

液压传动译文集

中国机械工程学会传动学会液压组
第一机械工业部技术情报所

1965.12

目 录

一、軸向柱塞式油泵、油馬达缸体的力学分析	(1)
二、油压控制閥的性能.....	(10)
三、高压动力油缸的最佳設計.....	(20)
四、間隙的密封問題	(21)
五、液压系統图的說明.....	(26)
六、液压系統中的温度計算	(30)
七、如何防止液压系統中的空气侵入.....	(36)
八、廉价的电液伺服閥.....	(40)
九、伺服閥的分析	(47)
十、油压伺服馬达的高頻特性	(53)
十一、定量式液压隨动系統的技术可能性	(62)
十二、柱塞閥的流量系数	(70)
十三、流量反饋伺服閥.....	(73)
十四、关于圓柱滑閥軸向卡住力的研究現狀	(86)

軸向柱塞式油泵、油馬達缸体的

高井 昭、 藤澤 二三夫

一、緒 言

作为各种机械的油压传动装置很早就使用了油泵、油馬达[1~5]，但是它的无级调速性能和易控制等优点直到最近才被很好地利用。所用的油泵、油馬达中，又以軸向柱塞式的性能为好，结构小、耐高速高压、控制简单。因此在欧美及日本都广泛用作各种机械的动力传动以及作为油压源[6~21]。

一般地说，軸向柱塞式油泵、油馬达的运动部分很多，要在比较严格的条件下使用；尤其是配油盘和油缸体的运动面要求的条件更苛刻，并且对其性能和寿命都有很大影响。为了提高对高压油的密封效果和减少摩擦损失，把运动面的形状做成球面，此外也有其他的特殊设计[23~24]。关于这些问题，虽在一些文献上报导过[25~28]，但是，有关这部分设计所必要的力学分析，尚未看到过什么报导。下面就根据作用于油缸体的力和力矩的计算，油缸体的油压平衡，从尽量减小配油盘上压力的观点出发来进行分析。

二、油泵（油馬达） 的结构和规格

軸向柱塞式油泵、油馬达有固定式和可变式两

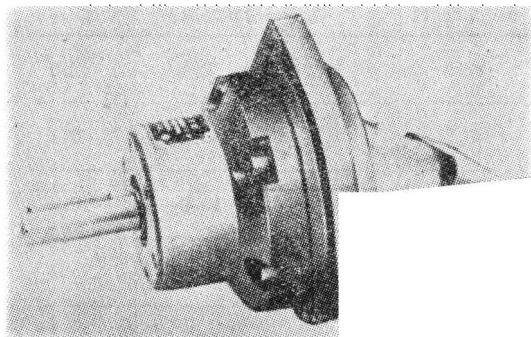


图1 固定式油泵（油馬达）的外形

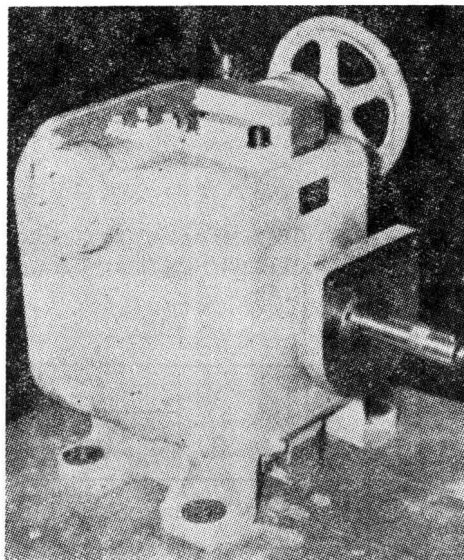


图2 可变式油泵（油馬达）的外形

种。它们的外形如图1和图2所示。为了分析方便起见，本文只就固定式进行讨论，其内部结构如图3所示。

图3是日立制作所制造的油泵。其一般结构型式已为大家所熟悉，油缸体和配油盘的运动面作成平面。油缸体的摆动不是依靠万向接头，而是柱塞杆，即油缸体借助于球面衬套在中心销上滑动，与主轴倾斜一定角度而被配油盘支承着转动。在油缸体上端有弹簧，当油缸内的油压小时，它就把油缸体推向配油盘，以防止油缸体相对配油盘倾斜。若主轴用原动机驱动时，柱塞杆就一直倾斜到接触柱塞的内壁为止，把旋转运动传递到油缸体。作馬达^油用时，情况也完全相同。

具有这样内部结构的油泵、油馬达的规格如表1所示。表中FL，VL各表示固定式和可^变式。油缸体相对主轴的倾斜角，固定式是25°，可在±25°的范围内无级调整。可变式所示的是倾角为25°时的规格。

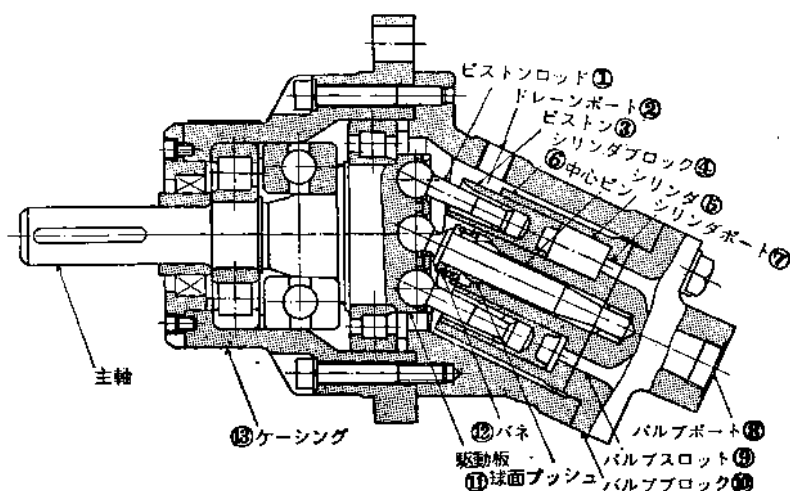


图3 油泵（油馬達）の結構

①柱塞杆；②排油口；③柱塞；④油缸体；⑤油缸；⑥中心销；⑦油缸口；
⑧配油口；⑨配油槽；⑩配油盘；⑪球面衬套；⑫弹簧；⑬外壳。

表1 油泵の規格

型 号	理論流量 (毫升/轉)	常用轉数 (轉/分)	流 量 (升/分)			驅 动 功 率 (馬力)		
			100 公斤/厘米 ²	125 公斤/厘米 ²	150 公斤/厘米 ²	100 公斤/厘米 ²	125 公斤/厘米 ²	150 公斤/厘米 ²
FL-14 VL-14	12.0	1800	21.3	21.3	21.2	5.2	6.6	7.9
FL-16 VL-16	28.0	1600	44.2	44.1	43.9	10.8	13.5	16.3
FL-20 VL-20	54.8	1500	81.2	81.0	80.6	19.8	24.9	29.9
FL-25 VL-25	106.0	1450	151.2	150.9	150.1	36.9	46.3	55.5
FL-32 VL-32	226.0	1000	223.2	222.7	221.6	53.6	67.3	81.1

表2 油馬達の規格

型 号	理論輸入 流 量 (毫升/轉)	常用轉数 (轉/分)	輸 入 流 量 (升/分)			旋 轉 力 矩 (公斤・米)		
			100 公斤/厘米 ²	125 公斤/厘米 ²	150 公斤/厘米 ²	100 公斤/厘米 ²	125 公斤/厘米 ²	150 公斤/厘米 ²
FL-14 VL-14	12.0	1800	21.9	21.9	22.0	1.8	2.2	2.6
FL-16 VL-16	28.0	1600	45.2	45.3	45.5	4.1	5.1	6.1
FL-20 VL-20	54.8	1500	83.5	83.5	83.9	8.0	10.0	12.0
FL-25 VL-25	106.0	1450	155.8	155.5	156.3	15.5	19.3	23.2
FL-32 VL-32	226.0	1000	228.9	229.3	230.4	33.7	42.0	50.1

