

<講 座>

油壓밸브 內의 流動力과 對策(I)

李 正 五*

1. 序 言

油壓밸브의 스푸울(spool)에 작용하는 流動力을 정확하게 記述하는 것은 一般的으로 매우어렵고, 실험에 依存하는 경우가 많다. 스푸울의 形狀이 비교적 간단한 경우에 대해서는, 適切한 假定下에서 流動力의 크기를 계산할 수 있고, 그 結果를 設計에 이용할 수 있다. 많은 油壓教科書^{1, 2, 3, 4)}에서 流動力의 記述를 다루고 있으나 記述方法이 있어서 明確性이 缺如된 느낌을 주는 경우가 많고, 가끔 學生들이나 現場의 技術者들이 流動力의 개념에 대해서 混屯하는 수가 있다. 이 글의 내용은 本人의 油壓工學 講義에서 拔取, 整理한 것이고, 油壓밸브에 작용하는 流動力의 明確한 理解를 주기 위해서 쓴 것으로 앞으로 이 분야에 종사하는 人們에게 참고가 되기를 希冀한다. 여기서 다루는 문제는 油壓밸브의 스푸울에 작용하는 半徑方向의 流動力(lateral forces)과 軸方向의 힘(axial forces), 포펫트型(poppet type) 밸브에 미치는 流動力, 후렛퍼型(flapper) 밸브에 작용하는 힘 등이고 幾何學的 형태가 간단한 경우에 대해서 論議한다.

2. 스푸울에 작용하는 半徑方向의 流動力

밸브 스푸울에 작용하는 流動力은 원주方向의 힘, 반경方向의 힘 및 軸方向의 힘으로 나눌 수 있고, 이 중에서 원주 방향으로 작용하는 힘(peripheral forces)은 大部分의 경우에 대단히 작아서 별로 문제가 되지 않는다. 이 節에서 論하는 반경方向의 힘(lateral forces)은 스푸울의 운동方向과 垂直으로 작용하는 것으로, 이 힘은 스푸울과 슬리브(sleeve) 사이의 空隙(clearance)을 통해서 흐르는 기름의 누설(leakage)때문에 발생하고, 스푸울과 슬리브 사이의 마찰을 크게 하여 가끔 hydraulic lock을 일으키는 原因이 된다.

어떤 경우에 스푸울을 반경方向으로 미는 힘이 생기

는가를 알아보자. 解析의 편의를 위해서 定常狀態(steady state)를 생각하고 다음과 같은 假定을 도입한다.

- (i) 슬리브의 形狀은 원통型이다.
- (ii) 重力과 慣性力은 고려하지 않는다.
- (iii) 기름의 흐름은 원통軸과 平行하고, 완전히 발전된 層流(fully developed laminar flow)이다.
- (iv) 流體는 非압축性이고, 粘性係數는 一定이다. 이들 假定은, 스푸울과 슬리브가 잘 맞는 경우(close fit)를 생각하는 限 별로 無理가 없다.

먼저 그림1과 같이 스푸울의 형태가 원통型인 경우를 생각하고, 스푸울軸이 슬리브軸과 平行하게 偏心된 상태를 고려하자.

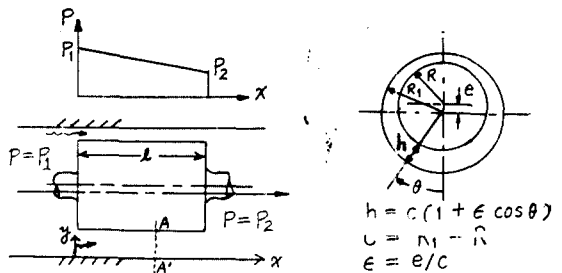


Fig. 1. Cylindrical decentered spool.

