目　录

第一章　液压阀的基本理论 ……1
第一节　流体在液压阀中的流动 ……1
第二节　压力损失 ……25
第三节　液动力 ……55
第四节　液压卡紧力 ……68
第五节　设计液压阀的几个共性问题 ……79
第二章　压力控制阀 ……85
第一节　溢流阀 ……85
第二节　电磁溢流阀 ……119
第三节　卸荷溢流阀 ……123
第四节　减压阀 ……127
第五节　设计计算示例 ……152
第三章　流量控制阀 ……159
第一节　节流阀 ……159
第二节　行程节流阀 ……181
第三节　调速阀 ……192
第四节　设计计算示例 ……224
第四章　方向控制阀 ……234
第一节　换向阀 ……234
第二节　单向阀 ……290
第三节　设计计算示例 ……309
第五章　液压阀其他重要零件的设计与计算 ……326
第一节　圆柱形螺旋压缩弹簧 ……326
第二节　碟形弹簧 ……346
第三节　螺钉 ……384
参考文献 ……390

第一章　液压阀的基本理论

为了用液压阀对油液的压力、流量和流动方向进行控制，使其有较好的性能，需要掌握有关的流体力学基本知识，了解压力油液及其有压流动对液压阀产生的影响，从而为设计各种液压阀提供理论依据。本章介绍流体在液压阀中的流动、压力损失、液动力以及液压卡紧力等方面的有关理论和计算方法。

本书所指流体，主要是油液，即以石油系矿物油为代表的大粘度不可压缩流体，其大部分运动规律，对乳化液和水也是符合的。

第一节　流体在液压阀中的流动

一、概述

液压阀对流体的控制，是以流体在阀中流动的运动学和动力学规律为基础的，所以阀的正确设计需要掌握阀内流体的流动状况以及流体与阀的固体部件之间的动力学联系。流体在各种阀中的流动，看起来似乎是多种多样的；但从流体力学的观点加以归纳，不外乎①阀口（节流口）流动、②流道（包括非圆形流道）流动、③缝隙流动和④节流孔流动。当然，在阀控制的动态过渡过程中，还有一些非定常流动的现象牵涉到阀的动态特性指标，这本来也是设计阀的重要依据，但由于当前对非定常流动的研究还未取得明确的成果，所以在此不作讨论。

为了对阀内各种流动进行研究，先给出描写流体流动的

纳维尔-斯托克斯(Navier-Stokes)方程式*，它是牛顿第二定律在连续、不可压缩流体中的应用，其向量表达式为

$$\rho\frac{d\boldsymbol{C}}{dt}=\rho\boldsymbol{F}-\operatorname{grad}p+\mu\nabla^2\boldsymbol{C}$$

如在流速场观察微元体（如图 1-1）的 A 点和其相邻（相距无限小）的 B 点：A 点的速度为 $\boldsymbol{C}$（在柱坐标系中的投影为 u, v, w）、压力为 p；B 点的速度为 $\boldsymbol{C}'$（在柱坐标系中的投影为 u', v', w'）、压力为 p'；$\boldsymbol{F}$ 为微元体的质量力（在柱坐标系中的投影为 X, Y, Z）。则可将上面向量表达式用三个投影式表达（式 1-1）。因为在液压阀中，圆形和环形等轴对称型流道较

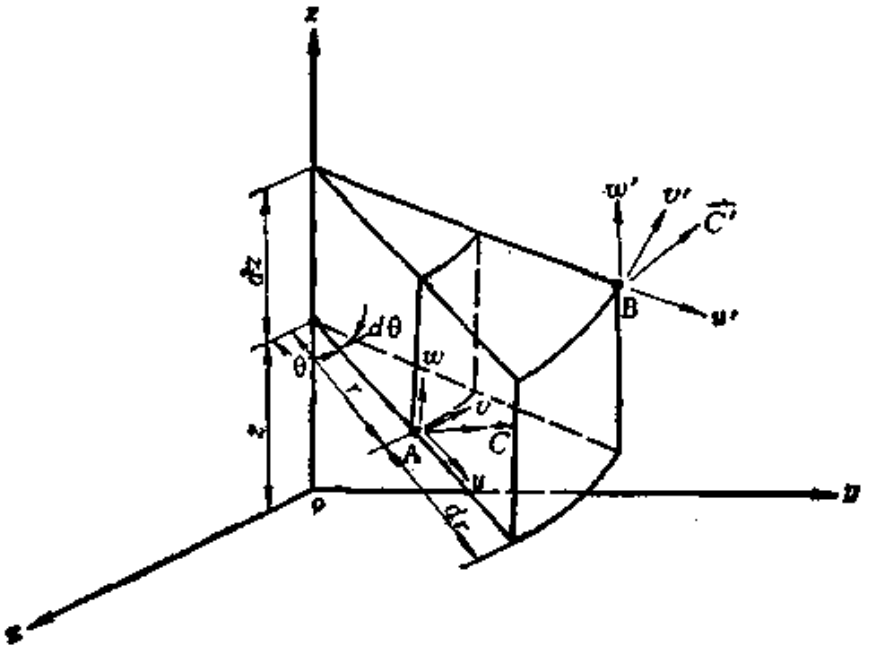


图 1-1

---

* 纳维尔-斯托克斯方程式用以描写紊流流动状态时，流速、压力、质量力和粘性力等都是瞬时值，不是时间平均值。如用常用的时间平均值方法来描写紊流流动状态，应将纳维尔-斯托克斯方程式演化为雷诺方程式。关于雷诺方程式，请读者参阅 А. Н. Патрашев 著 Гидромеханика (1953 年版)一书中的第八章第 9 节。

多，所以我们采用纳维尔-斯托克斯方程式的柱坐标表示法，式(1-1)在流体力学书籍中有介绍，这里不再推导。

$$\left.\begin{aligned}
&\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial u}{\partial \theta}+w\frac{\partial u}{\partial z}-\frac{v^2}{r}\right)=\rho X-\frac{\partial p}{\partial r}\\
&\quad+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}-\frac{u}{r^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial v}{\partial \theta}\right)\\
&\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial v}{\partial \theta}+w\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{uv}{r}\right)=\rho Y-\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta}\\
&\quad+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial v}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}+\frac{2}{r^2}\frac{\partial v}{\partial \theta}-\frac{v}{r^2}\right)\\
&\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial w}{\partial \theta}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)=\rho Z-\frac{\partial p}{\partial z}\\
&\quad+\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)
\end{aligned}\right\}\qquad(1\text{-}1)$$

式中 ρ 为流体的密度，μ 为流体的动力粘度，左边各项是考虑流体流速随时间和位置变化而产生的惯性力，右边第三项是流体粘性所产生的内摩擦力（即粘性力）。在式(1-1)中对流体流动时的各种作用力都考虑到了，但是由于反映实际流动现象的边界条件难于确定，所以这一微分方程组难以求解。然而，在流体一定的流动情况下，影响流体流动的因素（即式中各项）常有主次之分，我们可以只考虑主要因素而忽略次要因素，使式(1-1)简化，也就是给出近似的边界条件，从而找到近似的解答。例如，下面要讨论的理想流体伯努利方程就是在作出一些假定后，从式(1-1)简化而得的。

在讨论液压阀中的流体流动特性时，我们将以式(1-1)为基础，并针对不同流动情况，简化公式，解出微分方程，从而推得描写流体流动特性的解析式。

二、流体的流动状态

为便于对液压阀中的流体流动特性进行讨论，有必要先分析一下流体的流动状态。流体在流道中流动时，当流速低于某一值，流体流动呈线状或层状，流体质点只有纵向运动而没有横向运动，这种流动状态称为层流；当流速达到某一值，流体流动呈无规则状态，流体质点除作纵向运动外，还作横向运动，这种流动状态称为紊流或湍流。

流体在流动中为什么会由层流转变为紊流，又会从紊流转变为层流呢？从表面看来似乎是流速的高低所造成的，实际上是流速的高低引起了流体受力状况的变化，从而改变了有关作用力的主次关系。当流体在流动中流速较低时，内摩擦力是主要的，这时就成为层流流动状态；当流体在流动中流速较高时，惯性力是主要的，这时就成为紊流流动状态。既然内摩擦力和惯性力的主次决定着流体的流动状态，那么我们就可以用这两个力的比值来衡量它们的主次程度，这个惯性力对内摩擦力的无因次比值就称为雷诺数 Re。雷诺数 Re 可由下式确定

$$\mathrm{Re}=\frac{\text{惯性力}}{\text{内摩擦力}}=\frac{m\dfrac{dw}{dt}}{A\mu\dfrac{dw}{dr}}=\frac{\rho Aw\,dt\,\dfrac{dw}{dt}}{A\mu\dfrac{dw}{dr}}$$

$$=\frac{\rho w\,dr}{\mu}=\frac{w\,dr}{\nu} \tag{1-2}$$

式中 w 为流体的特性速度(常采用过流断面的平均速度)，m 为流体质量，A 为过流断面积，ν 为流体的运动粘度，dr 为流体的特征尺寸。对于圆形流道，dr 即为断面直径；对于其他形状的流道，即为水力直径 d_s。d_s 可按下式计算

$$d_s=\frac{4A}{W} \tag{1-3}$$

式中 A 为流道断面积，W 为流体在流道断面上与流道壁的接触周长，称为湿周。

在给出了雷诺数以后，我们还想说一下这样的情况：有时流体在流动中，内摩擦力只在流道壁面处很薄的近壁流层起主要作用，近壁流层以外的流体则惯性力起主要作用。这时，流体流动也是有规则的，类似于层流，这种流动状态称为势流或流线流。因为势流几乎是无摩擦的，所以雷诺数为无穷大。显然，以惯性力为主的流体流动状态，可以是紊流，也可以是势流。在实用中，对于流体的流动状态常常只区分层流和紊流。

通过上面的讨论，我们知道：雷诺数 Re 的大小可以判别流体流动的状态。根据流体流动状态的实验，存在着这么一个雷诺数：当小于这个雷诺数时，流体流动为层流状态；当大于这个雷诺数时，流体流动为紊流状态。这个雷诺数称为临界雷诺数 Re_l。根据实验，不同流道的临界雷诺数 Re_l 如下：

金属圆管	$Re_l=2000\sim2300$
橡胶管	$Re_l=1600\sim2000$
同心环状缝隙	$Re_l=1100$
偏心环状缝隙	$Re_l=1000$
有均压槽的同心环状缝隙	$Re_l=700$
有均压槽的偏心环状缝隙	$Re_l=400$
滑阀阀口	$Re_l=260$

上面给出的临界雷诺数是统计值。实验条件不同，临界雷诺数会有变化，例如，上面举出金属圆管的 $Re_l=2000\sim2300$，但是若避免对流体流动的干扰，雷诺数增加到 4000 以上，仍可为层流流动状态。当然，雷诺数再增大，即使没有干扰，也会变成紊流流动状态。所以，临界雷诺数并不是唯一

的。实际上，临界雷诺数有它的上限和下限，在界限以内，任何雷诺数下，层流和紊流都可相互转变，这个界限是一个不稳定的流动状态区域，叫做层流与紊流的过渡区。也就是说，只有在过渡区，人们不能用雷诺数作为判别流体流动是层流或紊流的唯一准则，还要看其他具体条件(例如是否存在干扰)，来综合地判别流动状态。而在临界雷诺数上、下界限以外，雷诺数才成为判别层流或紊流的唯一准则。如对金属圆管，常把雷诺数小于2000(就是下限临界雷诺数)看作层流，把雷诺数大于4000(就是上限临界雷诺数)看作紊流。

三、流体在液压阀中的流动特性

(一)流动流体的伯努利方程式

为了便于得到实际流体的伯努利方程式，我们先来研究没有粘性的理想流体。可以用几个假定将纳维尔-斯托克斯方程式(1-1)简化，从而推导出理想流体的伯努利方程式。然后，再考虑流体粘性的影响而得出实际流体的伯努利方程式。

基本假定为：

1) 流体流动为一元流(这里假定只有 Z 向流动)。这样，只需考虑式(1-1)中的第三个方程式，并且

$$\frac{\partial w}{\partial r}=0、\ \frac{\partial w}{\partial \theta}=0$$

2) 流体为定常流动，即流速不随时间而变化。这样，式(1-1)的第三个方程式中

$$\frac{\partial w}{\partial t}=0$$

3) 流体是不可压缩的，即 $\rho=$常数；

4) 流体为无粘性的理想流体，即 $\mu=0$；

5) 流道为水平方向或流道很短，即 Z 向单位体积质量力 $Z=0$。

根据上述假定，式(1-1)为

$$\rho w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} \tag{1-4}$$

将上式积分得

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} = 常数 \tag{1-5}$$

上式表明：理想流体在流动中压力能和速度能之和为常数。这就是流线或微小流速的理想流体伯努利方程式。如果在微小流速上任取两个过流断面 1、2，则可写出

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} \tag{1-6}$$

式中的注脚 1、2 表示压力 p 和流速 w 在相应过流断面 1、2 上的参数。整个流道的全液流是由无数微小流速组成的，而整个流道的全液流在同一过流断面上各处流速 w 是不相同的，所以在描写全液流的伯努利方程式时，引进了平均流速 $\bar{w}$，它是：

$$\bar{w}^3 = \frac{\int_A w^3 dA}{\alpha A}$$

其中 A 是全液流的过流断面面积，w 是实际流速，α 是动能系数。这样，全液流的理想流体伯努利方程式就写为

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \bar{w}_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \bar{w}^2}{2g} \tag{1-7}$$

如果考虑重力位能的影响，则上式再加上重力位能一项，即

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \bar{w}_1^2}{2g} + H_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \bar{w}_2^2}{2g} + H_2 \tag{1-8}$$

式中 H_1 和 H_2 分别为过流断面 1 和 2 处的重力位能，以过流断面离重力场坐标系的基准水平面的铅垂距离（即高度）来度量。

式(1-8)实际上是一个能量守恒定律的数学描述式，说明流体流动过程中，压力能 $\frac{p}{\gamma}$、速度能 $\frac{\alpha\bar{w}^2}{2g}$、重力位能 H 的总和是不会变化的，所以断面 1 上的各种能量总和与断面 2 上的各种能量总和相等。不过，式(1-8)中没有考虑流体粘性的影响，所以它只能用来描写没有粘性的理想流体的流动过程。

实际流体总是有粘性的，液压油粘性还很大。在层流状态下，粘性力是很大的，这种内摩擦力对流体作负功的结果，将一些有效能（压力能、速度能和重力位能）变成了无用的热能，散发到液压系统外去。同时，在某些流道中，由于形状骤然变化，迫使流体运动改向，流体运动的惯性趋势，就在某些局部区域造成旋涡，这也发生粘性摩擦而产生无用热能；即使在没有旋涡的区域，流道形状变化，引起流体速度分布变化，就要消耗一部分有效能使流体发生形变，最终也产生无效热能。

总之，粘性流体虽然也遵守能量守恒定律，但由于比理想流体多一种无效热能参与守恒，所以粘性流体能量守恒定律只能用下式（即实际流体的伯努利方程式）表达

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{\alpha_1\bar{w}_1^2}{2g}+H_1=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{\alpha_2\bar{w}_2^2}{2g}+H_2+h_s \qquad (1\text{-}9)$$

式中 h_s 是增加的无效热能，它只可能不断增加，却不能重新变成有效能，所以 h_s 叫做能量损失。

层流时的能量损失 h_s 可以进行理论计算，但紊流时的能

量损失 h_s 由于影响因素比较多，一般只能通过实验来确定损失系数，然后才能计算出能量损失 h_s。下一节"压力损失"中我们将讨论这个问题。这里我们要特别说明一下：关于实际流体的伯努利方程式(1-9)，因为已经考虑了流体粘性的影响，所以这个方程式不仅适用于流体的紊流，而且也适用于流体的层流。

实际流体的伯努利方程式在水力计算中有重要作用，但必须明确它的使用条件，这些条件是：

1) 流体必须是定常流动；

2) 流体是不可压缩的；

3) 流体的流量在截取的两个过流断面1、2内不变(即无分支流也无汇合流)，并且在两断面附近流体的流动要符合缓变条件，至于两断面之间，可以是缓变流动，也可以是急变流动；

4) H_1 为过流断面1上的任意点到基准水平面的距离，p_1 是该点的流体压力，H_2 为过流断面2上的任意点到基准水平面的距离，p_2 是该点的流体压力。因为符合缓变流动条件，所以在同一流线(流速)上

$$\frac{p}{\gamma}+H=\text{常数},$$

这样1、2断面上的点可以任意选取，只是选取的点要便于计算。$\bar{w}_1$、$\bar{w}_2$ 分别为过流断面1、2上的平均流速，只要在同一断面上，则各点的流速都可用平均流速代替。

为了计算方便，在分析问题的允许计算误差范围内，我们可将式(1-9)中的 $\bar{w}$ 写成面积平均流速

$$w=\frac{Q}{A}。$$

在前面符号 w 表示实际流速，但实用的计算方法和公式中，用面积平均流速机会很多，所以为简化实用计算公式的符号，今后凡全液流伯努利方程式以及与其有关的公式，w 均是指面积平均流速，而不再是实际流速。这样式(1-9)可写成

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{\alpha_1 w_1^2}{2g}+H_1=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{\alpha_2 w_2^2}{2g}+H_2+h_s \qquad (1\text{-}9')$$

实际流体的伯努利方程式是离不开上述条件的，这在应用中要特别注意。

(二)流体在阀口(节流口)中的流动

这里我们应用实际流体的伯努利方程式(1-9′)来推导流体流过阀口(节流口)时的流量公式。图 1-2 所示为流体流过滑阀阀口的情况。当流体流过阀口时，流体出现收缩，存在一个收缩喉部。取过流断面 1 在离阀口较远的地方，并认为此处的流动是缓变的；再取另一过流断面 2 在阀口后的流体收缩喉部处，也可以认为其流动是缓变的。在液压阀中，重力位能的影响是微乎其微的，因为 $H_1\approx H_2$，所以在列过流断面 1、2 间的伯努利方程式时，不考虑重力位能 H 的影响；同时，流体在阀口处的流动常为紊流状态，故可取动能系数 $\alpha_1=\alpha_2\approx 1$*。这样，过流断面 1、2 间的伯努利方程式为

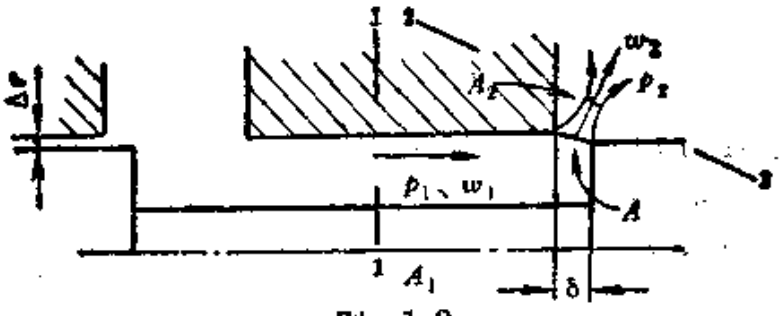


图 1-2

* 圆形或环形流道的动能系数：在层流时，$\alpha_1=\alpha_2=2$；在紊流时，由实验知 $\alpha_1=\alpha_2\approx 1$。

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{w_2^2}{2g}+h_s \tag{1-10}$$

式中能量损失 h_s 可以用阀口的阻力系数 ξ 与速度能 $\frac{w_2^2}{2g}$ 的乘积来表示，即

$$h_s=\xi\frac{w_2^2}{2g}^{*} \tag{1-11}$$

将式(1-11)代入式(1-10)得

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{w_2^2}{2g}+\xi\frac{w_2^2}{2g} \tag{1-12}$$

根据流体连续性原理

$$Q=A_1w_1=A_2w_2 \tag{1-13}$$

式中 A_1 是过流断面 1 处的面积，A_2 是流体收缩喉部 2 处的断面积。由式(1-13)，$w_1=A_2w_2/A_1$，代入式(1-12)得

$$\frac{w_2^2}{2g}(1+\xi)-\frac{w_2^2}{2g}\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2=\frac{p_1}{\gamma}-\frac{p_2}{\gamma}$$

$$w_2^2[1+\xi-(A_2/A_1)^2]=\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)$$

---

* 严格说，这样的公式只对紊流适用，紊流的 ξ 与 w 没有关系，亦即与 Re 无关，这是通过大量实验得知的。在层流中，能量损失 h_s 只与 w 一次方成比例，即可写为

$$h_s=k\frac{w}{2g},$$

其中 k 为常数，反映阻力因素；如对层流也用式(1-11)，则实际上承认层流的

$$\xi=\frac{k}{w},$$

即层流的 ξ 与 w 存在成反比的直接关系，亦即与 Re 成反比。这种处理方法从理论上说，有些牵强，但在实际的工程计算中，ξ 值都是由实验得来的，对紊流和层流用同一型式的计算方式就变得非常方便了。有关推导见后面式(1-53)。

$$w_2=\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)}\Big/\sqrt{[1+\xi-(A_2/A_1)^2]}$$

$$=C_v\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)} \tag{1-14}$$

式中 $C_v=1/\sqrt{[1+\xi-(A_2/A_1)^2]}$。$C_v$ 是速度系数，它的影响是不大的，经实验测定 $C_v=0.96\sim0.98$，故在计算中可以近似地看作 1。

在式(1-13)中 $Q=A_2w_2$，但在实际应用时更为方便的是阀口处的过流面积 A，A 与流体收缩喉部断面积 A_2 之比称为收缩系数，即收缩系数 $C_c=A_2/A$，则

$$Q=A_2w_2=C_cAw_2=C_vC_cA\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)}$$

$$\boxed{=CA\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)}} \tag{1-15}$$

式中 $C=C_vC_c$。C 称为流量系数。因为 C_v 可以近似地看作 1，所以流量系数 C 主要取决于收缩系数 C_c 的大小。对于不同节流口形状，流量系数是不一样的，它由实验来确定。在液压阀中，常出现的是滑阀式阀口和锥阀式阀口。经实验：滑阀式阀口的流量系数 $C\approx0.65$；锥阀式阀口的流量系数 $C\approx0.77\sim0.80$。

事实上，对于给定形状的阀口，其流量系数是随阀口的开口量、流速、压力和温度而发生一些变化的，只是人们在应用中常取其极限值罢了。

(三)流体在流道(包括非圆形流道)中的流动

这里所说的流道是指流道断面积沿着流道长度不发生变化的情况。流体在流道中的流动特性仍可用实际流体的伯努利方程式 (1-9′) 来描写，但应先解决求能量损失 h_w 的问题，

才能解决水力计算的实际问题。流体在流道中的流动，其能量损失在层流状态和紊流状态是不一样的（下节“压力损失”中我们将讨论这个问题），但是，我们注意到流体在流道中作层流流动时，影响流动的主要因素是流体粘性所造成的内摩擦力，并且层流时流体在流道中作分层的有规则的流动，这就可以从实际流体的伯努利方程式(1-9′)直接推得流量公式，也可以通过简化纳维尔-斯托克斯方程式(1-1)而推得流量公式，实验指出，这种理论计算是足够精确的。我们在这里只讨论流体在流道中作层流流动的情况。紊流时的情况比较复杂，它的能量损失到目前为止还只能由实验来确定。借助于实验来确定紊流时的能量损失方法，在下节“压力损失”中要详细谈到。

下面推导液压阀中常碰到的圆形流道中流体作层流流动时的流量公式，至于非圆形流道，液压阀中用得很少，我们只给出它们的流量公式，以作参考。

上面提到，可以从实际流体的伯努利方程式(1-9′)直接推得流体在圆形流道中作层流流动时的流量公式。因为 $H_1 \approx H_2$，而且由于是等断面流道，即 $w_1 = w_2$，所以式(1-9′)成为

$$\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + h_s \tag{1-16}$$

可以根据牛顿内摩擦定律 $\tau = \mu \frac{dw}{dr}$（μ 是流体的动力粘度，$\frac{dw}{dr}$ 是流速梯度），并按式(1-16)找出流量 Q 与压差 $(p_1 - p_2)$ 之间的关系。有些资料就是用这种方法推导出流量公式的。我们这里准备用纳维尔-斯托克斯方程式(1-1)经过简化来推导出流量公式。

流体作层流流动的基本假定：

1）流体流动为 z 向轴对称等断面一元流。这样，

$$\frac{\partial w}{\partial \theta}=0,$$

$$\frac{\partial w}{\partial z}=0 \quad 和 \quad \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}=0;$$

2）流体为定常流动，即流速不随时间而变化。这样，

$$\frac{\partial w}{\partial t}=0;$$

3）单位体积质量力忽略不计，即假定 $Z=0$。

根据上述假定，式(1-1)成为

$$\frac{\partial p}{\partial z}=\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial w}{\partial r}\right) \tag{1-17}$$

上式偏导数可以写成全导数，并进行两次积分，即得流速分布式

$$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r\frac{dw}{dr}\right)=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dz}$$

$$d\left(r\frac{dw}{dr}\right)=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dz}r dr$$

$$r\frac{dw}{dr}=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dz}\frac{r^2}{2}+C_1 \tag{1-18}$$

$$\frac{dw}{dr}=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dz}\frac{r}{2}+\frac{C_1}{r}$$

$$w=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dz}\frac{r^2}{4}+C_1\ln r+C_2 \tag{1-19}$$

式中 C_1、C_2 为积分常数，可由边界条件确定。对于圆形流道：由式(1-18)可知，当 $r=0$ 时，$C_1=0$；由式(1-19)可知，当

$$r=\frac{d}{2}$$

时（d 是圆形流道直径），因为流道壁处流速为零，即 $w=0$，故

0159144

$$C_2 = -\frac{d^2}{16\mu}\frac{dp}{dz}$$

将 C_1、C_2 代入式(1-19)得

$$w = \frac{1}{\mu}\frac{dp}{dz}\frac{r^2}{4} - \frac{d^2}{16\mu}\frac{dp}{dz} \tag{1-20}$$

若截取流道两个断面间的长度为 l，压差为 (p_1-p_2)，则

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{p_1-p_2}{l} \tag{1-21}$$

将式(1-21)代入式(1-20)得

$$w = \frac{(p_1-p_2)}{4\mu l}\left(\frac{d^2}{4} - r^2\right) \tag{1-22}$$

式(1-22)为圆形流道中流体沿纵截面的流速分布式，显然，流速是成抛物线分布的，当 $r=0$ 时，流速最大，即

$$w_{max} = \frac{(p_1-p_2)d^2}{16\mu l} \tag{1-23}$$

图 1-3 是流速分布情况。如果按流速分布式(1-22)在整个过流断面上积分，即可求出抛物线体的体积，此体积就是流体在圆形流道中流动时的流量。

$$Q = \int_0^{\frac{d}{2}} w\,2\pi r\,dr = \int_0^{\frac{d}{2}} \frac{(p_1-p_2)}{4\mu l}\left(\frac{d^2}{4} - r^2\right)2\pi r\,dr$$

$$= \frac{\pi(p_1-p_2)}{8\mu l}\left[\int_0^{\frac{d}{2}} d^2 r\,dr - \int_0^{\frac{d}{2}} 4r^3\,dr\right]$$

$$= \frac{\pi(p_1-p_2)}{8\mu l}\left[\frac{d^2 r^2}{2} - r^4\right]_0^{\frac{d}{2}} = \frac{\pi d^4(p_1-p_2)}{128\mu l} \tag{1-24}$$

式(1-24)就是圆形流道完全形成层流的哈根-泊索叶(Hagen-Poiseuille)流量公式。

下面给出非圆形流道层流时的流量公式：

1．椭圆流道(图 1-4)

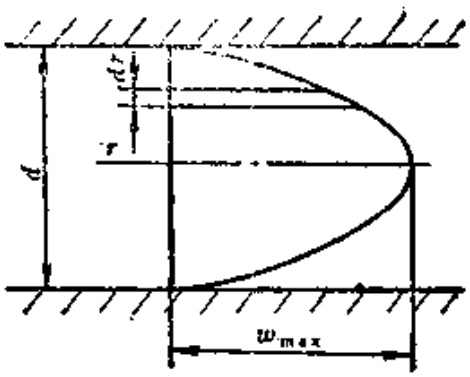


图 1-3

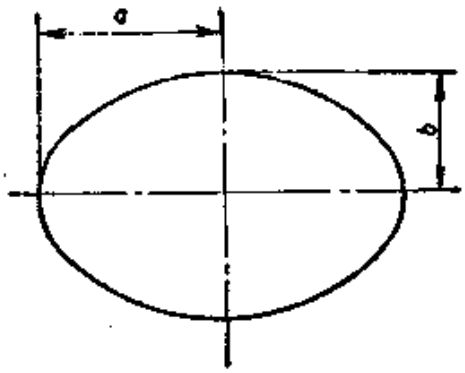


图 1-4

$$Q=\frac{\pi a^3 b^3(p_1-p_2)}{4\mu l(a^2+b^2)} \tag{1-25}$$

式(1-25)中，若

$$a=b=\frac{d}{2},$$

即得式(1-24)。

2. 矩形流道(图 1-5)

$$Q=\frac{a b^3(p_1-p_2)}{12\mu l}\left[1-\frac{192\,b}{\pi^5 a}\,\mathrm{th}\,\frac{\pi a}{2b}\right] \tag{1-26}$$

当 $a=b$ 时，即为正方形流道，则式(1-26)变为

$$Q=\frac{a^4(p_1-p_2)}{28.4\mu l} \tag{1-27}$$

当 $a\gg b$ 时，即为两平行平面间的流道，则式(1-26)变为

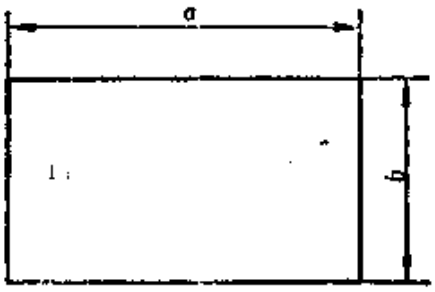


图 1-5

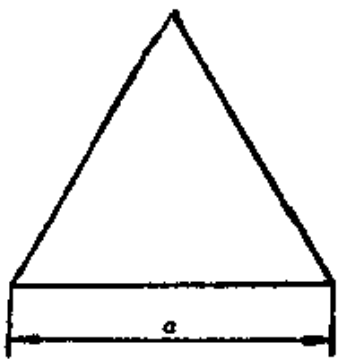


图 1-6

$$Q=\frac{ab^3(p_1-p_2)}{12\mu l} \tag{1-28}$$

此式亦即平面缝隙的流量公式。

3．等边三角形流道(图 1-6)

$$Q=\frac{a^4(p_1-p_2)}{185\mu l} \tag{1-29}$$

(四)流体在缝隙中的流动

所谓"缝隙"是指高度远远小于长度和宽度(或圆柱体的圆周长度)的流道。对于液压阀来说,"缝隙"高度指的是阀芯与阀体之间的单边配合间隙。在阀中,配合间隙处,有少量流体从高压侧漏到低压侧去,就出现这种缝隙流动,所以,流体流过缝隙的流量通常称为泄漏量。因为缝隙很小,所以具有一定粘度的流体在缝隙中流动时,雷诺数都比较小,其流态常为层流流动状态。缝隙通常分为平面缝隙、同心环状缝隙和偏心环状缝隙三种。对于平面缝隙,既然流体流动时为层流状态,那么它的流量公式是与两平行平面间流道的流量公式是一样的,即为式(1-28)。在液压阀中,我们感兴趣的是同心环状缝隙和偏心环状缝隙的流量公式,尤其是偏心环状缝隙的流量公式,常作为泄漏量的计算公式,这是因为阀芯和阀体孔总存在偏心的缘故。下面我们推导同心环状缝隙和偏心环状缝隙的流量公式。

1．同心环状缝隙(图 1-7)

因为同心环状缝隙中流体流动时为层流,所以与圆形流道的层流一样,可以由纳维尔-斯托克斯方程式(1-1)简化而推得流量公式。流体在同心环状缝隙中作层流流动的基本假定是与流体在圆形流道中作层流流动的基本假定一样的,这样我们可以直接采用上面已经推得的流速分布式(1-19)

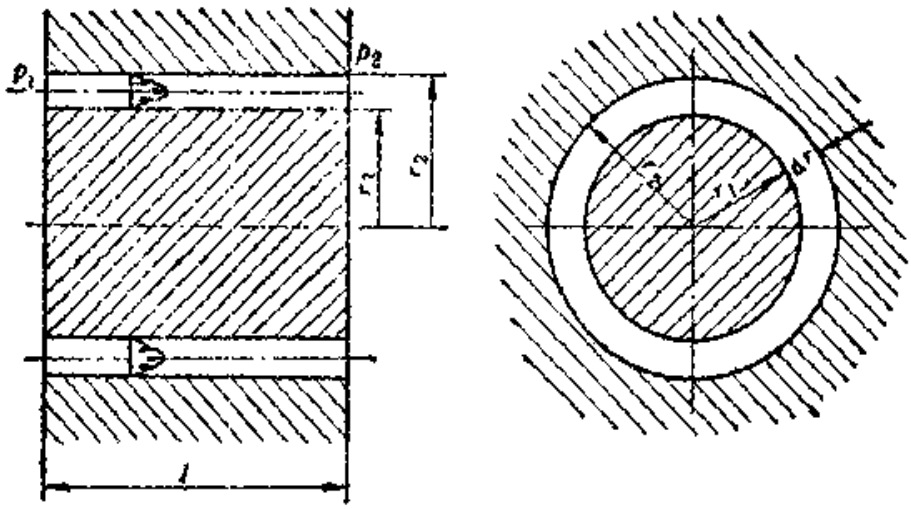


图 1-7

$$w=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dz}\frac{r^2}{4}+C_1\ln r+C_2 \tag{1-19}$$

现在我们根据同心环状缝隙流动的边界条件，来确定积分常数 C_1 和 C_2。如图 1-7 所示，内外流道壁面的流速为零，即：$r=r_1$ 处，$w=0$；$r=r_2$ 处，$w=0$。分别代入式(1-19)得

$$0=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dz}\frac{r_1^2}{4}+C_1\ln r_1+C_2$$

$$0=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dz}\frac{r_2^2}{4}+C_1\ln r_2+C_2$$

联解上两式得

$$C_1=-\frac{1}{4\mu}\frac{dp}{dz}(r_2^2-r_1^2)\frac{1}{\ln(r_2/r_1)}$$

$$C_2=-\frac{1}{4\mu}\frac{dp}{dz}r_2^2+\frac{1}{4\mu}\frac{dp}{dz}(r_2^2-r_1^2)\frac{\ln r_2}{\ln(r_2/r_1)}$$

将 C_1、C_2 代入式(1-19)得

$$w=\frac{1}{4\mu}\frac{dp}{dz}r^2-\frac{1}{4\mu}\frac{dp}{dz}(r_2^2-r_1^2)\frac{\ln r}{\ln(r_2/r_1)}$$

$$-\frac{1}{4\mu}\frac{dp}{dz}r_2^2+\frac{1}{4\mu}\frac{dp}{dz}(r_2^2-r_1^2)\frac{\ln r_2}{\ln(r_2/r_1)}$$
$$=-\frac{1}{4\mu}\frac{dp}{dz}\left[(r_2^2-r^2)+(r_2^2-r_1^2)\frac{\ln(r/r_2)}{\ln(r_2/r_1)}\right]$$

将 $\frac{dp}{dz}=-\frac{p_1-p_2}{l}$ 代入上式

$$w=\frac{p_1-p_2}{4\mu l}\left[(r_2^2-r^2)+(r_2^2-r_1^2)\frac{\ln(r/r_2)}{\ln(r_2/r_1)}\right] \quad (1\text{–}30)$$