三、作用于油缸体上的力和力矩的符号

作用于油缸体的力及力矩（见图4）为：

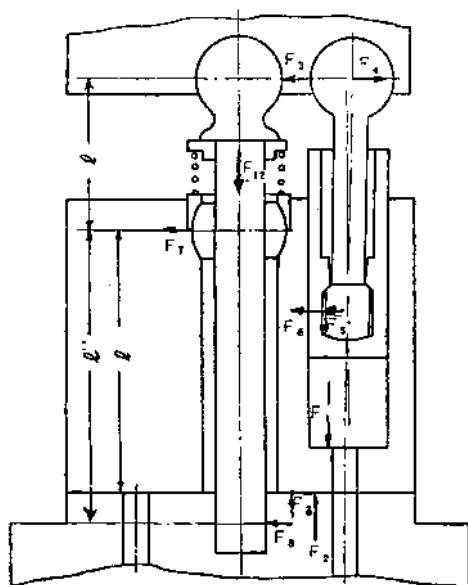


图4 作用于油缸体的力

- F_1 ——静油压把油缸体推向配油盘的力；
- F_2 ——油缸体、配油盘运动面间的油压使运动面离开的力；
- F_3 ——为减少油缸体、配油盘运动面间的泄漏所需的有效压紧力；
- F_4 ——使油缸体旋转，从驱动板加到柱塞杆的力；
- F_5 ——由于柱塞杆球接头在驱动板的插孔内运动，油缸体承受的力；
- F_6 ——由于柱塞杆和柱塞的轴线不一致，作用于油缸内壁的力；
- F_7 ——球面衬套作用于油缸体的力；
- F_8, F_9 ——分别为加在中心销的配油盘侧、驱动板侧两端的力；
- F_{12} ——把油缸体推向配油盘的弹簧力；
- $M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6$ ——分别为 $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$ 作用于球面衬套中心的转矩；
- M'_3, M_7, M_8, M_9 ——分别为 F_3, F_7, F_8, F_9 的摩擦力作用于球面衬套中心的转矩；

M_{10} ——柱塞、柱塞杆等往复运动质量的离心力作用于球面衬套中心的转矩。

M_{11} ——在流体中的油缸体，柱塞及柱塞杆等旋转体承受的阻力矩。

x, y, z ——表示力及力矩的 x, y, z 分量的角注。

四、力和力矩的计算

以球面衬套中心作为原点的直角坐标轴 x, y, z 如图5所示。假定力以各坐标轴的正方向为正；转矩以从各坐标轴的负方向看，向右迴转为正。以下的计算取油泵工作的情况为例，分别取 x 轴的正负侧为高压侧、低压侧。

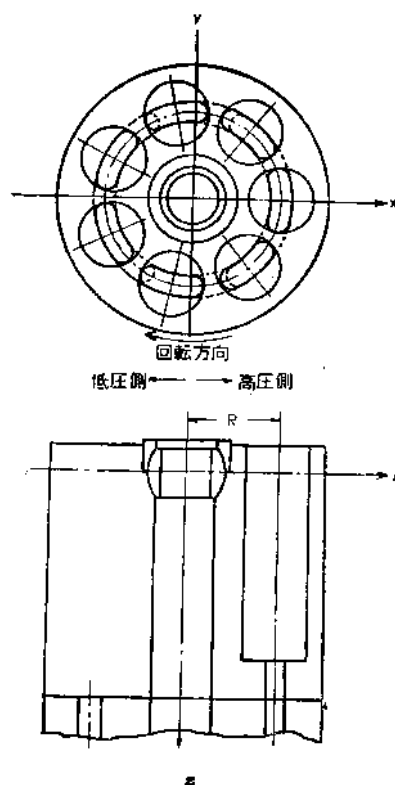


图5 坐标轴

1. 推力及其转矩

为使流量变动较小，油缸个数多用奇数，假定 n 。

$$n = 2m + 1 \quad (1)$$

式中 m ——正整数。

把油缸体推向配油盘的力 F_{1x} ，由于连通于配油槽的高压侧，低压侧的油缸数根据油缸体的转角有 m

个或 $(m+1)$ 个两种变化。

当 $0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2}$ 时,

$$\left. \begin{aligned} F_1 = F_{1x} &= (m+1) \frac{\pi d^2}{4} p_0 + m \frac{\pi d^2}{4} p_0' \\ \frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha & \text{ 时,} \\ F_1 = F_{1x} &= m \frac{\pi d^2}{4} p_0 + (m+1) \frac{\pi d^2}{4} p_0' \end{aligned} \right\} (2)$$

式中 ξ ——油缸体的转角, 取一个油缸中心和 y 轴一致时作为基准;

$\alpha = \frac{2\pi}{n}$ ——油缸节距;

d ——油缸直径;

p_0 ——与配油盘高压侧连通的油缸内的油压;

p_0' ——与配油盘低压侧连通的油缸内的油压。这两种状态以旋转角每 $\frac{\alpha}{2}$ 交替重复。 F_1 的转矩 M_1 为:

当 $0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2}$ 时,

$$\left. \begin{aligned} M_{1x} &= - \sum_{i=0}^m \frac{\pi d^2}{4} p_0 R \cos(\xi + i\alpha) - \\ &- \sum_{i=m+1}^{n-1} \frac{\pi d^2}{4} p_0' R \cos(\xi + i\alpha) \\ &= \frac{\pi d^2 R \sin\left(\xi - \frac{\alpha}{4}\right)}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0') \\ M_{1y} &= - \sum_{i=0}^m \frac{\pi d^2}{4} p_0 R \sin(\xi + i\alpha) - \\ &- \sum_{i=m+1}^{n-1} \frac{\pi d^2}{4} p_0' R \sin(\xi + i\alpha) \\ &= \frac{\pi d^2 R \cos\left(\xi - \frac{\alpha}{4}\right)}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0') \end{aligned} \right\} (3)$$

同样, 当 $\frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha$ 时,

$$\left. \begin{aligned} M_{1x} &= \frac{\pi d^2 R \sin\left(\xi - \frac{3}{4}\alpha\right)}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0') \\ M_{1y} &= \frac{\pi d^2 R \cos\left(\xi - \frac{3}{4}\alpha\right)}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0') \end{aligned} \right\} (4)$$

式中 R ——油缸节圆半径 (图 4)。

矢量 M_1 的大小和转角无关, 它为常数

$$|\overline{M}_1| = \frac{\pi d^2 R}{8 \sin \frac{\alpha}{4}} (p_0 - p_0') \quad (5)$$

$\overline{M}_1$ 如图 6 所示, 在从 OA 到 OB 的范围内, 和油缸体以同一速度绕同一方向反复。

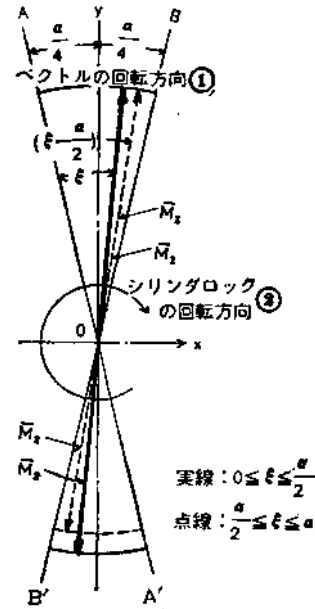


图 6 转矩 M_1 、 M_2 的矢量图

①矢量的旋转方向; ②油缸体的旋转方向。

2. 推力及其转矩

在配油盘和油缸体的运动面的流体压力分布范围并不限于配油槽的范围, 如图 7 所示, 由于有和

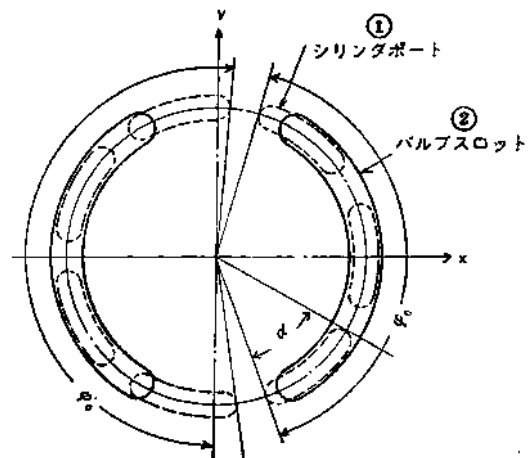


图 7 运动面间的压力分布范围。

①油缸口; ②配油槽。

配油槽相通的油缸窗口而使此范围有所扩大。若相邻油缸窗口的压力遮断部分的间隔非常小，压力分布范围就依照和配油槽连通的油缸窗口的数目和位置而定。

现假定 φ_0 、 φ_0' ——分别为在运动面高压侧，低压侧的压力分布范围（图7）。

α' ——油缸窗口的开角（图7）。

则当 $0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2}$ 时，

$$\varphi_0 = m\alpha + \alpha', \quad \varphi_0' = (m-1)\alpha + \alpha'$$

$$\frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha \text{ 时,}$$

$$\varphi_0 = (m-1)\alpha + \alpha', \quad \varphi_0' = m\alpha + \alpha' \quad (6)$$

