 증가하였다. 한편, 추가되는 그루브로 인한 축력의 감소와 누설유량의 증가는 상대적으로 크게 줄어들고 있다.

Fig. 10과 Fig. 11에는 압력-점도변수와 그루브 수의 변화에 따른 축력과 누설유량의 변화를 각각 나타내었다. 압력에 따른 유압유의 점도증가로 인한 축력과 누설유량의 변화는 이를 고려하지 않은 경우와는 완전히 다르게 나타나고 있다. 즉, 축력은 Fig. 4에서 고찰한 바와 같이 $G=0$ 인 경우에는 중심력으로 작용하지만 G 값이 커지면 고착력으로 작용한다. 또한, $G=0$ 인 경우에는 고압단에서 저압단 방향으로 누설되지만 G 가 크게 되면 스푸울의 운동으로 인하여 고압단 방향으로 역류되는 등 유량과 유동방향이 아주 크게 변한다. 여기서, 누설유량이 (+)인 것은 (+)X 방향으로 누설됨을 의미한다. 한편, 그루브는 고압에서 점도변화에 의한 축력의 영향을 크게 줄이지만 Fig. 7의 결과와 같이 누설유량에 미치는 영향은 상대적으로 아주 작았다.

이상의 결과에 나타난 것과 같이 고압용 스푸울 벨

브에서는 압력에 따른 유압유의 점도변화가 압력분포, 축력, 누설유량과 같은 윤회특성에 아주 큰 영향을 미치고 있다. 따라서, 보다 상세한 결과제시를 위해서는 식(10)의 수치해석을 포함한 집중적인 추가연구가 요구된다.

6. 결 론

본 논문에서는 여러개의 그루브가 있는 고압용 스푸울 벨브에서 유압유의 점도가 압력에 따라서 지수함수적으로 변화하는 경우의 윤회특성을 이론적으로 조사하였다. 이를 위하여 압력에 따른 점도변화를 고려한 2차원 레이놀즈 방정식을 1차원 방정식으로 단순화한 후, 압력분포에 대한 해석적인 표현식을 구하였다. 또한, 누설유량과 점도가 변하지 않는 경우의 축력에 대한 해석적인 표현식도 함께 유도하였다. 이 결과, 압력에 따른 유압유의 점도변화는 압력분포 뿐만 아니라 축력의 크기 및 작용방향, 누설유량의 크기 및 유동방향에 아주 큰 영향을 미치고 있다. 그루브는 고압에서 점도변화로 인한 축력의 영향을 크게 줄이는 반면에 누설유량에 미치는 영향은 상대적으로 아주 작았다. 따라서, 본 논문에서 제시한 해석적인 표현식과 결과는 고압용 스푸울 벨브의 설계에 유용하게 적용할 수 있으며, 보다 상세한 결과도출을 위해서는 2차원 레이놀즈 방정식의 수치해석을 포함한 집중적인 추가연구가 요구된다.

기호 설명

- c_o : 스푸울-슬리브 사이 동심상태 최소간극
- c_n : 스푸울-슬리브 사이 동심상태 최대간극
- e : 스푸울의 편심량
- G : 압력-점도변수, αp_d
- h : 유막두께
- H : 무차원 유막두께, h/c_o
- k_n : 스푸울의 테이퍼비, c_n/c_o
- l : 스푸울의 전길이
- L : 무차원 길이, l/R
- p : 압력
- p_d : 기준 압력, $|p_n - p_o|$
- p_o : $x=0$ 에서의 압력
- p_n : $x=l$ 에서의 압력
- P : 무차원 압력, p/p_d