위의 假定에 의하면 기름의 흐름은 2次元, 層流이고 기름이 흐르는 좁은 通路의 임의의 斷面(A~A')에서는 압력이 一定하다. 이 흐름에 대한 연속 方程式은

$$-\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \tag{1}$$

x방향의 운동方程式은, 慣性項을 무시하므로

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{2}$$

y방향의 운동方程式은 $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$ 이므로, 임의의 斷面(A~A')에서 壓力이 일정하다는 것을 나타낸다. 式(2)의 解는 境界조건으로서 $y=0$ 에서 $u=0$, $y=h$ 에서 $u=0$ 를

* 正會員, 韓國科學院 機械工學科

쓰면, p 는 y 의 함수가 아니므로 다음과 같이 된다.

$$u = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{y^2}{2} - \frac{hy}{2} \right) \quad (3)$$

이제, 식 (1)에서 주어진 연속 方程式을 다음과 같은 積分型으로 고쳐 쓰자.

$$\iiint_V \left(\rho \frac{\partial u}{\partial x} \right) dV = \iint_A \left[\int_0^h \rho \frac{\partial u}{\partial x} dy \right] dA = 0 \quad (4)$$

여기서 V 는 流體가 흐르는 空隙의 全體積을 나타내고, dA 는 스푸울表面의 面積素이다. 식 (1)과 (4)는 같은 표현으로, 식 (1)은 微少부피에 대한 연속조건이고 식 (4)는 流體가 흐르는 全空間에 대한 연속조건임을 留意하라. 이 식에 식 (3)을 代入하고 y 에 관해서 積分한 결과는

$$\iint_A \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{-\rho h^3}{12\mu} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \right] dA = 0$$

그러므로 이 식이 항상 成立하기 위한 조건은

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 0 \quad (5)$$

이 표현은 潤滑工學의 基本방정식으로 알려진 Reynolds 방정식의 一次元型이다. 이 식을 이용하여 밸브 스푸울의 lateral force를 求하여 보자. 그림 1에서 경계조건은

$$\begin{cases} x=0 \text{에서 } p=p_1 \\ x=l \text{에서 } p=p_2 \end{cases} \quad (6)$$

식 (5)의 解는, ρ, μ, h 가 常數이므로 곧 積分되고, 위의 경계조건을 고려하면 다음과 같다.

$$p = p_1 - \left(\frac{p_1 - p_2}{l} \right) x \quad (7)$$

즉, 스푸울의 形狀이 完전한 원통인 경우에는 空隙에서의 압력降下는 x 에 따라 線型的으로 변하며 θ 에 無關하고, 결국 스푸울을 반경方向으로 미치는 合力(net force)이 없다는 것을 나타낸다.

이번에는 스푸울의 形狀이 테이퍼(taper)된 경우를 생각하자. 밸브의 용도에 따라 테이퍼된 스푸울이 흔히 쓰인다. 이 때는 空隙 h 는 θ 및 x 의 함수가 되고, 그림 2를 참조하여

$$h = c(1 + \epsilon \cos \theta) + \alpha x \quad (8)$$

식 (5)를 두번 積分하고 정리하면

$$p = - \frac{K_1}{[c(1 + \epsilon \cos \theta) + \alpha x]^2} + K_2$$

여기서 K_1 과 K_2 는 積分상수를 나타내고, 경계조건으로 주어진 식 (6)으로 이들을 定하고 윗식을 다시쓰면 아래와 같다.

$$p = p_1 - (p_1 - p_2) \frac{x}{l} \left[\frac{2c(1 + \epsilon \cos \theta) + \alpha x}{2c(1 + \epsilon \cos \theta) + \alpha l} \right]^2 \left[\frac{c(1 + \epsilon \cos \theta) + \alpha l}{c(1 + \epsilon \cos \theta) + \alpha x} \right]^2$$

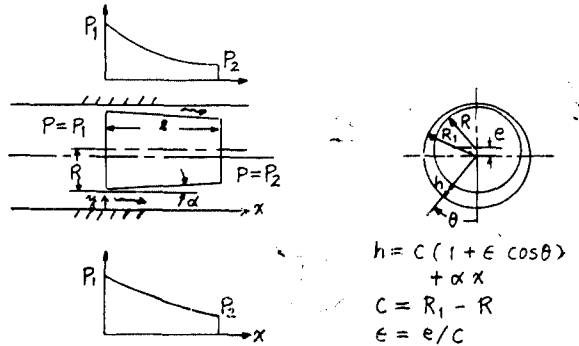


Fig. 2. Decentered taper land spool.