若假定漏油只在两平行平面间的径向以层流流出，则运动面间的油压就可以由柏努利法则求得。在图8所示的油压分布中，若假定制约径向压力分布范围的油槽内的油压为0，则：

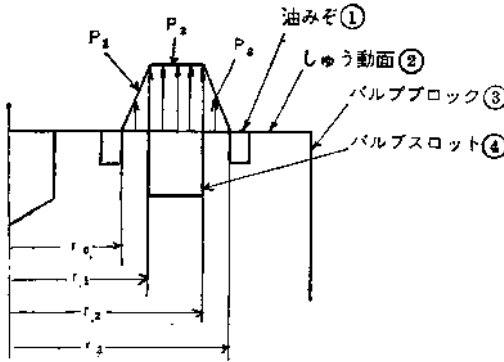


图8 运动面间的油压分布

①油槽；②运动面；③配油盘；④配油槽。

$r_0 \leq r \leq r_1$ 时，

$$p_1 = \frac{\log r - \log r_0}{\log r_1 - \log r_0} p$$

$r_1 \leq r \leq r_2$ 时，

$$p_2 = p$$

$r_2 \leq r \leq r_3$ 时，

$$p_3 = \frac{\log r_3 - \log r}{\log r_3 - \log r_2} p \quad (7)$$

式中 p —— 配油槽内的油压。

因此，若分别用 p_0 、 p_0' 作为高压侧，低压侧配油槽内的油压代替式（7）中的 p ，并设：

p_i 、 p_i' ——分别为高压侧、低压侧运动面间的压力分布；

s 、 s' ——分别为高压侧、低压侧运动面的油压分布面积。

则推举油缸体的力 F_2 为：

$$\begin{aligned} F_2 = F_{2x} &= - \sum_{i=1}^3 \int_s p_i ds - \sum_{i=1}^3 \int_{s'} p_i' ds' \\ &= - \frac{1}{4} \left(\frac{r_3^2 - r_2^2}{\log r_3 - \log r_2} - \frac{r_1^2 - r_0^2}{\log r_1 - \log r_0} \right) \times \\ &\quad \times (\varphi_0 p_0 + \varphi_0' p_0') \end{aligned} \quad (8)$$

F_2 产生的转矩 M_x 为：

$$\begin{aligned} M_{2x} &= \left. \begin{aligned} &\sum_{i=1}^3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_{i-1}}^{r_i} p_i r^2 \cos \varphi dr d\varphi + \\ &+ \sum_{i=1}^3 \int_{\varphi_1'}^{\varphi_2'} \int_{r_{i-1}}^{r_i} p_i' r^2 \cos \varphi dr d\varphi \end{aligned} \right\} \quad (9) \\ M_{2y} &= - \left. \begin{aligned} &\sum_{i=1}^3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_{i-1}}^{r_i} p_i r^2 \sin \varphi dr d\varphi - \\ &- \sum_{i=1}^3 \int_{\varphi_1'}^{\varphi_2'} \int_{r_{i-1}}^{r_i} p_i' r^2 \sin \varphi dr d\varphi \end{aligned} \right\} \end{aligned}$$

式中 $\varphi_1 = -\frac{\alpha'}{2} + \xi$

$$\varphi_2 = \varphi_0 + \varphi_1$$

$$\varphi_1' = (m+1)\alpha + \varphi_1 \quad \left(0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2} \right) \quad (10)$$

$$\varphi_1' = m\alpha + \varphi_1 \quad \left(\frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha \right)$$

$$\varphi_2' = \varphi_0' + \varphi_1'$$

由此，当 $0 \leq \xi \leq \frac{\alpha}{2}$ 时，

$$\left. \begin{aligned} M_{2x} &= -H \sin \left(\xi - \frac{\alpha}{4} \right) \\ M_{2y} &= -H \cos \left(\xi - \frac{\alpha}{4} \right) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\frac{\alpha}{2} \leq \xi \leq \alpha \text{ 时,}$$

$$\left. \begin{aligned} M_{2x} &= -H \sin \left(\xi - \frac{3}{4}\alpha \right) \\ M_{2y} &= -H \cos \left(\xi - \frac{3}{4}\alpha \right) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{式中 } H &= \frac{2}{9} \left(\frac{r_3^3 - r_2^3}{\log r_3' - \log r_2} - \frac{r_1^3 - r_0^3}{\log r_1 - \log r_0} \right) \times \\ &\quad \times \left(p_0 \sin \frac{\varphi_0}{2} - p_0' \sin \frac{\varphi_0'}{2} \right) \end{aligned} \quad (13)$$

矢量 M_2 的值为：

$$|\bar{M}_2| = H \quad (14)$$

它随着 φ_0 、 φ_0' 的变化有两种不同的值。矢量 $\bar{M}_2$ 如图6所示，在 OA' 到 OB' 的范围内，和油缸体以相同的速度，绕同一方向迴转，两种 M_2 交替反复。

$\overline{M_1}$ 和 $\overline{M_2}$ 作用线相同, 方向相反。

3. 压紧力及其转矩

压紧力只有 z 分量,

$$F_3 = F_{3z} \quad (15)$$

現設 $(R_3, \varepsilon_3), (R_3', \varepsilon_3')$ ——分别为把压紧力 F_3 , 摩擦力 $\mu_3 F_3$ 看作集中力时, 作用点的坐标, $\varepsilon_3, \varepsilon_3'$ 是以 y 轴为基准的角度; l ——球面衬套中心到油缸体运动面的距离 (图 4); μ_3 ——油缸体与配油盘间的摩擦系数。

則,

$$\left. \begin{aligned} M_{3x} &= -F_3 R_3 \cos \varepsilon_3^* \\ M_{3y} &= F_3 R_3 \sin \varepsilon_3^* \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{3x}' &= -\mu_3 F_3 l \sin \varepsilon_3'^{**} \\ M_{3y}' &= -\mu_3 F_3 l \cos \varepsilon_3'^{**} \\ M_{3z}' &= \mu_3 F_3 R_3' \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

如果了解压紧力的压力分布, 則不能求 (R_3', ε_3') , 但由于这部分的摩擦力影响很小, 可以认为

$$\left. \begin{aligned} R_3' &= R_3 \\ \varepsilon_3' &= \varepsilon_3 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

4. 驱动力及其转矩

驱动油缸体的力 F_4 如图 4 所示, 作用于柱塞杆的球接头。

如設 δ —— y 轴到驱动柱塞杆的角度;

l' ——球面衬套中心到中心销的驱动板侧球接头中心的距离 (图 4);

r ——驱动板上球接头的节圆半径;

β ——油缸体相对主轴的倾角。

則驱动力 F_4 及其转矩 M_4 为:

$$\left. \begin{aligned} F_{4x} &= F_4 \cos \delta \\ F_{4y} &= -F_4 \sin \delta \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{4x} &= F_4 \sin \delta (l' + r \sin \beta \cos \delta) \\ M_{4y} &= F_4 \cos \delta (l' + r \sin \beta \cos \delta) \\ M_{4z} &= F_4 R \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