- \bar{P} : $(1 - e^{-G})/G$
- q : 누설유량
- Q : 무차원 누설유량, $6q\eta_0/\pi R c_0^3 p_d$
- R : 스푸울의 반경
- u : 스푸울의 길이방향 속도
- w : 축력
- W : 무차원 축력, $w/\pi R^2 p_d$
- x : 스푸울의 길이방향 좌표계
- X : 무차원 길이방향 좌표계, x/l
- α : 유압유의 압력-점도 지수
- ε : 편심율, e/c_0
- η : 유압유 점도
- η_0 : 대기압 상태에서의 유압유 점도
- θ : 스푸울의 원주방향 좌표계
- λ : 무차원 속도변수, $6\eta_0 u l / p_d c_0^2$
- 상첨자 : (s) : 그루브 수가 s개
- 하첨자 : o : $x=0$ 위치, n : $x=l$ 위치

후 기

이 논문은 2006년도 지방대학 혁신역량강화사업에 의하여 지원되었음을 밝힙니다.

참고 문헌

1. Sweeney, D. C., "Preliminary Investigation of Hydraulic Lock," *Engineering*, Vol.172, pp.513-516, 1951.
2. Manhajm, J. and Sweeney, D. C., "An Investigation of Hydraulic Lock," *Proc. of Instn. Mech. Engrs.*, Vol.169, pp.865-879, 1955.
3. Mannam, J., "Further Aspects of Hydraulic Lock," *Proc. of Instn. Mech. Engrs.*, Vol.173, pp.699-716, 1959.
4. Meritt, H. E., *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, 1967.
5. Sweeney, D. C., "Eight Ways to Overcome Hydraulic Lock," *Engineering*, Vol.190, pp.592-593, 1960.
6. Kettleborough, C. F., "The Effect of Pressure on Viscosity in Hydraulic Lock," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol.3, pp.137-142, 1961.
7. Hesse, M. F., Martin, B. P. and Brighton, D. K., "Hydraulic Lock Forces on Tapered Pistons," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol.184, pp.983-992, 1969-1970.
8. Etsion, I. and Pinkus, O., "The Hydrodynamics of a Plug Bearing," *J. of Lub. Tech.*, Vol.98, pp.433-440, 1976.
9. Meikandan, N., Raman, R., Singaperumal, M. and Seetharamu, K. N., "Theoretical Analysis of Tapered Pistons in High Speed Hydraulic Actuators," *Wear*, Vol.137, pp.299-321, 1990.
10. Lee, C. O. and Park, T. J., "Querkräfte an hydraulischen Ventilen mit mehreren Umfangsnuten," *Ölhydraulik und Pneumatik*, Vol.34, pp.269-274, 1990.
11. Park, T. J. and Lee, C. O., "Hydrodynamic Lateral Force on a Tapered Piston Subjected to a Large Pressure Gradient," *Proc. of 3rd ICFP*, pp.44-48, 1993.
12. Sasaki, A. and Yamamoto, T., "Review of Studies of Hydraulic Lock," *Lubrication Engineering*, Vol.49, pp.585-593, 1993.
13. Borghi, M., Cantore, G., Milani, M. and Paoluzzi, R., "Numerical Analysis of the Lateral Forces Acting on Spools of Hydraulic Components," *Proc. of ASME, Int. Mech. Eng. Congress and Expo.*, Vol.5, pp.149-156, 1998.
14. Borghi, M., "Hydraulic Locking-in Spool-Type Valves : Tapered Clearances Analysis," *Proc. of IMechE, J. of Systems and Control Eng.*, Vol.215, pp.157-168, 2001.
15. Milani, M., "Designing Hydraulic Locking Balancing Grooves," *Proc. of IMechE, J. of Systems and Control Eng.*, Vol.215, pp.453-465, 2001.
16. 박태조, 이정오, "그루브를 한 유압 피스톤펌프의 피스톤에 작용하는 축력의 해석," *한국윤활학회지*, 제 8권 제8호, pp.44-49, 1992.
17. 이정오, 박태조, "피스톤 형상이 유압피스톤 펌프 · 모터의 윤활특성에 미치는 영향," *한국윤활학회지*, 제 10권 제3호, pp.47-53, 1994.