式(1–30)为同心环状缝隙中流体沿纵截面的流速分布式。按此流速分布式在整个环形断面上积分，即得同心环状缝隙在层流时的流量公式为

$$Q=\int_{r_1}^{r_2}w\,2\pi r\,dr$$
$$=\int_{r_1}^{r_2}\frac{p_1-p_2}{4\mu l}\left[(r_2^2-r^2)+(r_2^2-r_1^2)\frac{\ln(r/r_2)}{\ln(r_2/r_1)}\right]2\pi r\,dr$$
$$=\frac{\pi(p_1-p_2)}{2\mu l}\int_{r_1}^{r_2}\Big[r_2^2r-r^3$$
$$+\frac{r_2^2-r_1^2}{\ln(r_2/r_1)}(r\ln r-r\ln r_2)\Big]dr$$
$$=\frac{\pi(p_1-p_2)}{2\mu l}\Big[r_2^2\frac{r^2}{2}-\frac{r^4}{4}$$
$$+\frac{r_2^2-r_1^2}{\ln(r_2/r_1)}\Big(r^2\frac{\ln r}{2}-r^2\frac{1}{4}-\ln r_2\frac{r^2}{2}\Big)\Big]_{r_1}^{r_2}$$
$$=\frac{\pi(p_1-p_2)}{8\mu l}\Big\{r_2^4+r_1^4-2r_2^2r_1^2$$
$$+\frac{r_2^2-r_1^2}{\ln(r_2/r_1)}[-(r_2^2-r_1^2)+2r_1^2\ln(r_2/r_1)]\Big\}$$
$$=\frac{\pi(p_1-p_2)}{8\mu l}\Big[r_2^4+r_1^4-2r_2^2r_1^2$$
$$-\frac{(r_2^2-r_1^2)^2}{\ln(r_2/r_1)}+2r_1^2(r_2^2-r_1^2)\Big]$$

$$=\frac{\pi(p_1-p_2)}{8\mu l}\left[(r_2^4-r_1^4)-\frac{(r_2^2-r_1^2)^2}{\ln(r_2/r_1)}\right] \tag{1-31}$$

将式(1-31)写成直径的形式($d_2=2r_2$、$d_1=2r_1$)

$$Q=\frac{\pi d_2^4(p_1-p_2)}{128\mu l}\left[1-\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right]$$
$$\times\left[1+\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2-\frac{1-(d_1/d_2)^2}{\ln(d_2/d_1)}\right] \tag{1-32}$$

在一般资料中常给出同心环状缝隙在层流时的近似流量计算公式，如

$$Q=\frac{\pi d_1\Delta r^3(p_1-p_2)}{12\mu l} \tag{1-33}$$

式中 Δr 为单边配合间隙，如图 1-7 所示。这个近似公式可由式(1-31)简化而得。现在我们对式(1-31)进行简化。先对式中 $\ln(r_2/r_1)$ 按幂级数展开，并略去高次项，并引入 $\Delta r=r_2-r_1$

$$\ln(r_2/r_1)=2\left[\frac{\frac{r_2}{r_1}-1}{\frac{r_2}{r_1}+1}+\frac{1}{3}\left(\frac{\frac{r_2}{r_1}-1}{\frac{r_2}{r_1}+1}\right)^3\right.$$
$$\left.+\frac{1}{5}\left(\frac{\frac{r_2}{r_1}-1}{\frac{r_2}{r_1}+1}\right)^5+\cdots\right]\approx 2\,\frac{\frac{r_2}{r_1}-1}{\frac{r_2}{r_1}+1}$$
$$=2\,\frac{r_2-r_1}{r_2+r_1}=\frac{2\Delta r}{2r_1+\Delta r}$$

将此式代入式(1-31)，并消去 r_2(即用 $r_2=r_1+\Delta r$ 代入)得

$$Q=\frac{\pi(p_1-p_2)}{8\mu l}\left[(r_1^2+2r_1\Delta r+\Delta r^2-r_1^2)\right.$$
$$\left.\times(r_1^2+2r_1\Delta r+\Delta r^2+r_1^2)-\frac{(r_1^2+2r_1\Delta r+\Delta r^2-r_1^2)^2}{2\Delta r/(2r_1+\Delta r)}\right]$$

$$=\frac{\pi(p_1-p_2)}{8\mu l}\left[(2r_1\Delta r+\Delta r^2)(2r_1^2+2r_1\Delta r+\Delta r^2)\right.$$

$$\left.-\frac{(2r_1+\Delta r)(2r_1\Delta r+\Delta r^2)^2}{2\Delta r}\right]$$

$$=\frac{\pi(p_1-p_2)}{8\mu l}\cdot\frac{(2r_1\Delta r+\Delta r^2)\Delta r^3}{2\Delta r}$$

$$=\frac{\pi d_1\Delta r^3(p_1-p_2)}{12\mu l}\cdot\frac{3+3(\Delta r/d_1)}{4}\approx\frac{\pi d_1\Delta r^3(p_1-p_2)}{12\mu l}$$

上式即为式(1-33)。此式可以作为同心环状缝隙的泄漏量计算公式，但当缝隙较大而成为同心环状流道时(若仍为层流)，应采用式(1-31)流量公式。显然，式(1-31)对于同心环状缝隙和同心环状流道都是适用的。

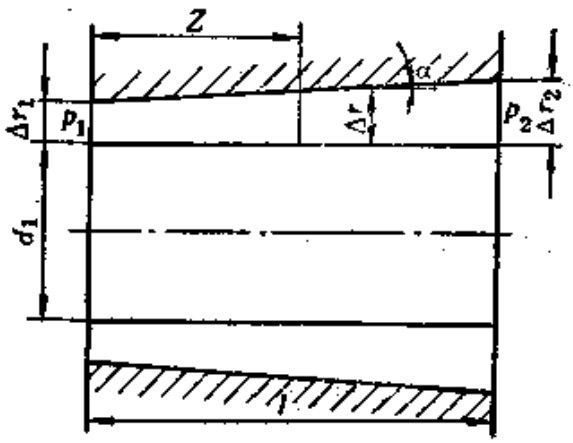


图 1-8

如果同心环状缝隙的圆柱表面有锥度(如图 1-8 所示)，则间隙 Δr 随轴向距离 z 而变化，压力分布也有改变。这时我们可以把式(1-33)中的 $(p_1-p_2)/l$ 还原，即

$$(p_1-p_2)/l=-\frac{dp}{dz}$$

并求出压力 p 与间隙 Δr 的关系式，最后根据边界条件就可以得到流量公式。

式(1-33)可改写为

$$Q=-\frac{\pi d_1\Delta r^3}{12\mu}\cdot\frac{dp}{dz} \tag{1-34}$$

由图 1-8 可得上式中的 $\Delta r=\Delta r_1+z\,\mathrm{tg}\,\alpha$，代入式(1-34)得

$\frac{dp}{dz}$ 与 z 的变化关系为

$$\frac{dp}{dz}=-\frac{12\mu Q}{\pi d_1(\Delta r_1+z\operatorname{tg}\alpha)^3}$$

将上式积分，则

$$\begin{aligned}p&=-\frac{12\mu Q}{\pi d_1}\int(\Delta r_1+z\operatorname{tg}\alpha)^{-3}dz\\&=-\frac{12\mu Q}{\pi d_1}\left(-\frac{1}{2}\right)(\Delta r_1+z\operatorname{tg}\alpha)^{-2}\frac{1}{\operatorname{tg}\alpha}+C\\&=\frac{6\mu Q}{\pi d_1\operatorname{tg}\alpha}\frac{1}{(\Delta r_1+z\operatorname{tg}\alpha)^2}+C\end{aligned}\qquad(1\text{-}35)$$

积分常数 C 可由边界条件确定：当 $z=0$，$p=p_1$ 时

$$C=p_1-\frac{6\mu Q}{\pi d\operatorname{tg}\alpha}\frac{1}{\Delta r_1^2}$$

将 C 值代入式(1-35)得

$$p=p_1+\frac{6\mu Q}{\pi d\operatorname{tg}\alpha}\left(\frac{1}{\Delta r^2}-\frac{1}{\Delta r_1^2}\right)\qquad(1\text{-}36)$$

式 (1-36) 为间隙中的压力与间隙 Δr 的关系式。当 $\Delta r=\Delta r_2$ 时，$p=p_2$，并以

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{\Delta r_2-\Delta r_1}{l}$$

代入式(1-36)，则

$$p_2=p_1-\frac{6\mu Q l}{\pi d}\frac{\Delta r_1+\Delta r_2}{\Delta r_1^2\Delta r_2^2}$$

由上式即可得出流量公式为

$$Q=\frac{\pi d_1(p_1-p_2)}{6\mu l}\frac{\Delta r_1^2\Delta r_2^2}{\Delta r_1+\Delta r_2}\qquad(1\text{-}37)$$

式 (1-37) 即为同心环状缝隙在圆柱表面有锥度时的流量公式。

2．偏心环状缝隙

图 1-9 是缝隙存在偏心量 e 的情况，这时缝隙 b 在圆周方向是一个变量。我们可以找出 b 在圆周方向的变化关系式，然后应用平面缝隙流量公式并沿着圆周积分，即可求出偏心环状缝隙的流量公式。

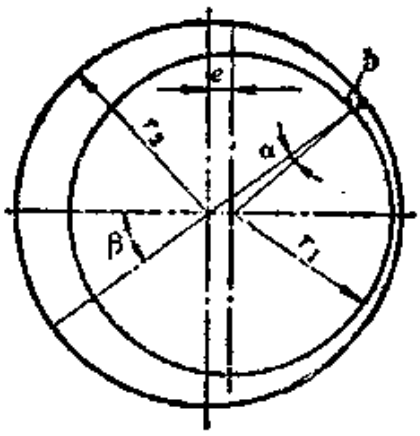


图 1-9

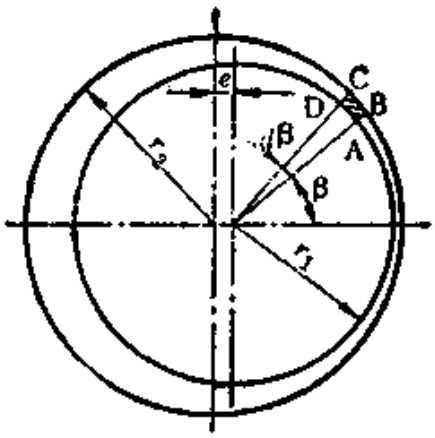


图 1-10

由图 1-9 可知：

$$b = r_2 - (r_1\cos\alpha + e\cos\beta)$$

因为角度 α 很小，则

$$b = r_2 - (r_1 + e\cos\beta) = (r_2 - r_1) - e\cos\beta$$

$$= \Delta r - e\cos\beta \tag{1-38}$$

取圆周方向的微小缝隙段 ABCD（见图 1-10），可以认为 AD // BC，则应用式 (1-28) 得通过微小缝隙段 ABCD 的微小流量为

$$dQ = \frac{r_1 b^3 (p_1 - p_2)\,d\beta}{12\mu l}$$

将式(1-38)代入上式并沿着圆周积分

$$dQ = \frac{r_1(p_1 - p_2)}{12\mu l}(\Delta r - e\cos\beta)^3\,d\beta$$

$$Q = \frac{r_1(p_1 - p_2)}{12\mu l}\int_0^{2\pi}(\Delta r - e\cos\beta)^3\,d\beta$$

取偏心比 $\varepsilon=e/\Delta r$，则上式成为

$$
\begin{aligned}
Q&=\frac{\pi_1(p_1-p_2)}{12\mu l}\int_0^{2\pi}\Delta r^3(1-\varepsilon\cos\beta)^3\,d\beta\\
&=\frac{\pi_1\Delta r^3(p_1-p_2)}{12\mu l}\int_0^{2\pi}(1-3\varepsilon\cos\beta+3\varepsilon^2\cos^2\beta\\
&\quad-\varepsilon^3\cos^3\beta)\,d\beta\\
&=\frac{\pi_1\Delta r^3(p_1-p_2)}{12\mu l}\left[\beta-3\varepsilon\sin\beta+3\varepsilon^2\left(\frac{\beta}{2}+\frac{\sin 2\beta}{4}\right)\right.\\
&\quad\left.-\varepsilon^3\left(\frac{\cos^2\beta\sin\beta}{3}+\frac{2\sin\beta}{3}\right)\right]_0^{2\pi}\\
&=\frac{\pi_1\Delta r^3(p_1-p_2)}{12\mu l}(2\pi+3\varepsilon\pi)\\
&=\frac{2\pi\pi_1\Delta r^3(p_1-p_2)}{12\mu l}\left(1+\frac{3}{2}\varepsilon\right)\\
&=\frac{\pi d_1\Delta r^3(p_1-p_2)}{12\mu l}\left(1+\frac{3}{2}\varepsilon\right)
\end{aligned}
\tag{1-39}
$$

比较式(1-39)和式(1-33)可知，偏心环状缝隙流量比同心环状缝隙流量要大$\left(1+\frac{3}{2}\varepsilon\right)$倍，最大的情况是

$$\varepsilon=\frac{e}{\Delta r}=1,\quad\left(1+\frac{3}{2}\varepsilon\right)=2.5,$$

即大 2.5 倍。

3．流体在节流孔中的流动

这里所说的节流孔是指细长的小孔，在液压阀中稳态工况起降压作用，动态工况起阻尼孔的作用。它的功用是使流体流过时造成一定的压降，在带先导阀的溢流阀中，常利用这种功用对主阀的启闭进行控制。流体在细长节流孔中的流动一般处于层流和紊流之间的过渡状态，这就是说，流体流动时的内摩擦力和惯性力都起着一定的作用。这种过渡流动状态，就难以对纳维尔-斯托克斯方程式进行简化，它也要用实

验方法来确定有关参数间的关系。流体流过细长节流孔的经验流量公式是

$$Q=\sqrt[3]{\frac{g^2}{14^2\gamma^2\nu}}\sqrt[3]{\frac{d^2}{l}}a(p_1-p_2)^{\frac{2}{3}} \tag{1-40}$$

式中 g 是重力加速度，γ 是流体重度，ν 是流体运动粘度，d 是节流孔直径，l 是节流孔长度，a 是节流孔断面积，(p_1-p_2) 是节流孔两边的压差。在式(1-40)中流量 Q 与压差 (p_1-p_2) 的 $\frac{2}{3}$ 次方成正比；而在式(1-24)中层流时流量与压差的 1 次方成正比；式(1-15)中紊流时流量与压差的 $\frac{1}{2}$ 次方成正比。这就反映了流体流过细长节流孔处于层流和紊流之间的过渡状态。

第二节 压力损失

在上一节我们已给出了实际流体的伯努利方程式(1-9′)，如果能确定式中的能量损失 h_s，将有助于该式在实际中的应用。本节讨论流体在流动过程中的能量损失。

一、概述

由于流体具有粘性，流道有一定的长度，流道壁面有粗糙度，有时流体在流道中流动时还出现局部阻碍，这些常常是产生能量损失的主要原因。

在液压阀中，流体从进口到出口要损耗一些能量。因为这种能量损耗表现在从进口到出口的压力降低，而人们常以进出口之间的压力差来衡量能量损耗的程度，所以这种能量损耗常被称为压力损失。

压力损失有沿程压力损失和局部压力损失之分：沿程压力损失是流体在流动过程中各流层间的粘性摩擦所产生的内

摩擦阻力；局部压力损失是流体在流动过程中遇到局部障碍时(如阀口、弯道、突然扩大和突然收缩等)，流体流动发生显著变形和旋涡所产生的局部阻力。显然，实际流体的伯努利方程式(1-9′)中的能量损失 h_s，应包括所截取两断面1、2间的沿程压力损失和局部压力损失的总和。

压力损失与流体的物理性质、流体的流动状态和流道的几何形状有直接关系，为此我们先介绍流体的物理性质，然后结合流态和流道形状讨论沿程压力损失和局部压力损失的确定方法，最后讨论层流起始段内的压力损失问题。

二、流体的物理性质

常用流体的物理性质是指密度 ρ（也可用重度 γ 来反映）和动力粘度 μ(也可用运动粘度 ν 来反映)。

(一)密度 ρ——反映流体质量特征的指标

流体的密度 ρ 是指单位体积内流体的质量，即

$$\rho=\frac{M}{V} \tag{1-41}$$

式中 M 是流体的质量，V 是流体的体积。在工程单位制中，质量单位没有专门的名称，质量 M 的单位可根据牛顿第二定律 $F=Ma$ 的关系确定。

重度 γ 是密度 ρ 在重力场中的体现，如同重量与质量的关系一样。流体的重度 γ 是指单位体积内流体的重量，即

$$\gamma=\frac{G}{V} \tag{1-42}$$

式中 G 是流体的重量，V 是流体的体积。流体的重量 $G=Mg$(g 是重力加速度)，两边除以流体的体积 V 后，可得出重度和密度的关系为

$$\gamma=\rho g \tag{1-43}$$

(二)动力粘度 μ——反映流体内摩擦特征的指标

根据流体的牛顿内摩擦定律

$$\tau=\mu\frac{dv}{dr} \tag{1-44}$$

式中 τ 是流体流动时产生的内摩擦力，μ 是动力粘度，dv 是相邻流层之间的相对滑动速度，dr 是相邻流层之间的距离，$\frac{dv}{dr}$ 叫做速度梯度。从式(1-44)得

$$\mu=\tau\Big/\left(\frac{dv}{dr}\right) \tag{1-45}$$

由上式可知 μ 的物理意义是当速度梯度 $\frac{dv}{dr}=1$ 时，接触流层之间在单位面积上的内摩擦力。

运动粘度 ν 将粘性和密度结合在一起来反映物性，但仍主要反映粘性。流体的运动粘度 ν 是动力粘度 μ 对密度 ρ 的比值，即

$$\nu=\frac{\mu}{\rho} \tag{1-46}$$

流体的物理性质随不同的温度和压力是有些变化的。如果设 γ、ν 分别为某一标准温度(对液压阀规定为 50°C)、一个大气压下的重度和运动粘度，则在压力为 p 时流体的重度 γ_p、密度 ρ_p、运动粘度 ν_p 和动力粘度 μ_p 分别可用下列式子表达

$$\gamma_p=\gamma/(1-\beta p) \tag{1-47}$$

$$\rho_p=\gamma_p/g \tag{1-48}$$

$$\nu_p=\nu(1+0.001\,p) \tag{1-49}$$

$$\mu_p=\nu_p\rho_p \tag{1-50}$$

式(1-47)中的 β 是流体的压缩系数。

一般来说：在稳态工况(定常流动)下，压力对流体物理性

质的影响可以忽略；在动态工况(非定常流动)下，压力对流体体积压缩的影响必须考虑，但对密度和粘度等物理性质的影响仍可不考虑。

重要的是，温度变化对流体粘度的影响很大。人们为此作了大量的实验，积累了很多数字和图表资料，也有经验公式，因限于篇幅，本书就不赘述了，请参考有关液压技术书籍和手册。

三、沿程压力损失

流体在流道中流动时的沿程压力损失与流体的流动状态有关，下面按层流和紊流来讨论沿程压力损失。

(一)层流时的沿程压力损失

前面已给出了流体在流道中作层流流动时的流量公式，这里我们可以直接从流量公式得出层流时的沿程压力损失公式。

1．层流时圆形流道的沿程压力损失

由式(1-24)得：

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{128 Q \mu l}{\pi d^4} \tag{1-51}$$

如以平均流速

$$w = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

代入式(1-51)，则

$$\Delta p = \frac{32 w \mu l}{d^2} \tag{1-52}$$

因为 $\gamma = \rho g$，$\mu = \rho \nu$，

$$\mathrm{Re} = \frac{w d}{\nu},$$

所以式(1-52)可以改写为

$$\Delta p=\frac{64}{\mathrm{Re}}\gamma\frac{l}{d}\frac{w^2}{2g}=\lambda_y\gamma\frac{l}{d}\frac{w^2}{2g}\ ^{*} \tag{1-53}$$

式中

$$\lambda_y=\frac{64}{\mathrm{Re}} \tag{1-54}$$

λ_y 是沿程摩擦阻力系数，从式(1-54)知，λ_y 只与雷诺数 Re 有关。考虑式(1-54)λ_y 的理论计算值与流体实际流动时的差异(如圆形流道断面的收缩和变形的影响等)，对于流体为矿物油并在金属圆形流道中作层流流动时，也可取

$$\lambda_y=\frac{75}{\mathrm{Re}} \tag{1-55}$$

2. 层流时椭圆流道的沿程压力损失

由式(1-25)得

$$\Delta p=p_1-p_2=\frac{4Q\mu l(a^2+b^2)}{\pi a^3b^3} \tag{1-56}$$

式中 a、b 的含义同图 1-4。可以将式(1-56)化为沿程压力损失的通用表达式

$$\Delta p=\lambda_y\gamma\frac{l}{d_e}\frac{w^2}{2g},$$

因为

$$d_e=\frac{4A}{W}\approx\frac{4ab}{\sqrt{2(a^2+b^2)-\dfrac{(a-b)^2}{4}}}$$

$$w=\frac{Q}{\pi ab}$$

---

* 请参阅式(1-10)和式(1-11)及其注解。由于是等过流断面流道，故 $w_1=w_2=w$，这样，可由式(1-10)得出 $p_1-p_2=\gamma h_w$ 代入式(1-11)，可得

$$p_1-p_2=\gamma\xi\frac{w^2}{2g}.$$

对照式(1-53)，可知 $\xi=\lambda_y\dfrac{l}{d}$。

$$\mathrm{Re}=\frac{wd_s}{\nu}=\frac{4Q}{\pi\nu\sqrt{2(a^2+b^2)-\dfrac{(a-b)^2}{4}}}$$

所以式(1-56)可以化成

$$\Delta p=\frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{a^2+b^2}{a^2+b^2-\dfrac{(a-b)^2}{8}}\gamma\frac{l}{d_s}\frac{w^2}{2g}=\lambda_y\gamma\frac{l}{d_s}\frac{w^2}{2g}\tag{1-57}$$

式中

$$\lambda_y=\frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{a^2+b^2}{a^2+b^2-\dfrac{(a-b)^2}{8}}\tag{1-58}$$

上式中，当 $a=b$ 时，即为圆形流道的摩擦阻力系数公式(1-54)。

3．层流时矩形流道的沿程压力损失

由式(1-26)得：

$$\Delta p=p_1-p_2=\frac{12Q\mu l}{ab^3}\left[1-\frac{192b}{\pi^5 a}\,\mathrm{th}\,\frac{\pi a}{2b}\right]^{-1}\tag{1-59}$$

式中 a、b 的含义同图 1-5(应使 $a>b$)。因为

$$d_s=\frac{4A}{W}=\frac{2ab}{a+b}$$

$$w=\frac{Q}{ab}$$

$$\mathrm{Re}=\frac{wd_s}{\nu}=\frac{2Q}{\nu(a+b)}$$

所以式(1-59)可以化成

$$\Delta p=\frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{1.5a^2}{\left[1-\dfrac{192b}{\pi^5 a}\,\mathrm{th}\,\dfrac{\pi a}{2b}\right](a+b)^2}\gamma\frac{l}{d_s}\frac{w^2}{2g}$$

$$=\lambda_y\gamma\frac{l}{d_s}\frac{w^2}{2g}\tag{1-60}$$

式中

$$\lambda_y = \frac{64}{\mathrm{Re}} \frac{1.5a^2}{\left[1-\frac{192b}{\pi^5 a}\,\mathrm{th}\,\frac{\pi a}{2b}\right](a+b)^2} \tag{1-61}$$

当 $a=b$，即为正方形流道，此时式(1-59)变为

$$\Delta p = \frac{28.4 Q\mu l}{a^4} \tag{1-62}$$

式(1-60)和式(1-61)分别变为

$$\Delta p = \frac{56.9}{\mathrm{Re}} \gamma \frac{l}{d_s} \frac{w^2}{2g} = \lambda_y \gamma \frac{l}{d_s} \frac{w^2}{2g} \tag{1-63}$$

$$\lambda_y = \frac{56.9}{\mathrm{Re}} \tag{1-64}$$

当 $a \gg b$，即为两平行平面间的流道，此时式(1-59)变为

$$\Delta p = \frac{12 Q\mu l}{ab^3} \tag{1-65}$$

式(1-60)和式(1-61)分别变为

$$\Delta p = \frac{96}{\mathrm{Re}} \gamma \frac{l}{d_s} \frac{w^2}{2g} \tag{1-66}$$

$$\lambda_y = \frac{96}{\mathrm{Re}} \tag{1-67}$$

4．层流时等边三角形流道的沿程压力损失

由式(1-29)得

$$\Delta p = \frac{185 Q\mu l}{a^4} \tag{1-68}$$

式中 a 的含义同图 1-6。因为

$$d_s = \frac{4A}{W} = \frac{\sqrt{3}}{3} a$$

$$w = \frac{4Q}{\sqrt{3}\, a^2}$$

$$\mathrm{Re}=\frac{wd_s}{\nu}=\frac{4Q}{3\nu a}$$

所以式(1-68)可以化成

$$\Delta p=\frac{53.4}{\mathrm{Re}}\gamma\frac{l}{d_s}\frac{w^2}{2g}=\lambda_y\gamma\frac{l}{d_s}\frac{w^2}{2g} \tag{1-69}$$

式中

$$\lambda_y=\frac{53.4}{\mathrm{Re}} \tag{1-70}$$

5. 层流时同心环状流道的沿程压力损失

由式(1-31)得:

$$\Delta p=p_1-p_2=\frac{8Q\mu l}{\pi}\left[r_2^4-r_1^4-\frac{(r_2^2-r_1^2)^2}{\ln(r_2/r_1)}\right]^{-1} \tag{1-71}$$

式中 r_1、r_2 的含义同图 1-7。因为

$$d_s=\frac{4A}{W}=2(r_2-r_1)$$

$$w=\frac{Q}{\pi(r_2^2-r_1^2)}$$

$$\mathrm{Re}=\frac{wd_s}{\nu}=\frac{2Q}{\pi\nu(r_2+r_1)}$$

所以式(1-71)可以化成

$$\Delta p=\frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{(r_2-r_1)^2}{\left[r_2^2+r_1^2-\dfrac{r_2^2-r_1^2}{\ln(r_2/r_1)}\right]}\gamma\frac{l}{d_s}\frac{w^2}{2g}$$

$$=\lambda_y\gamma\frac{l}{d_s}\frac{w^2}{2g} \tag{1-72}$$

式中

$$\lambda_y=\frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{(r_2-r_1)^2}{\left[r_2^2+r_1^2-\dfrac{r_2^2-r_1^2}{\ln(r_2/r_1)}\right]} \tag{1-73}$$

(二)紊流时的沿程压力损失

由式(1-11)和式(1-53)的注解可知，紊流时的沿程压力

损失用通用式

$$\Delta p = \lambda_y \gamma \frac{l}{d_s} \frac{w^2}{2g}$$

表达是最合适的，只是沿程摩擦阻力系数 λ_y 要由实验来确定。显然，确定了紊流时的沿程摩擦阻力系数 λ_y，就可按通用式计算出紊流时的沿程压力损失。下面讨论紊流时 λ_y 的确定方法。

1．紊流时圆形流道的沿程摩擦阻力系数

在紊流中，不同情况下影响压力损失的因素是不同的：

(1) 当 Re 不大时(或平均流速 w 不大时)，近壁层流层的厚度比固体壁面粗糙粒子的凸出高度 ε 大，即粒子淹没于近壁层流层内。这时，整个紊流流动的能量损失，主要取决于近壁层流层中的内摩擦的阻力功，阻力系数 λ_y 将受到粘度 ν 变化的影响，也就是 λ_y 与 Re 有关。至于紊流主流中的能量损失在任何情况下都是很小的。这里所谈的状态，对于完全光滑的管子和壁面粗糙的管子来说，能量损失是同样的，即与粗糙度 ε 无关。这种状态，通常叫它"水力光滑管区状态"。

(2) 当 Re 很大时(或平均流速 w 很大时)，粗糙度 ε 远大于近壁层流层厚度，凸粒冒出近壁层流层，在凸粒背部，产生旋涡。旋涡损失很大能量，这种损失的大小，取决于旋涡强度大小，与粘度 ν 无关。这种状态，λ_y 只与壁面粗糙度 ε 有关，而与 Re 无关，叫做"完全粗糙管区或阻力平方区状态"。

(3) 介于上述二状态之间，存在着 λ_y 既与 Re 有关，也与 ε 有关的状态。这种状态叫做"光滑管到完全粗糙管的过渡区状态"。

显然，在紊流时对具有固定粗糙度的流道，随着流体流动时雷诺数的变化，可以是水力光滑管，也可以是水力光滑管到

完全粗糙管的过渡状态，甚至于是完全粗糙管。正因为这样，紊流时沿程摩擦阻力系数 λ_y 的计算式是在实验和理论分析相结合的情况下得到的。沿程摩擦阻力系数 λ_y 与雷诺数 Re 和流道壁面相对粗糙度 ε/d（ε 是流道壁面的绝对粗糙度，即平均凸起高度，d 是圆形流道内径）之间的关系，从尼古拉兹实验曲线（图 1-11）得到清楚的反映：

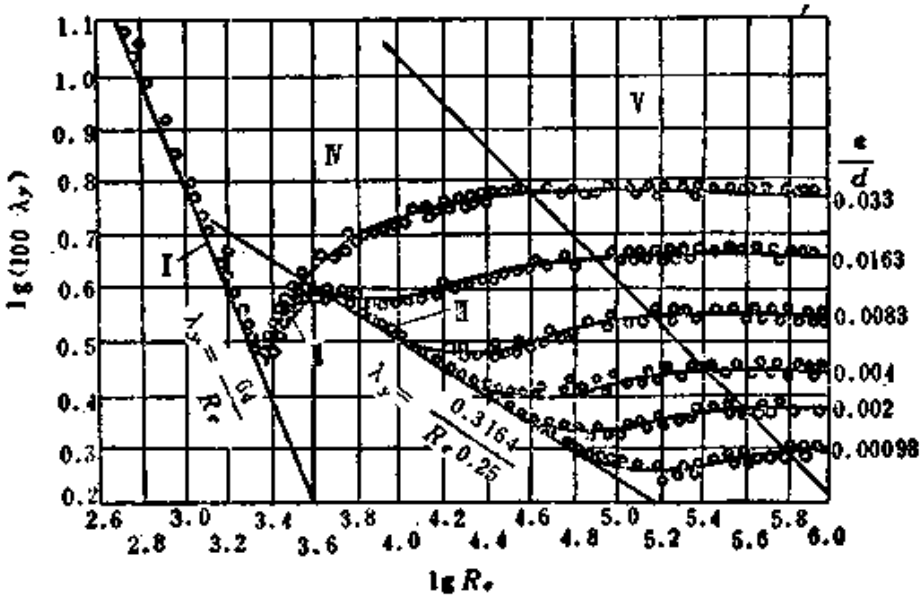


图 1-11　尼古拉兹实验曲线

1）在层流区域 I，不同相对粗糙度 ε/d 的流道，实验点都分布在 $\lambda_y=64/\mathrm{Re}$ 的直线右侧附近。这说明：层流时的沿程摩擦阻力系数 λ_y 与流道壁面的相对粗糙度 ε/d 无关，而只与雷诺数 Re 有关。相对粗糙度 ε/d 并不影响临界雷诺数 Re_l，从实验曲线看出，$\lg \mathrm{Re}_l=3.3$，即 $\mathrm{Re}_l=2000$。层流区的判别依据是 $\mathrm{Re}<2000$，沿程摩擦阻力系数 λ_y 按式(1-54)或式(1-55)计算。

2）区域 II 为层流与紊流的过渡区，在此过渡区，不同相对粗糙度 ε/d 的流道，实验点不再分布在 $\lambda_y=64/\mathrm{Re}$ 的直

线附近，而是密集于曲线 II 附近。这说明：在层流向紊流的过渡区，λ_y 仍与 ε/d 无关，只与 Re 有关。从实验曲线看出，Re 变化时 λ_y 迅速上升，但 Re 的变化范围较窄，为 $3.3<\lg Re<3.6$，即 $2000<Re<4000$。从层流到紊流过渡区的判别依据是 $2000<Re<4000$，由于 Re 的变化范围较窄，在实际流体的流动中很少出现，故没有实用意义。

3) 区域III为光滑管或水力光滑管区，这是 $\lambda_y=\frac{0.3164}{Re^{0.25}}$ 的一条直线，不同相对粗糙度 ε/d 的流道，只要雷诺数 Re 小到一定程度，实验点就落在直线 III 附近，并且 ε/d 越小就可以在越大的 Re 范围内使实验点落在直线 III 附近。这说明：在紊流时，不同 ε/d 的流道要成为水力光滑管，受到 Re 的限制，ε/d 越小，就可以在越大的 Re 范围内成为水力光滑管；水力光滑管与光滑管一样，λ_y 与 ε/d 无关，只与 Re 有关。从实验曲线看出，不同 ε/d 时，要使实验点落在直线 III 附近，R_e 的最大限制是 $\lg Re<5$，即 $Re<10^5$。水力光滑管的判别依据是 $4000<Re<80d/\varepsilon$。水力光滑管和光滑管一样，其沿程摩擦阻力系数 λ_y 可以用下面的经验公式计算：当 $4000<Re<10^5$ 时

$$\lambda_y=0.3164\,Re^{-0.25} \tag{1-74}$$

当 $Re>10^5$ 时

$$\lambda_y=0.0032+0.221\,Re^{-0.237} \tag{1-75}$$

由于当流道壁面的相对粗糙度 $\varepsilon/d\leqslant10^{-5}$ 时即为光滑管，所以一般常把冷拔铜管、铝管和 $Re<8\times10^4$ 时的冷拔及冷、热轧无缝钢管看作光滑管。

4) 区域 IV 为水力光滑管到完全粗糙管的过渡区。在此过渡区，对于不同相对粗糙度 ε/d 的流道，当雷诺数 Re 超

过相应的限制值时，实验点各自散开，不再落在直线 III 附近。这说明：在水力光滑管到完全粗糙管的过渡区，λ_y 不但与 ε/d 有关，而且也与 Re 有关。水力光滑管到完全粗糙管过渡区的判别依据是 $80\frac{d}{\varepsilon}<\mathrm{Re}<1000\frac{d}{\varepsilon}$，其沿程摩擦阻力系数 λ_y 可用下面经验公式计算

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_y}}=-2\lg\left[\frac{2.51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda_y}}+\frac{\varepsilon}{3.71d}\right] \tag{1-76}$$

这是一个隐函数式，可用试凑法逐次逼近求出 λ_y。

5) 区域 V 为完全粗糙管区，在此区域，对于不同相对粗糙度 ε/d 的流道，随着雷诺数 Re 的增大实验曲线与横坐标平行。这说明：在完全粗糙管区，λ_y 只与 ε/d 有关，而与 Re 无关。完全粗糙管区的判别依据是 $\mathrm{Re}>1000\frac{d}{\varepsilon}$，其沿程摩擦阻力系数 λ_y 可用下面经验公式计算

$$\lambda_y=\frac{1}{\left(2\lg\frac{d}{2\varepsilon}+1.74\right)^2} \tag{1-77}$$

为便于计算沿程摩擦阻力系数 λ_y，下面给出有关管道壁面的平均绝对粗糙度 ε，以供参考：

铸铁管	$\varepsilon=0.25$ 毫米
冷拔及冷、热轧无缝钢管	$\varepsilon=0.04$ 毫米
冷拔铜管	$\varepsilon=0.0015\sim0.01$ 毫米
冷拔铝、铝合金管	$\varepsilon=0.0015\sim0.06$ 毫米
橡胶软管	$\varepsilon=0.03$ 毫米

上面给出的紊流时沿程摩擦阻力系数 λ_y 的经验公式计算时比较麻烦，特别是式(1-76)那种隐函数的情况，图 1-11 所示的尼古拉兹实验曲线虽然反映了不同相对粗糙度 ε/d 的

流道 λ_y 与 Re 的关系，但是它包含的 ε/d 太少，同时 λ_y 与 Re 之间又是对数关系，还要经过换算。为了便于实际使用，常按上述 λ_y 的经验公式绘成如图 1-12 所示的诺谟图，图中曲线直接反映了不同 ε/d 时 λ_y 与 Re 之间的关系。在液压系统中采用的管道常为无缝钢管，而无缝钢管的管道壁面比较光滑，这时可以忽略管道壁面相对粗糙度 ε/d 的影响而直接从图 1-13 查得 λ_y。图 1-13 的用法见图 1-14。已知管道内流体的平均流速 w(如 w 线上点 a)、管道内径 d(如 d 线上点 b)、流体的运动粘度 ν(如 ν 线上点 c)：则可连接点 a、b，交辅助线于点 e，再连接点 e、c，交 λ_y(Re)线于点 f，由该点即可读出 Re 值和相应的 λ_y 值。

