

항공기용 유압 스푸울 밸브의 윤회해석

박태조*, 김래성**, 김치봉***

* 경상대학교 기계공학과

** 경상대학교 대학원 기계공학과

*** 한화기계(주) 항공사업부

1. 서 론

유압장치의 핵심부품인 유압 제어밸브(hydraulic control valve)는 유압펌프 등에 의하여 가압된 유압유의 압력과 유량을 제어하고 유동방향을 변화시키는 주요 기능을 수행한다. 특히, 대부분의 제어밸브는 스푸울(spool)과 슬리브(sleeve)를 기본구조로 채용하고 있다. 피스톤 형상인 스푸울이 슬리브내를 왕복운동하면 스푸울과 슬리브 사이의 간극(clearance)에서는 점성유체인 유압유의 윤회작용에 의하여 원주방향으로 비대칭인 유체압력이 발생한다. 이 결과로 스푸울에 측력(lateral force)이 작용하며, 조건에 따라서는 스푸울에 작용하는 마찰력이 증대할 뿐만 아니라 스푸울과 슬리브의 내벽에 과도한 마멸(wear)을 유발시키기도 하여 제어밸브의 성능을 크게 저하시키기도 한다. 유압공학분야서는 이를 유체고착(hydraulic locking) 현상이라고 부른다[1-6].

항공기용의 유압장치는 일반기계에서 사용되는 것에 비하여 운전조건이 아주 가혹할 뿐만 아니라 극도로 높은 신뢰성

이 요구된다. 특히, 항공기의 Selector manifold에 사용되는 스푸울 밸브는 내부 누설을 방지하기 위하여 스푸울의 랜드(land)부와 슬리브 사이에 1.2~3.8 μ m 정도의 극히 작은 간극만을 허용하고 있다. 따라서, 조립시에는 끼워맞추는 match grinding을 해야만 된다. 더구나, 이 밸브는 유압유의 온도를 조절하는 장치가 없는 상태에서 -40~200 $^{\circ}$ C의 넓은 온도범위에서 정상적으로 작동해야만 된다. 이 경우에 점도는 2,000배 이상의 아주 큰 차이가 있다. 이와같이 특별한 조건하에서 작동하는 항공기용의 스푸울 밸브는 실험에 의거하여 경험적으로 설계·제작되고 있으며 실제조건하에서의 윤회특성에 대한 이론적인 연구는 전무한 실정이다. 다만, 일반적인 스푸울 밸브에 대한 단순한 연구결과가 있을 뿐이다[7-9].

본 논문에서는 항공기 Flap actuator의 Selector manifold에서 사용되는 스푸울 밸브의 성능에 큰 영향을 미칠 것으로 예상되는 스푸울과 슬리브 사이 간극에서의 윤회특성을 이론적으로 조사하고자 한다.

2. 기본방정식

테이퍼가 진 스푸올과 슬리브 사이 간극에서의 윤활특성을 조사하기 위하여 스푸올 양단부에 작용하는 압력과 스푸올의 운동방향이 서로 다른 2가지 경우를 Fig.1에 나타내었다. Fig.1의 (a)는 테이퍼부가 고압측(p_n)과 접하는 경우인 반면에 (b)는 저압측(p_o)에 테이퍼부가 있는 경우로서 스푸올은 고압측으로 운동한다. 이때, 스푸올과 슬리브 사이 간극에서는 다음식으로 표현되는 레이놀즈 방정식을 만족한다.

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

여기서, 스푸올의 운동방향은 Fig.1(b)를 양(+)로 하였으며 μ 는 유압유의 점도이다.

스푸올이 슬리브의 중심축에 대하여 e 만큼 편심된 경우 유막두께 h 는 다음식과 같다.

$$h = c_o + (c_n - c_o) \frac{x}{l} - e \cos \theta \quad (2)$$

여기서, c_o 과 c_n 은 각각 동심상태에서의 최소 및 최대간극이고 l 은 랜드부 길이이다.