5. 球接头运动产生的力和转矩

柱塞杆对驱动板的相对运动如图 9 所示, 在相对驱动板的法线 NN' 仅倾斜 β 角时, 柱塞杆以和驱动板相等的速度绕 NN' 旋轉。

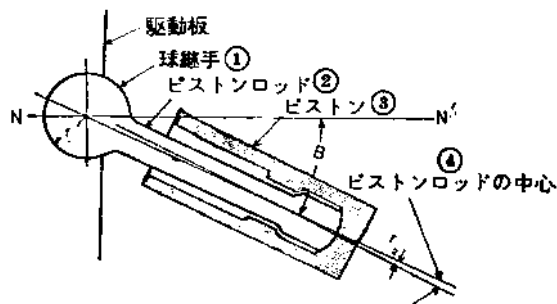


图 9 柱塞、柱塞杆、驱动板的結構

①球接头; ②柱塞杆; ③柱塞; ④柱塞杆的中心。

如設 r_s ——驱动板侧球接头半径;

L ——柱塞杆的长度;

μ_s ——球接头的摩擦系数;

f, f' ——分别为柱塞承受高压、低压时, 为使一个球接头运动加于柱塞上的力。

則

$$\left. \begin{aligned} f &= \frac{(1 + \mu_s) r_s}{L - \mu_s r_s} \frac{\pi d^2}{4} p_0 \\ f' &= \frac{(1 + \mu_s) r_s}{L - \mu_s r_s} \frac{\pi d^2}{4} p_0' \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

力 f, f' 对油缸体的作用如图 10 所示, 由于只有 x 分量, 所以

$$F_{6y} = 0, F_{6z} = 0, M_{6x} = 0 \quad (22)$$

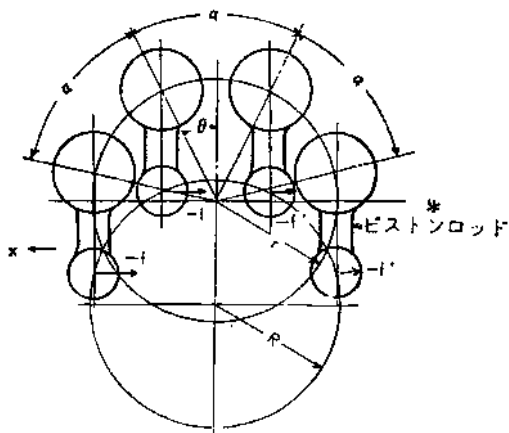


图10 球接头运动产生的力

* 柱塞杆。

若假定 Q 为驱动板的迴轉角, 則

* 原文誤印为 σ ——譯者

** 原文誤印为 σ' ——譯者

$$\text{式中 } \tan r_i \approx \frac{R - q_i}{R \sin [\xi_i - (\xi + i\alpha)]}$$

$$q_i = \frac{r}{\sqrt{1 + \tan^2 \beta \cos \xi_i}}$$

$$\tan \xi_i \cos \beta = \tan(Q + i\alpha) \quad (32)$$

m' ——依 $0 \leq Q \leq \frac{\alpha}{2}$ 及 $\frac{\alpha}{2} \leq Q \leq \alpha$ 分别为 m

或 $(m-1)$;

r_i, ξ_i, q_i ——如图11所示。

7. 作用于球面衬套上的力与转矩

油缸体受到来自球面衬套的反力 F_7 , F_7 作用在 xy 平面内。

设 ε_7 —— F_7 的作用线与 y 轴的角度;

μ_7' ——油缸体和球面衬套间的摩擦系数;

r_7 ——球面衬套半径。

则

$$\left. \begin{aligned} F_{7x} &= F_7 \sin \varepsilon_7 \\ F_{7y} &= F_7 \cos \varepsilon_7 \\ F_{7z} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

由于 F_7 所引起的球面衬套和油缸体间的摩擦转矩 M_7 很小, 可以认为:

$$\left. \begin{aligned} M_{7x} &= \mu_7' F_{7y} r_7 \\ M_{7y} &= \mu_7' F_{7x} r_7 \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

8. 作用在中心销上的力和转矩

中心销以球面衬套承受力 F_7 。因此, 配油盘侧和驱动板侧的中心销两端承受的力 F_8 、 F_9 作用在和 xy 平面平行的平面内。

$$\left. \begin{aligned} F_8 &= -\frac{l'}{l' + l''} F_7 \\ F_9 &= -\frac{l''}{l' + l''} F_7 \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

式中 l'' ——球面衬套到配油盘内中心销的距离 (图4)。

若设 μ_8 、 μ_9 ——分别为配油盘内和驱动板内的中心销的摩擦系数;

r_8 ——配油盘内中心销的半径;

r_9 ——驱动板内中心销球接头的半径。

则 F_8 、 F_9 的摩擦转矩 M_8 、 M_9 为:

$$\left. \begin{aligned} M_8 &= M_{8x} = -\mu_8 F_8 r_8 \\ M_9 &= M_{9x} = \mu_9 F_9 r_9 \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

($M_8 + M_9$) 是通过球面衬套作用于油缸体上的。

9. 往复运动质量的离心力所产生的力矩

由于各个柱塞在迴轉轴的方向占的位置各不相同,

同, 油缸体上作用有柱塞、柱塞杆等往复运动质量的离心力所产生的力矩 M_{10} (M_{10x} 、 M_{10y} 、0)。

如设 m_9 ——影响离心力的油缸体往复部分的质量;

L' ——驱动板上球接头到往复部分重心的距离;

ω_c ——油缸体的角速度。

则:

$$\left. \begin{aligned} M_{10x} &= m_9^* \omega_c^2 R \sum_{i=0}^{n-1} [L' - l' - r \sin \beta \times \\ &\quad \times \cos(Q + i\alpha)] \cos(\xi + i\alpha) \\ &= -\frac{1}{2} m_9 n \omega_c^2 R r \sin \beta \cos(Q - \xi) \\ M_{10y} &= m_9^* \omega_c^2 R \sum_{i=0}^{n-1} [L' - l' - \\ &\quad - r \sin \beta \cos(Q + i\alpha)] \sin(\xi + i\alpha) \\ &= \frac{1}{2} m_9^* n \omega_c^2 R r \sin(Q - \xi) \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

在 $Q \approx \xi$ 时, 式37为

$$\left. \begin{aligned} M_{10x} &\approx -\frac{1}{2} m_9^* n \omega_c^2 R r \sin \beta \\ M_{10y} &\approx 0 \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

10. 流体的阻力矩

与流体中迴轉的油缸体平衡有关的柱塞、柱塞杆和油缸体所受的流体阻力 F 为:

$$F = \frac{1}{2} c \varphi v^2 s \quad (39)$$

式中 c ——阻力系数, 是把柱塞、柱塞杆的阻力看做圆柱体的阻力, 把油缸体的阻力看做平板的阻力时所用的阻力系数;

φ ——流体的密度;

v ——物体的线速度, 若假定迴轉速度为 N , 则柱塞、柱塞杆的 v 为 $2\pi R N$; 对油缸体, 若其外半径 R_0 则速度 $v = 2\pi R_0 N$;

s ——对柱塞, 柱塞杆来说, 是垂直于运动方向的面积; 对油缸体来说, 是侧面的面积。

因此, 油缸体受到的流体阻力矩 M 为

$$M_{11} = M_{11x} = -(F_p R n + F_c R_0) \quad (40)$$

式中 F_p ——柱塞和柱塞杆受到的阻力;

F_c ——油缸体受到的阻力。

五、油缸体的平衡

根据以上作用于油缸体的力和转矩, 求得下面

* 原文误印为 m_0 ——译者

的平衡方程式:

$$\left. \begin{aligned} (\mu_3 F_3)_x + F_{4x} + F_{5x} + F_{6x} + F_{7x} &= 0 \\ (\mu_3 F_3)_y + F_{4y} + F_{5y} + F_{6y} + F_{7y} &= 0 \\ F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + (\mu_7 F_7)_x + F_{12x} &= 0 \\ M_{1x} + M_{2x} + M_{3x} + M'_{3x} + M_{4x} + M_{5x} + M_{6x} + \\ &+ M_{7x} + M_{10x} = 0 \\ M_{1y} + M_{2y} + M_{3y} + M'_{3y} + M_{4y} + M_{5y} + M_{6y} \\ &+ M_{7y} + M_{10y} = 0 \\ M'_{3x} + M_{4x} + M_{5x} + M_{6x} + M_{7x} + M_{9x} + M_{11x} &= 0 \end{aligned} \right\} (41)$$