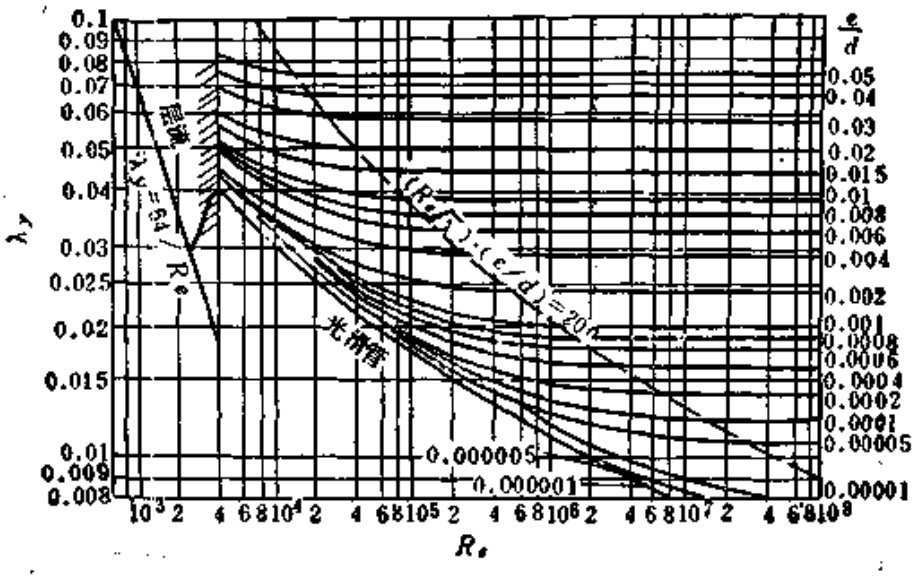


图 1-12　不同 ε/d 时 λ_y 与 Re 的变化图

2．紊流时非圆形流道的沿程摩擦阻力系数

紊流时非圆形流道的沿程摩擦阻力系数 λ_y 可从图 1-13 近似地查得，查该图时，管道内径 d 即为非圆形流道的水力直径 d_s。实验指出，这种借用圆形管道的 λ_y 计算图表来查非圆形流道的 λ_y 值，约偏大 1～10%。

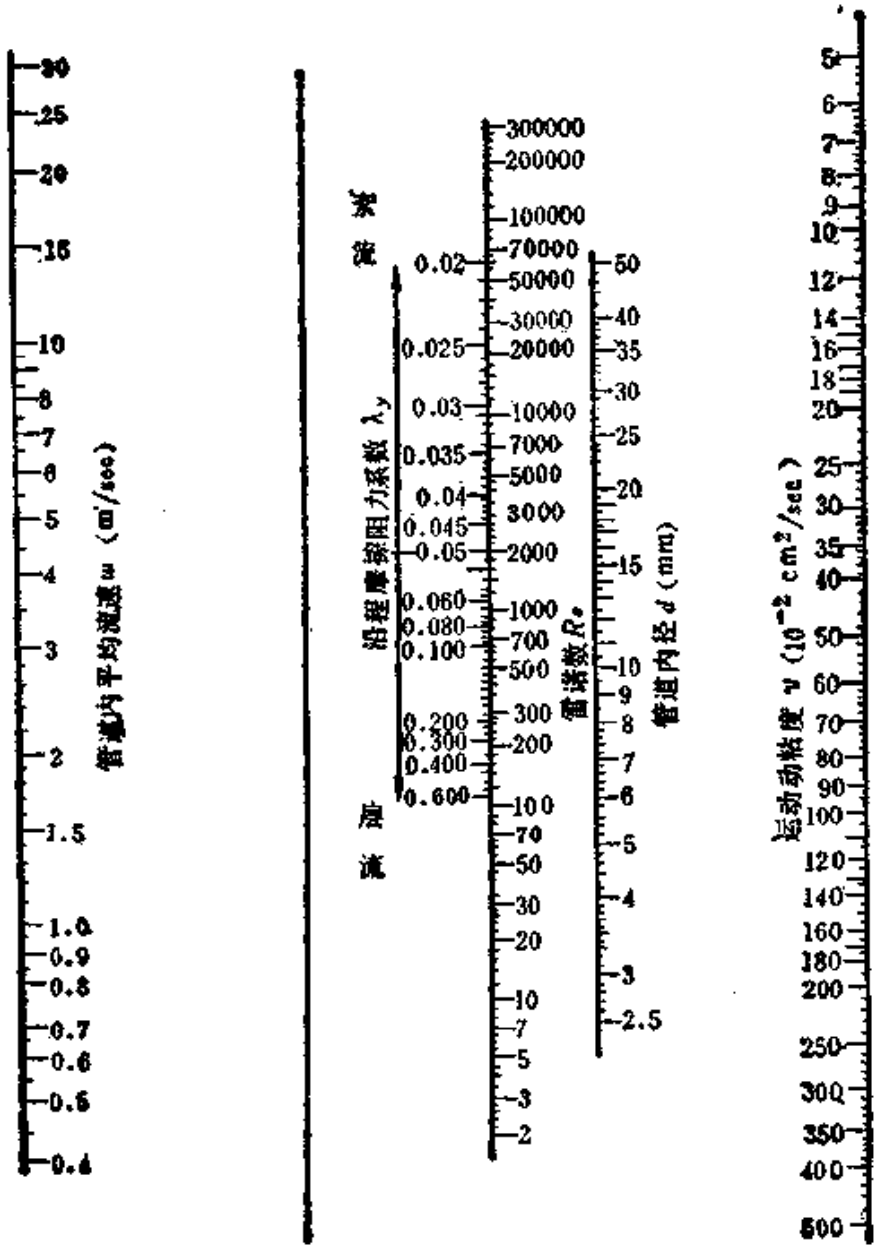


图 1-13　λ_y 计算图表

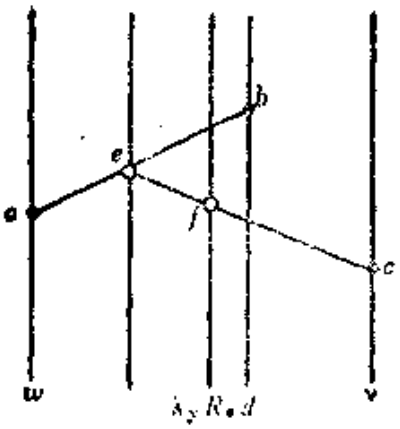


图 1-14

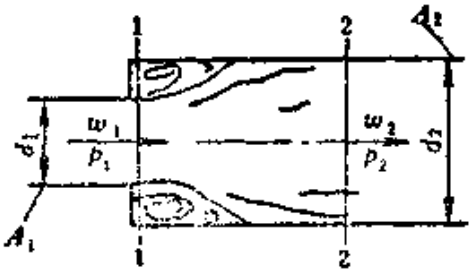


图 1-15 管道突然扩大

四、局部压力损失

当流体在流动中遇到局部障碍时，流体的流动将发生显著的变形，并出现旋涡区，从而使流体质点的有效能量损耗加大。因为局部障碍使流体的流动受到干扰，所以紊流要提前出现。在液压元件和系统中，只要流体流动遇到局部障碍，就可以认为是紊流流动状态。局部压力损失用下面的通式表达

$$\Delta p=\xi\gamma\frac{w^2}{2g} \tag{1-78}$$

式中 ξ 是局部阻力系数。显然，要计算局部压力损失，必须首先确定局部阻力系数 ξ。ξ 是与局部障碍形式相关的，因为流体流过局部障碍的流动比较复杂，目前除十分简单的情况（如突然扩大、逐渐收缩）可用理论计算 ξ 以外，大多数情况要由实验来确定 ξ。现讨论突然扩大、突然收缩、逐渐扩大、逐渐收缩、弯道、管道入口和出口、分支管道、薄壁小孔、细长小孔和阀口等几种局部障碍形式的 ξ 值的确定方法。

(一)管道突然扩大时的局部阻力系数

管道突然扩大时，其局部阻力系数 ξ 可以进行理论计算，现推导它的计算式。

图 1-15 所示为管道突然扩大的情况。若流体在水平方向作定常流动，现截取断面 1 和 2，并认为截取的断面 1、2 符合缓变流动条件，且断面 1-2 间的距离较短，可以忽略沿程压力损失，则断面 1、2 间的伯努利方程式为

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{w_2^2}{2g}+h_j \tag{1-79}$$

式中 p_1、p_2 是断面 1、2 上的平均压力；w_1、w_2 是断面 1、2 上的平均流速；h_j 是局部压头损失。由式(1-79)得

$$\frac{p_1-p_2}{\gamma}=\frac{w_2^2-w_1^2}{2g}+h_j \tag{1-80}$$

可以用动量法则列出断面 1、2 间控制容积的动量方程式为

$$(p_1-p_2)A_2=\rho Q w_2-\rho Q w_1=\rho(A_2 w_2^2-A_1 w_1^2) \tag{1-81}$$

由式(1-81)得

$$\begin{aligned}p_1-p_2&=\rho\left(w_2^2-\frac{A_1}{A_2}w_1^2\right)=\rho w_2\left(w_2-\frac{A_1 w_1\cdot w_1}{A_2 w_2}\right)\\&=\rho w_2(w_2-w_1)\end{aligned} \tag{1-82}$$

将式(1-82)代入式(1-81)得

$$\begin{aligned}h_j&=\frac{\rho w_2(w_2-w_1)}{\gamma}-\frac{w_2^2-w_1^2}{2g}\\&=\frac{w_2(w_2-w_1)}{g}-\frac{w_2^2-w_1^2}{2g}=\frac{(w_1-w_2)^2}{2g}\end{aligned} \tag{1-83}$$

因为 $A_1 w_1=A_2 w_2$，$A_1=\frac{\pi d_1^2}{4}$，$A_2=\frac{\pi d_2^2}{4}$，所以式(1-83)可以改写为

$$h_j=\left(1-\frac{A_1}{A_2}\right)^2\frac{w_1^2}{2g}=\left[1-\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right]^2\frac{w_1^2}{2g} \tag{1-84}$$

故管道突然扩大时的压力损失为

$$\Delta p=h_j\gamma=\left[1-\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right]^2\gamma\frac{w_1^2}{2g}=\xi_1\gamma\frac{w_1^2}{2g} \tag{1-85}$$

式中 ξ_1 是用小断面处的平均流速 w_1 来计算局部压力损失时的局部阻力系数

$$\xi_1=\left[1-\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right]^2 \tag{1-86}$$

如果将式(1-84)中的 w_1 换成 w_2，则管道突然扩大时的压力损失为

$$\Delta p=\left(\frac{A_2}{A_1}-1\right)^2\gamma\frac{w_2^2}{2g}=\left[\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2-1\right]^2\gamma\frac{w_2^2}{2g}$$

$$=\xi_2\gamma\frac{w_2^2}{2g} \tag{1-87}$$

式中 ξ_2 是用大断面处的平均流速 w_2 来计算局部压力损失时的局部阻力系数

$$\xi_2=\left[\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2-1\right]^2 \tag{1-88}$$

用式(1-85)和式(1-87)来计算局部压力损失是一样的，为了统一起见，一般常用式(1-85)小断面处的平均流速来计算局部压力损失。

(二)管道突然收缩时的局部阻力系数

流体在流动中遇到管道突然收缩时（如图 1-16 所示）会出现收缩现象而存在一个收缩喉部，收缩喉部的外侧还会出现旋涡区，这种管道突然收缩所造成的局部压力损失的经验公式是

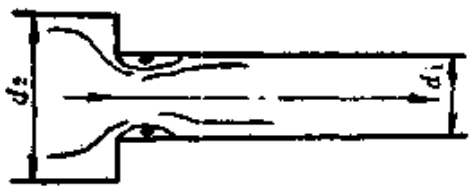


图 1-16 管道突然收缩

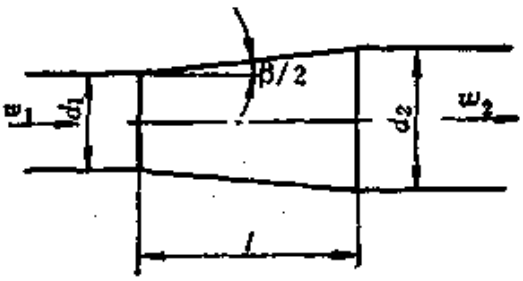


图 1-17 管道逐渐扩大

$$\Delta p=0.5\left(1-\frac{d_1}{d_2}\right)\gamma\frac{w_1^2}{2g}=\xi\gamma\frac{w_1^2}{2g} \tag{1-89}$$

式中 ξ 是管道突然收缩时的局部阻力系数

$$\xi=0.5\left(1-\frac{d_1}{d_2}\right) \tag{1-90}$$

(三)管道逐渐扩大时的局部阻力系数

流体在流动中遇到管道逐渐扩大时（如图 1-17 所示）会出现脱流现象，这要加大压力损失，同时沿程压力损失也占有一定的比例。管道逐渐扩大所造成的局部压力损失的经验公式是

$$\Delta p=\left[\frac{\lambda_y}{8\sin\frac{\beta}{2}}\left(1-\frac{d_1^4}{d_2^4}\right)+\xi'\right]\gamma\frac{w_1^2}{2g}=\xi\gamma\frac{w_1^2}{2g} \tag{1-91}$$

式中 ξ 是管道逐渐扩大时包括沿程摩擦阻力系数在内的阻力系数

$$\xi=\frac{\lambda_y}{8\sin\frac{\beta}{2}}\left(1-\frac{d_1^4}{d_2^4}\right)+\xi' \tag{1-92}$$

式(1-92)中，λ_y 是沿程摩擦阻力系数，因为流体在逐渐扩大的管道中流动时，雷诺数 Re 在变化，管道壁面的相对粗糙度也在变化，所以沿程摩擦阻力系数 λ_y 是变化的。λ_y 可按图 1-17 中所示的管道直径 d_1 和相对粗糙度 ε/d_1 来近似地确定。ξ' 是考虑管道逐渐扩大的局部阻力系数，它随扩散角 β 和 d_2/d_1 而变化，ξ' 值可从表 1-1 查得：

式(1-91)中的 ξ 值还可从图 1-18 所示经验曲线查得。

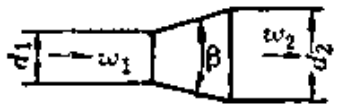
(四)管道逐渐收缩时的局部阻力系数

逐渐收缩管道的局部阻力系数 ξ 可以进行理论计算，现推导它的计算公式。

图 1-19 所示为管道逐渐收缩的情况。在管道逐渐收缩

表 1-1

ξ'		d_2/d_1					
		1.2	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
$\beta°$	5	0.02	0.04	0.08	0.11	0.11	0.11
	10	0.02	0.05	0.09	0.15	0.16	0.16
	20	0.04	0.12	0.25	0.34	0.37	0.38
	30	0.06	0.22	0.45	0.55	0.57	0.58
	45	0.07	0.30	0.62	0.72	0.75	0.76
	60		0.36	0.68	0.81	0.83	0.84



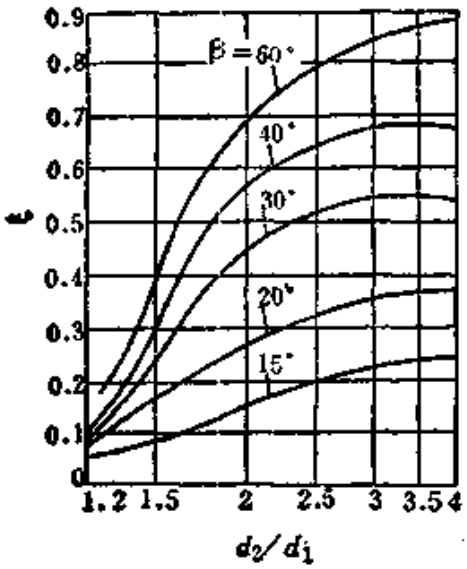


图 1-18 逐渐扩大管道的 ξ 值

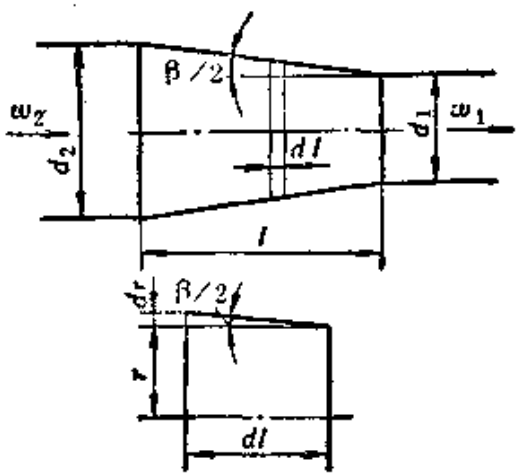


图 1-19 管道逐渐收缩

处的微分长度 dl 内可以只考虑沿程压力损失，则 dl 内的沿程压头损失为

$$dh_y=\lambda_y\frac{dl}{d}\frac{w^2}{2g}=\lambda_y\frac{dl}{2r}\frac{w^2}{2g} \tag{1-93}$$

因为 $w=Q/\pi r^2$，$dl=-\mathrm{ctg}\left(\frac{\beta}{2}\right)dr$，所以式(1-93)为

$$dh_y=-\frac{\lambda_y Q^2 \mathrm{ctg}\,\frac{\beta}{2}}{4g\pi^2}\frac{dr}{r^5} \tag{1-94}$$

将上式积分得

$$h_y=\int_{\frac{d_1}{2}}^{\frac{d_2}{2}}-\frac{\lambda_y Q^2 \mathrm{ctg}\,\frac{\beta}{2}}{4g\pi^2}\frac{dr}{r^5}$$

$$=-\frac{\lambda_y Q^2 \mathrm{ctg}\,\frac{\beta}{2}}{4g\pi^2}\left[-\frac{1}{4r^4}\right]_{\frac{d_2}{2}}^{\frac{d_1}{2}}$$

$$=\frac{\lambda_y Q^2 \mathrm{ctg}\,\frac{\beta}{2}}{16g\pi^2}\left(\frac{16}{d_1^4}-\frac{16}{d_2^4}\right) \tag{1-95}$$

因为 $$w_1=\frac{4Q}{\pi d_1^2},\quad w_2=\frac{4Q}{\pi d_2^2},$$

所以式(1-95)为

$$h_y=\frac{\lambda_y \mathrm{ctg}\,\frac{\beta}{2}}{16g}(w_1^2-w_2^2)=\frac{\lambda_y \mathrm{ctg}\,\frac{\beta}{2}}{16g}w_1^2\left(1-\frac{w_2^2}{w_1^2}\right)$$

$$=\frac{\lambda_y \mathrm{ctg}\,\frac{\beta}{2}}{16g}w_1^2\left(1-\frac{d_1^4}{d_2^4}\right)=\frac{\lambda_y \mathrm{ctg}\,\frac{\beta}{2}}{8}\left(1-\frac{d_1^4}{d_2^4}\right)\frac{w_1^2}{2g} \tag{1-96}$$

故管道逐渐收缩时的局部压力损失为

$$\Delta p=h_y\gamma=\frac{\lambda_y \mathrm{ctg}\,\frac{\beta}{2}}{8}\left(1-\frac{d_1^4}{d_2^4}\right)\gamma\frac{w_1^2}{2g}$$

$$=\xi\gamma\frac{w_1^2}{2g} \tag{1-97}$$

式中 ξ 是管道逐渐收缩时的局部阻力系数

$$\xi=\frac{\lambda_y \operatorname{ctg}\frac{\beta}{2}}{8}\left(1-\frac{d_1^4}{d_2^4}\right) \tag{1-98}$$

式(1-98)中，λ_y 是沿程摩擦阻力系数，同管道逐渐扩大时一样，仍可按 d_1 和 ε/d_1 来确定 λ_y。

式(1-97)中的 ξ 值还可从图 1-20 所示经验曲线查得。

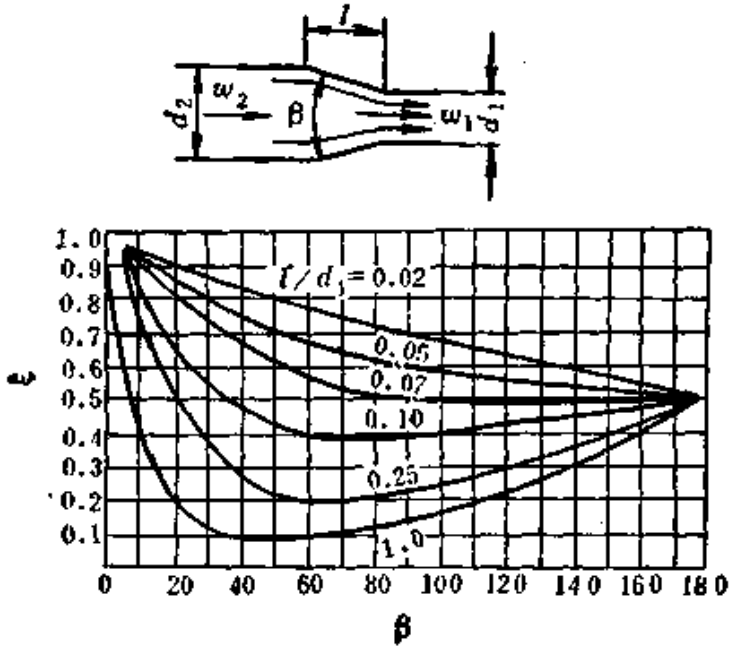


图 1-20 逐渐收缩管道的 ξ 值

(五)弯道的局部阻力系数

弯道有均匀弯道和折角弯道两种。当为均匀弯道时（如图 1-21 所示），局部阻力系数的经验公式为

$$\xi=\left[0.13+0.16\left(\frac{d}{r}\right)^{3.5}\right]\frac{\alpha^\circ}{90^\circ} \tag{1-99}$$

当 $\alpha=90^\circ$ 时(如图 1-22 所示)，按式(1-99)计算的 ξ 值见下表：

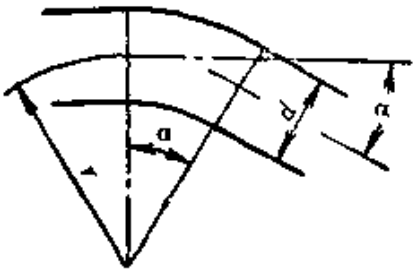


图 1-21　均匀弯道

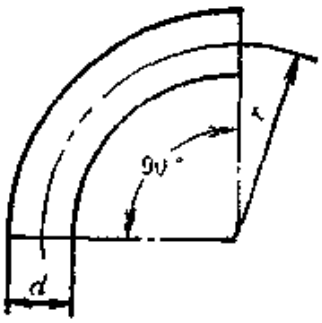
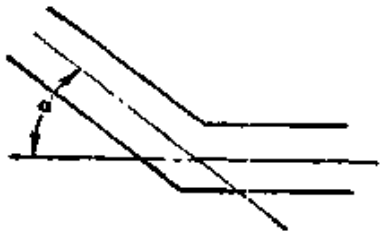


图 1-22　90° 弯道

$\frac{d}{r}$	0.2	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4	1.6	2
ξ	0.13	0.14	0.15	0.16	0.18	0.21	0.24	0.29	0.44	0.66	0.98	1.98

当为折角弯道时(如图 1-23 所示)，局部阻力系数经验公式为



$$\xi = 0.946\sin^2\left(\frac{\alpha}{2}\right) + 2.047\sin^4\left(\frac{\alpha}{2}\right) \tag{1-100}$$

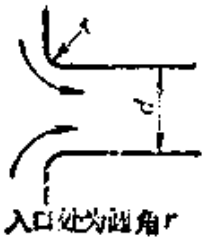
图 1-23　折角弯道

按式(1-100)计算的不同折角 α 的 ξ 值见下表：

$\alpha°$	20	40	60	80	90	100	120	160
ξ	0.046	0.139	0.361	0.740	0.985	1.260	1.861	2.431

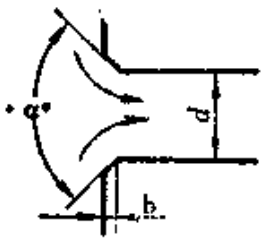
(六)管道入口和出口的局部阻力系数

管道不同入口形式的局部阻力系数 ξ 值见图 1-24：



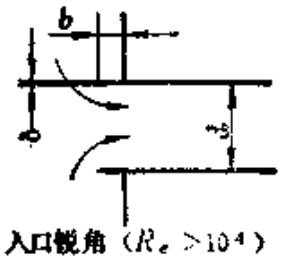
入口处为圆角 r

r/d	0.12	0.16	0.9
ξ	0.1	0.06	0.04



入口倒角（$R_e>10^4$）

$\alpha°$	b/d					
	0.025	0.05	0.075	0.10	0.15	0.60
30	0.43	0.36	0.30	0.25	0.20	0.13
60	0.40	0.30	0.23	0.18	0.15	0.12
90	0.41	0.33	0.28	0.25	0.23	0.21
120	0.43	0.38	0.35	0.33	0.31	0.29



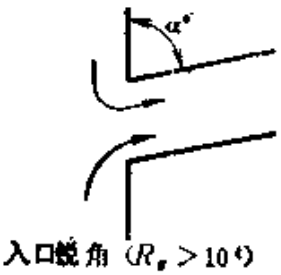
入口锐角（$R_e>10^4$）

当 $\delta/d\leqslant 0.05$ 或 $b/d\geqslant 0.5$

$\xi=1$

当 $\delta/d>0.05$ 或 $b/d<0.5$

$\xi=0.5$



入口锐角（$R_e>10^4$）

$\alpha°$	20	30	45	60	70	80	90
ξ	0.96	0.91	0.81	0.70	0.63	0.56	0.50

图 1-24　管道入口的 ξ 值

管道出口的局部阻力系数：对于层流，$\xi=2$；对于紊流，$\xi=1$。

(七)分支管道的局部阻力系数

分支管道的局部阻力系数 ξ 值见图 1-25：

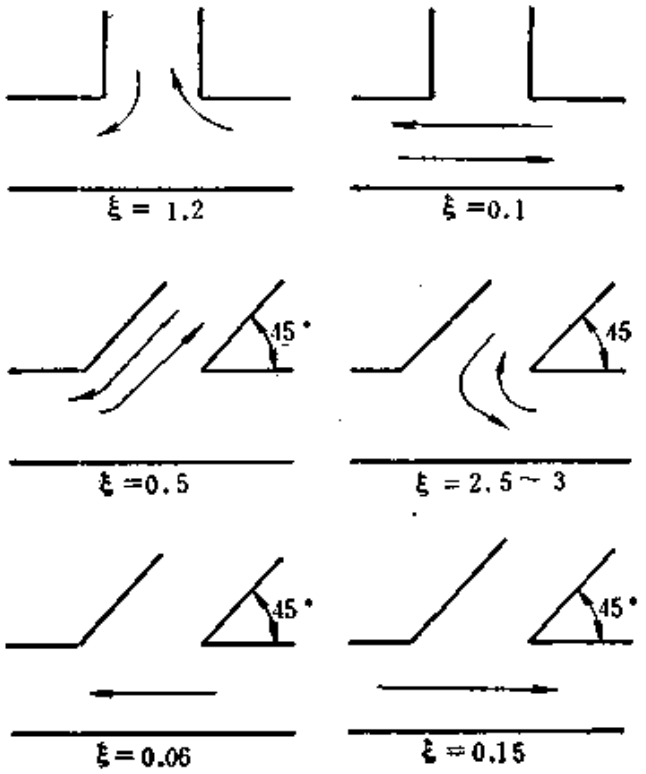


图 1-25　分支管道的 ξ 值

(八)薄壁小孔的局部阻力系数

图 1-26 所示的薄壁小孔的局部阻力系数 ξ 可由经验公式确定：

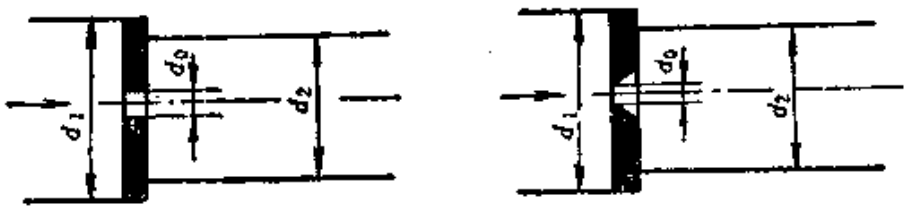


图 1-26　薄壁小孔

当 $Re>2.5\times10^5$ 时

$$\xi=\left[0.707\left(1-\frac{d_0^2}{d_1^2}\right)^{\frac{1}{2}}+1-\frac{d_0^2}{d_2^2}\right]^2 \qquad (1\text{-}101)$$

根据式(1-101)，可将 ξ 与 $\frac{d_0^2}{d_1^2}$ 和 $\frac{d_0^2}{d_2^2}$ 之间绘成如图 1-27 所示的关系曲线，这样，ξ 值可直接从图 1-27 查得。

当 $Re<2.5\times10^5$ 时

$$\xi=(\xi'/M-d_0^2/d_2^2)^2 \qquad (1\text{-}102)$$

式(1-102)中，ξ' 值可从图 1-28 查得，M 值可从图 1-29 查得。

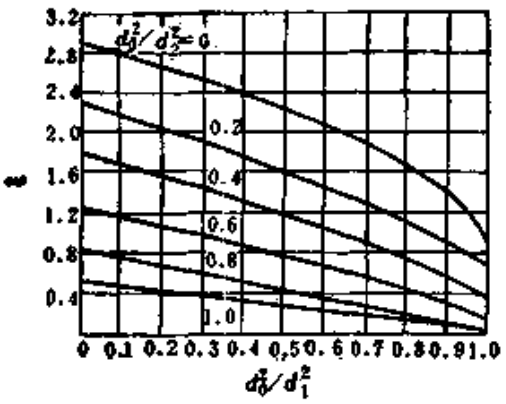


图 1-27

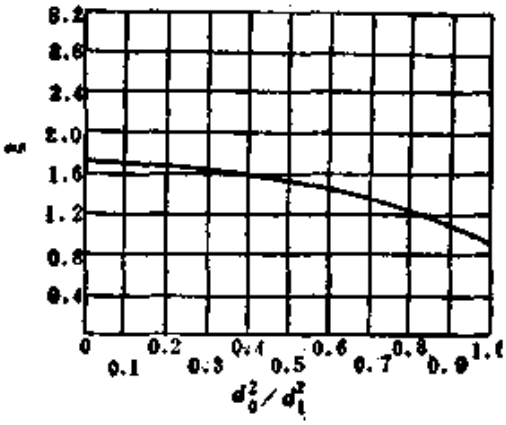


图 1-28

如果 d_0 与 d_1 和 d_2 相比很小，即 d_0^2/d_1^2 和 d_0^2/d_2^2 接近于零时，则式(1-101)为

$$\xi=2.9 \qquad (1\text{-}103)$$

式(1-102)为

$$\xi=2.9/M^2 \qquad (1\text{-}104)$$

(九)细长小孔的阻力系数

如图 1-30 所示细长小孔的阻力系数 ξ 包括：细长小孔的入口局部阻力系数 ξ_1；流体收缩部的局部阻力系数 ξ_2；出口

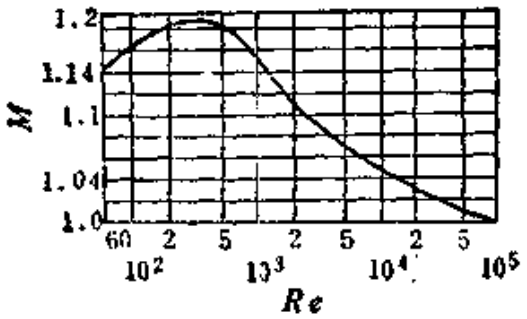


图 1-29

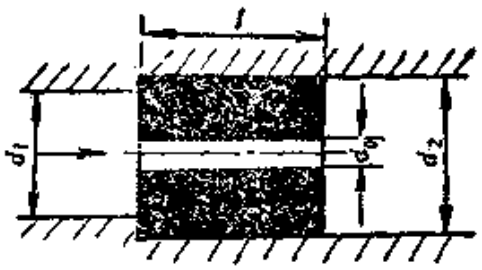


图 1-30 细长小孔

局部阻力系数 ξ_3；细长小孔 l 段内的阻力系数 ξ_4。ξ_1、ξ_2、ξ_3、ξ_4 分别为

$$\xi_1=0.5\left(1-\frac{d_0^2}{d_1^2}\right) \tag{1-105}$$

$$\xi_2=\left(1-\frac{d_0^2}{d_1^2}\right)^{\frac{1}{2}}\xi'\left(1-\frac{d_0^2}{d_2^2}\right) \tag{1-106}$$

$$\xi_3=\left(1-\frac{d_0^2}{d_2^2}\right)^2 \tag{1-107}$$

$$\xi_4=\lambda_y\frac{l}{d_0} \tag{1-108}$$

式(1-106)中，ξ' 是修正阻力系数，ξ' 与 $\frac{l}{d_0}$ 的关系曲线见图 1-31。式(1-108)中，λ_y 是沿程摩擦阻力系数，可参见前面沿程压力损失部分来确定 λ_y 值。这样，细长小孔的阻力系数 ξ 为

$$\begin{aligned}\xi&=\xi_1+\xi_2+\xi_3+\xi_4\\&=0.5\left(1-\frac{d_0^2}{d_1^2}\right)+\left(1-\frac{d_0^2}{d_1^2}\right)^{\frac{1}{2}}\xi'\left(1-\frac{d_0^2}{d_2^2}\right)\\&\quad+\left(1-\frac{d_0^2}{d_2^2}\right)+\lambda_y\frac{l}{d_0}\end{aligned} \tag{1-109}$$

当 $\frac{d_0^2}{d_1^2}$ 和 $\frac{d_0^2}{d_2^2}$ 接近于零时，式(1-109)成为

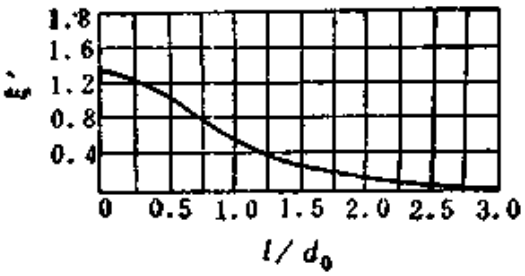


图 1-31

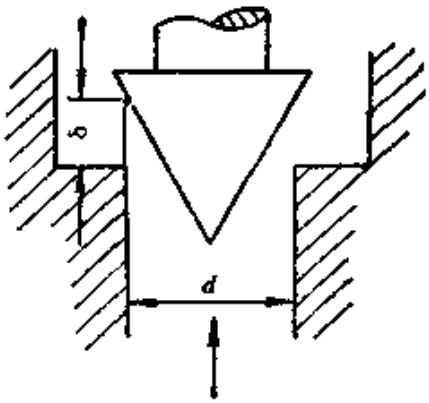


图 1-32 锥形阀口

$$\xi=1.5+\xi'+\lambda_y\frac{l}{d_0} \tag{1-110}$$

(十)阀口的局部阻力系数

1) 锥形阀口(图 1-32)

$$\xi=0.6+0.15\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 \tag{1-111}$$

式中 $2.5\leqslant\frac{d}{\delta}\leqslant10$。

2) 平底锥阀口(图 1-33)

$$\xi=2.6-0.8\left(\frac{d}{\delta}\right)+0.14\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 \tag{1-112}$$

式中 $4\leqslant\frac{d}{\delta}\leqslant10$; $10b=d_0$。

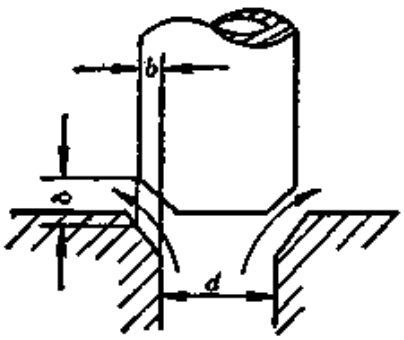


图 1-33 平底锥阀口

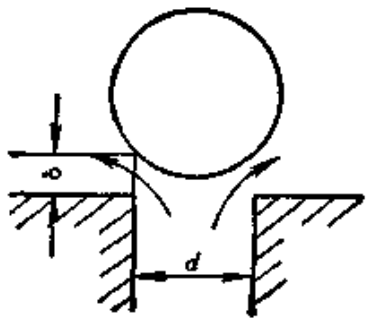


图 1-34 球形阀口

3) 球形阀口(图 1-34)

$$\xi=2.7-0.8\left(\frac{d}{\delta}\right)+0.14\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 \qquad (1\text{-}113)$$