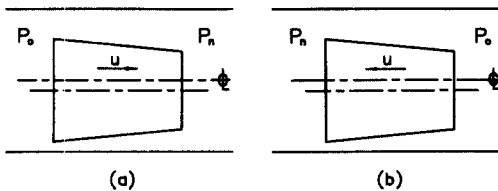


Fig.1 Two modes of tapered spools :
(a) Mode I, (b) Mode II

피스톤 양단부에는 Fig.1 (a)와 (b)에 대하여 다음의 식(3) 및 식(4)과 같은 압력이 각각 작용한다.

$$x = 0, p = p_o ; x = l, p = p_n \quad (4)$$

$$x = 0, p = p_n ; x = l, p = p_o \quad (5)$$

한편, 스푸올과 슬리브 사이의 간극에서는 이론적으로 음압(negative pressure)이 발생할 수가 있지만 실제로는 공동현상(cavitation)이 발생한다. 이 경우에는 다음식과 같은 레이놀즈 경계조건(Reynolds Boundary condition)의 적용하는 것이 실제적이다.

$$p = \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \quad (6)$$

간극에서의 발생압력으로 인하여 스푸올에 작용하는 축력은 다음식과 같다.

$$w = 2R \int_0^l \int_0^\pi p \cos \theta d\theta dx \quad (7)$$

간극을 통하는 누설유량 q 와 스푸올에 작용하는 마찰력 f 는 각각 다음의 식(8)-식(9)에서 구할 수 있다.

$$q = -2R \int_0^\pi \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{uh}{2} \right) d\theta \quad (8)$$

$$f = 2R \int_0^l \int_0^\pi \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} - \mu \frac{u}{h} \right) d\theta dx \quad (9)$$

임의의 유막형상과 운전조건에 대한 식

(1)의 레이놀즈 방정식과 식(4), 식(5)의 경계조건식을 만족하는 해석해 (analytic solution)는 구할 수가 없으므로 수치해석적인 방법을 사용해야만 된다. 본 논문에서는 참고문헌[10]과 동일하게 지배방정식을 무차원화한 후 유한차분법을 사용하여 수치해석하였다.

3. 결과 및 고찰

본 논문에서는 스푸울 랜드부의 길이, 스푸울의 운동방향과 슬리브내에서의 편심량, 온도변화에 따른 유압유의 점도변화 등에 따른 항공기용 스푸울 밸브의 윤활특성을 조사하였다. 해석을 위하여 사용한 스푸울 밸브와 주요자료의 사양을 Table 1에 나타내었다.

Table 1. Specification of spool valve.

variables		unit	remark
l	13.0	mm	
	4.5	mm	
R	4.0	mm	
c_o	1.5	μm	
c_n	3.0	μm	
p_n	200×10^5	Pa	
u	100	mm/s	
μ	2,200	cSt	-40 $^{\circ}\text{C}$
	1.0	cSt	200 $^{\circ}\text{C}$

Fig.2~Fig.4는 스푸울 랜드부 양단에서의 압력과 스푸울의 운동방향이 Fig1.(a) (Mode I)와 같은 경우에 대한 축력, 누설유량 및 마찰력을 온도변화에 대하여 순서대

로 나타낸 그림이다. 이때, 온도에 대한 유압유의 점도는 ASTM 도표에 의거하여 구하였다. Fig1. (a)와 같이 테이퍼가 진 스푸울이 고압측으로 운동하는 경우, 유압유의 윤활작용에 의하여 간극이 좁아진 쪽의 압력이 넓어진 쪽보다 높아지며 스푸울의 편심이 클수록 그 차이는 크게 된다. 특히, 작동온도가 낮아질수록 유압유의 점도는 급격하게 증가하므로 간극에서의 동압효과도 크게 된다. 따라서, 작동온도가 낮고 편심이 클수록 축력은 그림에 나타낸 것과 같이 급격하게 증가할 뿐만 아니라 그 크기도 아주 크다. 그러나, 이 경우의 축력은 스푸울을 슬리브의 중앙으로 보내려는 Centering force로 항상 작용하므로 밸브의 작동에는 전혀 나쁜 영향을 끼치지 않는다. 한편, 스푸울 랜드부의 길이에 따라서 축력이 차이를 보이는 것은 당연한 결과이지만 간극에서의 압력분포가 달라지기 때문에 랜드부의 길이에는 정확하게 비

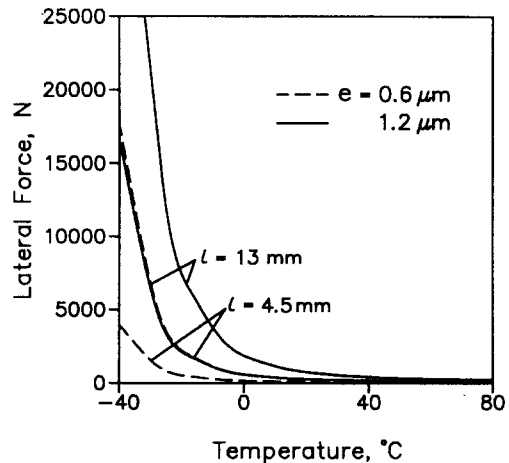


Fig.2 Variation of lateral force for mode I.