이 식을 보면, 압력분포는 θ 에 의존하고, 또 주어진 θ 에 대해서는 x 에 따라 포물선型으로 변한다. 이제 스푸울을 軸에 수직方向으로 미치는 힘을 계산해 보면

$$\begin{aligned} F &= \int_0^l \int_0^{2\pi} p \cos \theta \cdot R \, d\theta \, dx \\ &= \frac{\pi R^2 (p_1 - p_2) \alpha}{2\epsilon c} \left\{ \frac{2c + \alpha l}{\sqrt{(2c + \alpha l)^2 - 4c^2 \epsilon^2}} - 1 \right\} \quad (9) \end{aligned}$$

이 힘은 壓力差와 테이퍼角에 비례한다. 그림 2의 경우에는 이 lateral force의 方向은 恒常 空隙이 큰 쪽에서 空隙이 작은 쪽, 즉 윗方向으로 작용하고 스푸울을 슬리브에 밀어 붙이는 역할을 한다. 한편 식 (9)에서 알 수 있는 바와같이 그림 2에서 $p_2 > p_1$ 인 경우에는 lateral force는 아랫쪽으로 작용하므로써 스푸울을 安定하게 한다. 그러나 實際에 있어서 恒常 $p_2 > p_1$ 으로 유지할 수는 없으므로 lateral force를 除去하는 手段이 될 수 없다.

이제, 空隙이 대단히 작은 실제적인 경우를 생각하면 離心율 ϵ 은 1에 가깝고

$$\epsilon c \approx c$$

이 近似를 쓰고 식 (9)를 無次元으로 표현하면

$$\frac{F}{l(2R)(p_1 - p_2)} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{\alpha l}{c} \right)$$

$$\left\{ \frac{2 + \left(\frac{al}{c}\right)}{\sqrt{4 \left(\frac{al}{c}\right) + \left(\frac{al}{c}\right)^2}} - 1 \right\} \quad (10)$$

이 관계를 圖示하면 그림 3과 같다.

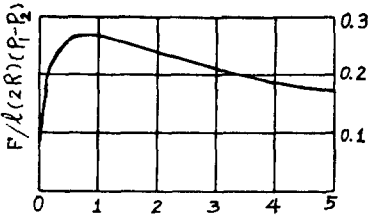


Fig. 3. Normalized lateral force vs. normalized taper.

그림 3을 보면 無次元으로 표시한 힘은 al/c 이 0.9가 될 때 최대가 되어 그 값이 0.27이다. 그러므로 스푸울을 밀어붙이려는 힘은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F \leq 0.27l(2R)(p_1 - p_2) \quad (10)$$

이 식에서 $l, R, p_1 - p_2$ 등에 실제의 가까운 값을 넣어 계산해 보면 F 가 대단히 큼을 알 수 있다. 예로써 $l=1$ inch, $2R=1$ inch, $p_1 - p_2=1000$ psi이면

$$F \leq 270 \text{ lb} \quad (11)$$

이 힘을 줄이기 위해서는 이론적으로 $al/c \ll 1$ 이 추천되지만 이것은 實際의 해결 방법이 되지 못한다.

그림 4(a)와 같은 스푸울의 形狀에 대해서는, 계산에 의하면, lateral force의 합력은 0이 되나, 스푸울軸을 기울이게 하려는 모-멘트가 작용하게 된다. 그림 4(c)에 보인 바와 같이 스푸울이 一도 기울어지면, lateral force가 발생하고 가끔 스푸울이 슬리브壁에 딱붙는 현상(cocking)을 일으킨다.