式中 $4\leqslant\frac{d}{\delta}\leqslant10$。

4) 圆板阀口(图 1-35)

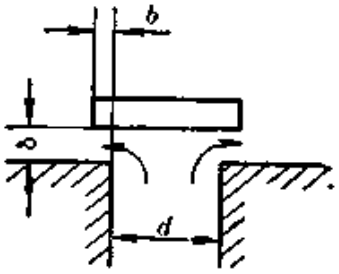


图 1-35 圆板阀口

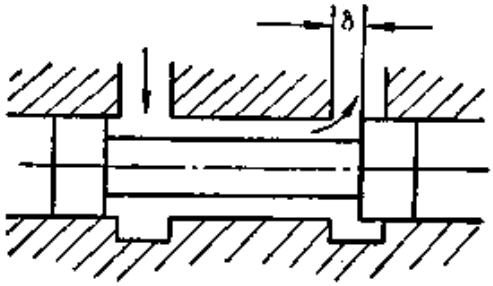


图 1-36 台肩滑阀阀口

$$\xi=0.15+4\left(\frac{b}{d}\right)+0.15\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 \qquad (1\text{-}114)$$

式中 $4\leqslant\frac{d}{\delta}\leqslant10$; $4b\leqslant d\leqslant10b$。

5) 台肩滑阀阀口(图 1-36)

当全开位置时

$$\xi=3\sim5.5 \qquad (1\text{-}115)$$

6) 圆形和长方形闸门(图 1-37)

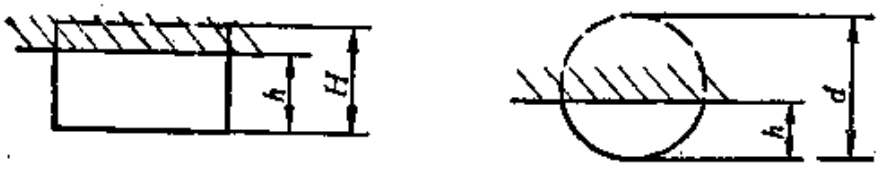


图 1-37 圆形和长方形闸门

圆形和长方形闸门的局部阻力系数 ξ 值见下表:

h/H	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
ξ	193	44.5	17.8	8.12	4.02	2.08	0.95	0.39	0.09	0.05

h/d	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
ξ	97.8	35	10	4.6	2.06	0.98	0.44	0.17	0.06	0.05

由上表查得 ξ 后，按通式(1-78)计算局部压力损失时，式中 w 为闸门全开时的流速。

五、层流起始段内的压力损失

当流体在管道内作层流流动时，管道入口处的流速不是立即按抛物线分布的，流体在进入管道入口时以同一速度 w 流入，只有当流过了某一距离以后，在管道断面上的流速才按抛物线分布(见图 1-38)，这时层流边界层的厚度达到 $\delta=\frac{d}{2}$。常把从管道入口到流速成抛物线分布时的这段距离 l_s 称为层流起始段。一般当管道长度 $l\gg l_s$ 时，层流起始段的影响常被忽略，但在管道不太长时，层流起始段的影响还是要考

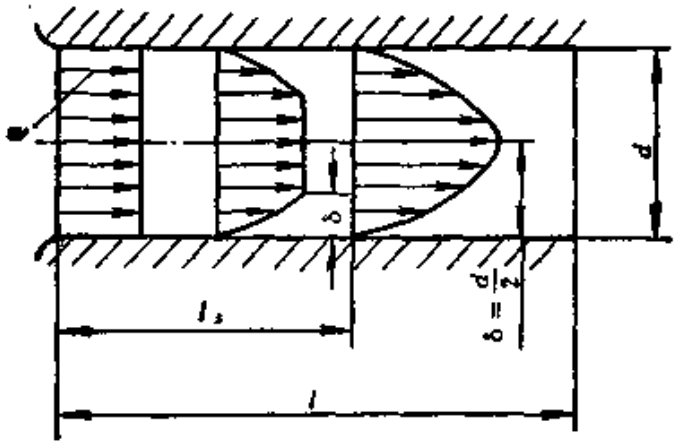


图 1-38　层流起始段

虑的。

根据实验，层流起始段的长度 l_s 为

$$l_s = 0.065 d \mathrm{Re} \tag{1-116}$$

如果将金属圆管的临界雷诺数

$$\widetilde{\mathrm{Re}_l} = 2000 \sim 2300$$

代入式(1-116)式，则

$$l_s = 0.065 d (2000 \sim 2300) = 130 d \sim 150 d \tag{1-117}$$

从图 1-38 的流速分布来看，从管道入口到流速成为抛物线分布这个阶段中，管道中间的流体被加速，而管道壁面附近的流体被减速。这样，在层流起始段内的流体，除了克服粘性摩擦力要损耗一部分能量以外，流体流速的变化也要损耗一部分能量。显然，考虑层流起始段后压力损失要加大。

对于圆形管道，如果以 $K \frac{1}{2} \rho w^2$（其中 K 是实验系数）来表示受层流起始段影响的附加压力损失，则在式(1-51)的基础上再加上这个附加压力损失，即为圆形管道考虑层流起始段时的压力损失，这样

$$\Delta p' = \Delta p + K \frac{1}{2} \rho w^2 = \frac{128 Q \mu l}{\pi d^4} + K \frac{1}{2} \rho w^2 \tag{1-118}$$

因为 $\rho = \frac{\mu}{\nu}$，$\mathrm{Re} = \frac{w d}{\nu}$，$w = \frac{4Q}{\pi d^2}$，所以式 (1-118) 可以改写为

$$\Delta p' = \frac{128 Q \mu l}{\pi d^4} \left(1 + K \frac{\mathrm{Re}}{64} \frac{d}{l}\right) = m \frac{128 Q \mu l}{\pi d^4} \tag{1-119}$$

式中

$$m = 1 + K \frac{\mathrm{Re}}{64} \frac{d}{l} \tag{1-120}$$

将式 (1-119) 与式 (1-51) 作比较. 可知 m 即是考虑到层流起始段影响的一个修正系数。式 (1-120) 中的系数 K 可从图 1-39 实验曲线查得。当 $l>l_0=0.065d\mathrm{Re}$, 即 $l/d\,\mathrm{Re}>0.065$ 时

$$K=2.28 \quad (1\text{-}121)$$

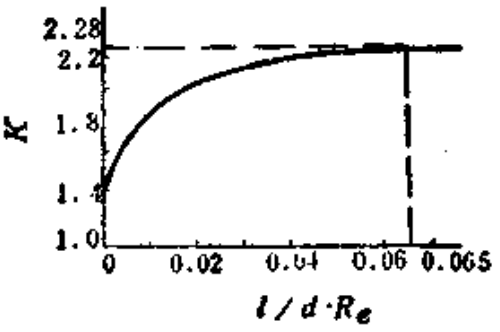


图 1-39

当 $l\leqslant l_0=0.065d\mathrm{Re}$, 即 $l/d\,\mathrm{Re}\leqslant 0.065$ 时, 系数 K 的近似计算公式为

$$K=1+2.62\left(\frac{l}{d\,\mathrm{Re}}\right)^{\frac{1}{4}} \qquad (1\text{-}122)$$

第三节 液 动 力

流体流过液压阀时对阀芯的动作会产生一定的影响。人们常设定一个与阀芯动作有关的特定空间，来研究流体流动时对阀芯动作影响的大小，这个特定空间就是常说的控制容积。可以把物体运动的动量定理应用于控制容积内的流体，从而找出流体流动对阀芯动作影响的解答。这种方法比较简单,所以常被人们采用。

如果物体的质量为 m, 运动的速度为 w, 则动量为 mw。因为速度 w 是一个矢量，所以动量 mw 也是一个矢量，它的方向与速度的方向是一致的。设作用于物体的外力为 F, 则(根据牛顿第二定律)

$$F=ma=m\frac{dw}{dt}=\frac{d(mw)}{dt} \qquad (1\text{-}123)$$

上式表明: 作用于物体上的外力 F 等于该物体在 F 方向上的

动量变化率 $d(mw)/dt$。这就是物体运动的动量定理。现在我们把动量定理应用到流体的流动中。

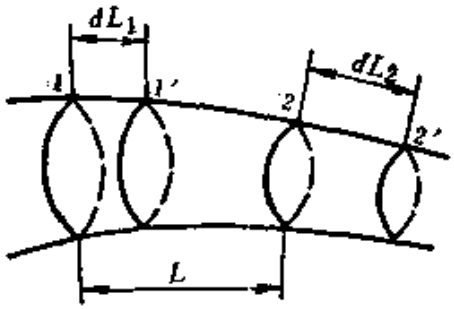


图 1-40

如图 1-40 所示，取控制容积 12（即介于过流断面 1 和 2 之间的一段流体空间），在流体不可压缩的假定下，观察和分析在 dt 时间内流体的动量变化 $d(mw)$。

若控制容积内各过流断面面积以 A 表示，长度以 L 表示，各断面处的流体速度以 w 表示，则其动量为 $\int_{L_1}^{L_2}\rho Aw\,dL$（其中 L_1 与 L_2 为断面 1 和断面 2 在长度坐标系 L 中之位置）。

我们知道动量 $\int_{L_1}^{L_2}\rho Aw\,dL=f(L,\ t)$，即为位置 L 和时间 t 的函数，则

$$d(mw)=d\int_{L_1}^{L_2}\rho Aw\,dL$$

$$=\frac{\partial\int_{L_1}^{L_2}\rho Aw\,dL}{\partial L}dL+\frac{\partial\int_{L_1}^{L_2}\rho Aw\,dL}{\partial t}dt \tag{1-124}$$

上式右边第一项①是动量随流体流动过程中因位置变化而引起的动量的位置偏增量，也就是流体移动微小距离 dL 后，到达 $1'2'$ 新位置上的动量增量。故

$$\frac{\partial\int_{L_1}^{L_2}\rho Aw\,dL}{\partial L}dL=\int_{L_{1'}}^{L_{2'}}\rho Aw\,dL-\int_{L_1}^{L_2}\rho Aw\,dL$$

在这一移动中，体积 $1'$ 至 2 之间的动量是未变化的，

所以

$$\int_{L_{1'}}^{L_{2'}} \rho A w\, dL - \int_{L_1}^{L_2} \rho A w\, dL$$

$$= \int_{L_2}^{L_{2'}} \rho A w\, dL - \int_{L_1}^{L_{1'}} \rho A w\, dL$$

由于 $L_{1'}-L_1=dL_1$ 和 $L_{2'}-L_2=dL_2$ 是微小长度，所以其上的 w 可看作是均匀的，过流断面 A 也可看作是不变的，故有 $w_{1'}=w_1$，$A_{1'}=A_1$ 和 $w_{2'}=w_2$，$A_{2'}=A_2$。这样

$$\int_{L_2}^{L_{2'}} \rho A w\, dL = \rho A_2 w_2 dL_2$$

$$\int_{L_1}^{L_{1'}} \rho A w\, dL = \rho A_1 w_1 dL_1$$

所以

$$\frac{\partial \int_{L_1}^{L_2} \rho A w\, dL}{\partial L} dL = \rho A_2 w_2 dL_2 - \rho A_1 w_1 dL_1 \tag{1-125}$$

下面再看式(1-124)右边第二项，它是动量随时间变化而引起的动量的时间偏增量。我们可先写$\int_{L_1}^{L_2} \rho A w\, dL = \rho A_D L w_D$(其中 A_D 为控制容积的积分平均过流断面面积，称为当量过流断面面积，

$$A_D = \int_{L_1}^{L_2} A\, dL/L,$$

而 w_D 则为相应于 A_D 的当量速度)。在非定常流动中，我们假定流体控制容积边界不变，即 A_D 不随时间变化，那末，只有 w_D 是时间的函数。这样，动量的时间偏增量可如下推算：

$$\frac{\partial \int_{L_1}^{L_2} \rho A w\, dL}{\partial t} dt = \rho A_D L \frac{\partial w_D}{\partial t} dt \tag{1-126}$$

由于流体不可压缩，$A_D w_D = Q$，因此式(1-126)可写成

$$\frac{\partial \int_{L_1}^{L_2} \rho A w \, dL}{\partial t} dt = \rho A_D L \frac{\partial \left(\frac{Q}{A_D}\right)}{\partial t} dt = \rho L \frac{\partial Q}{\partial t} dt$$

$$= \rho L \frac{dQ}{dt} dt = \rho L \, dQ \qquad (1\text{-}127)$$

在式(1-127)中，由于流量连续，所以 Q 不是 L 的函数，只是时间 t 的函数，这样

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{dQ}{dt}$$

式(1-123)可写为

$$F = \frac{d(mw)}{dt} = \frac{d \int_{L_1}^{L_2} \rho A w \, dL}{dt} \qquad (1\text{-}128)$$

将式(1-125)和式(1-127)的结果代入式(1-128)，可得

$$F = \left[\rho A_2 w_2 \frac{dL_2}{dt} - \rho A_1 w_1 \frac{dL_1}{dt}\right] + \rho L \frac{dQ}{dt}$$

$$= [\rho Q w_2 - \rho Q w_1] + \rho L \frac{dQ}{dt} \qquad (1\text{-}129)$$

其中，
$$A_2 \frac{dL_2}{dt} = A_1 \frac{dL_1}{dt} = Q$$

由以上推导，我们可以看出，有不同意义的两种力作用于流体而使之产生动量变化，即

$$F = F'_w + F'_s \qquad (1\text{-}130)$$

式中 F'_w 是与时间 t 无关的力，叫稳态力，它是

$$F'_w = \rho Q w_2 - \rho Q w_1 \qquad (1\text{-}131)$$

F'_s 是与时间变化有关的力，叫瞬态力，它是

$$F'_s = \rho L \frac{dQ}{dt} \qquad (1\text{-}132)$$

在定常流动中，$\frac{dQ}{dt}=0$，所以 F'_t 不存在。

一、稳态液动力

这里我们先对稳态力 F'_w 和稳态液动力 F_w 作区别。我们规定：流体流出控制容积和流入控制容积的动量差称为稳态力 F'_w（见式 1-131），它是流体受到的外力；流体流出控制容积和流入控制容积时对固体（例如液压阀阀芯）的作用力称为稳态液动力 F_w。

F'_w 和 F_w 的大小相等、方向相反，即 $F'_w=-F_w$。

现在讨论液压阀中常出现的滑阀和锥阀的稳态液动力。

图 1-41 和图 1-42 为圆柱滑阀。取进出口之间的阀芯与阀体孔所构成的环形通道为控制容积，在图 1-41 中，由式 (1-131) 可得稳态液动力的轴向分量为

$$F_w=-(\rho Q w_2\cos\alpha_2-\rho Q w_1\cos\alpha_1)$$

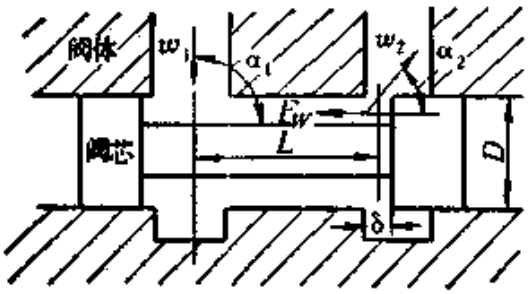


图 1-41

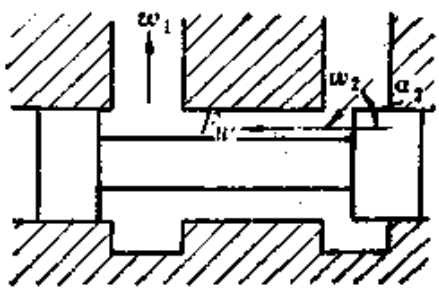


图 1-42

因图 1-41 中 $\alpha_1=90°$，所以上式即为

$$F_w=-\rho Q w_2\cos\alpha_2 \qquad (1\text{-}133)$$

由式 (1-133) 可见，F_w 的方向与 $w_2\cos\alpha_2$ 相反，即 F_w 指向阀口关闭方向。

稳态液动力还有径向分量，将式 (1-133) 中的 $\cos\alpha_2$ 改为 $\sin\alpha_2$ 即得稳态液动力的径向分量。在液压阀中，阀口处往往

开有环形槽，流体径向流动可以看成是轴对称的，所以稳态液动力的径向分量实际上可以相互抵消。

图 1–42 中流体的流向与图 1–41 相反，这时稳态液动力的轴向分量为

$$F_w = -(\rho Q w_1 \cos\alpha_1 - \rho Q w_2 \cos\alpha_2) = \rho Q w_2 \cos\alpha_2 \tag{1-134}$$

由式(1–134)可见，图 1–42 中 F_w 的方向与 $w_2\cos\alpha_2$ 一致，即 F_w 仍指向阀口关闭方向。对于如图 1–41 和图 1–42 所示的圆柱滑阀，稳态液动力的轴向分量都是力图使阀口趋向关闭。这就是说：阀芯在移动过程中打开阀口时，稳态液动力的轴向分量是阀芯移动的一种阻力；而当关闭阀口时，则是阀芯移动的一种推动力。稳态液动力轴向分量的这种影响在圆柱滑阀式液压阀中要充分地考虑到，应使其有利于阀芯的动作。例如，有时要采取措施，尽量消除或减小净得的稳态液动力轴向分量；有时要采取措施充分利用稳态液动力轴向分量来改善阀的性能。

圆柱滑阀稳态液动力的轴向分量并非一定是指向阀口的关闭方向的，这要根据阀的具体结构来定。例如图 1–43 和图 1–44 的情况就有差别。取图中阴影部分为控制容积，则对于图 1–43，稳态液动力的轴向分量为

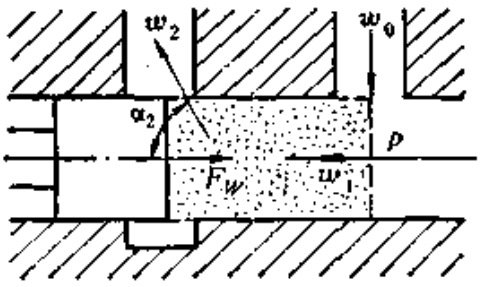


图 1–43

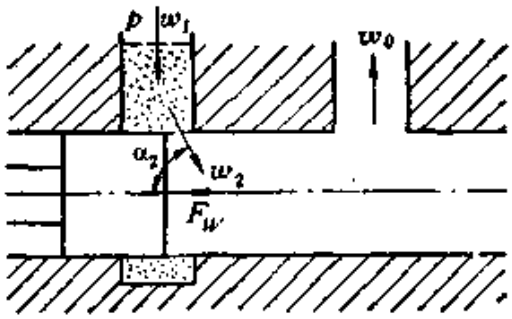


图 1–44

$$F_w = -(\rho Q w_2 \cos\alpha_2 - \rho Q w_1)$$

考虑到 w_1 比 w_2 小得多，故可忽略 $\rho Q w_1$，这样

$$F_w = -\rho Q w_2 \cos\alpha_2$$

由上式可见，F_w 的方向与 $w_2\cos\alpha_2$ 相反，即 F_w 仍指向阀口关闭方向。但对于图 1-44，稳态液动力轴向分量的表达式虽然与上式相同，即 F_w 的方向仍与 $w_2\cos\alpha_2$ 相反，然而此时 F_w 指向阀口开启方向。

为便于使用，稳态液动力轴向分量的表达式 (1-133) 和 (1-134) 可以改写成与压差 Δp 或流量 Q 的关系式。在图 1-41 和图 1-42 中，设阀口两边的压差为 $\Delta p = p_1 - p_2$，阀芯直径为 D，阀口的开口量为 δ。由式(1-14)

$$w_2 = C_v\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} = C_v\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p} \qquad (1\text{-}14)$$

由式(1-15)

$$Q = CA\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} = C\pi D\delta\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p} \qquad (1\text{-}15)$$

将式(1-14)和式(1-15)代入式(1-133)或式(1-134)得

$$F_w = \pm 2CC_v\pi D\delta\,\Delta p\cos\alpha_2 \qquad (1\text{-}135)$$

式中 ± 号表示稳态液动力轴向分量 F_w 的方向，可根据流出控制容积和流入控制容积的流体的动量差的轴向投影并冠以负号来确定。如果把速度系数 C_v 看作 1，则上式为

$$F_w = \pm 2C\pi D\delta\,\Delta p\cos\alpha_2 \qquad (1\text{-}136)$$

式(1-133)或式(1-134)还可化为

$$F_w = \pm\rho Q w_2\cos\alpha_2 = \pm\rho\frac{Q^2}{Q}w_2\cos\alpha_2$$

$$= \pm \rho Q^2 \cos\alpha_2 \frac{C_v\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}}{C_c C_v \pi D \delta \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}} = \pm \frac{\rho Q^2 \cos\alpha_2}{C_c \pi D \delta} \tag{1-137}$$

式中 ± 号的含义同式 (1-135)。因为流体流过阀口的流量系数 C 主要取决于收缩系数，即 $C=C_cC_v\approx C_c$，所以式 (1-137)近似为

$$F_W = \pm \frac{\rho Q^2 \cos\alpha_2}{C \pi D \delta} \tag{1-138}$$

前面式中出现的 α_2 是圆柱滑阀阀口处的液流角，它随着阀口开口量 δ 与阀芯和阀体之间的单边配合间隙 Δr 的比值

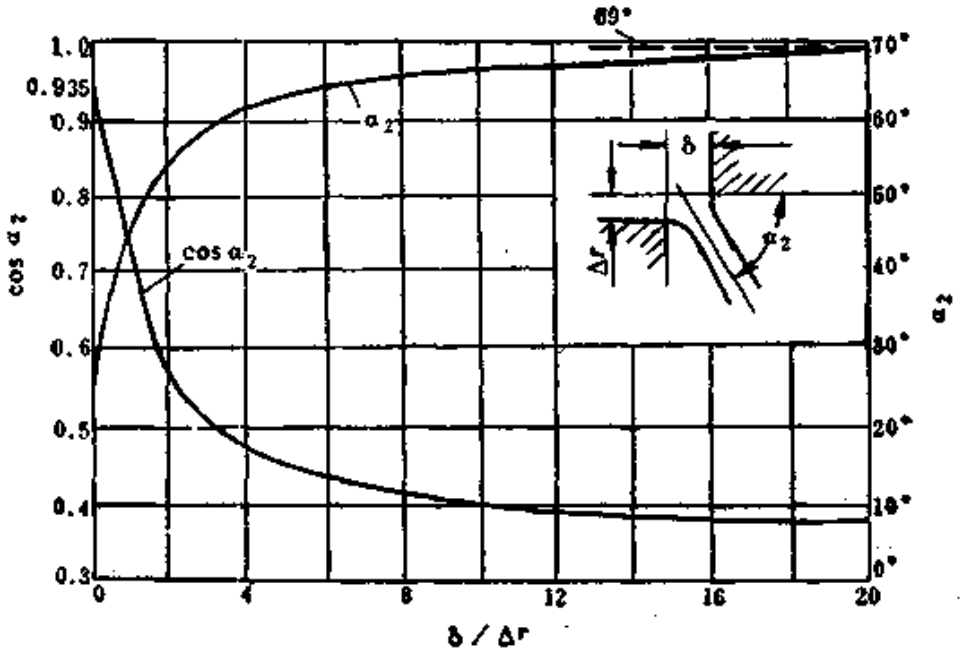


图 1-45 液流角 α_2 随开口量与间隙之比的变化

图中曲线方程为:

$$\frac{\delta}{\Delta r} = \frac{1+\left(\frac{\pi}{2}\right)\sin\alpha_2 - \ln\left[\operatorname{tg}\frac{1}{2}(\pi-\alpha_2)\right]\cos\alpha_2}{1+\left(\frac{\pi}{2}\right)\cos\alpha_2 + \ln\left[\operatorname{tg}\frac{1}{2}\left(\frac{\pi}{2}-\alpha_2\right)\right]\sin\alpha_2}$$

而变化。图 1-45 中表示了 α_2(或 $\cos\alpha_2$)与 $\delta/\Delta r$ 之间的关系。从图中曲线可知：当 $\delta/\Delta r \geqslant 20$ 时，$\alpha_2 \approx 69°$；当开口量 δ 很小时，$\alpha_2 \approx 21°$。

圆柱滑阀在小开口量工作时，由于单边配合间隙 Δr 的影响显著加大，不仅阀口处的液流角 $\alpha_2 \approx 21$，而且阀口过流面积要考虑成锥面（在阀口开口量较大时忽略了 Δr 的影响，把过流面积看成圆柱面 $\pi D\delta$）。这时，式(1-136)和式(1-138)应分别改写为

$$F_W = \pm 2C\pi(D+\Delta r)\sqrt{\delta^2+\Delta r^2}\,\Delta p\cos\alpha_2 \qquad (1\text{-}139)$$

$$F_W = \pm\frac{\rho Q^2\cos\alpha_2}{C\pi(D+\Delta r)\sqrt{\delta^2+\Delta r^2}} \qquad (1\text{-}140)$$

在式(1-139)和式(1-140)中，$\alpha_2 \approx 21°$。考虑到 Δr 与 D 相比很小，可把 $(D+\Delta r)$ 看作 D，则式(1-139)和式(1-140)分别为

$$F_W = \pm 2C\pi D\sqrt{\delta^2+\Delta r^2}\,\Delta p\cos\alpha_2 \qquad (1\text{-}141)$$

$$F_W = \pm\frac{\rho Q^2\cos\alpha_2}{C\pi D\sqrt{\delta^2+\Delta r^2}} \qquad (1\text{-}142)$$

上面讨论的是圆柱滑阀稳态液动力的轴向分量。下面讨论锥阀稳态液动力的轴向分量。图 1-46 为上流式锥阀，图 1-47 为下流式锥阀，可取图中阴影部分为控制容积。根据动量定理，图 1-46 上流式锥阀稳态液动力的轴向分量为

$$F_W = -(\rho Q w_2\cos\alpha_2 - \rho Q w_1)$$

上式中，w_1 比 w_2 小得多，故可忽略 $\rho Q w_1$ 这一项，这样

$$F_W = -\rho Q w_2\cos\alpha_2 \qquad (1\text{-}143)$$

设锥阀口两边的压差 $\Delta p = p_1 - p_2$，锥阀坐通道直径为 D，锥阀口的开口量为 δ、过流面积为 A，则流体流过锥阀口的流量公式为

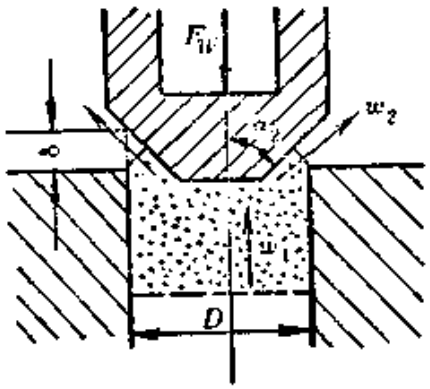


图 1-46　上流式锥阀

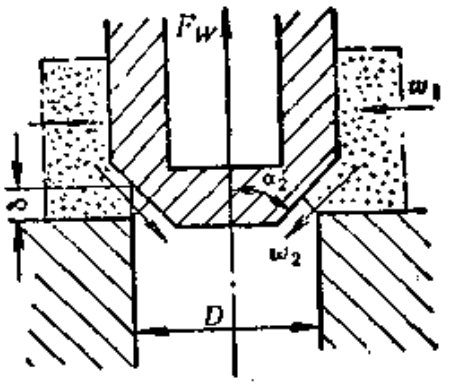


图 1-47　下流式锥阀

$$Q = CA\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}$$

$$= C(\pi D\delta \sin\alpha_2 - \pi\delta^2 \sin^2\alpha_2 \cos\alpha_2)\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p} \tag{1-144}$$

式(1-144)右边第二项比第一项小得多，故可忽略，这样

$$Q = C\pi D\delta \sin\alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p} \tag{1-145}$$

将式(1-145)和

$$w_2 = C_v\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}$$

代入式(1-143)得

$$F_W = -\rho C\pi D\delta \sin\alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}\, C_v \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p} \cos\alpha_2$$

$$= -pCC_v\pi D\delta \sin\alpha_2 \cos\alpha_2 \frac{2\Delta p}{\rho}$$

$$= -CC_v\pi D\delta\Delta p \sin 2\alpha_2 \tag{1-146}$$

如果把 C_v 看作 1，则上式为

$$F_W = -C\pi D\delta\Delta p \sin 2\alpha_2 \tag{1-147}$$

式(1-143)还可化为

$$F_w = -\rho Q w_2 \cos\alpha_2 = -\rho \frac{Q^2}{\mu} w_2 \cos\alpha_2$$

$$= -\rho Q^2 \frac{C_v\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}\cos\alpha_2}{C_c C_v \pi D \delta \sin\alpha_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}}$$

$$= -\frac{\rho Q^2 \operatorname{ctg}\alpha_2}{C_c \pi D \delta} \approx -\frac{\rho Q^2 \operatorname{ctg}\alpha_2}{C \pi D \delta} \qquad (1\text{-}148)$$

式(1-143)、式(1-147)和式(1-148)中的负号表示上流式锥阀稳态液动力的轴向分量方向与流体流向相反，即方向向下。

同样，根据动量定理可以求得图 1-47 下流式锥阀稳态液动力的轴向分量，其表达式与式 (1-143)、式 (1-147) 和式(1-148)相同。因为此力仍与流体流向相反，所以它的方向向上。

二、瞬态液动力

在讨论瞬态液动力之前，我们先把瞬态力 F'_s 和瞬态液动力 F_s 作区别。我们规定：把控制容积内流体的动量变化称为瞬态力，它是控制容积内的流体由于时间变化而受到的外力；把此外力对固体(例如液压阀阀芯)的作用力称为瞬态液动力。F'_s 和 F_s 的关系是大小相等、方向相反，即 $F'_s = -F_s$。在下面的讨论中略去矢量符号，即以 F'_s 代表瞬态力，F_s 代表瞬态液动力。

由式(1-132)可得瞬态液动力为

$$F_s = -F'_s = -\rho L \frac{dQ}{dt} \qquad (1\text{-}149)$$

式中 L 为阻尼长度，在图 1-41 和图 1-42 中，阻尼长度即为进口中线到出口中线之间的距离。式(1-149)还可化为

$$F_s = -\rho L \frac{d\left(C\pi D\delta\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}\right)}{dt}$$

$$= -\rho L C\pi D\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}\,\frac{d\delta}{dt} - \rho L C\pi D\delta\,\frac{d\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}}{dt}$$

$$= -LC\pi D\sqrt{2\rho\Delta p}\,\frac{d\delta}{dt} - \frac{LC\pi D\delta}{\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}}\,\frac{d(\Delta p)}{dt}$$

(1-150)

由式(1-150)可知：瞬态液动力 F_s 与阀口开口量 δ 的变化速度 $\frac{d\delta}{dt}$ 和流体的压力变化 $\frac{d(\Delta p)}{dt}$ 有关。上式右边两项中，对一般的压力和流量调节过程来说，开口量 δ 的变化速度这一项更为重要，而流体压力变化项因影响不显著常被忽略。这样，上式即为

$$F_s = -LC\pi D\sqrt{2\rho\Delta p}\,\frac{d\delta}{dt} \qquad (1\text{-}151)$$

瞬态液动力 F_s 的方向，可以根据式(1-151)运算结果的符号来判断，即 F_s 是否与阀口开口量的变化 $d\delta$ 一致。实际上，在阀中，$d\delta$ 不但表现为阀口开口量的变化，还表现为阀芯位移。如 F_s 与 $d\delta$ 不同号，表示瞬态液动力是阻止阀芯移动的，这时 F_s 叫“正阻尼力”。如 F_s 与 $d\delta$ 同号，表示瞬态液动力是帮助阀芯移动的，对阀芯是一种推动力，这时 F_s 叫“负阻尼力”。

但是，如果不注意式(1-151)中对 L 也有正、负号问题的话，则可能导致一种错误的看法，即：F_s 与 $d\delta$ 永远是不同号，瞬态液动力一定是正阻尼力，总是阻止阀芯移动的。这一结论与事实不符。所以必须从如何正确确定 L 的正、负号说

起，才能正确使用式(1-151)。

我们从两种不同情况的物理过程来说明 F_s 的作用。

第一种情况如图 1-48。当阀口开口量加大，即阀芯右移时，$d\delta>0$。这时 L 长度流体流量增加，流速加大，有正加速度，这是因为阀芯对流体施加了瞬态力 F'_s 的缘故。显然，F'_s 是向右的，它的反作用力——瞬态液动力 F_s，对阀芯的作用方向是向左的。这样，F_s 与 $d\delta$ 不同号，是正阻尼力；反过来，当阀口开口量减小，即阀芯左移时，$d\delta<0$。这时 L 长度流体流量减少，流速减小，有负加速度，F'_s 方向向左，F_s 方向向右，F_s 与 $d\delta$ 还是不同号，仍是正阻尼力。总之，在图 1-48 的情况中，不管阀芯是右移还是左移，F_s 总与 $d\delta$ 不同号，是正阻尼力。在 F_s 是正阻尼力时，我们赋予 L 以“+”号，叫它为正阻尼长度。

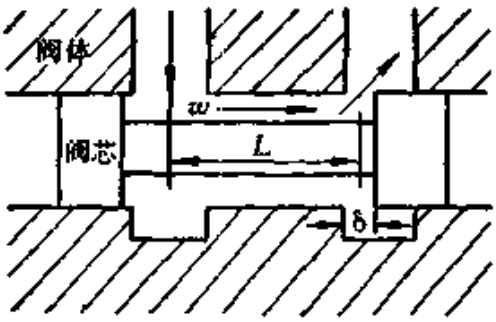


图 1-48

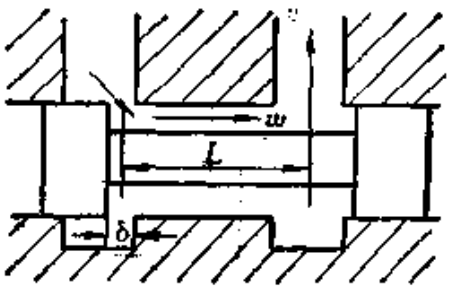


图 1-49

第二种情况如图 1-49。这里出现的现象将与图 1-48 的现象相反。当阀芯左移，阀口开口量加大，$d\delta>0$，这时 L 长度流体流量增加，流速加大，阀芯推流体的瞬态力 F'_s 是向右的，流体对阀芯的反作用力——瞬态液动力 F_s 是向左的，其方向与 $d\delta$ 方向一致，应为同号，是负阻尼力。这时，如我们不赋予 L 以“−”号，那末式 (1-151) 就不能区别图 1-49 和图 1-48 中两种绝然相反的现象。为此，我们就应定义 L 在此种

负阻尼力情况具有“－”号，叫它为负阻尼长度。当然，我们还可以按上面的逻辑，证明在图 1-49 中，如阀芯右移，$d\delta<0$ 时，F_s 是向右的，F_s 与 $d\delta$ 同号，L 是负阻尼长度。

关于锥阀的瞬态液动力，只要找出控制容积，也可以象上述讨论的那样来推出计算公式并确定它的方向。锥阀瞬态液动力的计算公式是

$$F_s=-LC\pi D\sin\alpha_2\sqrt{2\rho\Delta p}\,\frac{d\delta}{dt} \qquad (1\text{-}152)$$