해하지 않는다. Fig.3은 간극을 통하는 누설유량의 변화를 나타낸 것으로서 랜드부가 짧고 편심이 클수록 증가하지만 그 양이 아주 작다. 특히, 온도가 낮아지면 점성이 급격하게 증가하므로 상온이하에서의 누설유량은 무시할 정도이다. Fig.4는 스푸울에 작용하는 마찰력의 변화를 나타낸 그림으로서 온도가 낮아지고 편심과 랜드부의 길이가 클수록 마찰력은 크게 증가한다.

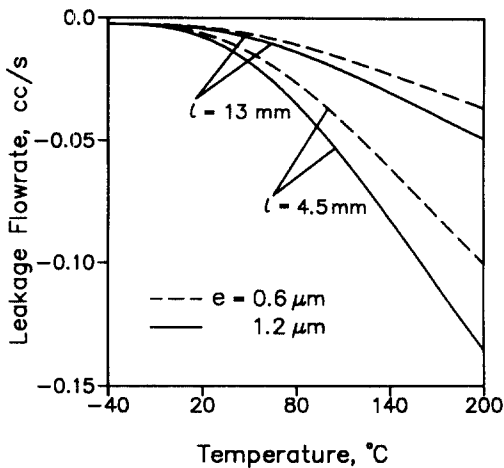


Fig.3 Variation of leakage flow rate for mode I.

다음의 결과는 Fig.1.(b) (Mode II)와 같은 경우에 대한 유회특성을 나타낸 그림이다. 스푸울의 대단부가 고압측으로 운동하기 때문에 간극에서의 유회작용에 의하여 간극이 좁아진 쪽의 압력이 넓어진 쪽보다 더욱 낮아진다. 이 결과, 축력은 Fig.5에 나타낸 것과 같이 편심된 스푸울을 더욱 편심시키는 Locking force로 작용한다. 따라서, Mode II와 같은 경우에 유체고착이

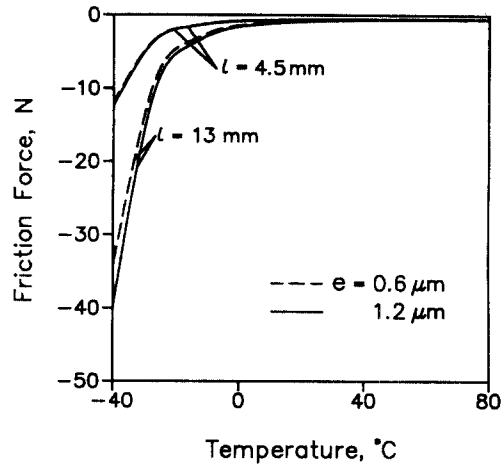


Fig.4 Variation of friction force for mode I.

발생할 수 있는 가능성이 가장 높기 때문에 랜드부의 가공과 검사에 특별한 주의를 요한다. 한편, 온도가 낮아질수록 유압유는 고점성유동을 하게 되므로 간극에서는 이론적으로 큰 음의 압력이 발생할 수 있다. 그러나, 실제의 경우에는 공동형상이 발생하므로 본 논문에서는 식(6)과 같은 레이놀즈의 경계조건식을 적용하였다. 이 결과, 스푸울에 작용하는 축력의 크기는 저온에서는 줄어들지만 계속 Locking force로 작용한다. 저온영역에 대한 이러한 이론해석결과에 대해서는 추가적인 실험연구가 요구된다. 축력에 대한 특성과는 달리 Mode II에 대한 누설유량과 마찰력은 Fig.6~Fig.7에 나타낸 것과 같이 Mode I과 동일한 경향을 나타낸다.

이상의 결과에서 제시한 바와 같이 항공기용 유압 스푸울 밸브의 유회특성은 랜드부의 길이, 스푸울의 운동방향과 편심량,

작동온도에 따라서 크게 달라진다. 특히, 랜드부의 테이퍼가 저압측으로 난 경우에는 유체고착의 가능성이 있으므로 가공과 조립시에 특별한 주의가 요구된다.