式中 μ_7 ——球面衬套和中心销间的摩擦系数:

$$F_{12} = F_{12x}$$

根据所用油缸体的平衡方程式, 油压本身能使油缸体平衡。但是, 这些式中构成 F_3 的有效压紧力, 其值还是未知的。 F_3 大致是静水力学的不平

衡力, 可在 F_3 的作用点进行流体润滑和边界润滑。但为了使运动面的泄漏不要过多, 油缸体不该太离开配油盘运动面上浮, 油缸体的迴轉中心相对配油盘运动面的法线不能过于倾斜。满足这个条件的是:

$$F_3 < 0 \quad R_3 < R_0 \quad (42)$$

因此, 把 $F_3, R_3, \varepsilon_3, F_4, F_7, \varepsilon_7$ 作为未知数解式(41)。在满足式(42)的范围内, 注意到:

(i) F_3 尽量小;

(ii) 使 F_3 的作用点 R_3 尽量接近运动面的中心。这是减少摩擦, 摩擦损耗, 使油压平衡条件的稳定范围更广所必要的。即, 若 F_3 小, 则必定有可能在运动面间是流体润滑, F_3 完全像流体力学那样的作用情况。由于 F_3 是作为楔形作用的最小间隙函数给出, 油缸体的脱开有可能选得非常小。

根据这样的力学讨论能选定最适当的 F_3, R_3 (正在申请日本专利), 但是由于尺寸等的限制, F_3 往往是过大的。在这种情况下, 配油盘的一部分, 由于设置了高压平衡用压力室, 有可能增加拉开油缸体的力, 这里, 若把 F_2' 对球面衬套的力矩 M_2' 加到式(41)中, 则 F_3 就可能减小。这时, 平衡用压力室, 例如位于 x 轴上的, 按油压的力矩矢量图(图12), 依靠 M_2' 的选择方式, 压紧力的作用点能接近运动面的中心, 因此能增加稳定区域 (正在申请日本专利)。

表3表示用本方法设计的FL-16型油泵的泄漏和磨耗情况, 有靠油压平衡的很稳定的运转状态。

参 考 文 献

- (1) Prasse, Farr; Machine Design 29, 174 (Sept. 1957)
- (2) Manogue; Machine Design 34, 82 (Mar. 1962)
- (3) 阿部芳朗; 油压驱动要素 36 (小峰出版社)
- (4) 油压便覧編集委員会; 油压技术便覧 115, 368 (昭34. 日刊工業)
- (5) Atkinson; Hydraulic Power Transmission 5, 546 (Sept. 1959)
- (6) MacCutcheon Machine Design 26, 125 (Jan. 1954)
- (7) Engineering, 183, 278 (Mar. 1957)
- (8) Engineering, 183, 469 (Oct. 1957)
- (9) The Oil Engine and Gas Turbine, 12, 368 (Feb. 1958)

图12 设有平衡用压力室时的油压力矩矢量图

$$(0 \leq \varepsilon \leq \frac{\alpha}{2})$$

* $\bar{M}_1, \bar{M}_2$ 的旋转方向。

表3 在连续试验下漏油量和磨耗的变化情况 (FL-16型油泵)

运转时间 (小时)	0	500	1000	1500	2000
漏油量 (升/分)	0.30	0.34	0.40	0.38	0.38
容积效率 (%)	99.3	99.2	99.1	99.2	99.2
运动面的磨耗量 (微米)	油缸体	0	—	—	2
	配油盘	0	—	—	4

旋转速度: 1600转/分 工作油: 透平油 (日石)

输出压力: 100公斤/厘米² 油温: 50℃

- (10) Büttner ; Dtsch Eisenbahn., 6, 3 (Jan. 1958)
- (11) D.R.T., 11, 175 (May. 1957)
- (12) D.R.T., 12, 311 (Aug. 1958)
- (13) Jordan ; Machine Design 29 100 (Jan. 1957)
- (14) Thurman, Hanch ; Iron & Steel Engr. 33, 76 (Feb. 1956)
- (15) Bretshneider ; Konstruktion 11, 142 (Apr. 1953)
- (16) Haffner ; Textil Fundscher 4, 193 (Apr. 1959)
- (17) Gerretz ; Oelhydraulik und Pneumatik 3, 100. (1959)
- (18) Bichlmeier ; Hansa 92, 722 (1955)
- (19) 石原 ; 機械の研究 15 1. 107 (1963)

- (20) 入江 ; JREA 5. 12. 2437 (1962)
- (21) 渡辺, 平川, 笠井 ; 日立評論 44. 2. 342 (1962)
- (22) ボンマーチネ ; 特許公報 (昭32. 7281)
- (23) 石井 ; 特許公報 (昭37. 12979)
- (24) フェッター ; 特許公報 (昭37-7036)
- (25) Franco ; Hydraulics & Pneumatics 14. 101 (Nov. 1961)
- (26) Ernst ; Oil Hydraulic Power and Its Industrial 137 (1960)
- (27) Thoma ; Engineering 184, 779 (Oct. 1957)
- (28) Т.М.БАШТА ; Вестник Машиностр 40, 3 (1960)
- (29) 日本機械学会 ; 機械工学便覧 8-47, 8-75 (昭26)

(徐真標 譯自 油压技术[日文] 1963, №3, 26~34
王棟業 校)

油 压 控 制 閥 的 性 能

竹 中 利 夫

一、緒 言

油压控制閥、油泵和油馬达等均被用在油压系統中, 从机能上大致可分为控制压力、流量和方向等三种閥。对这些控制閥的种类、构造以及使用已有过很多詳細的报导[1~2], 可是述及性能方面的文章却比較少。本文介紹的是对溢流閥、减压閥、流量控制閥等所进行的特性分析, 以及与实验結果的比較。当然, 一个閥的性能应该根据閥的材料及其性能、构造、尺寸、加工精度和流体的各种特性等来确定。不过, 本文只介紹和流体的各种特性有关的閥的性能。

二、压 力 閥

控制油路压力的閥件, 根据各种不同的要求, 有溢流閥、减压閥、順序动作閥、力平衡閥、卸荷閥等, 下面介紹溢流閥和减压閥的性能。

1. 溢流閥

图1所示为直动式溢流閥, 其工作原理是当流体的压力与弹簧力平衡时, 閥打开, 油经閥和閥座間的环形通路流出。因此理想的溢流閥应该具有图2A所表示的流量-压力曲线, 可是实际的溢流閥却

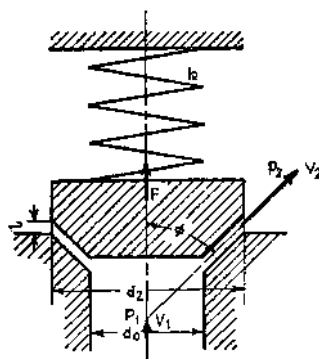


图1 圆锥閥的符号

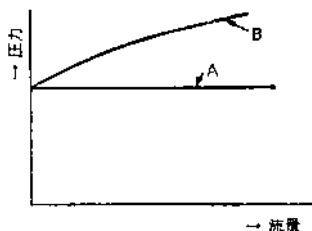


图2 溢流特性

具有B所表示的特性。它叫做压力流量特性, 是溢流閥所具有的特性之一。这个特性的产生是根据通过閥的流量大小而改变閥的开度, 因此使弹簧力变化, 油流经閥的縫隙的压力变化所致。所以当油路

的压力大于给定压力时閥是打开的。图6是以横坐标为给定压力，纵坐标为流量，给出的直动式以及有閥的溢流閥的溢流特性曲线。

(1) 直动式溢流閥的静特性 下面叙述一下图3所示的由圆锥閥($d_0=14.85$ 毫米, $d_2=24.83$ 毫米, $2\phi=90^\circ$)和压力调节弹簧构成的直动式溢流閥的静特性。