第四节　液压卡紧力

流体在液压阀阀芯与阀体(或阀套)之间的配合间隙中的流动，就是前面讨论过的流体在偏心环状缝隙中的流动。由

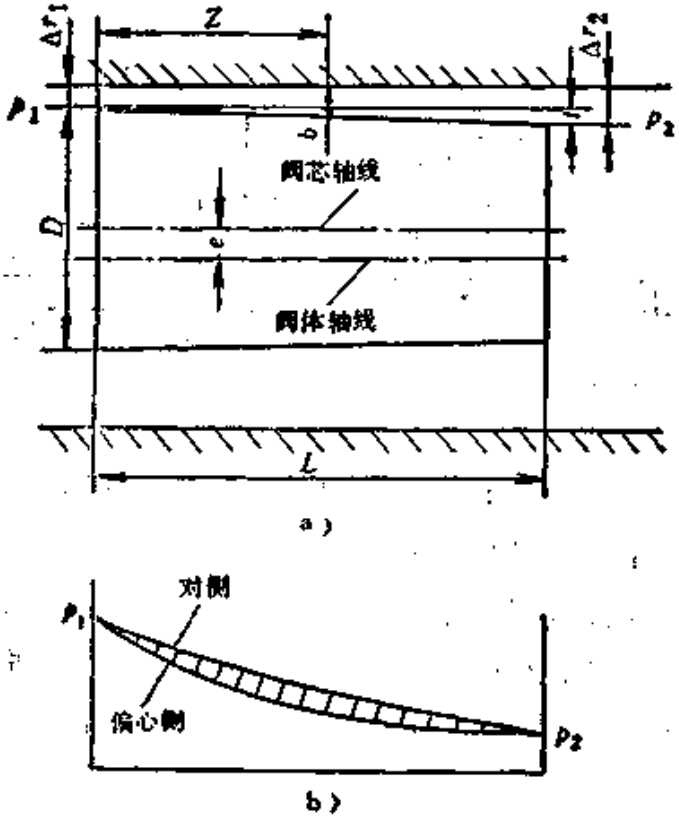


图 1-50　阀芯负锥度

于阀芯和阀体孔有锥度，它们之间还存在偏心量 e，这使得在圆周方向的不同间隙处沿间隙长度 L 的压力分布发生变化，从而对阀芯产生了一个径向不平衡力。图 1-50 a) 所示为流体入口处间隙小于出口处间隙的情况(所谓负锥度)，偏心侧间隙处和对侧间隙处沿间隙长度 L 的压力分布可以用图 1-50 b) 来表示，这种偏心侧和对侧的压力分布，会把阀芯向偏心侧推，使其紧压在阀体上，从而对阀芯的移动造成了一个附加阻力。常把阀芯紧压在阀体上的径向液压力称为液压卡紧力，由此所造成的阀芯移动时的附加阻力称为液压卡紧阻力。如果流体入口处间隙大于出口处间隙(所谓正锥度)，如图 1-51 a) 所示，这时偏心侧间隙处和对侧间隙处沿间隙长度

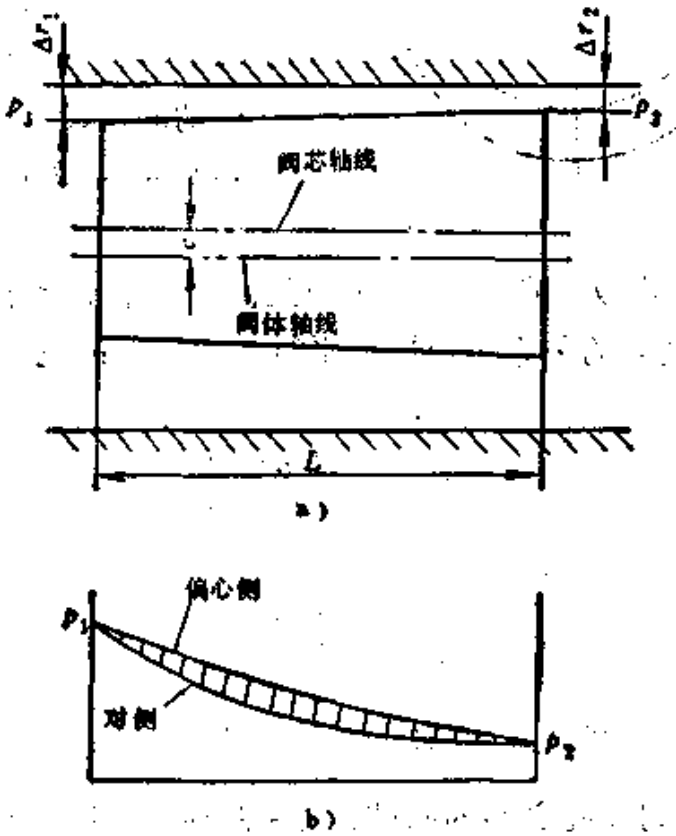


图 1-51　阀芯正锥度

L 的压力分布可以用图 1-51 b) 来表示，与图 1-50 b) 相反，这种偏心侧和对侧的压力分布，会把阀芯向中心推，这对阀芯移动是有利的。显然，负锥度是产生液压卡紧的根源，而正锥度可以消除液压卡紧。但是，对于液压阀来说，产生液压卡紧的地方有时不只一处，都要成为正锥度显然是困难的，所以在设计计算时应考虑阀芯或阀体孔成负锥度时所产生的液压卡紧力。

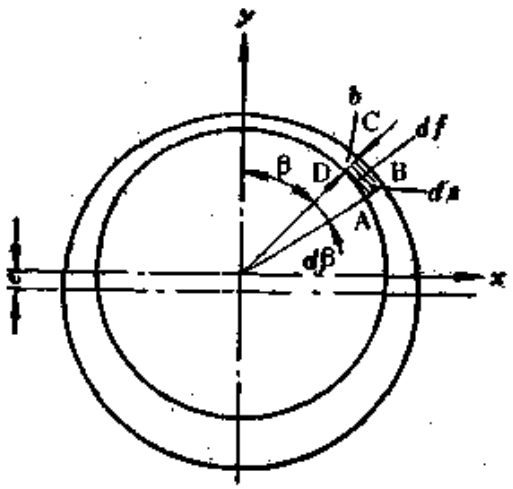


图 1-52　偏心环形断面

下面推导液压卡紧力的计算公式。

图 1-50 a) 中，间隙长度 z 处的偏心环形断面如图 1-52 所示，在该图中取与 y 轴成 β 角的位置，相应的间隙设为 b，与 $d\beta$ 角相对应的微分圆弧长为 ds，则可把微小圆弧间隙段 ABCD 看成 AD // BC 的平面间隙。这样，泄漏量 dq 和压力降 dp 之间的关系可用层流平行平面缝隙的流量公式来表达，即

$$dq=-\frac{ds\,b^3}{12\mu}\frac{dp}{dz} \tag{1-153}$$

上式即为

$$\frac{dp}{dz}=-\frac{12\mu}{b^3}\frac{dq}{ds} \tag{1-154}$$

由图 1-50 a) 可知：当取 $m=\frac{t}{L}$，则 $b=\Delta r_1+mz$。Δr_1 是阀芯大端与阀体孔之间的间隙，它在圆周方向是变化的。将 $b=\Delta r_1+mz$ 代入式 (1-154) 得

$$dp=-12\mu\frac{dq}{ds}\frac{1}{b^3}dz=-12\mu\frac{dq}{ds}\frac{1}{(\Delta r_1+mz)^3}dz \tag{1-155}$$

将上式积分

$$\begin{aligned}p&=-12\mu\frac{dq}{ds}\int\frac{1}{(\Delta r_1+mz)^3}dz\\&=-12\mu\frac{dq}{ds}\frac{1}{-2m}\frac{1}{(\Delta r_1+mz)^2}+C\\&=6\mu\frac{dq}{ds}\frac{L}{t}\frac{1}{b^2}+C\end{aligned} \tag{1-156}$$

积分常数 C 可由边界条件确定：当 $z=0$ 时，$p=p_1$，代入式(1-156)得

$$p_1=6\mu\frac{dq}{ds}\frac{L}{t}\frac{1}{\Delta r_1^2}+C \tag{1-157}$$

当 $z=L$ 时，$p=p_2=p_1-\Delta p$，代入式(1-156)得

$$\begin{aligned}p_1-\Delta p&=6\mu\frac{dq}{ds}\frac{L}{t}\frac{1}{\left(\Delta r_1+\frac{t}{L}L\right)^2}+C\\&=6\mu\frac{dq}{ds}\frac{L}{t}\frac{1}{(\Delta r_1+t)^2}+C\end{aligned} \tag{1-158}$$

由式(1-157)和式(1-158)联解 $\frac{dq}{ds}$

$$\frac{dq}{ds}=\frac{\Delta p}{6\mu}\frac{t}{L}\frac{\Delta r_1^2(\Delta r_1+t)^2}{2\Delta r_1 t+t^2} \tag{1-159}$$

将式(1-159)代入式(1-157)得

$$\begin{aligned}C&=p_1-6\mu\frac{dq}{ds}\frac{L}{t}\frac{1}{\Delta r_1^2}\\&=p_1-6\mu\frac{\Delta p}{6\mu}\frac{t}{L}\frac{\Delta r_1^2(\Delta r_1+t)^2}{2\Delta r_1 t+t^2}\frac{L}{t}\frac{1}{\Delta r_1^2}\\&=p_1-\Delta p\frac{(\Delta r_1+t)^2}{2\Delta r_1 t+t^2}\end{aligned} \tag{1-160}$$

将式(1-159)和式(1-160)代入式(1-156)即可求得压力 p 与间隙长度 L 方向的间隙 b 之间的关系式

$$\begin{aligned} p &= 6\mu \frac{\Delta p}{6\mu} \frac{t}{L} \frac{\Delta r_1^2 (\Delta r_1 - t)^2}{2\Delta r_1 t + t^2} \frac{L}{t} \frac{1}{b^2} + p_1 \\ &\quad - \Delta p \frac{(\Delta r_1 + t)^2}{2\Delta r_1 t + t^2} \\ &= p_1 - \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2}{t(2\Delta r_1 + t)} \left(1 - \frac{\Delta r_1^2}{b^2}\right) \end{aligned} \tag{1-161}$$

在微分圆弧长 ds 沿间隙长度 L 方向上压力流体对阀芯的作用力 df 为

$$\begin{aligned} df &= \int_0^L p\, ds\, dz \\ &= \int_0^L \left[p_1 - \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2}{t(2\Delta r_1 + t)} \left(1 - \frac{\Delta r_1^2}{b^2}\right) \right] ds\, dz \\ &= \int_0^L \left[p_1\, ds\, dz - \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2}{t(2\Delta r_1 + t)} ds\, dz \right. \\ &\quad \left. + \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2}{t(2\Delta r_1 + t)} \frac{\Delta r_1^2}{(\Delta r_1 + mz)^2} ds\, dz \right] \\ &= \left[p_1 z\, ds - \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2}{t(2\Delta r_1 + t)} z\, ds \right. \\ &\quad \left. + \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2 \Delta r_1^2}{t(2\Delta r_1 + t) m} \frac{ds}{-(\Delta r_1 + mz)} \right]_0^L \\ &= p_1 L\, ds - \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2}{t(2\Delta r_1 + t)} L\, ds \\ &\quad - \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2 \Delta r_1^2}{t(2\Delta r_1 + t) m} \frac{ds}{(\Delta r_1 + mL)} \\ &\quad + \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2 \Delta r_1^2}{t(2\Delta r_1 + t) m} \frac{ds}{\Delta r_1} \\ &= p_1 L\, ds - \frac{\Delta p (\Delta r_1 + t)^2}{t(2\Delta r_1 + t)} L\, ds \end{aligned}$$

$$-\frac{\Delta p(\Delta r_1+t)^2\Delta r_1^2}{t(2\Delta r_1+t)m}\left(\frac{1}{\Delta r_1+mL}-\frac{1}{\Delta r_1}\right)ds$$

$$=p_1 L\,ds-\frac{\Delta p(\Delta r_1+t)^2}{t(2\Delta r_1+t)}L\,ds$$

$$-\frac{\Delta p(\Delta r_1+t)^2\Delta r_1^2}{t(2\Delta r_1+t)\frac{t}{L}}\left(\frac{1}{\Delta r_1+\frac{t}{L}L}-\frac{1}{\Delta r_1}\right)ds$$

$$=p_1 L\,ds-\frac{\Delta p(\Delta r_1+t)^2}{t(2\Delta r_1+t)}L\,ds$$

$$+\frac{\Delta p(\Delta r_1^2+\Delta r_1 t)}{t(2\Delta r_1+t)}L\,ds$$

$$=p_1 L\,ds-\Delta p\,L\,ds\,\frac{\Delta r_1+t}{2\Delta r_1+t}$$

$$=\left[p_1-\frac{(\Delta r_1+t)\Delta p}{2\Delta r_1+t}\right]L\,ds \qquad (1\text{–}162)$$

式(1–162)中，Δr_1 是阀芯大端偏心环形间隙。由图 1–53

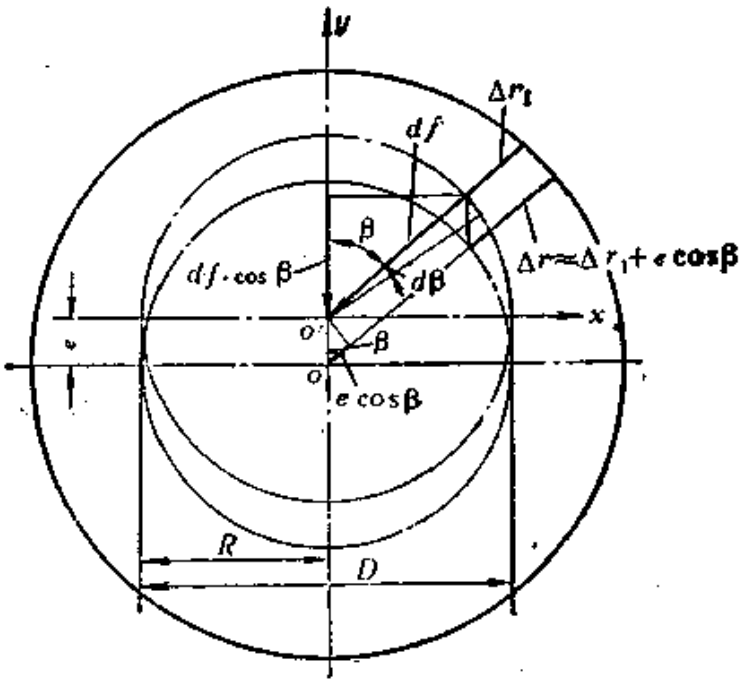


图 1–53　阀芯大端偏心环形间隙

可知：若将阀芯轴心 O' 移至阀体孔轴心 O，则阀芯大端偏心环形间隙 Δr_1 与同心环形间隙 Δr 的关系为

$$\Delta r \approx \Delta r_1 + e\cos\beta$$
$$\Delta r_1 = \Delta r - e\cos\beta \tag{1-163}$$

而

$$ds = R\,d\beta \tag{1-164}$$

将式(1-163)和式(1-164)代入式(1-162)得

$$df = \left[p_1 - \Delta p\,\frac{\Delta r + t - e\cos\beta}{2\Delta r + t - 2e\cos\beta}\right] L\,R\,d\beta \tag{1-165}$$

df 在阀芯纵坐标 y 方向的力为

$$dF = -df\cos\beta \tag{1-166}$$

df 在阀芯横坐标 x 方向的力为 $df\sin\beta$，此力左右两边可以互相抵消。将 dF 沿着圆周方向积分，可求得压力流体作用在阀芯上的径向液压力，即液压卡紧力。

将式(1-165)代入式(1-166)得

$$dF = -\left[p_1 - \Delta p\,\frac{\Delta r + t - e\cos\beta}{2\Delta r + t - 2e\cos\beta}\right] L\,R\cos\beta\,d\beta \tag{1-167}$$

将上式沿着圆周积分

$$\begin{aligned}
F &= -\int_0^{2\pi} LR\left[p_1 - \Delta p\,\frac{\Delta r + t - e\cos\beta}{2\Delta r + t - 2e\cos\beta}\right]\cos\beta\,d\beta \\
&= -LR\int_0^{2\pi}\left[p_1\cos\beta\,d\beta - \Delta p\,\frac{\Delta r + t - e\cos\beta}{2\Delta r + t - 2e\cos\beta}\right]\cos\beta\,d\beta \\
&= -LR\int_0^{2\pi}\Bigg[p_1\cos\beta\,d\beta \\
&\quad - \Delta p\left(\frac{1}{2} + \frac{t}{2}\,\frac{1}{2\Delta r + t - 2e\cos\beta}\right)\Bigg]\cos\beta\,d\beta \\
&= -LR\int_0^{2\pi}\left\{p_1\cos\beta\,d\beta - \Delta p\left[\frac{\cos\beta}{2}\,d\beta\right.\right.
\end{aligned}$$

$$-\frac{t}{2}\left(\frac{1}{2e}-\frac{\Delta r}{e}\frac{1}{2\Delta r+t-2e\cos\beta}\right.$$

$$\left.-\frac{t}{2e}\frac{1}{2\Delta r+t-2e\cos\beta}\right)d\beta\Big]\Big\}$$

$$=-LR\int_0^{2\pi}\Big[p_1\cos\beta\,d\beta-\Delta p\Big(\frac{\cos\beta}{2}d\beta-\frac{t}{4e}d\beta$$

$$+\frac{\Delta rt}{2e}\frac{1}{2\Delta r+t-2e\cos\beta}d\beta$$

$$+\frac{t^2}{4e}\frac{1}{2\Delta r+t-2e\cos\beta}d\beta\Big)\Big]$$

$$=-LR\int_0^{2\pi}\Big[p_1\cos\beta\,d\beta-\Delta p\Big(\frac{\cos\beta}{2}-\frac{t}{4e}\Big)d\beta\Big]$$

$$+LR\,\Delta p\int_0^{2\pi}\Big[\frac{2\Delta r\,t+t^2}{4e}\Big]\frac{d\beta}{2\Delta r+t-2e\cos\beta}$$

$$=-LR\Big[p_1\sin\beta-\Delta p\Big(\frac{\sin\beta}{2}-\frac{t}{4e}\ \beta\Big)\Big]_0^{2\pi}$$

$$+LR\,\Delta p\,\frac{t(2\Delta r+t)}{4e}$$

$$\times\Big[\frac{2}{\sqrt{(2\Delta r+t)^2-4e^2}}\operatorname{arc\,tg}\Big(\sqrt{\frac{2\Delta r+t+2e}{2\Delta r+t-2e}}\ \operatorname{tg}\frac{\beta}{2}\Big)\Big]_0^{2\pi}$$

$$=-\frac{\pi LR\,t\,\Delta p}{2e}+\frac{LR\,t\,\Delta p}{2e}\frac{2\Delta r+t}{\sqrt{(2\Delta r+t)^2-4e^2}}\pi$$

$$=\frac{\pi LR\,t\,\Delta p}{2e}\Big(\frac{2\Delta r+t}{\sqrt{(2\Delta r+t)^2-4e^2}}-1\Big)\qquad(1\text{-}168)$$

当 $e=\Delta r$，即偏心量等于阀芯大端与阀体孔之间的单边配合间隙时，则阀芯大端与阀体孔接触，此时的液压卡紧力为

$$F=\frac{\pi LD\,t\,\Delta p}{4\Delta r}\Big(\frac{2\Delta r+t}{\sqrt{(2\Delta r+t)^2-4\Delta r^2}}-1\Big)$$

$$=\frac{\pi LDt(p_1-p_2)}{4\Delta r}\left[\frac{2+(t/\Delta r)}{\sqrt{4(t/\Delta r)+(t/\Delta r)^2}}-1\right]$$

(1-169)

由式(1-169)得

$$\frac{F}{LD(p_1-p_2)}=\frac{\pi}{4}\left[\frac{t}{\Delta r}\right]\left[\frac{2+(t/\Delta r)}{\sqrt{4(t/\Delta r)+(t/\Delta r)^2}}-1\right]$$

(1-170)

如果我们以不同的 $(t/\Delta r)$ 值来计算 $F/LD(p_1-p_2)$ 值，并画出如图 1-54 所示的曲线，就可以发现：当 $t/\Delta r=0.9$ 时，式(1-170)的右边有一个 0.27 的最大值。故液压卡紧力可按下式计算

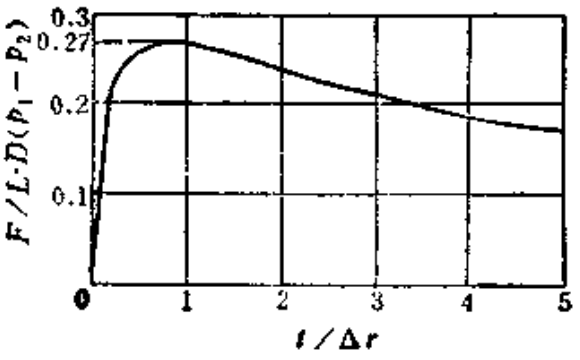


图 1-54

$$F\leqslant 0.27LD(p_1-p_2)$$

(1-171)

显然，按式(1-171)来计算液压卡紧力有时是很大的，如果要使系数 0.27 尽可能地小，就必须使 $(t/\Delta r)$ 值尽可能地小，也就是说，在阀芯和阀体孔的加工中要尽量减小其锥度，而严格的锥度要求在加工中又往往难以实现。

为了减小液压卡紧力，比较现实的办法是在阀芯台肩处开均压槽。开了均压槽以后，阀芯台肩的圆周方向有了通道，它可以把高压边的流体引向低压边，从而使不平衡的径向液压力得到部分的平衡。根据均压槽的这种作用，它有时称为平衡槽或定心槽。

根据国外资料的介绍，开均压槽对液压卡紧力的减小有良好的效果。图 1-55 表示了开有均压槽和不开均压槽时阀

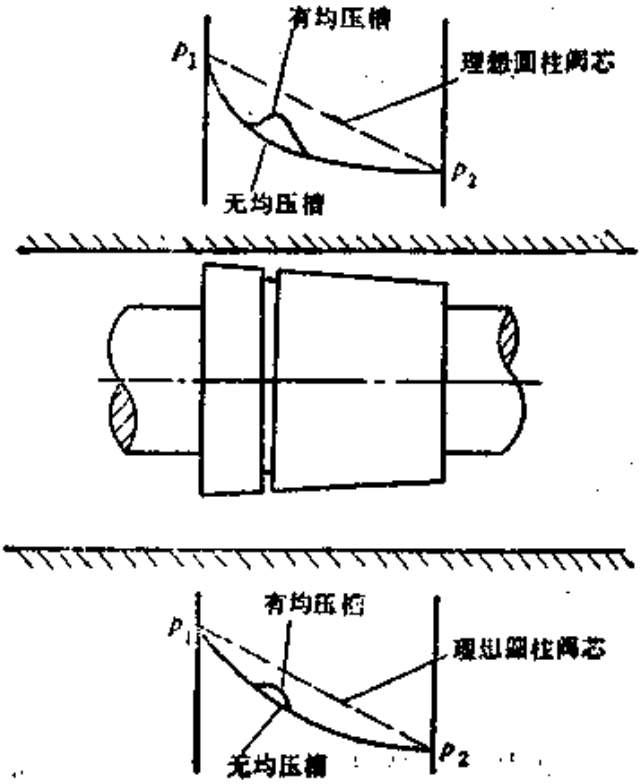


图 1-55

芯台肩上下两侧的压力分布情况。通过试验，在间隙密封的阀芯台肩处开一条均压槽后，液压卡紧力可减小到不开均压槽时的40%，开等距离的三条均压槽后，液压卡紧力可减小到不开均压槽时的6%，开等距离的七条均压槽后，液压卡紧力则可减小到不开均压槽时的2.7%。显然，第一、二、三条均压槽对减小液压卡紧力有明显的效果，均压槽的条数再增加虽然仍能继续减小液压卡紧力，但效果已不太明显。一般均压槽以开三～七条为宜，这要根据液压阀的具体结构来决定，因为过多的均压槽虽然进一步减小了液压卡紧力，但却增长了间隙密封处的阀芯台肩尺寸，从而使阀的轴向尺寸加长。另外阀芯与阀体过大的接触面积，还会增大阀芯移动时的摩擦阻力和运动阻力。所以，只有权衡其利弊后，才能确定恰如

其分的均压槽数。

关于均压槽的宽度和深度，根据国外资料介绍，宽度和深度至少应为阀芯与阀体孔之间配合间隙的 10 倍，宽度和深度可以设计成相等。

此外，还要求均压槽的侧面与阀体孔的轴线垂直，槽的边缘应保持尖角，以减小脏物在间隙处被卡住的可能性；开均压槽应从高压处向低压处开，这样对液压卡紧力的减小才有更好效果。

均压槽除了能减小液压卡紧力之外，由于它能起将阀芯推向阀体孔中心的作用，故可以减小泄漏量；另外，均压槽提供了贮藏脏物颗粒的场所，从而可以减轻脏物颗粒对阀芯和阀体孔表面的擦伤。

综上所述，在开了均压槽以后，对式(1-171)还要进行修正。我们在这里引入液压卡紧系数的概念，它是均压槽对液压卡紧力的修正系数。将式(1-171)乘以液压卡紧系数 λ_K 得

$$F \leqslant 0.27 \lambda_K L D (p_1 - p_2) \qquad (1\text{-}172)$$

当为一条均压槽时：

$$\lambda_K = 0.4$$

当为三条均压槽时：

$$\lambda_K = 0.06$$

当为七条均压槽时：

$$\lambda_K = 0.027$$

按式 (1-172) 计算的液压卡紧力 F 的方向是径向的，阀芯移动时要克服这个径向的液压卡紧力需施加的力是轴向的，此力就是液压卡紧阻力 F_K，它是液压卡紧力 F 与摩擦系数 f 的乘积，即

$$F_K = fF = 0.27 f \lambda_K L D (p_1 - p_2) \qquad (1\text{-}173)$$

如果流体为矿物油，由于阀芯与阀体孔之间的间隙中，油液的润滑作用，一般可取摩擦系数 $f=0.04\sim0.08$。

第五节　设计液压阀的几个共性问题

一、形位公差

液压阀设计时，总要遇到如何确定阀芯和阀体孔配合处的形位公差问题。确定形位公差时，应首先考虑到阀的动作可靠性，对于高压液压阀来说，尤其是如此。根据第四节液压卡紧力的分析，阀芯和阀体孔之间的封油处之所以产生液压卡紧，是因为阀芯（或阀体孔）的配合表面有锥度及轴线有偏心。这里我们引用式(1-174)

$$\frac{F}{LD(p_1-p_2)}=\frac{\pi}{4}\left[\frac{t}{\Delta r}\right]\left[\frac{2+(t/\Delta r)}{\sqrt{4(t/\Delta r)+\left(\frac{t}{\Delta r}\right)^2}}-1\right] \tag{1-174}$$

由此式可见，液压卡紧力 F 与封油长度 L、阀芯与阀体孔配合直径 D、封油处两边压差 (p_1-p_2)、封油圆柱表面锥度 t 和阀芯与阀体孔之间的单边配合间隙 Δr 有关。如果 L、D、Δr 已经确定了的话，那么 F 的大小就取决于 (p_1-p_2) 和 t。因为 $p_1-p_2=p_g$（p_g 是公称压力），所以液压阀在高压下使用将使 F 增大。例如：$p_g=320(\mathrm{kgf/cm^2})$ 比 $p_g=63(\mathrm{kgf/cm^2})$，其 F 约大五倍。另外，我们从图 1-54 可见，t 的增大将使 F 增大，虽然图中曲线到后来减下来了，然而实际情况是曲线的前段。十分明显，在高压的场合要尽可能地减小 F 值，必须严格控制 t 值。此 t 值的控制，按我国形位公差标准中的述语来说，就是要控制阀芯和阀体孔配合圆柱表面的不柱度。在配合间隙比较小的情况下，阀芯和阀体孔之间还有机械卡

紧的可能，这时不仅要控制配合圆柱表面的不柱度，而且要控制它的椭圆度，对阀芯和阀体孔成阶梯配合的液压阀来说，则还要控制不同轴度。

上述形位公差应控制到何种程度是值得重视的。实践表明，只注重阀芯与阀体孔配合表面的光洁度，而不严格控制形位公差，常给液压阀带来动作不可靠的弊病。事实上，在液压阀中，阀芯与阀体孔配合表面的形位公差比表面光洁度重要得多。根据目前加工工艺水平情况，阀体孔的形位公差只能达到有关标准规定的6级精度，阀芯只能达到5级精度。对于液压阀来说，这样的形位公差精度是偏低的。在工业发达国家，阀体孔的形位公差能达到4级精度，阀芯能达到3级精度。

二、配合间隙和泄漏量

阀芯与阀体孔之间的配合间隙直接关系到液压阀的动作可靠性和泄漏量的大小。如果间隙过小，会使阀芯动作不灵活，油温升高后甚至会使阀芯卡死；而间隙过大会使泄漏量加大。同确定形位公差时一样，在确定配合间隙时也应首先考虑到阀的动作可靠性。实际上，形位公差与配合间隙存在一定的匹配关系，只有当形位公差的精度提高后，配合间隙才有适当减小的可能。显然，在加工工艺水平较低的情况下，由于加工出来的阀芯和阀体孔形位公差精度低，为保证阀的动作可靠性，配合间隙只能取得大一些，这时，泄漏量处于从属的地位。以电磁阀为例，如果片面追求内泄漏量小而把配合间隙确定得较小，那么常由于形位公差精度低、电磁铁推力不足以及使用中油液污染控制不严格等因素，使动作可靠性变得很低。

配合间隙的正确选取，并不是一件容易的事，因为它常常

牵连到阀芯直径、油液粘度和温度、零件材料、封油处压差以及加工工艺水平等多种因素。这么多的因素都要考虑到，并且要得出配合间隙的明确解答是困难的，这就是只能通过试验，最后才能确定合理配合间隙的原因。但是，可以选定不同液压油，在给定的油温、油压范围内，根据不同的阀芯直径，试验出受泄漏量限制的最大配合间隙和保证阀芯动作可靠的最小配合间隙统计值，然后绘制出如图 1-56 所示的阀芯直径与配合间隙的关系曲线。图中：实线表示没有密封装置的情况，最大间隙曲线表示受泄漏量限制所给出的间隙最大值，最小间隙曲线表示保证阀芯动作可靠(即不被卡住)所给出的间隙最小值；点划线表示有密封装置的情况，它是在实线的基础上相应放大并作分段处理而得出的。此曲线图由钱姆威特希(Chaimowitsch)给出。没有密封装置时阀芯直径与配合间隙的关系也可根据表 1-2 查得。

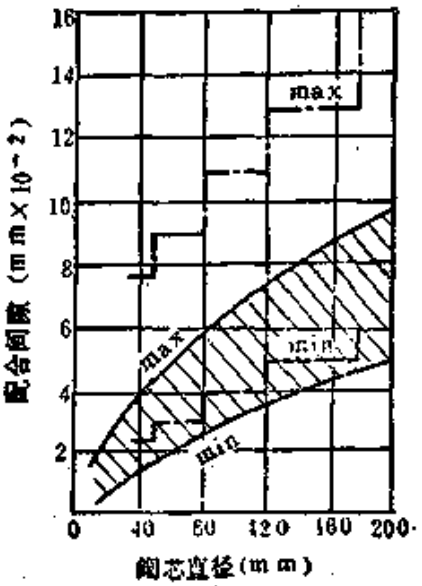


图 1-56

在确定阀芯与阀体孔之间的配合间隙时，间隙规定为一个范围，设计中常选定间隙下限为间隙上限的 0.5～0.7 倍，这个间隙范围应该在图 1-56 最大间隙曲线和最小间隙曲线之间。显然，间隙上限要保证泄漏量不超过设计要求，间隙下限要保证阀芯不被卡住。间隙范围确定时有两种方法。第一种方法是先按设计要求的泄漏量和根据结构设计初步确定的封油长度，用泄漏量公式

表 1-2

阀芯直径 in (mm)	最小间隙 $\times 10^{-4}$ in ($\times 10^{-3}$ mm)	最大间隙 $\times 10^{-4}$ in ($\times 10^{-3}$ mm)
1/4(6.35)	1(2.54)	5(12.7)
1/2(12.7)	2(5.08)	7(17.8)
3/4(19.1)	3(7.62)	9.5(24.1)
1(25.4)	5(12.7)	13(33.0)
2(50.8)	8(20.3)	18(45.7)
3(76.2)	10(25.4)	23(58.4)
4(101.6)	12.5(31.8)	25.6(64.8)
6(152.4)	17(43.2)	33(83.8)
8(203.2)	20(50.8)	40(101.6)

$$[q_{nx}]=2.5\ \frac{\pi \Delta r^3 D \Delta p}{12 \mu l_f}$$

计算出阀芯与阀体孔之间的单边配合间隙 Δr。式中 $[q_{nx}]$ 是内泄漏量设计要求，D 是阀芯与阀体孔的配合直径，Δp 是封油处两边的压差，μ 是油温为 50±5°C、油压为 $\Delta p=p_0$（p_0 是公称压力）时油液的动力粘度，l_f 是有效封油长度。把计算出的单边配合间隙变为直径上的配合间隙（即 $2\Delta r$），此间隙即为间隙范围的上限值，再根据上限间隙和下限间隙的关系，确定间隙范围的下限值。这个间隙下限值应大于图 1-56 中最小间隙的限制值。第二种方法是先用图 1-56 确定配合间隙范围，再根据间隙范围的上限值和初步设定的有效封油长度 l_f，计算出内泄漏量，此计算出的内泄漏量应小于设计要求 $[q_{nx}]$，也可以根据间隙范围的上限值和设计要求 $[q_{nx}]$，计算出必要的有效封油长度 l_f，然后对原来设定的有效封油长度进行调整。

上述配合间隙范围的确定没有考虑到实际加工中形位公

差的影响。因为阀芯被卡住还与形位公差的大小有关，所以加工工艺水平较低时，使用图 1-56 要避开最小间隙曲线，使确定的间隙范围靠向最大间隙曲线。

我们认为：如上所说的配合间隙确定方法，可以作为设计时的依据，但间隙确定值是否与实际加工工艺水平相适应，还有待实践的验证；要提高形位公差精度，这样在保证阀动作可靠的前提下，可以适当地减小配合间隙值，从而减小泄漏量；如果受加工工艺水平的限制，形位公差精度不能提高，则应适当放大配合间隙，增大一些泄漏量，以优先保证阀的动作可靠性。

三、液压阀使用油液的污染控制要求

液压阀在使用中常由于油液的污染程度没有严格控制，致使污染颗粒进入阀芯与阀体孔之间的配合间隙中，造成阀芯动作不灵活甚至被卡住。这种情况常出现在阀芯直径较小的场合，因为这时配合间隙较小。很明显，如果油液污染颗粒的大小控制到阀芯与阀体孔之间的配合间隙以下，则污染颗粒对阀动作的影响可以基本消除。根据有关资料介绍，油液污染颗粒的大小应控制到配合间隙的 $\frac{1}{3}\sim\frac{2}{3}$，阀芯运动速度高时可到间隙的 $\frac{2}{3}$，阀芯运动速度低时应为间隙的 $\frac{1}{3}$ 左右。对油液的这种污染控制要求，在理论上是无可非议的，至于在实用中是否要严格到这种程度，还有待于探索。不过，油液污染没有严格控制而影响液压阀的动作可靠性，却是明摆着的事实。

在这一节中，我们就形位公差、配合间隙和油液的污染控制要求进行了讨论。设计者应确定合理的形位公差和配合间隙，因为它们对液压阀的动作可靠性有直接的影响。但是影

响液压阀动作可靠性的因素比较多，它不仅与设计有关，而且与生产（包括选用的配件）和使用有关，所以当阀动作不可靠时，应作全面分析，逐项排除，否则会得出错误的结论。我们认为，只有全面解决设计、生产和使用中存在的问题，才能保证液压阀动作可靠。

第二章　压力控制阀

压力控制阀是控制液压系统中油液压力高低的各类阀的总称，一般包括溢流阀、顺序阀和减压阀等，也有把将油液压力信号转换成电信号的压力继电器归入压力控制阀的。

这里只介绍压力控制阀中较典型的溢流阀（包括电磁溢流阀及卸荷溢流阀）和减压阀的设计与计算方法。至于顺序阀和压力继电器：前者的设计与计算方法与溢流阀基本相同，后者比较简单，在这里均省略。