스푸울을 軸과 수직方向으로 밀는 힘(lateral force)를 減少시키는 一般의 방법은 그림 5에 보인 바와 같이 圓周를 따라 홈(groove)을 파는 것으로 알려져 있다. 이 홈의 역할은 스푸울 주위에 발생하는 非均一한 壓力을 均一하게 하기 위한 기름의 通路(높은 壓力에서 낮은 壓力의 위치로)가 된다. 실험결과에 의하면^{5,6)} 한 개의 홈을 두면 lateral force를 40%로 낮출 수 있다. 세개의 홈은 6%로, 그리고 7개의 홈을 두면 2.7%까지 낮아진다. 이 홈의 幅과 깊이는 空際(clearance)의 10

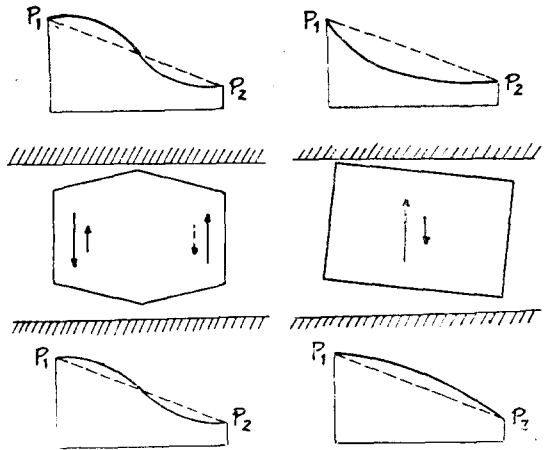


Fig. 4. (a); Symmetrical spool, net force zero. (b); cocked spool, large lateral force upward.

배 이상이어야 하고, 홈의 가장자리는, 不純物(dirt particles)의 효과를 줄이기 위해서, 垂直으로 파져야 한다. 일반적으로 이들 홈은 等間隔으로 배치되고, 적어도 3개 이상이다. 이들 홈을 加工하는 것은 비교적 간단하기 때문에, 테이퍼된 形狀이 아닌 원통형 스푸울에도 恒常 홈이 설치되고 있는데 그 목적은 油藏(reservoir)역할을 하기 때문이다. 이들 홈은 流體가 기름뿐 아니라 공기일 때도 효과가 있으며, 이것은 lateral force自體가 流體의 潤滑性質에 無關하기 때문이다.

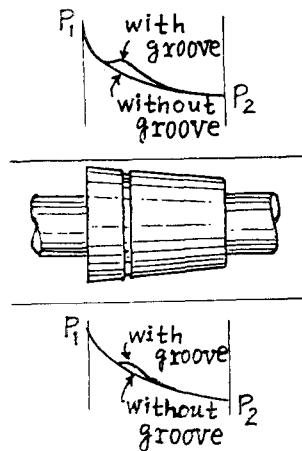


Fig. 5. Effect of pressure equalizing grooves

홈(groove)의 또 하나의 중요한 역할은 기름의 누설(leakage)을 줄이는 것이다. 그림 1에 보인 스푸울軸과 슬리브軸이 一致할 때와, 一致하지 않을 경우에 대해서 空隙을 통해서 누설되는 기름의 流量(flow rate)을 各各 計算, 比較해 보면 軸이 一致할 때 훨씬 적음을 알 수 있다.

Lateral force를 줄이는 手段으로서 홈이 널리 實用化되고 있고, 다른 方法으로서는 밸브의 슬리브(sleeve)에 슬롯(slot)를 두는 것이 効果적인 것으로 알려져 있으나⁷⁾ 홈에 比較해서 간단하지 않고 스푸울의 一端이 슬롯에 들어 박힐 수 있는 문제점(clogging)이 있다.

參 考 文 獻

1) J. F. Blackburn, G. Reethof and J. L. Shearer,

Fluid Power Control M. I. T. Press, 1960.
 2) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc., 1967.
 3) D. McCloy and R. Martin, The Control of Fluid Power, John Wiley & Sons, 1973.
 4) 竹中利夫, 浦田暎三, 油壓制御, 丸善, 1967.
 5) D. C. Sweeney, Preliminary Investigatin of Hydraulic Lock, Engineering, 172, 1951.
 6) J. Manham and D. C. Sweeney, An Investigation of Hydraulic Lock, Proc. Inst. of Mechanical Engineers, London, 169, 1955.
 7) H. E. Weber, Lateral Forces on Hydraulic Piston Caused by Axial Leakage Flow, S. M. Thesis, M. I. T. 1951.