实验装置如图4所示，共油

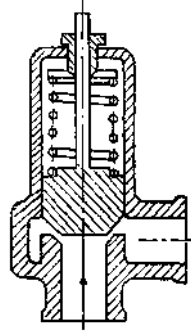


图3 直动式溢流閥

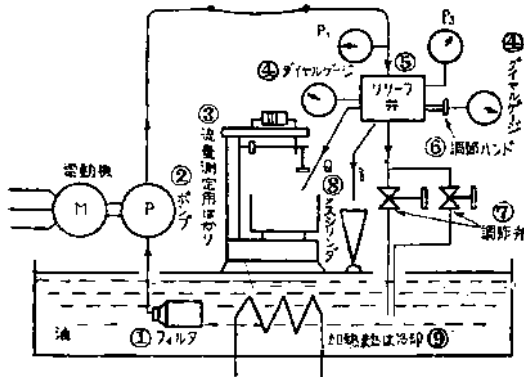


图4 实验装置简图

- ①过滤器；②泵；③流量测定用台秤；
④指示表；⑤溢流閥；⑥调节螺钉；
⑦调节閥；⑧量杯；⑨加热或冷却。

路是：由电动机直接带动叶片泵，使油流经管路、直动式溢流閥和手动调节閥返回油箱。实验方法是，首先调节压力调节弹簧确定给定压力，再慢慢调整调节閥让管路中的压力上升，油开始溢流。调节弹簧压紧的长度由显微鏡讀出，压力由预先校正过的压力表标出，而溢出的流量用秤和秒表计算，閥的开度利用可讀到1/1000毫米的指示表测定。所用的油为RO-150号油。

设 a 为包括閥座中点的流出面积，閥的流量系数为：

$$c = Q/a\sqrt{2g(p_1 - p_2)/\gamma} \quad (1)$$

式中 Q 是流量； p_1 和 p_2 是閥的入口和出口压力； γ 是油的密度。设油的平均流速 $v = Q/a$ ，则雷诺数为

$$Re = v\delta_0/\nu \quad (2)$$

式中 δ_0 是閥和閥座间的距离，若閥的开度为 l ， $\delta_0 = l \sin \phi$ (2ϕ 为閥的圆锥角)， ν 是油的动粘

性系数。

实验结果如图5所示， c 是雷诺数的函数，各点重合在与閥的开度、压力无关的一条曲线上，在 $40 < Re < 200$ 的范围内其实验公式为：

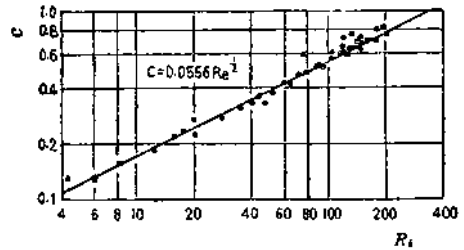


图5 $Re \sim c$ (圆锥閥)

$$c = 0.0556 Re^{1/2} \quad (3)$$

再把溢流閥的给定压力做各种变化，如以 p 为横坐标， Q 为纵坐标表示时，则如图6所示。

下面用图1所规定的符号分析一下溢流閥的性能。

当閥的开度为 l 时的溢流流量为：

$$Q = ca(l)\sqrt{2g(p_1 - p_2)/\gamma} \quad (4)$$

根据式(3)：

$$c = A \cdot Re^{1/2}$$

$$A = 0.0556, Re = Q/\pi d_m v, d_m = (d_0 + d_2)/2 \quad (3)'$$

而包括閥座中点的流出面积为：

$$a(l) = \pi d_m l \sin \phi \quad (5)$$

所以，由式(4)可得：

$$Q = \frac{2\pi A^2 g d_m \sin^2 \phi}{\gamma \nu} l^2 (p_1 - p_2) = Bl^2 p \quad (6)$$

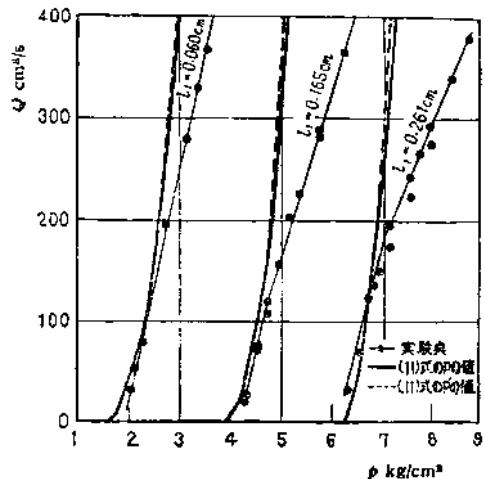


图6 溢流特性 (直动式)

——式(11)中的 p 值；- - -式(11)中的 p' 值。

式中 $B = 2\pi A^2 g d_m \sin^2 \phi / \gamma v$; $p = p_1 - p_2$ 。
流经阀和阀座缝隙的油流是层流, Q 与 p 成比例。
实验数据按式 (6) 计算所得曲线如图 7 所示, 表明 B 是一个常数。

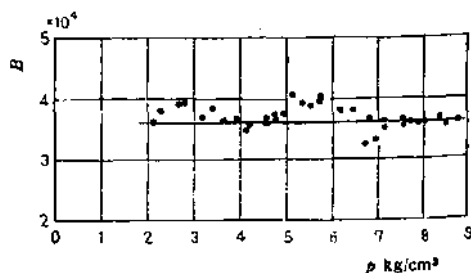


图 7 $p \sim B$

其次, 根据动量理论得出阀所受的推力为:

$$F = \frac{\pi}{4} d_0^2 p + \frac{\gamma}{g} Q (V_1 - V_2 \cos \phi) \quad (7)$$

式中由于 $V_1 = Q / \frac{\pi}{4} d_0^2$, $V_2 = Q / \pi d_2 l \sin \phi$, 所以

$$F = \frac{\pi}{4} d_0^2 p + \frac{\gamma}{g} \left(\frac{4}{\pi d_0^2} - \frac{\cot \phi}{\pi d_2 l} \right) Q^2 \quad (8)$$

如果再考虑到作用在阀上的力的平衡, 假定弹簧从 $l = 0$ 时的自然长度变形为 l_1 时, 则得:

$$k(l_1 + l) + W = F \quad (9)$$

式中 W 是阀和弹簧重量的和。把式 (6) 和式 (8) 代入式 (9), 得:

$$B' l^3 \left(\cot \phi - \frac{4d_2}{d_0^2} l \right) p^2 - \frac{\pi}{4} d_0^2 p + [k(l_1 + l) + W] = 0 \quad (10)$$

$$\text{式中 } B' = \frac{\gamma}{g} \frac{B^2}{\pi d_2^2}$$

因而得到:

$$p = p' + \frac{4B' l^3 \left[\cot \phi - \frac{4d_2}{d_0^2} l \right]}{\pi d_0^2} (p')^2 \quad (11)$$

$$\text{式中 } p' = 4[k(l_1 + l) + W] / \pi d_0^2$$

因此可根据以 l 为参数的式 (11) 求得 p 值, 再由式 (6) 求得 Q 值, 把这些值整理一下即可得到 $p \sim Q$ 曲线。图 6 也同时表示没有惯性项时这些值的计算结果。图上表明惯性项对计算值的影响是随着弹簧给定长度 l_1 的增大而增大, 但与没有惯性项的情况比较, 没有多大差别。而同实验值比较却产生很大的差异。由上面的分析可知, 不能单纯地认为决定阀的开度 l 的力平衡仅仅是油的静压力和弹簧力。即使在阀座孔径比较大的情况, 阀和阀座重合时,

流经阀缝隙的流体压力分布如图 8 所示, 这部分的推力对阀的推力是有影响的。根据阀缝隙的压力分布, 推力 F_s 为:

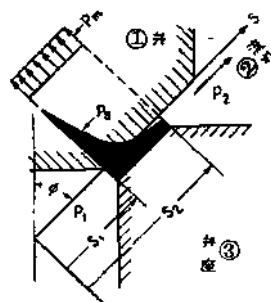


图 8 阀缝隙中的液流
①阀; ②液流; ③阀座。

$$F_s = 2\pi \sin \phi \int_{s_1}^{s_2} p_s \cdot s \cdot ds \quad (12)$$

如给出 $p_s = p_s(s)$, 则可求得 F_s 。当 p_s 为未知数时, 做为一个试验, 把式 (9) 写成为

$$A_s = F / (p_1 - p_2) \quad (13)$$

由实验值求出受压有效面积 A_s 和 l/d_0 的值 (图 9)。在 $l/d_0 = 0 \sim 0.015$ 的范围内, A_s/A_m 是一个常数。 A_m 是包括阀座中点的阀的面积 $(\frac{\pi}{4} d_m^2)$ 。内推力在阀的开度较小时为:

$$F = A_m \cdot p \quad (14)$$

当阀的开度较大时为:

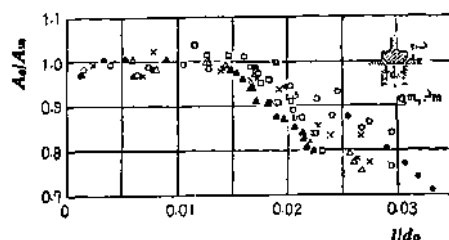


图 9 $l/d_0 \sim A_s/A_m$

$$F = F_0 + F_s = A_0 \cdot p + \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_0^2) p_m \quad (15)$$

$$\text{式中 } A_0 = \frac{\pi}{4} d_0^2$$

若以 l_1 为参数, 求出的 l 与 p 的关系如图 10 所示, 在 $l = 0.25 \sim 0.30$ 毫米附近有折点存在,

* p' 为忽略惯性项时的 p 值。——原注

在 $l = 0 \sim 0.25$ 毫米和 $l = 0.25$ 毫米以上时, 可分别用公式表示 (油温 $\theta = 30^\circ\text{C}$):

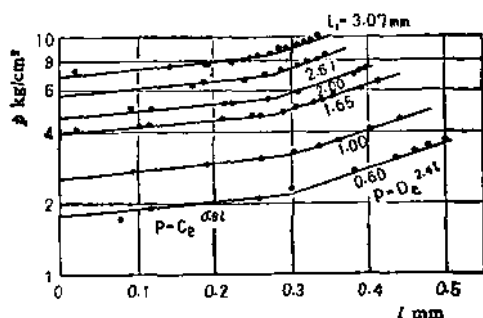


图10 $l \sim p$

$$\left. \begin{aligned} p &= C_2 l^{0.81} \\ p &= D l^{2.41} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

C 和 D 为 l_1 的函数, 可由下式得出:

$$\left. \begin{aligned} C &= 2.02 l_1 + 0.520 \\ D &= 1.29 l_1 + 0.283 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

另外, 改变油的温度为 20°C 、 50°C 进行同样的试验, 求 l 和 p 的关系。在 $l = 0.25$ 毫米以上时, 公式 $p = D l^{E/2}$ 成立, E 和油的动粘度 ν 之间具有图 11 所示的关系, 即

$$E = 18 \nu^{-2/3} \quad (18)$$

综上所述, 在 p 和 l 之间通常具有下面的关系:

$$p = C_1 l^{C_2 l} \quad (19)$$

C_1 是 l_1 的函数; C_2 是常数, 或是 ν 的函数。

(2) 附有导阀的溢流阀静特性 图 12 所示为溢流阀 ($3/4$ 吋) 的结构。这个阀是所谓平衡活塞

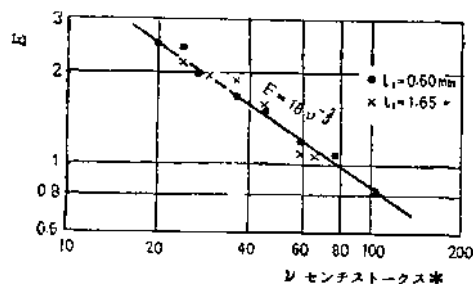


图11 $\nu \sim E$

* 厘斯。

式, 只要导向阀不打开, 活塞部份的油压就保持平衡, 活塞杆下部的阀和阀座密接, 阀是关闭的。若管路的压力大于给定压力, 导阀打开, 活塞上部的油经导阀泄出, 使活塞产生不平衡, 主阀打开, 油泄出以保持管路的压力为一个常值。

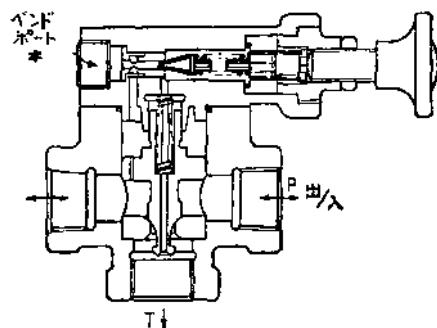


图12 附有导阀的溢流阀

* 排油口。

导阀和主阀的开口面积 a 分别是:

$$\left. \begin{aligned} a &= \pi \left(d_0 - \frac{l}{2} \sin 2\phi \right) l \sin \phi \\ a &= \frac{\pi}{2 \sqrt{2}} l (2 d_0 - l) \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

式中 $\phi = 45^\circ$ 。图 13 表明, a 与阀开度的关系差不多成直线变化。

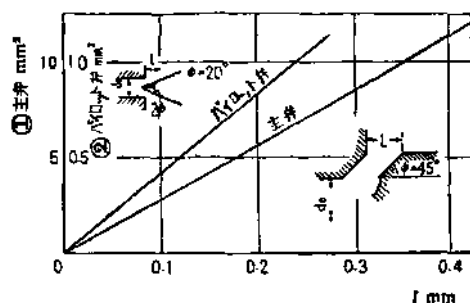


图13 阀的开口面积

①主阀, 毫米²; ②导阀, 毫米²。

如把实验得到的流量系数表示为雷诺数的函数, 则对导阀来说, 如图 14 所示。尽管压力有 10、20、30、40、50 公斤/厘米² 的变化, 但各点几乎都集聚在一条直线上。在 $0.2 < R_e < 15$ 的范围内, 其实验公式为:

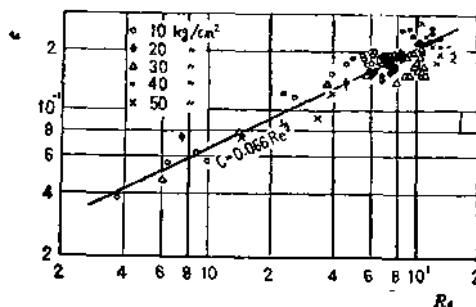


图14 $R_e \sim c$ (导阀)

$$c = 0.066 R_e^{1/2} \quad (21)$$

对于主阀则如图15所示，仍然是不随压力变化，大体都在一条曲线上，在 $1 < R_e < 90$ 的范围内，实验公式为：

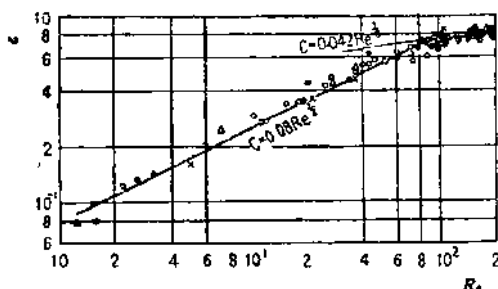


图15 $R_e \sim c$ (主阀)

$$c = 0.080 R_e^{1/2} \quad (22)$$

在 $90 < R_e < 200$ 范围内为：

$$c = 0.042 R_e^{1/8} \quad (23)$$

为进一步分析阀的静特性和动特性，有必要研究一下活塞上的小孔所产生的压降。下面介绍一下内径 $d = 0.115$ 厘米、长 $L = 1.19$ 厘米的活塞小孔的实验结果。根据实验数据整理的 $L/d \cdot R_e$ 与 $\Delta p / \gamma \frac{v^2}{2g}$ 的函数曲线如图16所示，在这个图上也示出了 Poiseuille 的压力损失，以及 Schille 和 Hagen 的实验曲线。由图中看出，假如 $R_e < 2300$ (层流)，求得 $L/d \cdot R_e$ 的值为 0.00446。所以 $L/d \cdot R_e$ 大于 0.00446 时也即为层流。其次由于在 $L/d \cdot R_e = 0.012$