溢流阀和减压阀的性能计算主要是静态特性计算，对于动态特性问题，因为油液流动的复杂性以及其他影响因素，如应用线性的动态数学模型方法来进行计算，常使动态特性的计算值与试验值有很大的误差，所以到目前为止，有实用价值的是通过动态特性试验来发现问题，然后针对问题采取改进措施。

第一节　溢　流　阀

溢流阀是压力控制阀中最基本的一种，以它为基础可以组合成各种进行阀前（进口）压力控制的压力控制阀，如电磁溢流阀就是由溢流阀和电磁换向阀组合而成的。溢流阀在液压系统中使用极为普遍，所有液压系统都要至少使用一个溢流阀来作定压阀或安全阀。

溢流阀的主要功用是：

1）维持液压系统中的压力近于恒定；

2）对液压系统实行调压；

3）防止液压系统超载，起安全作用；

4）对液压系统进行卸荷，以降低系统的功率损耗和热量。

一、工作原理

溢流阀的品种较多，按它的基本动作一般可分为直动型

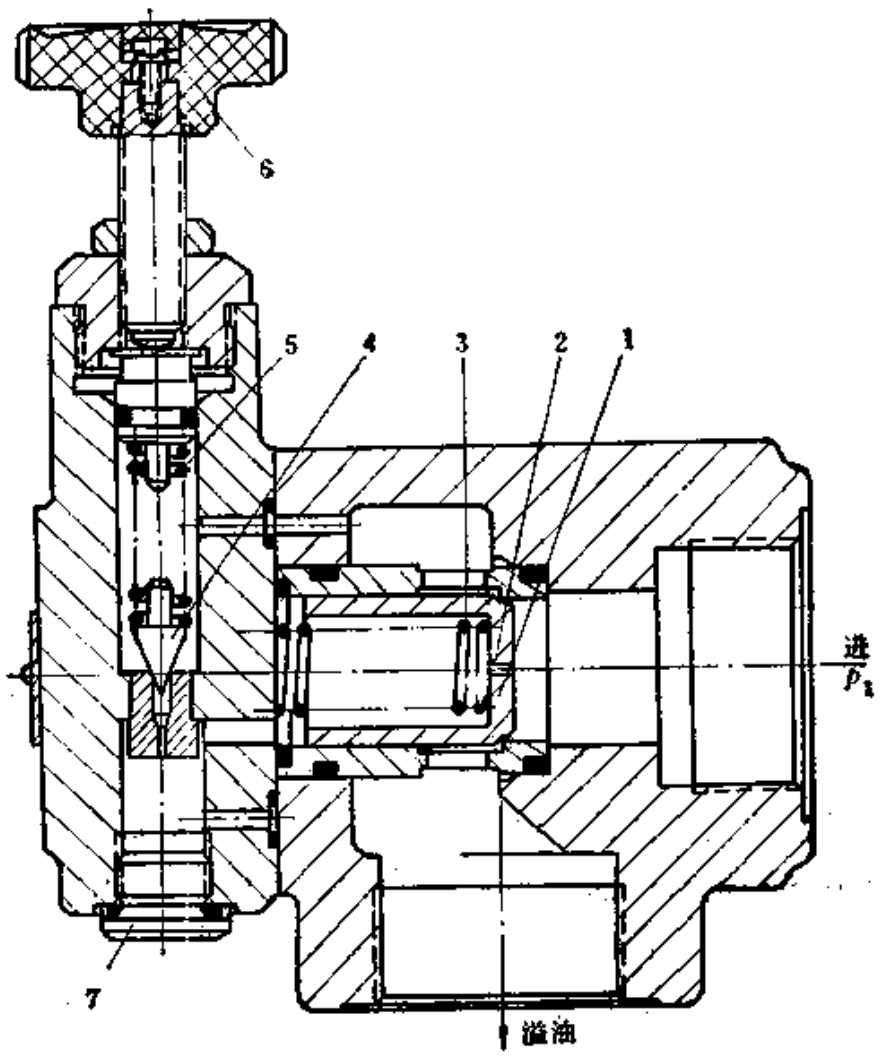


图 2-1

1—主阀芯 2—阻尼孔 3—主阀弹簧 4—先导阀阀芯
5—调压弹簧 6—调压手轮 7—螺堵

和控制型两种。直动型和控制型的差别在于控制阀芯启闭的方式：直动型阀芯的启闭是在系统液压力直接作用下进行的；控制型阀芯的启闭由先导阀来控制。显然，控制型溢流阀的工作原理要比直动型溢流阀复杂，但在性能指标和使用范围等方面，控制型优于直动型。

图 2-1 是公称压力为 320 kgf/cm² 的带有先导阀的座阀式溢流阀，它属于控制型溢流阀。这种控制型溢流阀的工作原理，在压力控制阀中具有典型的代表性，掌握它的工作原理，有助于对其他压力控制阀工作原理的分析。

为了更清楚地说明溢流阀的工作原理，用结构图 2-1 并结合压力-流量特性曲线图 2-2 一起进行分析。溢流阀的压力-流量特性曲线常称为启闭特性曲线。图中横坐标表示压力，纵坐标表示溢流量。但应注意：在纵坐标的左侧，横坐标由左向右表示压力 p 升高；而在纵坐标的右侧，横坐标由右向左表示压力 p 升高。在纵坐标和横坐标交点处的压力 p_1

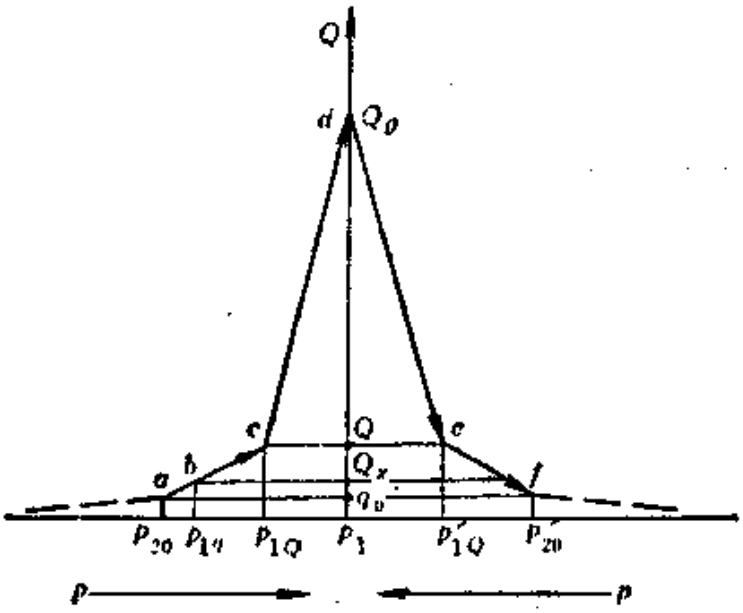


图 2-2

是调定压力。

压力油从进油口进入主阀芯1的下腔，经阻尼孔2进入主阀芯1的上腔，再经阀盖通道到先导阀前腔，作用在先导阀阀芯4上。

1 当系统压力低于先导阀开启压力p_{20}时，先导阀阀芯4保持关闭，阀内压力油不流动，阻尼孔2前后压力相等，由于主阀芯1上侧的受压面积大于下侧的受压面积，所以主阀芯1在上下侧作用力的差值和弹簧3的作用下保持关闭。这就是图2-2中a点以前的情况，纵坐标上对应a点的流量q_0是主阀芯配合处的泄漏量。

2 当系统压力升至p_{20}时，先导阀阀芯4处于欲开未开状态。此时主阀芯1的受力情况为

$$A_2 p_{20}+K_{t1}X_{t1}+G+F_K>A_1 p_{20}$$

式中 A_1是主阀芯下侧承压面积，A_2是主阀芯上侧承压面积，K_{t1}是主阀弹簧刚度，X_{t1}是主阀弹簧预压缩量，G是主阀芯重力，F_K是主阀芯与阀体配合处液压卡紧阻力。

3 当系统压力升高到超过先导阀阀芯4开启压力p_{20}，达到p_{1q}时，阀芯4已经打开，压力油经阻尼孔2至先导阀阀芯4溢出，从先导阀溢出流量为Q_X。因阻尼孔2有油流动，流过该孔的流量$Q'_X(=Q_X)$，在主阀芯1上、下侧产生压差。这时先导阀阀芯4虽被打开，但溢流量Q_X较少，因此阻尼孔2前后的压差也较小，在主阀芯1下侧的压力p_{1q}略高于上侧的压力p_{2q}。此时，在主阀芯1上、下侧面积差产生的液压力还不足以打开主阀芯1，其受力情况为

$$A_2 p_{2q}+K_{t1}X_{t1}+G+F_K>A_1 p_{1q}$$

这是图2-2中b点的状况，先导阀虽已打开，但主阀芯仍处于关闭状态。

4. 当系统压力继续升高到主阀芯1开启压力 p_{1Q} 时，先导阀阀芯4的开口量增加，溢流量增加至 Q，此溢流量流过阻尼孔2造成的压降增大，主阀芯1下侧的压力 p_{1Q} 进一步高于上侧的压力 p_{2Q}，使作用于主阀芯1上的力相互平衡，即

$$A_2p_{2Q}+K_{s1}X_{s1}+G+F_K=A_1p_{1Q}$$

这是图2-2中 c 点的状况，先导阀已开得较大，主阀芯处在欲开未开的状态。

5. 当系统压力达到调定压力 p_1 时，主阀芯1被打开至通过公称流量 Q_g 的开口量，此时主阀芯的力平衡方程式为

$$A_2p_2+K_{s1}(X_{s1}+X_1)+G+F_K=A_1p-C_1\pi D_1\sin 2\alpha_1X_1p_1$$

式中 p_2 是系统压力为调定压力 p_1 时主阀芯上侧与先导阀前腔的压力，X_1 是主阀芯通过公称流量时的开口量，C_1 是主阀阀口流量系数，α_1 是主阀芯阀口处锥角半角，D_1 是主阀座孔径。这是图2-2中 d 点的状况，即调定工况时的溢流状态。

以上是控制型溢流阀的开启过程，相当于图2-2纵坐标左侧曲线所示过程。系统压力从 p_1 下降的过程为闭合过程，相当于图2-2纵坐标右侧曲线所示过程。这时，主阀芯1先关闭，先导阀阀芯4后关闭，图2-2中 e 点为主阀关闭点，f 点为先导阀关闭点。但是，由于存在摩擦阻力，在主阀开启和关闭时对阀芯作用方向改变所引起的影响（开启过程摩擦阻力向下，为"+"号，闭合过程摩擦阻力向上，为"−"号），因此无论是导阀的闭合压力，还是主阀的闭合压力，均低于相应的开启压力，即

$$\text{主阀闭合压力 } p'_{1Q}<\text{主阀开启压力 } p_{1Q}$$

$$\text{导阀闭合压力 } p'_{2Q}<\text{导阀开启压力 } p_{2Q}$$

通过上述动作过程的分析，说明控制型溢流阀主阀的开启和闭合是由导阀进行控制的。主阀的开口量与导阀的开口

量有关，它随导阀开口量的增大而增大。导阀的开口量则随系统压力而变，当系统压力高于或低于调定压力时，导阀的开口量将相应地增大或减小。这就是说，系统压力的变化改变着导阀开口量的大小，并由导阀控制着主阀开口量的大小，再由主阀开口量控制着溢流量的大小，从而使系统压力基本恒定在调定压力上。

调定压力的高低取决于调压弹簧5的弹簧力大小，弹簧力的大小可用调压手轮6加以任意调节。弹簧力大系统压力就高，相反就低。若将调压手轮6旋至全松位置，系统就处于卸压状态；拆去外控螺堵7，同样可将外控口经电磁换向阀接回油箱，使系统处于卸荷状态。

二、设计要求

溢流阀的一般设计要求是：

1) 公称压力 p_g(kgf/cm²)；

2) 公称流量 Q_g(l/min)；

3) 调压范围 p_{1min}～p_{1max}(kgf/cm²)；

4) 主阀开启压力$[p_{1Q}]$(kgf/cm²)；

5) 主阀闭合压力$[p'_{1Q}]$(kgf/cm²)；

6) $[p_{1Q}]$、$[p'_{1Q}]$时的溢流量$[Q]$(l/min)；

7) 卸荷压力 p_{1x}(kgf/cm²)；

8) 内泄漏量允许值$[q_{ne}]$(cm³/sec)。

三、结构设计

阀的结构设计牵涉到工作性能、制造、使用和维修。结构设计时，在满足工作性能的基础上，要做到结构简单，制造容易，使用维修方便。

(一)结构型式

溢流阀的结构型式通常有下列三种：

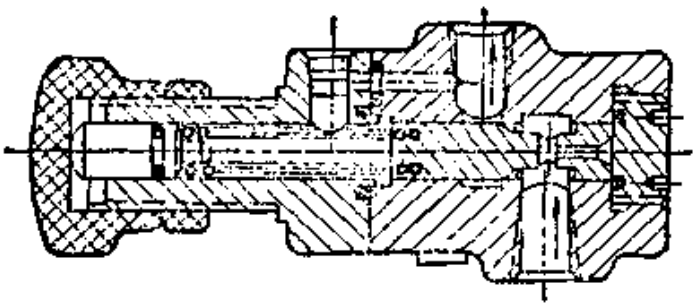


图 2-3

1．直动滑阀型(图 2-3)

这种阀的结构简单，但性能较差，仅限于低压小流量下使用，主要用于控制精度不太高的场合。而且，它不能实现卸荷和远控调压。

2．无平衡面积的座阀式先导控制型(图 2-4)

这种阀也限于低压和小流量下使用，若阻尼孔选择合理，经先导阀的作用，能较好地工作。

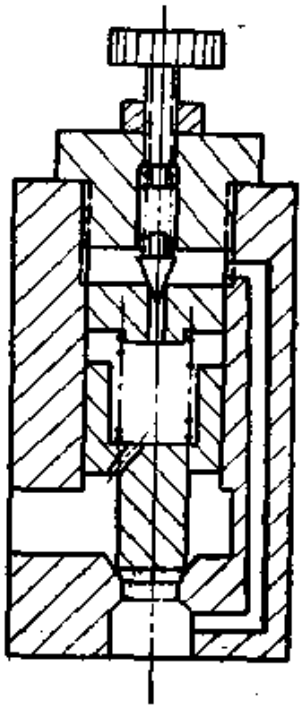


图 2-4

3．具有平衡面积的座阀式先导控制型

这种阀按其主阀芯配合面的情况有两种结构：一种具有三级配合面，常称为三级同心式，见图 2-5；另一种具有二级配合面，常称为二级同心式，见图 2-1。

这种阀的结构虽不及上述二种简单，但其工作性能要比上述任何一种好。三级同心式与二级同心式相比，二级同心式优于三级同心式，现分析比较如下：

1) 三级同心式结构比二级同心式复杂，主要零件（如主阀芯、阀体等）的加工精度要求也比二级同心式高，从而使制

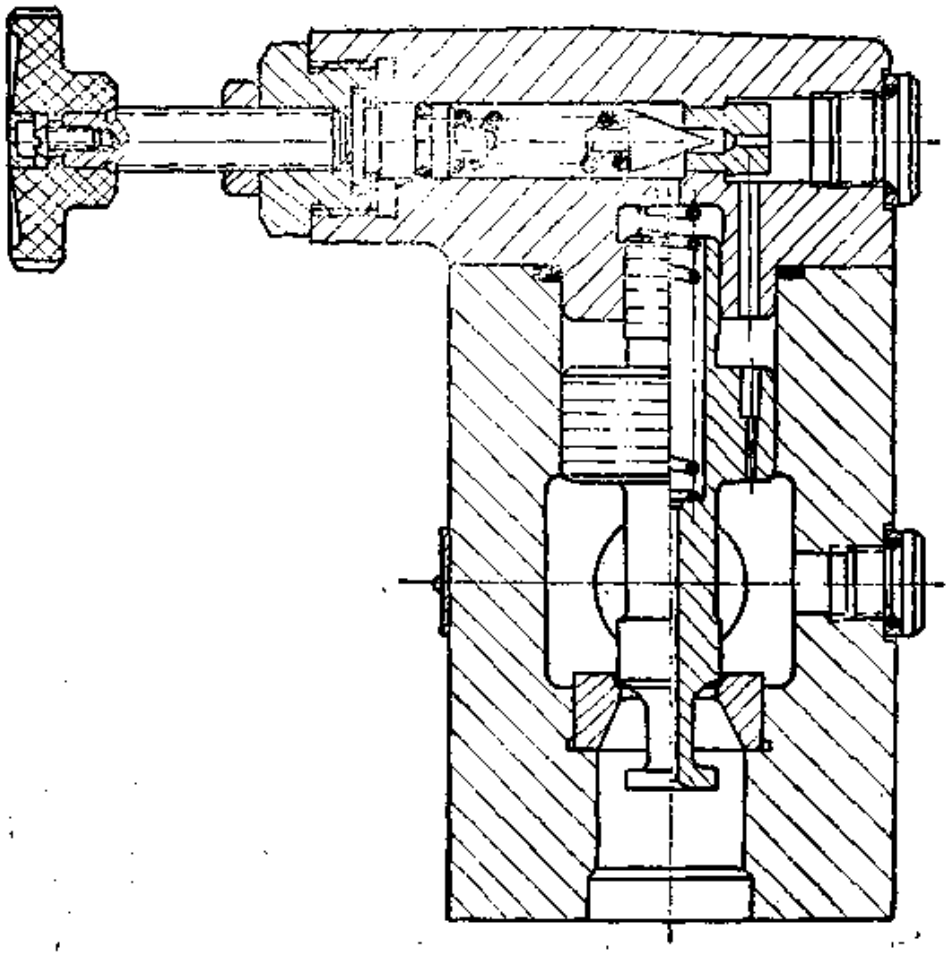


图 2-5

造成本提高；同时，三级同心式溢流阀在装配或使用中不慎常影响到它的动作可靠性。

2) 主阀口的过流面积三级同心式小于二级同心式(见图2-6)。在实现卸荷时，由于三级同心式阀芯的尾碟伸在阀座内，通道成很狭的环形，加上阀座直径很小，因而过流断面面积很小，使卸荷时的剩余压力较高。二级同心式阀的通道中没有如尾碟之类的障碍物，且阀座处直径很大，过流面积大，故剩余压力较低。

3) 二级同心式阀比较稳定

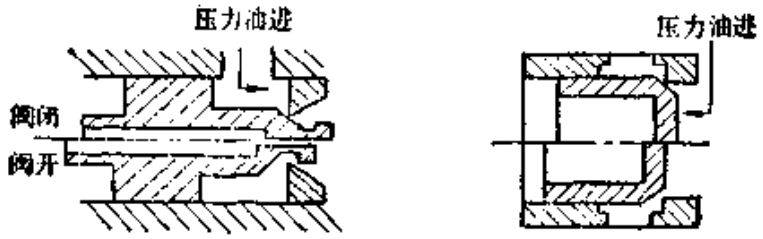


图 2-6

三级同心式阀中，当液流高速流出时，由于流动方向惯性在尾碟底部形成一个负压涡流区（负压是不稳定的）。而先导阀的控制流出流正好进入此不稳定负压区，负压直接作用到先导阀的阀芯背部（即调压弹簧一侧），使先导阀阀芯的运动受到影响，也就是引起阀口的开口量不稳定，最终引起溢流阀所控制的压力不稳定。二级同心式阀中没有这种现象。

4）二级同心式阀具有噪声小的优点，因液流经阀口至溢流口是一个扩散流动，使高速液流迅速的降速，所以，减少了噪声。三级同心式阀由于液流经阀口至溢流口是一个收缩流动，溢流口的流速相比之下较高，所以噪声较大。当然，这只是从流速声来说的。

5）二级同心式具有良好的通用性，以溢流阀为基础，只要作少量的变动，就可以变成各种型式的压力阀。因为阀芯和阀套组成一个部件安置在阀体的一个通用的内腔里，利用溢流阀的阀体，只要变换一下先导阀的控制部分或调换适合其他功用的阀芯和阀套，就可以变成顺序阀、卸荷阀、减压阀、平衡阀等各种型式的压力控制阀。

当然，三级同心式阀从动态性能观点来看，也有其设计上的可取之处：例如，主阀口直径小，面积梯度就小，流量增益低，有利于稳定储备，即对稳定性有利；又例如，主阀芯上的尾碟，使稳态液动力有助于阀口关闭，也是增加稳定性的措

施。另一方面，主阀阀口作为一个振动环节，如果能尽量减弱主阀芯的振动，仍可获得低噪声的溢流阀。三级同心式阀具有这方面改进的余地，例如：将主阀芯尾碟拉长，在尾碟处加节流环，使油液压力从进口到溢流口逐级释压，便是一种很好的低噪声溢流阀。

(二)控制型溢流阀主要零件结构

三级同心式和二级同心式溢流阀总体结构均由主阀和先导阀两部分组成。

1．主阀部分

主阀由阀体、阀芯、阀座等主要零件组成。

1) 阀体

阀体是主阀的主要零件，为了使流体流过阀体通道时尽可能缩小涡流区并减轻流速场的激变，以减小压力损失，故阀体内部孔道的几何形状较复杂，以铸造成形为宜。铸件的外形应随内孔的形状而变化，使铸件的壁厚得以均匀过渡，保证铸件具有良好的铸造性能。阀体在结构设计时，除必须保证足够的强度以外，还必须使阀体具有良好的刚度，使阀在总装后和长期使用中保证阀芯动作灵活可靠而不至于由于阀体在外力作用下变形太大而卡住。

比较图 2-1 和图 2-5 的阀体，二级同心式阀体结构因阀芯不直接与阀体相配，所以它的内孔形状简单，配合面少，并且加工精度要求较低。

2) 阀芯

控制型溢流阀主阀芯上下侧面积差的大小直接影响到阀的性能，应通过计算确定。上下侧面积差可采用各种方式达到，图 2-1 和图 2-5 中的主阀芯就是常见的两种结构。图 2-5 中的主阀芯有三个配合面，因此同轴度要求较高，这不仅提高

了加工精度的要求，且装配时较困难。特别是主阀芯的小端和阀盖之间有配合要求，若加工和装配稍不注意，甚至由于安装阀盖螺钉的缘故，都有使阀芯被卡死的可能。图 2-1 的主阀芯形式与单向阀阀芯相同，它取消了主阀芯和阀盖之间的配合，从而改善了装配性能，降低了加工精度要求。

另外，图 2-5 中的主阀芯带有消振尾碟，几何形状比较复杂。

3) 阀座

阀座用来支承主阀芯，主阀芯与阀座接触时必须基本保证线接触，从而使阀口具有可靠的密封性能。

阀芯和阀座在阀口处的形状和锥角大小，对主阀芯的受力大小（指主阀芯在开启后的受力情况）和动作平稳性有关系。因为油液流动情况的复杂性，所以往往要通过反复试验，才能确定最佳的锥阀口形状和锥角的大小。

图 2-5 中的阀座在阀口处为 86° 锥角的一个圆锥面，阀芯为 92° 锥角的一个圆锥面；图 2-1 中的阀座在阀口处为直角口，阀芯为 30° 锥角的一个圆锥面。在图 2-1 中的阀座和阀套是做成整体形的，但也可做成分体形的，如图 2-7 所示。采用整体结构还是分体结构，一般根据阀芯直径的大小而定：阀芯直径较小时，阀座阀口处的加工较困难，所以宜采用分体结构；阀芯直径较大时，为了节省材料，也采用分体结构；中等直径的阀芯，由于阀座阀口处的加工并不困难，同时为了减少磨加工的不同轴度和装配误差，故常采用整体结构。

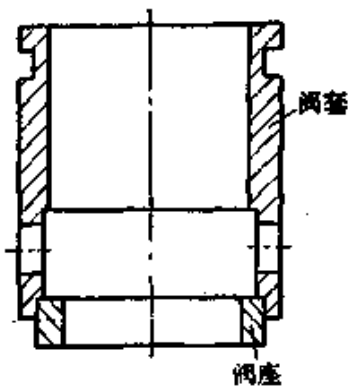


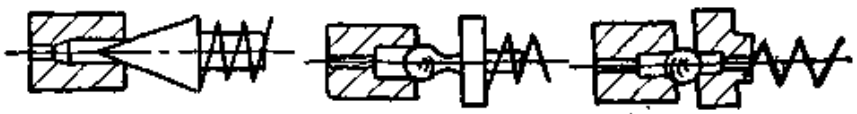
图 2-7

2．先导阀部分

先导阀由阀芯、阀座、调压弹簧、弹簧座、调压装置等零件组成。在压力控制阀中(如溢流阀、电磁溢流阀、减压阀等)通常都有先导阀，因此在设计时必须保证通用性。先导阀的结构一般分为直动式和差动式二种。

1) 阀芯

直动式的阀芯常用的有二种结构(见图 2-8)。图中 a)为锥阀结构，b) 为球阀结构。对于球阀结构，根据阀芯的组成又可分成两种：一种是球和弹簧座分体，另一种是球和弹簧座成整体的。比较锥阀和球阀两种结构，当阀芯的开口量相同，即阀芯与阀座离开相同的距离时，球阀比锥阀具有较大的过流面积。所以球阀结构使主阀开启比较迅速，从而使升压时间 t_1 较短(见图 2-9)；但是球阀的过流面积变化较大，这样阀芯动作就不太稳定，易出现振动，从而使主阀稳定时间 t_2 较长(见图 2-9)。



a) 锥阀结构　　b) 球阀结构

图 2-8

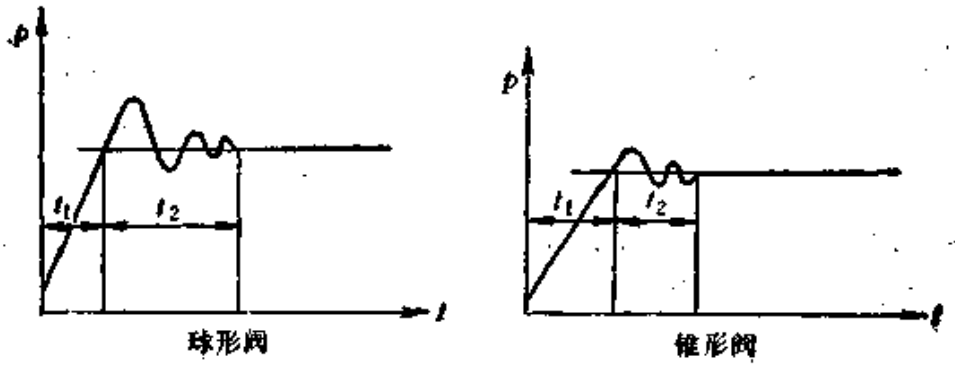


图 2-9

差压式阀芯和直动式阀芯的区别在于锥阀的尾部带有一段配合面（见图 2-10）。主要特点是利用承压面的面积差来减小作用在阀芯上的液压力，这使调压弹簧容易设计，并提高了调压稳定性。但它有两个配合面，结构比直动式复杂，加工精度也比直动式要求高。

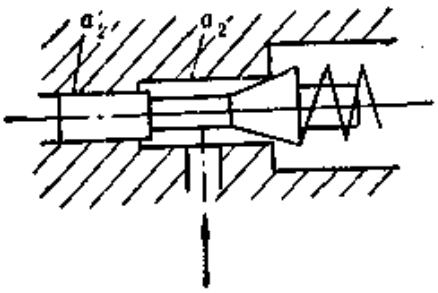


图 2-10

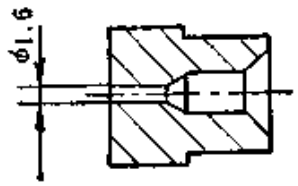


图 2-11

2) 阀座

阀座的结构应按阀芯的结构而定。直动式阀座设有二级孔（见图 2-11），一端小孔起适当的阻尼作用，能消除尖叫和振动。此外还必须尽量减少导阀前腔的容积，若结构布置的需要致使容积过大时，可加添消振垫（如图 2-12a）所示），以改变这一容腔流速场分布，或采用消振塞（如图 2-12b）所示），利用微型吸振原理来消除尖叫和振动。

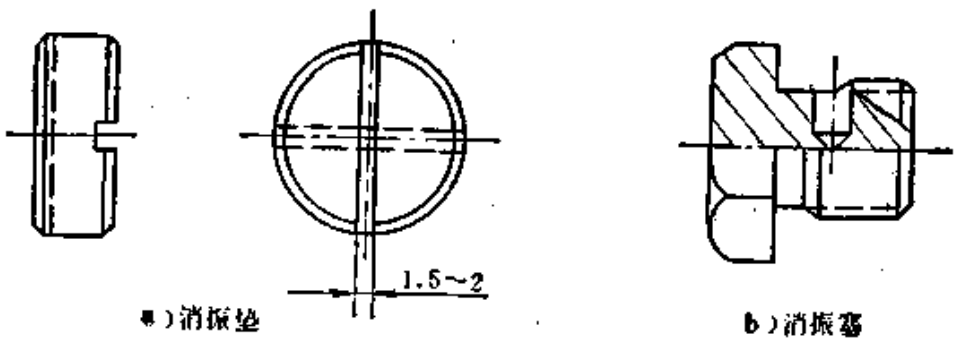


图 2-12

3) 调压装置

调压装置由调压弹簧和调压机构两部分组成。

直动式先导阀作用在阀芯上的液压力直接与弹簧力相平衡，平衡方程为：

$$p_2 a_2 = K_{t2}(X_{t2} + X_2)$$

导阀座孔面积 a_2 由通过导阀座孔的流量大小确定。当弹簧的预压缩量 X_{t2} 取定为某一值时，调压弹簧的刚度 K_{t2} 的值取决于导阀前腔油压 p_2 的大小。对于直动式先导阀，从低压到高压只用一根调压弹簧是困难的。从上式可知：在最高调节压力时，调压弹簧的刚度 K_{t2} 要求较大，K_{t2} 值越大，弹簧的位移对压力的变化越敏感，这给低压范围稳定可靠的调压带来困难。可以用增大 X_{t2} 值的方法来适当减小 K_{t2} 值，但这会给调压弹簧的设计带来困难，并且会超过弹簧的稳定性指标(即细长比)。

为此，常根据调压范围分成几根调压弹簧来调压，我国在公称压力为 320 kgf/cm² 压力控制阀中的直动式先导阀，将调压弹簧分成四根，调压范围划分为四档：

H_a (6～80 kgf/cm²)

H_b (40～160 kgf/cm²)

H_c (80～200 kgf/cm²)

H_d (160～320 kgf/cm²)

根据先导阀的结构，对每根调压弹簧进行设计时，在结构尺寸上必须注意以下几点：

1) 弹簧的内径必须一致；

2) 外径均不得大于装弹簧的孔径；

3) 自由高度要尽量设计得一致。

差压式先导阀因阀芯存在承压面的面积差，所以作用在

阀芯上的液压力比直动式小，液压力和弹簧力的平衡方程为：

$$p_2(a_2-a_2')=K_{t2}(X_{t2}+X_2)$$

式中 a_2' 是阀芯尾部配合的面积（见图 2-10）。当适当减小 (a_2-a_2') 时，K_{t2} 和 X_{t2} 值也可相应减小，这使调压弹簧的设计比较容易，尤其是 K_{t2} 的减小，可改善低压范围的调压稳定性，从而在低压到高压的范围内，可以减少调压弹簧的根数。

压紧和放松调压弹簧的调压机构一般有四种型式，图 2-13 中的 a) 为手轮式，b) 为钥匙锁千分表式，c) 为带有铅封保险式，d) 为套筒调节式。可根据使用需要在上述四种形式中选用，其中手轮式是常见的调压机构，它调节方便、结构简单。

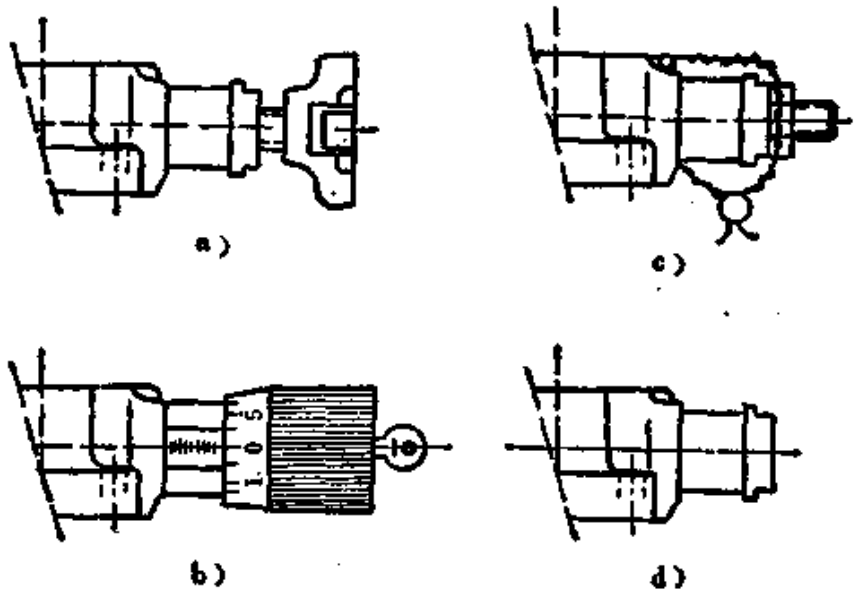


图 2-13

调压装置的设计还必须考虑到调压弹簧和阀芯装拆方便，以便在使用中进行检查和拆换零件。对装有“O”型密封圈的弹簧座与导阀阀体孔的配合应合适，太松在调压手轮处会出现外渗漏，太紧又会使调压范围的最低调节压力降不下

来。

四、性能分析

溢流阀的性能包括静态特性和动态特性。静态特性是指阀在稳定工况时的性能，动态特性是指阀在瞬时突变工况（通常用阶跃信号输入）时的性能，常用压力和时间两者的关系即所谓时间特性来描述。

静态特性和动态特性之间有时是相互矛盾的，要求静态性能好，动态性能会差一些，反之动态特性好，静态特性就差。对一般液压阀来说，主要是希望静态特性好。

根据油液在控制形溢流阀中的流动及它与阀芯等零件的相互作用，可用以下五个基本方程来描述其静态特性：

1．主阀阀口节流方程

通过主阀阀口的溢流量等于过流面积、流量系数和流速三者的乘积，即 $Q_g=C_1\cdot a_{X1}\cdot v$。式中：$C_1$ 是主阀阀口的流量系数（有关流量系数的确定见第一章第一节）；a_{X1} 是开口量为 X_1 时主阀口的过流面积，$a_{X1}=\pi D_1 X_1 \sin\alpha_1$，$D_1$ 是主阀座孔径，X_1 是主阀开口量，α_1 是主阀芯阀口处锥角半角；v 是阀口处油液的流速，$v=\sqrt{\dfrac{2g}{\gamma}p_1}$，$g$ 是重力加速度，γ 是液流重度，p_1 是调定压力。将 a_{X1}、v 式代入 $Q_g=C_1\cdot a_{X1}\cdot v$ 中得

$$Q_g=C_1\pi D_1 \sin\alpha_1 X_1\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_1} \qquad (2\text{-}1)$$

2．主阀芯受力平衡方程

主阀芯轴线方向所受的作用力包括弹簧力、重力、静摩擦力（包括液压卡紧阻力）、主阀芯上下侧压力的作用力和阀口溢流流动产生的液动力的轴向分力等。其中液动力只考虑稳态液动力，不考虑瞬态液动力，因为在静态下不存在瞬态液动

力。主阀芯在受到上述诸力后的平衡方程为

$$K_{s1}(X_{s1}+X_1)+G+F_K+A_2p_2$$
$$+C_1\pi D_1\sin 2\alpha_1 p_1X_1=A_1p_1 \qquad (2\text{-}2)$$

式中 $K_{s1}(X_{s1}+X_1)$ 是主阀弹簧力；G 是主阀芯重力；F_K 是液压卡紧阻力；A_2p_2 是主阀芯上侧压力的作用力；$C_1\pi D_1\sin 2\alpha_1 p_1X_1$ 是阀口溢流流动产生的稳态液动力的轴向分力，其推导见第一章第三节；A_1p_1 是主阀芯下侧压力的作用力。上述诸力中，K_{s1} 是主阀弹簧刚度，X_{s1} 是主阀弹簧的预压缩量，X_1 是主阀阀口的开口量，A_1 是主阀芯下侧承压面积，A_2 是主阀芯上侧承压面积，p_1 是主阀芯下侧压力，p_2 是主阀芯上侧压力，α_1 是主阀芯阀口处锥角半角。