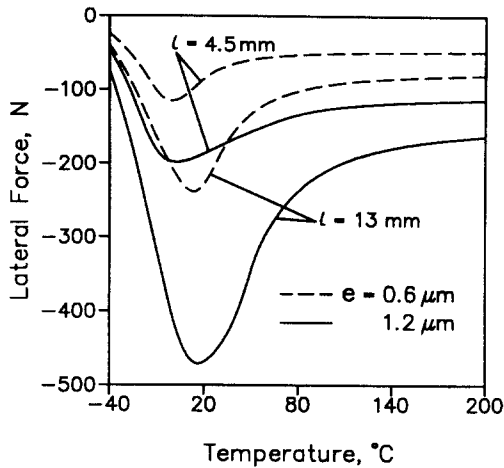


Fig.5 Variation of lateral force for mode II.

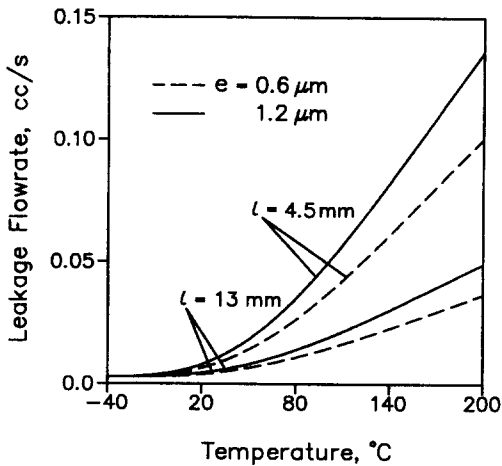


Fig.6 Variation of leakage flow rate for mode II.

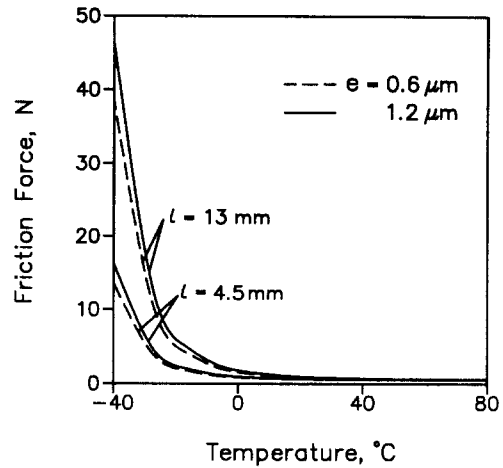


Fig.7 Variation of friction force for mode II.

5. 결론

본 논문에서는 항공기용 유압 스푸울 밸브의 스푸울과 슬리브 사이 간극에서의 윤활특성을 이론적으로 조사하였다. 이 결과, 스푸울과 슬리브 사이의 간극에서의 윤활특성은 랜드부의 형상, 스푸울의 운동방향, 작동온도에 따라서 크게 차이를 보이고 있다. 특히, 저온에서 작동하는 경우에 유체고착의 가능성이 높으므로 이의 가능성을 줄이는 설계와 조립방법을 제시하였으며 실제적용을 위해서는 추가적인 연구를 요한다.

참고 문헌

1. Manhajm, J. and Sweeney, D.C., An Investigation of Hydraulic Lock, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol.169, pp.865-879, 1955.

2. Mannam, J., Further Aspects of Hydraulic Lock, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol.173, pp.699-716, 1959.
3. Meritt, H.E., Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, 1967.
4. Sweeney, D.C., Eight Ways to Overcome Hydraulic Lock, *Engineering*, Vol.190, pp.592-593, 1960.
5. Dransfield, P. and Bruce, D.M., Leakage Flow rate past Pistons of Oil Hydraulic System Components, *J. of Aircraft*, Vol.5, pp.156-160, 1967-68.
6. Hessey, 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.
7. Etsion, I. and Pinkus, O., The Hydrodynamics of a Plug Bearing, *Trans. ASME, J. of Lub. Tech.*, Vol.98, pp.433-440, 1976.
8. 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.
9. Lee, C.O. und Park, T.J., 1990, Querkräfte an hydraulischen Ventilen mit mehreren Umfangsnuten, *Ölhydraulik und Pneumatik*, Vol.34, Nr.4, pp.269-274.
10. 박태조, 이정오, 그루브를 한 유압 피스톤 펌프의 피스톤에 작용하는 축력의 해석, 한국윤활학회지, 제8권, 제2호, pp.44-49, 1992.