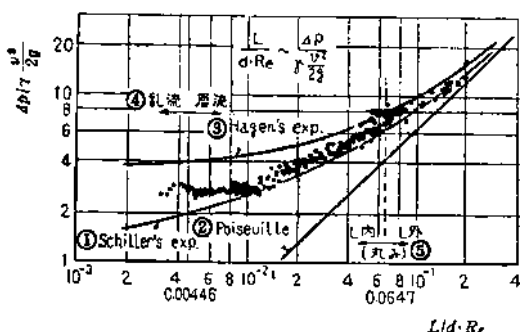


图16 小孔的压力损失

- ① Schiller 损失；② Poiseuille 损失；
③ Hagen 损失；④ 紊流；⑤ 圆形。

处有转折点，所以可以认为这个区间的液流是层流过渡区间，在上述区间以上的实验公式为：

$$\Delta p / \gamma \frac{v^2}{2g} = 28 \left(\frac{L}{d \cdot R_e} \right)^{0.5} \quad (24)$$

图17是溢流阀静特性实验结果的一例。其中横

坐标为管路和出口的压力，纵坐标为溢出流量和导阀的泄漏量。

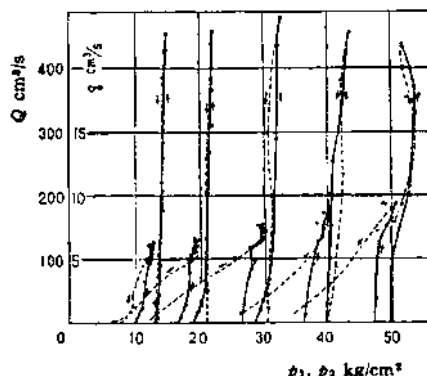


图17 溢流特性 (附有导阀)

图18是溢流阀的原理图。导阀的流量系数根据实验结果得出：

$$c_A = 0.066 R_e^{1/2} = C_{A1} R_e^{1/2} \quad (21')$$

流量为 $q = C_{A2} x^2 p_3$

$$\text{式中 } C_{A2} = \frac{2g C_{A1}^2 \pi d_A \sin^2 \phi}{\gamma \nu} \quad (25)$$

x —— 导阀的开口量
 d_A —— 导阀阀座的孔径

对于活塞小孔处，由式 (24) 得：

$$q = C_{B3} (p_1 - p_2)^{2/3}$$

式中 $C_{B3} = \left(\frac{g^2 d_B^2 a_B^3}{14^2 \nu l_B \gamma^2} \right)^{1/3}$ (26)

d_B —— 活塞小孔内径
 $a_B = \frac{\pi}{4} d_B^2$
 l_B —— 活塞小孔的长度

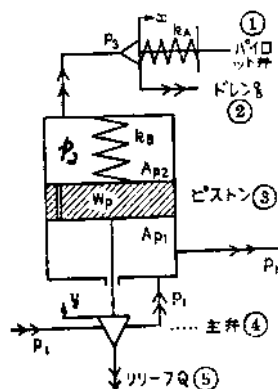


图18 溢流阀的符号

- ① 导阀；② 泄油 q ；③ 活塞；④ 主阀；⑤ 溢流 Q 。

对于主閥,

$$c_c = 0.080 R_s^{1/2} = C_{c1} R_s^{1/2} \quad (22)'$$

$$Q = C_{c2} y^2 p_1$$

$$\text{式中 } C_{c2} = \frac{2g\pi C_{c1}^2 d_c \sin^2 \phi}{\gamma y} \quad (27)$$

y —— 主閥的开口

d_c —— 主閥閥座孔径

对溢流閥的工作状态可分做三种情况来考虑。

(i) 导閥、主閥同时关闭

$$p_1 = p_2 = p_3$$

导閥:

$$x = 0, q = 0, p_3 A_A < k_A x_0 \quad (28)$$

$$\text{式中 } A_A \text{ —— 导閥閥座口面积, } A_A = \frac{\pi}{4} d_A^2;$$

k_A —— 导閥弹簧的刚度;

x_0 —— $x = 0$ 时弹簧的变形。

主閥:

$$y = 0, Q = 0, p_1 A_{p1} < p_2 A_{p2} + k_B y_0 + W_p \quad (29)$$

式中 A_{p1} —— 主閥活塞的下部面积;

A_{p2} —— 同一活塞的上部面积;

k_B —— 主閥弹簧的刚度;

y_0 —— $y = 0$ 时的弹簧变形;

W_p —— 主閥和活塞重量之和。

(ii) 导閥开, 主閥关闭

設 $p_1 \rightarrow p_1'$, $p_2 \rightarrow p_2'$, $p_3 \rightarrow p_3'$ 。由于导閥上的通孔比活塞上的小孔大很多, 所以取 $p_2' = p_3'$ 。

导閥: 設柏努利力为 F_s , 则:

$$p_3' A_A = k_A (x_0 + x) + F_s \quad (30)$$

$$q = C_{A2} x^2 p_3' \quad (31)$$

在活塞小孔处:

$$q = C_{B3} (p_1' - p_3')^{2/3} \quad (32)$$

主閥:

在剛要打开时

$$Q = 0, p_1' A_{p1} = p_3' A_{p2} + k_B y_0 + W_p \quad (33)$$

式 (30) 和 (31) 为:

$$q = q(p_3', x) \quad (34)$$

因此可求出以 x 为参数的 $p_3' \sim q$ 曲线。且根据式 (32)、(33) 和 (34) 求主閥剛要打开时的 p_1' 值。

(iii) 主閥、导閥同时打开

設 $p_1 \rightarrow p_1'$, $p_2 \rightarrow p_2'$, $p_3 \rightarrow p_3'$, $p_2' = p_3'$, 对导閥和活塞小孔取式 (30) ~ (32) 中的 p_1' 为 p_1' , p_3' 为 p_3' 的公式成立。以 F_s 作为主閥的柏努利力, 则下面两个公式成立:

$$p_1' A_{p1} = p_3' A_{p2} + k_B (y_0 + y) +$$

$$+ W_p + F_s \quad (35)$$

$$Q = C_{c2} y^2 p_1' \quad (36)$$

同 (ii) 的情况一样,

$$Q = Q(p_1', y) \quad (37)$$

可求得以 y 为参数的 $p_1' \sim Q$ 的关系曲线。

由于式 (37) 复杂, 所以可采用下面的方法来研究溢流特性。

$$\text{当 } \begin{cases} p_1' \rightarrow p_1' + \Delta p_1 \\ p_1' \rightarrow p_3' + \Delta p_3 \end{cases} \text{ 时, 假如取 } \begin{cases} x \rightarrow x + \Delta x \\ y \rightarrow y + \Delta y, \end{cases}$$

$\begin{cases} q \rightarrow q + \Delta q \\ Q \rightarrow Q + \Delta Q, \end{cases}$ 则对于导閥、活塞小孔和主閥分别得到下面的公式。

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= C_A' \Delta p_3 \\ C_A' &= A_A / k_A \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta q &= C_A'' \Delta p_3 + C_A'' \Delta x \\ C_A'' &= C_{A2} x^2 \\ C_A'' &= 2 C_{A2} x p_3' \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta q &= C_B'' (\Delta p_1 - \Delta p_3) \\ C_B'' &= \frac{2}{3} C_{B3} (p_1' - p_3')^{-1/3} \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta y &= C_{c1}' \Delta p_1 - C_{c2}' \Delta p_3 \\ C_{c1}' &= A_{p1} / k_B \\ C_{c2}' &= A_{p2} / k_B \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q &= C_c'' \Delta p_1 + C_c'' \Delta y \\ C_c'' &= C_{c2} y^2 \\ C_c'' &= 2 C_{c2} y p_1' \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

由式 (38)、(39) 和 (40) 可得:

$$\left. \begin{aligned} \Delta p_3 &= C_1 \Delta p_1 \\ C_1 &= C_B'' / (C_A'' + C_B'' + C_A'' C_A') \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

又, 由式 (41)、(42) 和 (43) 可得:

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q &= C_2 \Delta p_1 \\ C_2 &= C_c'' + C_c'' C_c' - C_1 C_2'' C_{c2}' \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

假如代入具体的数值求出 C_2 的值, 則能很好地說明溢流特性的趋向。

2. 減压閥

图19是实验中所使用的減压閥(44吋), 是所謂出口压力不变的閥, 由主閥、本体以及导閥組成。用导閥确定出口压力。出口压力小于給定值时, 主活塞下降, 出口和入口相通。当出口压力上升到給

* 原文誤写为 C_{c3}' —— 譯者