3．阻尼孔节流方程

根据第一章第一节的分析，当流体在流道中的流动为层流时，流过流道的流量 Q_2 与流道前后的压差 (p_1-p_2) 成比例；当流体在流道中的流动为紊流时，流量 Q_2 与 $(p_1-p_2)^{\frac{1}{2}}$ 成比例。一般所设计的阻尼孔的流动多处于从层流到紊流的过渡状态，根据实验 Q_2 与 $(p_1-p_2)^{\frac{2}{3}}$ 成比例。油液流过阻尼孔的流量经验公式为

$$Q_2=\sqrt[3]{\frac{g^2}{14^2\gamma^2\nu}}\sqrt[3]{\frac{d_0^2}{l_0}}\,a_0(p_1-p_2)^{\frac{2}{3}} \qquad (2\text{-}3)$$

式中 ν 是油液运动粘度，d_0 是阻尼孔直径，l_0 是阻尼孔长度，p_1 是主阀芯下侧压力，p_2 是主阀芯上侧压力，a_0 是阻尼孔面积。

4．导阀阀口节流方程

通过导阀的流量等于过流面积、流量系数和流速三者的乘积，推导同式(2-1)

$$Q_2 = C_2 \pi d_2 \sin \alpha_2 X_2 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_2} \qquad (2\text{-}4)$$

式中 C_2 是导阀阀口流量系数，d_2 是导阀座孔径，α_2 是导阀阀芯锥角半角，X_2 是导阀阀口开口量，其他符号含义与上述其他式相同。

5．导阀阀芯受力平衡方程

导阀阀芯轴线方向所受作用力包括调压弹簧的弹簧力、导阀阀口油液流动产生的液动力的轴向分力和作用在导阀端面的液压力等。导阀阀芯在受到上述诸力后的平衡方程为

$$K_{t2}(X_{t2} + X_2) + C_2 \pi d_2 \sin 2\alpha_2 p_2 X_2 = a_2 p_2 \qquad (2\text{-}5)$$

式中 $K_{t2}(X_{t2} + X_2)$是调压弹簧的弹簧力，$C_2 \pi d_2 \sin 2\alpha_2 p_2 X_2$ 是油液流过导阀阀口产生的稳态液动力的轴向分力，$a_2 p_2$ 是导阀端面的液压力。上述诸力中 K_{t2} 是调压弹簧刚度，X_{t2} 是调压弹簧的预压缩量，其他符号含义与上述其他式相同。

上述五个基本方程可反映出溢流阀的静态性能与结构参数之间的相互关系。

下面我们讨论一下溢流阀的静、动态特性：

1．静态特性

溢流阀的静态特性主要是启闭性能（即压力——流量特性）、调压范围和卸荷压力等。

1）启闭性能

启闭性能是溢流阀开启和闭合过程中压力和流量之间的关系，它是溢流阀静态特性中的一个主要性能。使用中要求溢流阀能在不同的溢流量下尽量保持恒定的系统压力，即从图 2-14 上看，希望获得如 A 所示的压力——流量特性线。但实际上是做不到这一点的，在讲工作原理的图 2-2 中可见，对于控制形溢流阀由于必须首先打开导阀，并使导阀打开到一

定的开口量后主阀才开始溢流，直到全流量溢流，所以实际的压力——流量曲线为 B。由此可见，溢流阀在未达到调定压力 p_1、主阀芯未动作时就开始有溢流量 Q_2 了，因为此时导阀已打开，而经过导阀的流量是经过溢流口流走的。这就是说，从刚开始溢流时的压力 p_{1Q} 与通过公称流量 Q_g 时的调定压力 p_1 是不相等的，它们之间有一个 Δp 的差值。有关试验标准中把溢流阀在开启过程中溢流量达到公称流量(或试验流量)的1%时的系统压力称为开启压力 p_{1Q}，这时开启压力 p_{1Q} 与调定压力 p_1 的差值 $\Delta p=p_1-p_{1Q}$ 称为调压差值。调压差值越小，则开启压力越接近调定压力。因此，限制调压差值就成为一项设计要求。一般常规定在最高调定压力时的开启压力 $[p_{1Q}]$ 不得低于最高调定压力 $p_{1\,max}$ 的95%。同理，最好能使系统压力低于调定压力时，溢流阀立即关闭，溢流量为零，但这同样是做不到的。溢流阀的关闭随系统压力的降低有一个过程，在闭合过程中由于存在阻力，闭合压力总是低于开启压力。有关试验标准把在闭合过程中溢流量减少到公称流量(或试验流量)的1%时的系统压力称为闭合压力 p'_{1Q}。一般常规定在最高调定压力时的闭合压力 $[p'_{1Q}]$ 不得低于最高调定压力 $p_{1\,max}$ 的90%。使用中从静态角度说，$[p_{1Q}]$ 和 $[p'_{1Q}]$ 越接近 $p_{1\,max}$ 越好，即启闭特性曲线越陡越好，但静态特性和动态特性有时是矛盾的，$[p_{1Q}]$ 过高会使动态特性变差，例如压力超调量加大。

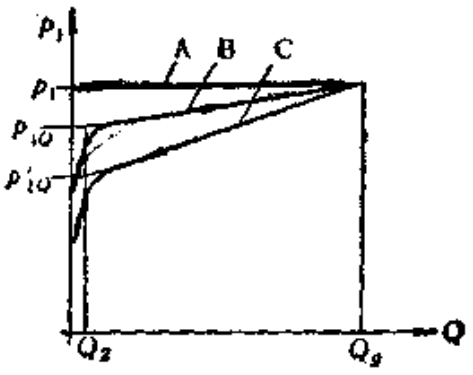


图 2-14

综上所述，衡量启闭特性的指标是开启压力和闭合压力。

设计中可以认为：开启压力是指在开启过程中导阀已经打开而主阀处于欲开未开时主阀芯下侧的压力；闭合压力是指在闭合过程中导阀尚未关闭，而主阀刚刚关闭时主阀芯下侧的压力。为了保证开启压力$[p_{1Q}]$和闭合压力$[p'_{1Q}]$，规定$[p_{1Q}]$和$[p'_{1Q}]$为

$$[p_{1Q}]\geqslant 0.95\,p_{1\max}$$
$$[p'_{1Q}]\geqslant 0.90\,p_{1\max}$$

相应的溢流量为

$$[Q]\leqslant 0.01\,Q_g$$
$$[Q']\leqslant 0.01\,Q_g$$

在开启过程中将$[p_{1Q}]$作为系统的压力，此时主阀的开口量$X_1=0$，导阀已有$[Q]$流量通过，在主阀芯阻尼孔前后造成压差Δp_Q，而$\Delta p_Q=[p_{1Q}]-p_{2Q}$，即$p_{2Q}=[p_{1Q}]-\Delta p_Q$，代入主阀芯受力平衡方程式(2-2)可得

$$K_{t1}X_{t1}+G+F_K+A_2([p_{1Q}]-\Delta p_Q)=A_1[p_{1Q}]$$

从而

$$[p_{1Q}]=\frac{\dfrac{K_{t1}X_{t1}+G+F_K}{A_2}-\Delta p_Q}{\left(\dfrac{A_1}{A_2}-1\right)} \tag{2-6}$$

主阀芯阻尼孔前后压差Δp_Q可变换阻尼孔节流方程(2-3)得到

$$\Delta p_Q=\left(\frac{[Q]}{\sqrt[3]{\dfrac{g^2}{14^2\gamma^2\nu}}\sqrt[3]{\dfrac{d_0^2}{l_0}}a_0}\right)^{\frac{3}{2}}$$

$$=\frac{14\gamma\sqrt{\nu}}{g}[Q]\sqrt{[Q]}\frac{\sqrt{l_0}}{d_0a_0\sqrt{a_0}} \tag{2-7}$$

式中各符号的含义同式(2-2)和式(2-3)。

要达到规定的$[p_{1Q}]$，必须要有相应的K_{t1}、X_{t1}、A_1、A_2、

d_0、l_0 值。由式 (2-6) 可知，对 $[p_{1Q}]$ 的影响，$K_{t1}X_{t1}$ 远不如 $\frac{A_1}{A_2}$ 那样大。因此主阀芯上、下侧承压面积比 $\frac{A_1}{A_2}$ 是一个很关键的值，它的大小对阀的启闭性能起决定性作用。$\frac{A_1}{A_2}$ 的比值越大，即 A_2 越接近 A_1 能获得较好的开启性能。

根据式(2-6)和式(2-7)还可看出 $[p_{1Q}]$ 与阻尼孔的尺寸 d_0、l_0 有关。在 A_1、A_2、K_{t1} 已确定的情况下，减小 d_0 增大 l_0 能提高开启性能，但这对动态性能是不利的，反之开启性能差，但动态性能较好。

至于主阀在闭合过程中，因为主阀芯向下移动趋向关闭时存在运动阻力，由于加工上的原因也可能存在机械卡紧阻力，如果主阀芯断续移动还可能出现液压卡紧阻力，这些阻力起阻止主阀芯关闭的作用，所以只有使主阀芯受到一个足够的向下作用力才能使主阀关闭。显然，在闭合过程中，如果进口压力达到开启压力 p_{1Q} 那样的值，还不能使主阀关闭，这就是闭合压力 p'_{1Q} 低于开启压力 p_{1Q} 的原因。

2) 调压范围

调压范围给定了溢流阀使用的压力范围。系统压力 p_1 的调定是靠改变调压弹簧的预压缩量 X_{t1} 来实现的，X_{t1} 的变化引起主阀芯上侧与导阀前腔压力 p_2 的变化，从而引起系统压力 p_1 的变化。p_1 与 X_{t1} 的函数关系可由主阀芯受力平衡方程式(2-2)与导阀阀芯受力平衡方程式(2-5)来确定。将式(2-2)和式(2-5)合并，消去 p_2 得

$$p_1=\frac{K_{t1}(X_{t1}+X_1)+G+F_K}{A_1-C\pi D_1\sin 2\alpha_1\cdot X_1}+\frac{A_2}{A_1-C_1\pi D_1\sin 2\alpha_1\cdot X_1}$$

$$\times\frac{K_{t2}(X_{t2}+X_2)}{a_2-C_2\pi d_2\sin 2\alpha_2\cdot X_2} \tag{2-8}$$

式中 各符号的含义同式(2-2)和式(2-5)。

从式(2-8)可以看出：调压弹簧的刚度 K_{t2} 越大，则调节灵敏度越大，即 X_{t2} 稍有变化就导致 p_1 的变化较大，这在低压时是不适宜的，因而不能用一根弹簧在 0～320 kgf/cm² 的范围内进行调压，而应用几根不同刚度的调压弹簧；K_{t2} 越小，则调压稳定，为了减小 K_{t2} 值，可采用差压式先导阀。

3) 卸荷压力

溢流阀有时作为卸荷阀来使用。卸荷压力就是溢流阀处在卸荷状态下（即外控口通过电磁换向阀接回油箱），当通过的流量为公称流量时的压力损失。这个压力损失将使油液流回油箱时发热，因此它反映了溢流阀在卸荷时液压泵的功率损失。显然，卸荷压力越低越好。从式(2-1)可看出，卸荷压力的高低主要与主阀芯阀口处锥角半角和阀芯的开启高度有关，设计中要给予保证。

2．动态特性

动态特性一般是指压力超调量、压力稳定时间、卸荷时间及压力回升时间（参见图 2-15）。

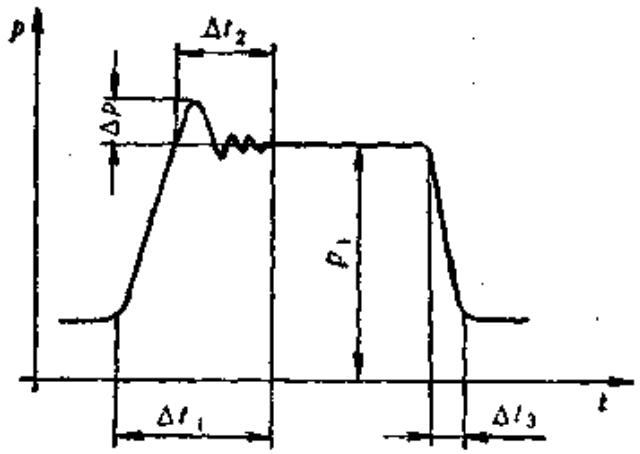


图 2-15

1）压力超调量 Δp 及压力稳定时间 Δt_2

压力超调量 Δp 是指升压过程中的最高压力（峰值压力）和调定压力的差值。压力超调量是由于执行元件的流量突然发生变化或者由于执行元件需要换向或停止运动，造成通过溢流阀的流量发生突变而引起的压力升高和振荡。如果溢流阀能跟上引起压力突变的扰动信号的步调，及时将主阀开大，则系统压力的超调量会小一些，否则就会很大。从使用角度来说，压力超调量越小越好，否则将会使机械设备、系统管路、液压元件及仪表发生故障甚至遭受破坏。这就要求溢流阀在系统压力发生突变时迅速地作出反应。座阀式与滑阀式相比，由于座阀式主阀阀口采用锥阀型式而成线接触密封，不存在滑阀型的封油长度，所以，主阀反应较快，压力超调量较小，一般为最高调定压力的 10～15%。

在上述发生压力突变的过渡过程中，从溢流阀达到调定压力到调定压力稳定时，是需要一段时间 Δt_2 的，这段时间称为压力稳定时间。压力稳定时间越短越好，它说明振荡次数少，衰减快，也就说明动态过程时间短暂，可以提高系统的快速性。

2）卸荷时间 Δt_3 及压力回升时间 Δt_1

当溢流阀作为卸荷阀使用时，对卸荷时间及压力回升时间有所要求。卸荷时间就是当溢流阀开始卸荷到卸荷稳定时的时间 Δt_3，压力回升时间就是当溢流阀开始升压到调定压力稳定时的时间 Δt_1。Δt_3 和 Δt_1 同样是越短越好，否则会影响系统的工作性能。

溢流阀的动态性能同阀的结构尺寸、弹簧、阻尼孔以及压力、流量有关，也同系统中的管路长度、元件泄漏、蓄压器参数等有关。尽管国内外已有不少文献谈到这方面的问题，但是

由于描述阀动态的是一个高阶非线性微分方程组，所以到目前为止，尚无切实可行的解析求解方法。

五、计算方法

控制型溢流阀的计算分为几何尺寸的确定和静态特性计算两部分。几何尺寸的确定包括下列主要结构尺寸（见图2-16）：进出油口直径 d，主阀座孔径 D_1，主阀芯直径 D_2，主阀芯的配合长度 L，阻尼孔直径 d_0 和长度 l_0，主阀芯阀口处锥角半角 α_1，主阀芯与阀盖的间距 S，导阀芯锥角半角 α_2，导阀座孔径 d_2 等。初步确定这些主要几何尺寸以后，就可以根据设计要求进行静态特性计算。静态特性计算包括下列内容：主阀的额定开口量 X_{10}，主阀的卸荷开口量 X_{1X}，主阀弹簧刚度 K_{t1} 和预压缩量 X_{t1}，调压弹簧的刚度 K_{t2} 和预压缩量 X_{t2}，最高调定压力时的主阀闭合压力 p'_{1Q}，最高调定压力下导阀前腔压力 p_{2max} 和溢流量 Q_{20}、开口量 X_{20}，进口压力 p_1 的调节范围，最低调定压力 p_{1min}，最小溢流量 Q_{1min}，内泄漏量 q_{ne} 等。由于各项静态特性往往是相互影响甚至是相互矛盾的，所以在设计计算过程中总要进行初算和复算，才能最终确定各个结构尺寸。

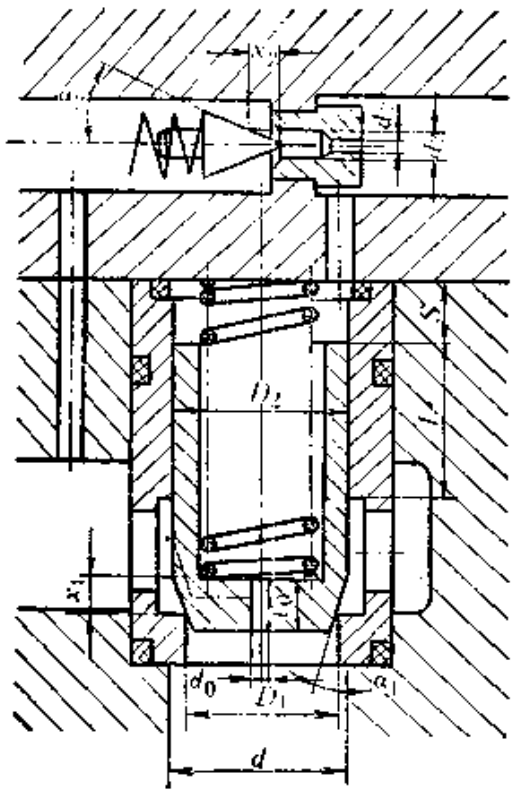


图 2-16

关于主阀弹簧和调压弹簧可根据静态特性对弹簧刚度

K_{t1}、K_{t2} 和预压缩量 X_{t1}、X_{t2} 的要求，按照第五章第一节圆柱形螺旋压缩弹簧进行设计计算。阀的强度计算部分省略。

(一)几何尺寸的确定(参见图 2-16)

1．进出油口直径 d

$$d \geqslant \sqrt{\frac{4\times 16.67Q_g}{100\pi V_g}} = 0.463\sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} \quad (\text{cm}) \qquad (2\text{-}9)$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

V_g——进、出油口直径 d 处油液流速，一般可取 $V_g=6$ m/sec。

2．主阀座孔径 D_1

$$D_1 = d-(0.03\sim 0.4) \quad (\text{cm}) \qquad (2\text{-}10)$$

式中 数值 0.03～0.04 是考虑便于阀座的拆装。

3．主阀芯直径 D_2

D_2 值的确定对阀的性能，尤其是对启闭性能很重要，它直接影响主阀芯上下侧面积比 $\frac{A_1}{A_2}$ 的大小。根据结构设计中的分析和国内外的经验，一般取 $\frac{A_1}{A_2}=0.95\sim 0.98$ (A_2 为主阀芯上侧面积，A_1 为主阀座孔径 D_1 处面积)，对公称流量小的阀选取较大的比值，这是因为公称流量小的溢流阀比较难于达到对开启性能的要求，选取较大的 $\frac{A_1}{A_2}$ 比值是为了改善开启性能，使之满足设计要求。

根据 A_1、A_2 与 D_1、D_2 的关系可得

$$D_2 = D_1\sqrt{\frac{A_2}{A_1}} \quad (\text{cm}) \qquad (2\text{-}11)$$

式中 D_1——主阀座孔径(cm)；

A_1——主阀座孔径 D_1 处面积，$A_1=\frac{\pi}{4}D_1^2(\text{cm}^2)$；

A_2——主阀芯上侧面积，$A_2=\frac{\pi}{4}D_2^2(\text{cm}^2)$。

4．主阀芯与阀套的配合长度 L

$$L=(0.6\sim1.5)D_2 \quad (\text{cm}) \tag{2-12}$$

式中 D_2——主阀芯直径(cm)；

0.6～1.5 系数的选取：大 D_2 取小值，小 D_2 取大值。

L 值应保证主阀芯具有良好的导向性，当配合两边处在最大压差和最大配合间隙的条件下，其内泄漏量不得超过设计值的要求。在尚未进行静态特性计算前可按式(2-12)初算 L 值，最后通过内泄漏量计算再加以适当调整。

5．阻尼孔直径 d_0 及长度 l_0

$$d_0=0.08\sim0.2 \quad (\text{cm}) \tag{2-13}$$

$$l_0=(7\sim19)d_0 \quad (\text{cm}) \tag{2-14}$$

d_0 及 l_0 的选取是十分重要的：如果阻尼孔太大或太短，则起不到阻尼作用，这不仅影响阀的启闭性能，而且工作中还会出现较大的压力振摆；反之，如果阻尼孔太小或太长，会造成加工困难，易受油污阻塞，阀的工作不稳定，压力超调量也会加大。具体选定的 d_0 与 l_0 要满足静态特性计算中的要求，也就是说，要求通过阻尼孔的流量 $Q_3\leqslant1\%$ 公称流量时所造成的压降足以使主阀开启。因此要通过静态特性计算对选定的 d_0 与 l_0 值作适当的调整。式(2-13)和式(2-14)中的小值，适用于公称流量小的阀。

6．主阀芯阀口处锥角半角 α_1

α_1 一般取 15°，主阀座阀口处为直角。这样选取能使主阀芯与阀座接近线接触，既保证密封可靠，又便于加工。

7．主阀芯与阀盖的间距 S

$$S\geqslant X_{1x}$$

式中 X_{1x}——在卸荷工况时主阀开口量。

为了使公称流量通过主阀阀口时，造成的压力损失不大于设计要求所规定的卸荷压力值，应使主阀芯与阀盖的间距 S 至少要等于或稍大于主阀卸荷开口量 X_{1x}。根据主阀阀口节流方程(2-1)可得

$$X_{1x}=\frac{16.67Q_g}{C_1\pi D_1\sin\alpha_1\sqrt{\frac{2g}{\gamma}[p_{1x}]}}$$

式中 C_1——主阀阀口流量系数，取 $C_1=0.77\sim0.8$；

D_1——主阀座孔径(cm)；

α_1——主阀芯阀口处锥角半角(°)；

g——重力加速度(cm/sec²)；

γ——油液重度(kgf/cm³)；

$[p_{1x}]$——卸荷压力允许值(kgf/cm²)；

Q_g——公称流量(l/min)。

将 X_{1x} 代入 $S\geqslant X_{1x}$ 式中经整理后得

$$S\geqslant 4.47\times10^{-3}\frac{Q_g}{D_1\sin\alpha_1\sqrt{[p_{1x}]}}\quad(\text{cm})\qquad(2\text{-}15)$$

8．导阀芯锥角半角 α_2

导阀过流面积和导阀芯与导阀座的接触应力的大小与 α_2 值有关，α_2 值小，过流面积和接触应力大，反之就小。过流面积的大小涉及主阀工作性能的好坏，接触应力的大小涉及导阀的使用寿命长短，所以 α_2 值应根据性能要求和使用寿命来确定。根据经验一般取 $\alpha_2=20°$。

9．导阀座孔径 d_2 和 d_3

$$d_2=(2\sim5)d_0\quad(\text{cm})\qquad(2\text{-}16)$$

$$d_3=0.16\quad(\text{cm})$$

d_2值取得大则调压弹簧的刚度要大，尺寸也会加大，取得大小又会影响阀的稳定性。一般取

$$d_2=0.4 \quad (\text{cm})$$

对于d_3在实践中发现，取得大了易使阀发生尖叫和振动。

(二)静态特性计算

静态特性的计算有两个目的：一是根据静态特性的设计要求，校核上面确定的主要结构尺寸能否满足对静态特性的要求，并进行必要的调整与复算；二是求出主阀弹簧和调压弹簧的刚度及预压缩量，作为弹簧的设计依据。

1．在最高调定压力$p_{1\max}$下主阀芯的额定开口量X_{10}

将式(2-1)中的p_1换成$p_{1\max}$，即可得

$$X_{10}=\frac{16.67Q_g}{C_1\pi D_1\sin\alpha_1\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\sqrt{p_{1\max}}} \quad (\text{cm}) \qquad (2\text{-}17)$$

式中 γ——油液重度(kgf/cm³)；

Q_g——公称流量(l/min)；

其它符号的含义同式(2-15)。

2．卸荷时主阀芯的开口量X_{1X}

将式(2-17)中的$p_{1\max}$换成卸荷压力的设计要求$[p_{1X}]$，即可得

$$X_{1X}=\frac{16.67Q_g}{C_1\pi D_1\sin\alpha_1\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\sqrt{[p_{1X}]}} \quad (\text{cm}) \qquad (2\text{-}18)$$

式中的符号含义同式(2-17)。

3．系统压力为开启压力$[p_{1Q}]$时导阀前油腔的压力p_{2Q}

将式(2-3)中的Q_2换成开启压力$[p_{1Q}]$时的溢流量$[Q]$，p_1换成$[p_{1Q}]$，p_2换成p_{2Q}，经变换可得

$$p_{2Q}=[p_{1Q}]-\frac{14\gamma\sqrt{\nu}}{g}[Q]\sqrt{[Q]}\frac{\sqrt{l_0}}{d_0a_0\sqrt{a_0}}\quad(\mathrm{kgf/cm^2})\tag{2-19}$$

式中 $[p_{1Q}]$——主阀开启压力，根据设计要求规定

$[p_{1Q}]\geqslant 0.95\,p_{1\max}(\mathrm{kgf/cm^2})$；

$[Q]$——开启压力 $[p_{1Q}]$ 时的溢流量，根据设计要求规定

$[Q]\leqslant 0.01(16.67Q_g)\,(\mathrm{cm^3/sec})$；

γ——油液重度 $(\mathrm{kgf/cm^3})$；

ν——油液运动粘度 $(\mathrm{cm^2/sec})$；

g——重力加速度 $(\mathrm{cm/sec^2})$；

d_0——阻尼孔直径 (cm)；

l_0——阻尼孔长度 (cm)；

a_0——阻尼孔面积，$a_0=\frac{\pi}{4}d_0^2(\mathrm{cm^2})$。

4．液压卡紧阻力 F_K

根据第一章第四节中式(1-173)可得

$$F_K=0.27f\lambda_K LD_2p_{2Q}\quad(\mathrm{kgf})\tag{2-20}$$

式中 f——摩擦系数，取 $f=0.04\sim0.08$；

λ_K——液压卡紧系数，可按第一章第四节选取；

L——主阀芯与阀套的配合长度 (cm)；

D_2——主阀芯直径 (cm)；

p_{2Q}——按式(2-19)求得的导阀前油腔压力 $(\mathrm{kgf/cm^2})$。

5．主阀弹簧刚度 K_{s1} 与预压缩量 X_{s1}

将式(2-2)中的 p_1 换成 $[p_{1Q}]$，p_2 换成 p_{2Q}，$X_1=0$，经变换可得

$$K_{s1}X_{s1}=A_1[p_{1Q}]-A_2p_{2Q}-G-F_K\quad(\mathrm{kgf})\tag{2-21}$$

式中　G——主阀芯重力(kgf)；

其他符号的含义同式(2-11)和式(2-20)。

从式(2-21)中求出的是 K_{t1}、X_{t1} 的乘积，因此必须利用经验公式先假定 X_{t1}

$$X_{t1}=(1\sim5)X_{1X}\quad(\text{cm})\qquad(2\text{-}22)$$

式中　1～5 系数的选择，对公称流量小的阀取较小值。由经验公式 (2-22) 假定的 X_{t1} 值代入式 (2-21) 可算出 K_{t1} 值，然后再利用其他静态特性方程来复核 K_{t1} 和 X_{t1}，如果出现矛盾，就要对与 $K_{t1}\cdot X_{t1}$ 有关的静态特性方程中的一些可变因素进行调整。

根据主阀弹簧的作用，既要保证主阀芯有足够的复位力，又希望主阀芯在开启过程中弹簧力的变化较小。也就是说，希望刚度 K_{t1} 小，预压缩量 X_{t1} 大，这样就给主阀弹簧设计带来困难。但从式 (2-6) 中可以看出，$K_{t1}\cdot X_{t1}$ 对阀的启闭和对系统压力的影响远不如 $\frac{A_1}{A_2}$ 的影响来得大，所以 $K_{t1}\cdot X_{t1}$ 值允许有较大的范围，$K_{t1}\cdot X_{t1}$ 的取值范围一般可达

$$K_{t1}\cdot X_{t1}=3\sim25\quad(\text{kgf})$$

以上给的 $K_{t1}\cdot X_{t1}$ 范围是经验值，一般公称流量大的阀取大值。

6．系统压力为开启压力[p_{1Q}]时导阀的开口量 X_{2Q}

将式(2-4)中的 p_2 换成 p_{2Q}，Q_2 换成 [Q]，即可得

$$X_{2Q}=\frac{[Q]}{C_2\pi d_2\sin\alpha_2\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\sqrt{p_{2Q}}}\quad(\text{cm})\qquad(2\text{-}23)$$

式中　C_2——导阀阀口流量系数，可取 $C_2=0.77$；

d_2——导阀座孔径(cm)；

α_2——导阀芯锥角半角(°)；

其他符号的含义同式(2-19)。

为了使导阀不受几何精度和油液清洁度的影响，保证工作稳定，根据式(2-23)求得的 X_{20} 值应满足

$$X_{20}\geqslant 0.003 \quad (\text{cm})$$

7．调压弹簧刚度 K_{t2} 与预压缩量 X_{t2}

将式(2-5)中 p_2 换成 p_{20}，X_2 换成 X_{20}，即可求得

$$K_{t2}=\frac{a_2-C_2\pi d_2\sin\alpha_2 X_{20}}{X_{t2}+X_{20}}p_{20} \quad (\text{kgf/cm}) \qquad (2\text{-}24)$$

$$\frac{X_{20}}{X_{t2}}\leqslant 0.01 \qquad (2\text{-}25)$$

式中 a_2——导阀座孔截面积 (cm^2)，$a_2=\frac{\pi}{4}d_2^2$；

其他符号含义同式(2-23)。

解式(2-24)与(2-25)可求得 K_{t2} 与 X_{t2}。

式(2-25)的规定，主要是为了尽量减少导阀开口量对系统压力的影响。从式(2-2)和(2-5)中可解得

$$p_1=\frac{A_2}{A_1}\frac{K_{t2}X_{t2}}{a_2}\left(1+\frac{X_2}{X_{t2}}\right)+\frac{K_{t1}X_{t1}}{A_1}\left(1+\frac{X_1}{X_{t1}}\right)+\frac{G+F_H}{A_1}$$

从式中可以看出 p_1 随 $\frac{X_2}{X_{t2}}$ 和 $\frac{X_1}{X_{t1}}$ 而变化。因为 $\frac{A_2}{A_1}\frac{K_{t2}X_{t2}}{a_2}\gg\frac{K_{t1}X_{t1}}{A}$，所以，$\frac{X_2}{X_{t2}}$ 对 p_1 的影响远远大于 $\frac{X_1}{X_{t1}}$ 对 p_1 的影响。若保证 $\frac{X_{20}}{X_{t2}}\leqslant 0.01$ 就可以使导阀开口量 X_2 对系统压力 p_1 的影响减到很小。

为了保证达到启闭性能的要求，根据式(2-24)和式(2-25)求得的 $K_{t2}\cdot X_{t2}$ 的乘积必须满足如下要求：

$$K_{t2}X_{t2}\geqslant(0.85\sim 0.9)a_2 p_{1\max}$$

若不合要求，则要重新调整 d_2 和 α_2，利用式 (2-23) 和式 (2-24) 及式(2-25)重复计算，直至符合要求为止。

8. 最高调定压力时的主阀闭合压力 p'_{1Q}

一般来说，在闭合过程中，如果把通过的溢流量为公称流量（或试验流量）的 1% 时的溢流阀进口压力视为闭合压力，那么，这时主阀芯的位置是难以确定的，所以闭合压力可用以下经验公式计算

$$p'_{1Q}=(0.95\sim0.98)p_{1Q} \tag{2-26}$$

9. 最高调定压力 $p_{1\max}$ 时导阀性能

1) 导阀前油腔压力 $p_{2\max}$

将式 (2-2) 中的 p_1 换成 $p_{1\max}$，X_1 换成 X_{10}，并将式 (2-20) 中的 p_{20} 换成 $p_{2\max}$ 后代入式(2-2)，可得

$$p_{2\max}=\frac{A_1p_{1\max}-K_{t1}(X_{t1}+X_{10})-G-C_1\pi D_1\sin 2\alpha_1\cdot X_{10}p_{1\max}}{A_2+0.27f\lambda_K LD_2} \quad (\mathrm{kgf/cm^2}) \tag{2-27}$$

式中 符号含义参见式(2-1)和式(2-20)。

2) 通过导阀的溢流量 Q_{20}

将式(2-3)中的 p_1 换成 $p_{1\max}$，p_2 换成 $p_{2\max}$，可得

$$Q_{20}=\sqrt[3]{\frac{g^2}{14^2\gamma^2\nu}}\sqrt{\frac{d_n^2}{l_0}}a_0(p_{1\max}-p_{2\max})^{\frac{2}{3}} \quad (\mathrm{cm^3/sec}) \tag{2-28}$$

式中符号含义参见式(2-3)。

3) 导阀的开口量 X_{20}

将式(2-4)中的 Q_2 换成 Q_{20}，p_2 换成 $p_{2\max}$，可得

$$X_{20}=\frac{Q_{20}}{C_2\pi d_2\sin\alpha_2\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\sqrt{p_{2\max}}} \quad (\mathrm{cm}) \tag{2-29}$$

式中符号含义参见式(2-4)。

10. 进口压力 p_1 的调节范围

p_1 的调定是靠改变调压弹簧的预压缩量 X_{t2} 来实现的，X_{t2} 的变化将引起导阀前腔压力 p_2 的变化，从而引起 p_1 的变化。p_1 与 X_{t2} 的关系可用式 (2-8) 来表达。由式 (2-1) 可得到 $X_1=f(p_1)$ 的关系式，联解式 (2-3)～式 (2-5) 可得到 $X_2=f(p_1)$ 的关系式，将 $X_1=f(p_1)$ 和 $X_2=f(p_1)$ 代入式 (2-8) 可得到 p_1 随 X_{t2} 变化显函数关系，但得到的是一个复杂的高次方程。我们注意到：p_1 的值总是小于 $p_{1\max}$ 的，对应的开口量 X_1 总是大于 X_{10}；同样，对应的导阀开口量 X_2 总是大于 X_{20}。为了简化计算，我们把 X_1、X_2 看成常数，并令

$$X_1=3X_{10}$$

$$X_2=2X_{20}$$

代入式(2-8)即可得

$$p_1\approx\eta_1+\eta_2(2X_{20}+X_{t2}) \quad (\mathrm{kgf/cm^2}) \qquad (2\text{-}30)$$

$$\eta_1=\frac{K_{t1}(X_{t1}+3X_{10})+G+F_K}{A_1-C_1\pi D_1\sin 2\alpha_1\cdot 3X_{10}}$$

$$\eta_2=\frac{A_2}{A_1-C_1\pi D_1\sin 2\alpha_1\cdot 3X_{10}}\cdot\frac{K_{t2}}{a_2-C_2\pi d_2\sin 2\alpha_2\cdot 2X_{20}}$$

式中 X_{10}——在最高调定压力 $p_{1\max}$ 下主阀芯的额定开口量 (cm)；

X_{20}——在最高调定压力 $p_{1\max}$ 下导阀的开口量 (cm)；

其他符号的含义同式(2-15)～(2-24)。经过上述简化处理所带来的误差不会超过 2%。

11. 最低调定压力 $p_{1\min}$

最低调定压力时是将调压手轮全松，使调压弹簧的预压缩量 $X_{t2}=0$，主阀的开口量达到卸荷压力时的开口量 X_{1X}，设导阀油腔压力 $p_2\approx 0$，把这些量代入式(2-2)可得

$$p_{1\min}=\frac{K_{t1}(X_{t1}+X_{1X})+G+F_K}{A_1-C_1\pi D_1\sin 2\alpha_1\cdot X_{1X}} \quad (\mathrm{kgf/cm^2}) \qquad (2\text{-}31)$$

式中符号含义参见式(2-2)。

根据式(2-31)算得的 $p_{1\min}$ 值比实际值略小些，因为假定 $p_2\approx 0$，实际上由于流道损失 p_2 总是大于零的。

12．最小溢流量 $Q_{1\min}$

所谓最小溢流量 $Q_{1\min}$ 是指在某一调定压力时，溢流阀所能通过的最小稳定流量。最小溢流量主要取决于主阀的最小允许开口量 $X_{1\min}$。一般

$$X_{1\min}\geqslant 0.005 \quad (\mathrm{cm})$$

代入式(2-1)可得

$$Q_{1\min}=3\times 10^{-4}C_1\pi D_1\sin\alpha_1\sqrt{\frac{2g}{\gamma}p_1} \quad (\mathrm{l/min}) \qquad (2\text{-}32)$$

式中符号含义参见式(2-1)。

将式(2-32)中的 p_1 换成 $p_{1\max}$ 和 $p_{1\min}$，即可分别求出 $p_{1\max}$ 和 $p_{1\min}$ 时的最小溢流量。

13．内泄漏量 q_{ne}

根据第一章第一节偏心环状缝隙流量公式(1-39)可得内泄漏量的计算公式为

$$q_{ne}=0.654\frac{D_2\Delta r^3 p_g}{\mu(L-Zb)} \quad (\mathrm{cm^3/sec}) \qquad (2\text{-}33)$$

式中 D_2——主阀芯直径(cm)；

Δr——主阀芯直径 D_2 与阀套间的单边配合间隙(cm)；

p_g——公称压力($\mathrm{kgf/cm^2}$)；

μ——油液动力粘度($\mathrm{kgf\cdot sec/cm^2}$)；

L——主阀芯与阀套的配合长度(cm)；

Z——L 处均压槽数；

b——均压槽宽度(cm)。

第二节　电磁溢流阀

电磁溢流阀用于液压系统卸荷和多级压力控制，它由电磁换向阀和控制型溢流阀组合而成，具有结构紧凑，所占空间位置小，连接管路少等特点。

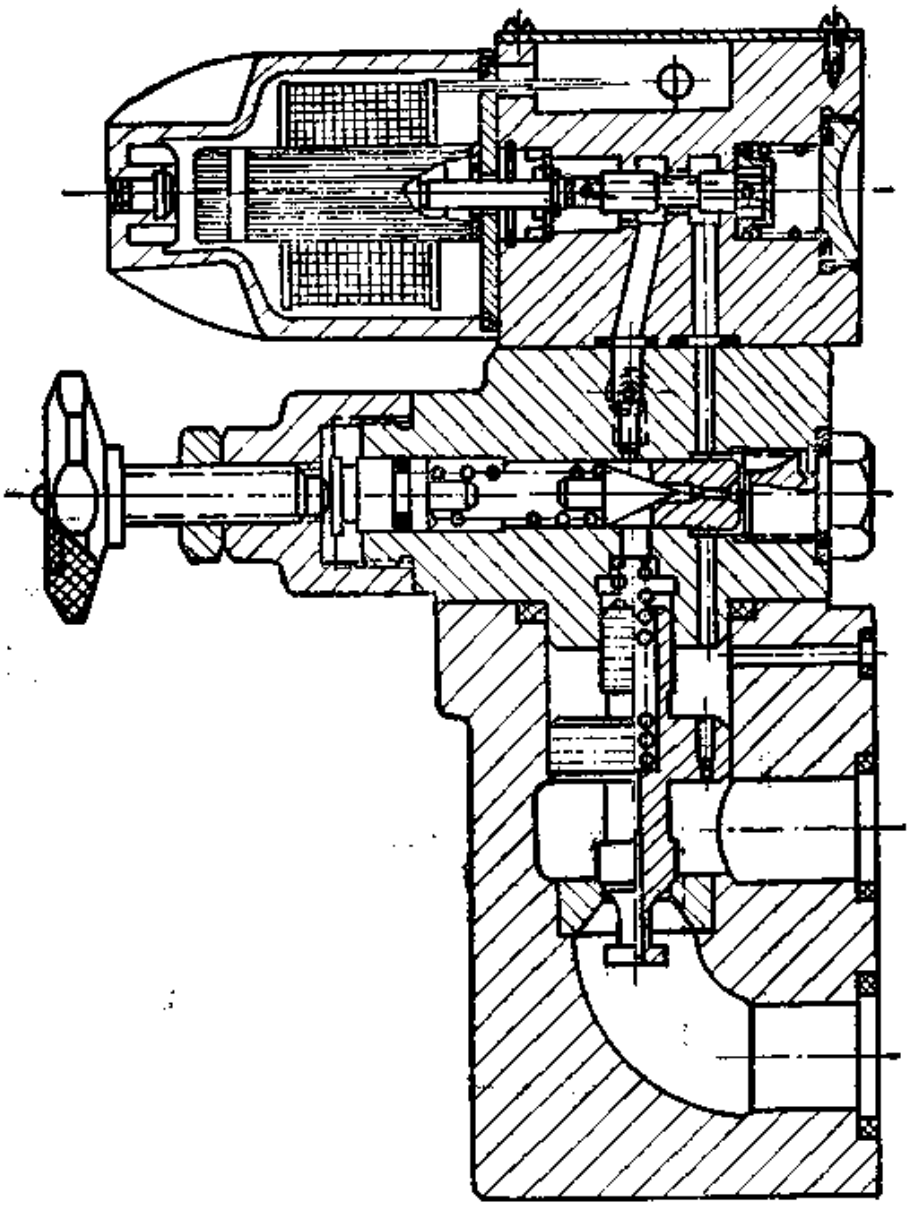


图　2-17

图 2-17 所示的电磁溢流阀是干式电磁铁控制的二位二通换向阀和一个三级同心式溢流阀组成的，图 2-18 是湿式电磁铁控制的二位四通换向阀和一个装有缓冲阀的二级同心式溢流阀组成的。

用湿式电磁铁控制的电磁换向阀，电磁铁的衔铁浸在油中，这样既能起润滑作用，减少摩擦阻力，又能减小压力冲击，

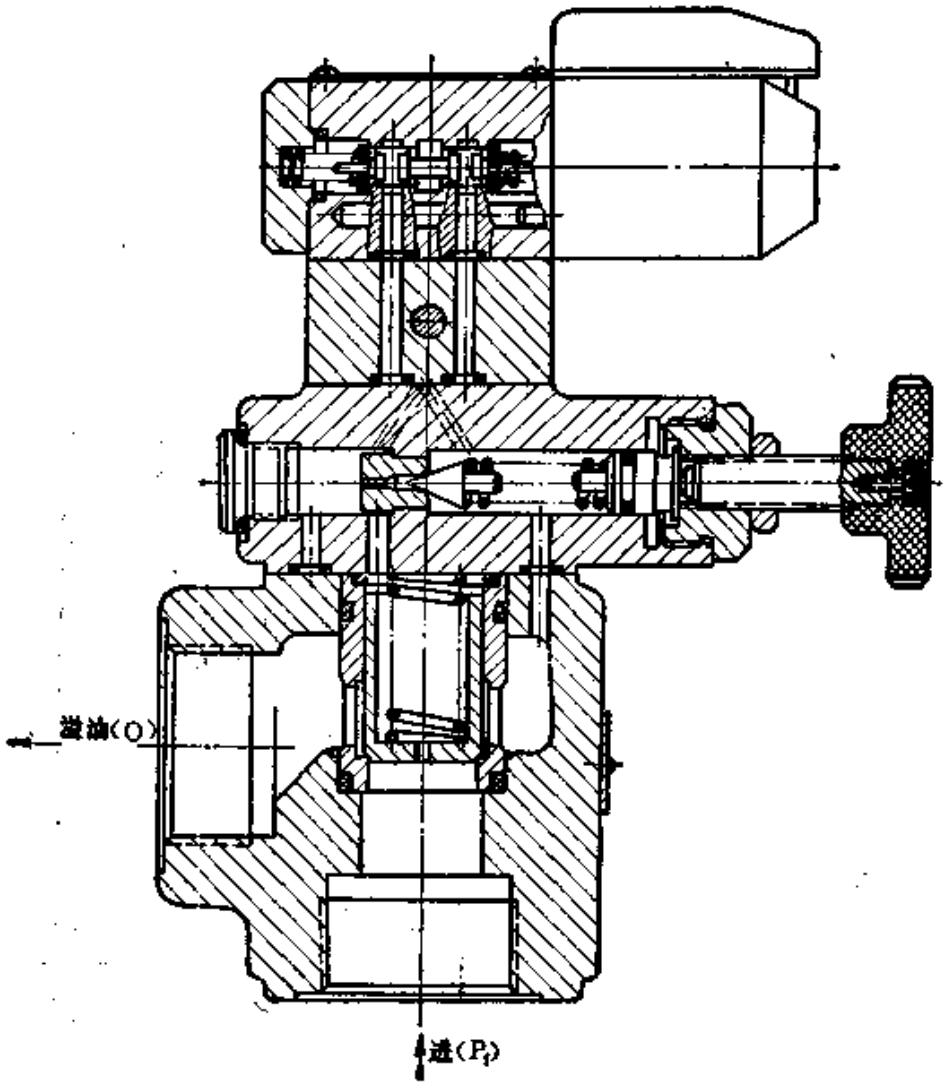


图 2-18

从而提高了电磁阀的工作性能，如换向平稳、冲击小、动作可靠、电磁铁吸着声小、泄漏少和寿命长等。

在高压大流量的液压系统中，用一般电磁溢流阀来控制系统卸压，往往因系统突然释压，而有很响的释压声，并产生剧烈的振动。为此，可附设如图 2-19 所示的缓冲阀。

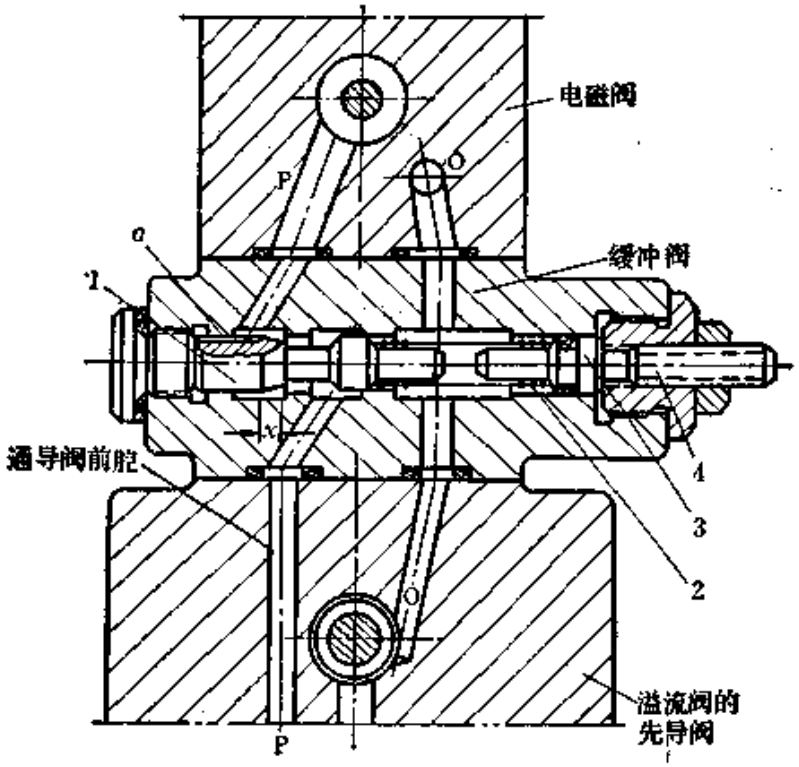


图 2-19

1—阀芯　2—弹簧　3—弹簧座　4—调节螺钉

当电磁换向阀把溢流阀导阀前腔与油箱隔断时，主阀上腔与导阀前腔的压力油经阀芯 1 的沟槽“a”作用在阀芯 1 的左端，压缩弹簧 2 使阀芯 1 右移，将通油口的开口量 x 变小，直至阀芯 1 与弹簧座 3 相接触为止。此时溢流阀在调定压力下工作。

当电磁换向阀换向把溢流阀导阀前腔与油箱沟通时，一开始阀芯 1 仍处于原位，导阀前腔的压力油经缓冲阀的节流

口，其压力逐渐下降，在压力下降过程中，阀芯 1 在弹簧 3 的作用下左移，使缓冲阀的开口量 x 增大，最后使系统完全处于卸荷状态。这样较慢的卸荷过程，可减小系统突然释压的压力冲击。

缓冲阀开口量 x 的大小，可用调节螺钉 4 进行调节。全部拧紧螺钉 4，x 值为最大，这时不起缓冲作用，即卸荷时间很短；x 值越小，缓冲效果越好，即卸荷时间较长。经试验证明（见图 2-20），x 最大和 x 最小时，卸荷时间相差一倍。

从图 2-20 中还反映出，缓冲阀在调节过程中，开口量 x 的大小对卸荷压力值和升压时间是毫无影响的，因为缓冲阀的节流口在弹簧 2 的作用下最终要开得最大，它不影响主阀芯的开口量。

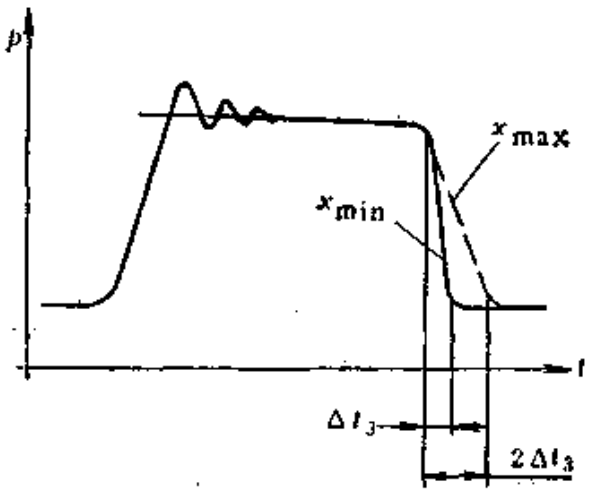


图 2-20

电磁溢流阀中的电磁换向阀设有多种滑阀机能，可以通电卸荷或断电卸荷以及实现多级压力控制，从而扩大了使用范围。

电磁溢流阀在结构设计时应注意电磁换向阀和导阀之间的相互连接，通道设计时要尽量减小沿程阻力损失，以免造成

卸荷压力值过大。

电磁溢流阀中的溢流阀和电磁换向阀的设计计算方法，可参见本书有关部分。

第三节　卸荷溢流阀

卸荷溢流阀主要用于带蓄能器的液压系统或高低压组合泵液压系统。在带蓄能器的液压系统中能在蓄能器规定的压力范围下对系统实现自动卸荷和自动升压；在高低压组合泵液压系统中可实现低压大流量泵的自动卸荷。在液压系统中使用卸荷溢流阀和电磁溢流阀来卸荷或升压的差别在于：前者利用系统的压力直接控制卸荷溢流阀，使系统自动地卸荷或升压；而后者是人为地控制电磁换向阀来实现系统的卸荷或升压的。

图 2-21 的卸荷溢流阀由单向阀、二级同心式溢流阀主阀

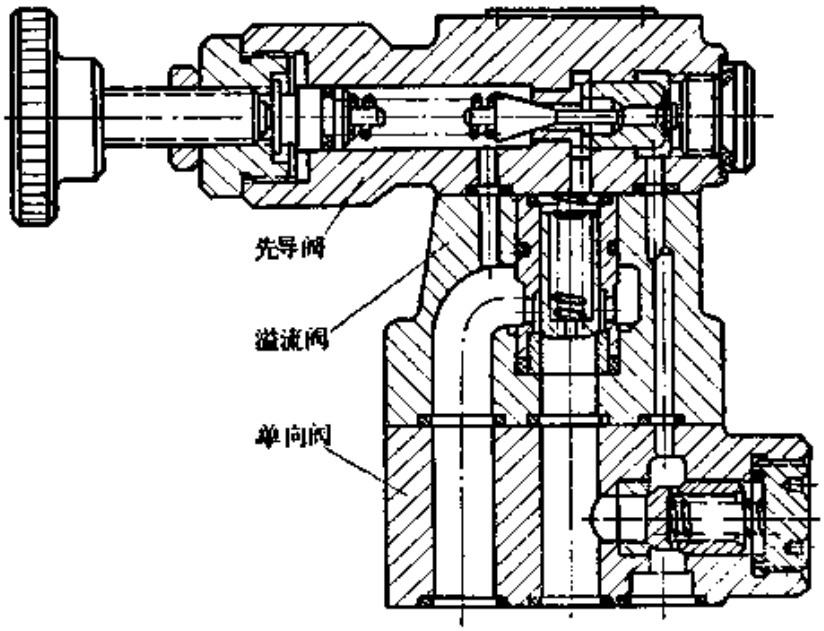


图　2-21

部分和装有控制活塞的先导阀三部分组成，它有下列特点：

1）利用系统压力直接控制，减少了控制信号，保证系统工作可靠有效；

2）导阀、溢流阀、单向阀组合成一体，使系统设计简单、紧凑；

3）采用通用的二级同心式溢流阀和单向元件，所以通用性好，便于使用维修。

卸荷溢流阀的工作原理如下(以带蓄能器系统为例，参见图 2-22 和图 2-23)：

将系统调定在某一压力值 $p_{A\max}$。

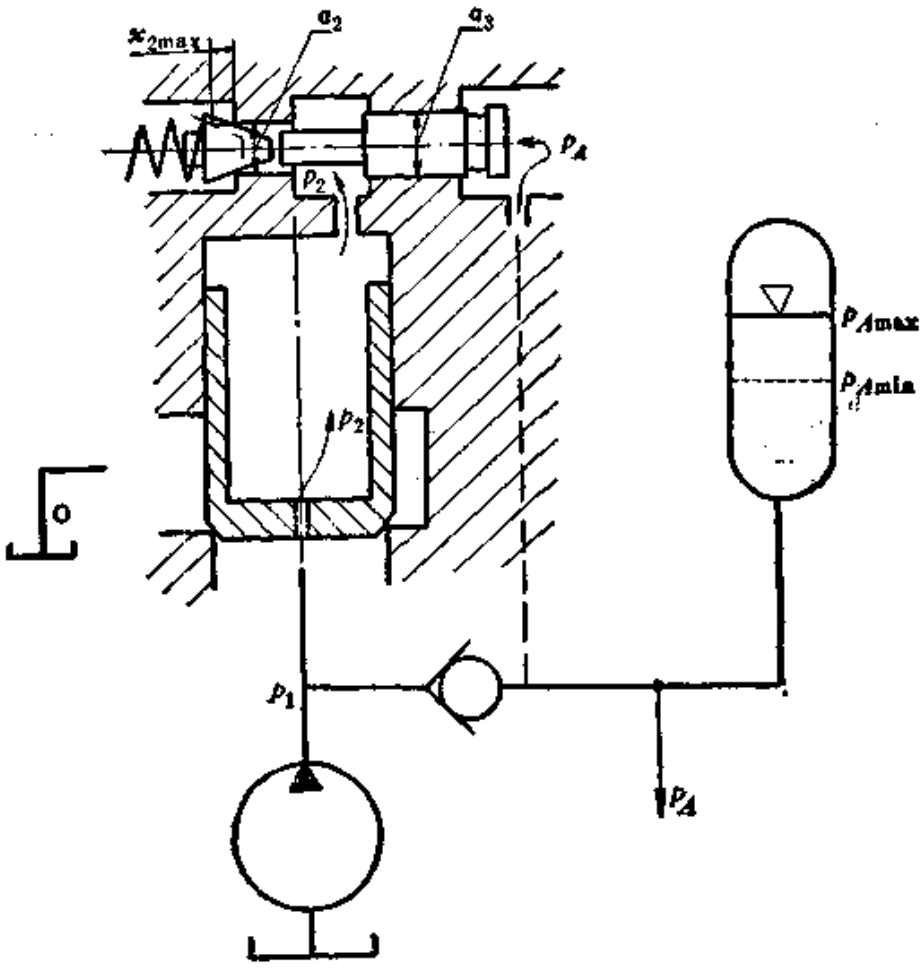


图 2-22

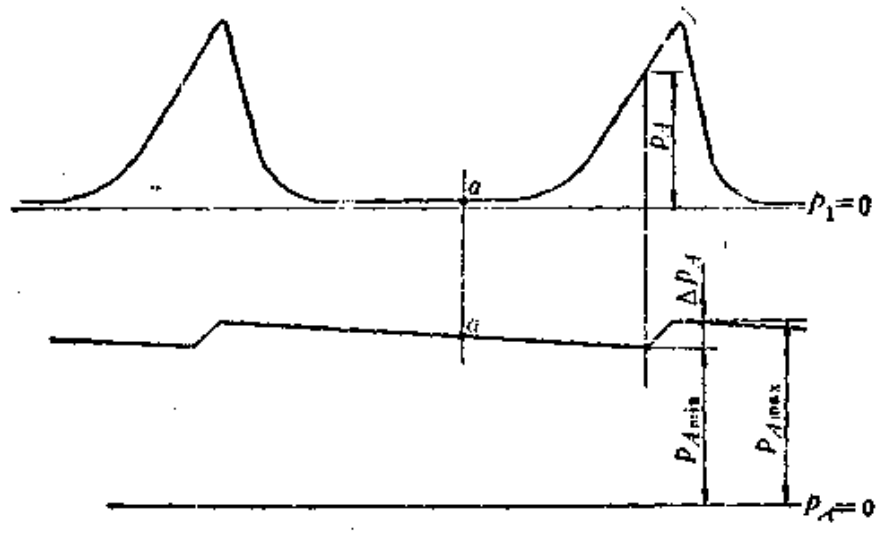


图 2-23

1) 当系统压力 p_1 尚未达到导阀开启压力时，主阀上下腔无油液流动，$p_1=p_2$，因存在单向阀阀口阻力损失，所以 $p_2>p_A$，此时控制活塞 1 被推向右侧。

2) p_1 上升到稍大于导阀的开启压力时，导阀有一个较小的开口量，油液经阻尼孔从导阀溢出，出现 $p_1>p_2$，此时控制活塞 1 受力方程为

$$(p_1-\Delta p_2)a_3>(p_1-\Delta p_1)a_3$$

式中 Δp_2 是阻尼孔压降，Δp_1 是油液流过单向阀的压力损失，a_3 是控制活塞面积。

此时控制活塞仍处在右侧。

3) 当 p_1 上升到达调定压力 $p_{A\max}$ 时，导阀开口量增大，$p_2<p_A$，控制活塞在 $(p_A-p_2)a_3$ 力的作用下左移，并进一步推开导阀，使主阀芯完全开启，油液经 O 口回油箱，泵卸荷；同时单向阀关闭，蓄能器维持系统的压力。

4) 当系统压力 p_A 下降至某一值时（如图 2-23 中的 a 点），导阀开始关闭，p_1 口开始升压；当系统压力下降到下限压

力 $p_{A\min}$ 时，p_1 口压力上升至 p_K，单向阀开启，泵又向蓄能器充压。

卸荷溢流阀按不同的使用情况有不同的要求：当用于带蓄能器的液压系统中，在规定的压力降下应自动卸荷和自动升压；当用于高低压组合泵液压系统中，应使卸荷压力值不能过大。设计计算时，如何有效地保证达到上述两方面的要求，关键是控制活塞的设计计算。

根据上述工作原理可列出控制活塞和导阀的力平衡方程式。

1．先导阀在欲开未开时的力平衡方程

$$K_{t2}X_{t2}=a_2p_2 \tag{2-34}$$

式中 K_{t2} 是调压弹簧的刚度，X_{t2} 是调压弹簧的预压缩量，a_2 是导阀座孔面积，p_2 是导阀前腔压力。

2．当系统压力为下极限 $p_{A\min}$ 时，控制活塞在 $p_{A\min}$ 压力作用下应不能推开导阀，保证主阀关闭，使泵向蓄能器充压。此时应使

$$K_{t2}X_{t2}\geqslant a_3\xi p_{A\max} \tag{2-35}$$

式中 a_3 是控制活塞的面积，ξ 是蓄能器压力降系数，它是 $p_{A\min}$ 与 $p_{A\max}$ 的比值，即 $\xi=p_{A\min}/p_{A\max}$，一般取 $\xi=0.8\sim0.85$。

3．当系统压力达到最大值 $p_{A\max}$ 时，主阀应开启，使泵卸荷，并为规定的卸荷压力。此时应使

$$K_{t2}(X_{t2}+X_{2\max})=a_3p_{A\max} \tag{2-36}$$

式中 $X_{2\max}$ 是主阀在规定的卸荷压力时导阀的开口量。

由式(2-34)和式(2-35)可得

$$a_3=a_2\frac{p_2}{\xi p_{A\max}} \tag{2-37}$$

根据式(2-36)可求得

$$X_{2\max}=\frac{a_3 p_{A\max}}{K_{t2}}-X_{t2} \tag{2-38}$$

将式(2-37)代入式(2-38)可得 $X_{2\max}$ 值。根据求得的 $X_{2\max}$ 值与溢流阀在规定的卸荷压力下通过公称流量时导阀的开口量 $X'_{2\max}$ 相比较，必须满足

$$X_{2\max}\geqslant X'_{2\max}$$

这样才能保证主阀的卸荷压力值不会超过规定值。

将式(2-27)、(2-28)和(2-29)中的有关数值换成卸荷工况时的数值即可求得 $X'_{2\max}$ 值。

至于卸荷溢流阀其他的几何尺寸和性能计算，因与溢流阀相同，此处不再重复。

第四节 减 压 阀

减压阀是使阀的出口压力(二次压力)低于进口压力(一次压力)的一种压力控制阀。各种液压系统对减压阀的要求不同：有的要求减压阀的出口压力或进口压力恒定；有的要求减压阀进口压力和出口压力之差保持恒定；也有的要求减压阀进口压力和出口压力之比保持恒定。所以按使用要求的不同，减压阀在品种上有定压输出式减压阀、定压输入式减压阀、定差式减压阀和定比式减压阀之分。

最常用的是定压输出式减压阀，它可以使出口压力基本上保持恒定，而不受进口压力变化和流量变化的影响。这里只介绍这种减压阀的设计与计算方法，内容包括工作原理、设计要求、结构设计和计算方法四个部分。

一、工作原理

图2-24是我国公称压力为320 kgf/cm² 的定压输出式

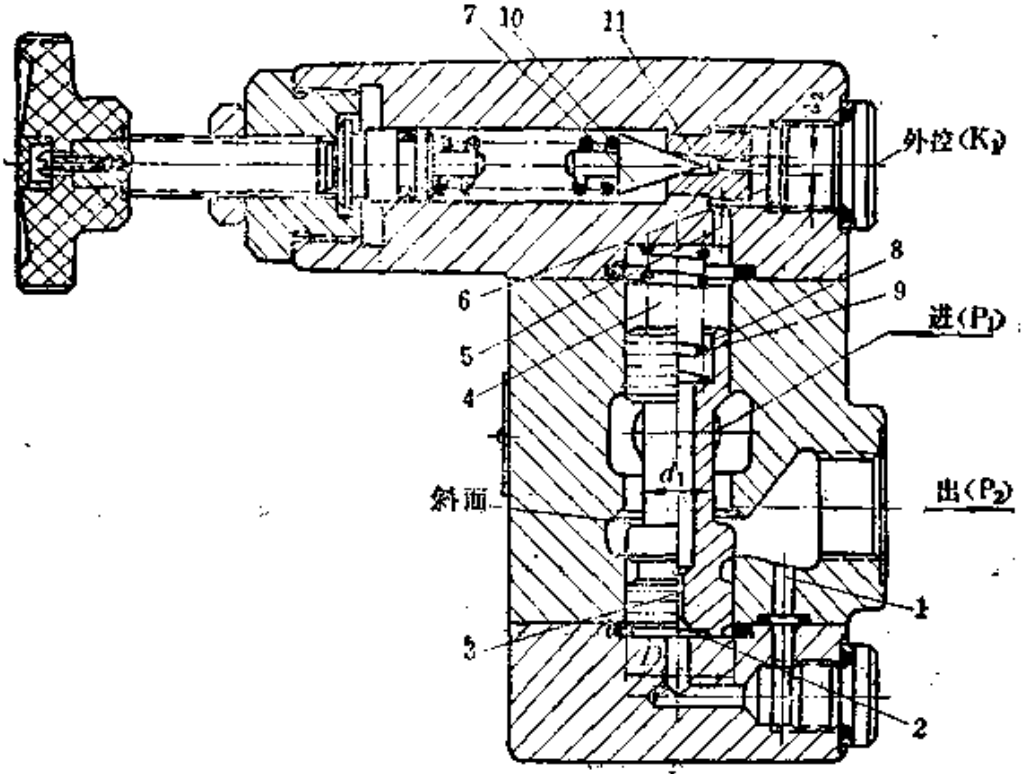


图 2-54

1—小孔 2—主阀下油腔 3—阻尼孔 4—主阀上油腔
5—通道 6—导阀前油腔 7—锥阀芯 8—主阀芯
9—主阀弹簧 10—调压弹簧 11—锥阀座

减压阀(以下称减压阀)结构图。压力油从进油口进入(一次压力),经阀口到出油口减压为二次压力，一部分二次压力油再经过小孔 1 进入主阀下油腔 2 并经过阻尼孔 3 进入主阀上油腔 4，然后经阀盖通道 5 进入导阀前油腔 6，作用于锥阀芯 7 上。

减压阀未工作前，主阀芯 8 在主阀弹簧 9 的作用下处于下端位置，在进口压力逐渐上升的情况下出口压力也逐渐上升。

当出口压力低于导阀开启压力 p_{23} 时，导阀保持关闭，经过小孔 1 的一部分二次压力油没有流动，主阀下油腔 2、主阀上油腔 4、导阀前油腔 6 的油液压力都相等，这时主阀芯 8 仍

处于下端位置。

当出口压力达到导阀开启压力 p_{2s} 时，导阀处于欲开未开的状态。此时，主阀芯 8 的受力情况为

$$Ap_{2s}+2C_1\pi D\delta_{1\max}\cos\alpha_1([p_1]'-p_{2s}) < Ap_{2s}+K_{t1}X_{t1}+G \tag{2-39}$$

式中 A 是主阀芯 8 大直径 D 处的截面积，C_1 是主阀阀口流量系数，$\delta_{1\max}$ 是主阀最大开口量，α_1 是主阀阀口液流角，$[p_1]'$ 是保证导阀开启压力 p_{2s} 时必需的进口压力，K_{t1} 是主阀弹簧刚度，X_{t1} 是主阀弹簧预压缩量，G 是主阀芯 8 重力。由式(2-39)可知，主阀芯 8 仍处于下端位置。

当出口压力升高到超过导阀开启压力 p_{2s}，达到 p_{2q} 时(此时导阀前油腔 6 的压力为 p_{3q})，导阀打开。经过小孔 1 的一部分二次压力油在流过阻尼孔 3 时造成压降 ($\Delta p_{23q}=p_{2q}-p_{3q}$)，通过导阀的流量为 q，并由导阀流回油箱。但由于通过导阀的流量尚小，阻尼孔 3 所造成的压差还不足以使主阀芯向上移动。此时，主阀芯 8 的受力情况为

$$Ap_{2q}+2C_1\pi D\delta_{1\max}\cos\alpha_1([p_1]''-p_{2q}) < Ap_{3q}+K_{t1}X_{t1}+G \tag{2-40}$$

式中 $[p_1]''$ 是保证出口压力为 p_{2q} 时必需的进口压力。

当出口压力升高到主阀芯 8 将开始向上移动的压力 p_{2Q} 时(此时导阀前油腔 6 的压力为 p_{3Q})，在导阀前油腔 6 中的压力 p_{3Q} 的作用下，导阀开大，通过的流量为 Q。通过导阀的流量 Q 在经过阻尼孔 3 时造成的压降 ($\Delta p_{23Q}=p_{2Q}-p_{3Q}$) 较大，使作用于主阀芯 8 的力互相平衡，即

$$Ap_{2Q}+2C_1\pi D\delta_{1\max}\cos\alpha_1([p_1]'''-p_{2Q}) = Ap_{3Q}+K_{t1}X_{t1}+G+R \tag{2-41}$$

式中 $[p_1]'''$ 是保证出口压力为 p_{2Q} 时必需的进口压力，R

是主阀芯 8 与阀体配合处的摩擦力。此时主阀芯 8 处于欲动未动的状态。

当出口压力高于 p_{20} 时，主阀芯 8 向上移动，并在某一位置达到力平衡。

当进口压力升高到 $[p_1]$，出口压力达到调定压力 p_2 时（此时导阀前油腔 6 的压力为 p_3），主阀芯 8 在一个新的位置上达到平衡，其力平衡方程为

$$\begin{aligned} &Ap_2+2C_1\pi D(\delta_{1\max}-x_1)\cos\alpha_1([p_1]-p_2)\\ &\quad=Ap_3+K_{t1}(X_{t1}+x_1)+G+R \end{aligned} \tag{2-42}$$

式中 $[p_1]$ 是保证出口调定压力为 p_2 时必需的进口压力，x_1 是主阀芯 8 的位移量。

此后，如果进口压力再不断提高，在保持原平衡位置的减压口开口量 $(\delta_{1\max}-x_1)$ 的情况下，将要使出口压力高于调定压力 p_2，这样促使主阀芯 8 再往上移动，关小减压口开口量，从而保证出口压力基本上恒定在调定压力 p_2。当进口压力在 $[p_1]\sim p_g$（公称压力）变化时，均能保证出口压力基本上恒定在调定压力 p_2；若进口压力小于 $[p_1]$，则减压阀处于非工作状态，即出口压力不能恒定在调定压力 p_2。

通过导阀的流量必须流回油箱，否则会影响减压阀出口压力的稳定性。

关于定压输出式减压阀为什么能使出口压力恒定在调定压力 p_2，这可从作用在主阀芯 8 上的力平衡方程式和作用在锥阀 7 上的力平衡方程式解出出口压力 p_2 来加以说明。为了说明简便，我们略去阀芯的重力、摩擦力和液动力。

主阀芯 8 的力平衡方程式为

$$\frac{\pi D^2}{4}p_2=\frac{\pi D^2}{4}p_3+K_{t1}(X_{t1}+x_1) \tag{2-43}$$

锥阀 7 的力平衡方程式为

$$\frac{\pi d_2^2}{4} p_3 = K_{t2}(X_{t2}+x_2) \tag{2-44}$$

式中 d_2 是锥阀座 11 内孔直径，K_{t2} 是导阀弹簧刚度，X_{t2} 是导阀弹簧预压缩量，x_2 是锥阀 7 的位移量，即导阀开口量。

由式(2-44)得

$$p_3 = \frac{K_{t2}(X_{t2}+x_2)}{\frac{\pi d_2^2}{4}} \tag{2-45}$$

将式(2-45)代入式(2-43)得

$$p_2 = \frac{K_{t2}(X_{t2}+x_2)}{\frac{\pi d_2^2}{4}} + \frac{K_{t1}(X_{t1}+x_1)}{\frac{\pi D^2}{4}} \tag{2-46}$$

上式中：$x_2 \ll X_{t2}$、$x_1 \ll X_{t1}$，所以 x_2、x_1 对 p_2 的影响很少；另外，式中除 X_{t2} 在调节过程中是变化的以外，其余 d_2、X_{t1}、D 均为常数。故调定一定的 X_{t2} 时，减压阀的出口压力 p_2 就基本上保持恒定，而与进口压力和流量的变化无关。

实际上，由于减压阀也是靠油液的压力和弹簧力等来建立平衡关系的，当进口压力和流量变化时，将引起主阀芯 8 位移量 x_1 和导阀开口量 x_2 的变化，从式(2-46)可知，这对 p_2 会产生影响；同时，在进口压力和流量的变化过程中，稳态液动力是变化的（上面分析中我们略去了这一项），其变化规律为非线性，稳态液动力的变化将引起主阀芯 8 位移量 x_1 和导阀开口量 x_2 的变化，从而对 p_2 也会产生影响。这就是说，出口压力实际上不可能绝对地恒定在调定压力 p_{2s}。

影响减压阀出口压力变化的主要因素是进口压力和流量的变化，因此进口压力和流量的变化所引起的出口压力变化量是减压阀性能的重要指标，衡量减压阀的好坏主要以这指

标为依据。

二、设计要求

减压阀和单向减压阀的一般设计要求是：

1) 公称压力 p_g(kgf/cm²)；

2) 公称流量 Q_g(l/min)；

3) 调压范围 $p_{2\min}\sim p_{2\max}$(kgf/cm²)；

4) 进口压力变化引起的出口压力变化量的允许值$[\Delta p_2']$(kgf/cm²)；

5) 流量变化引起的出口压力变化量的允许值$[\Delta p_2'']$(kgf/cm²)；

6) 外泄漏量允许值$[q_{wx}]$(cm³/sec)。

三、结构设计

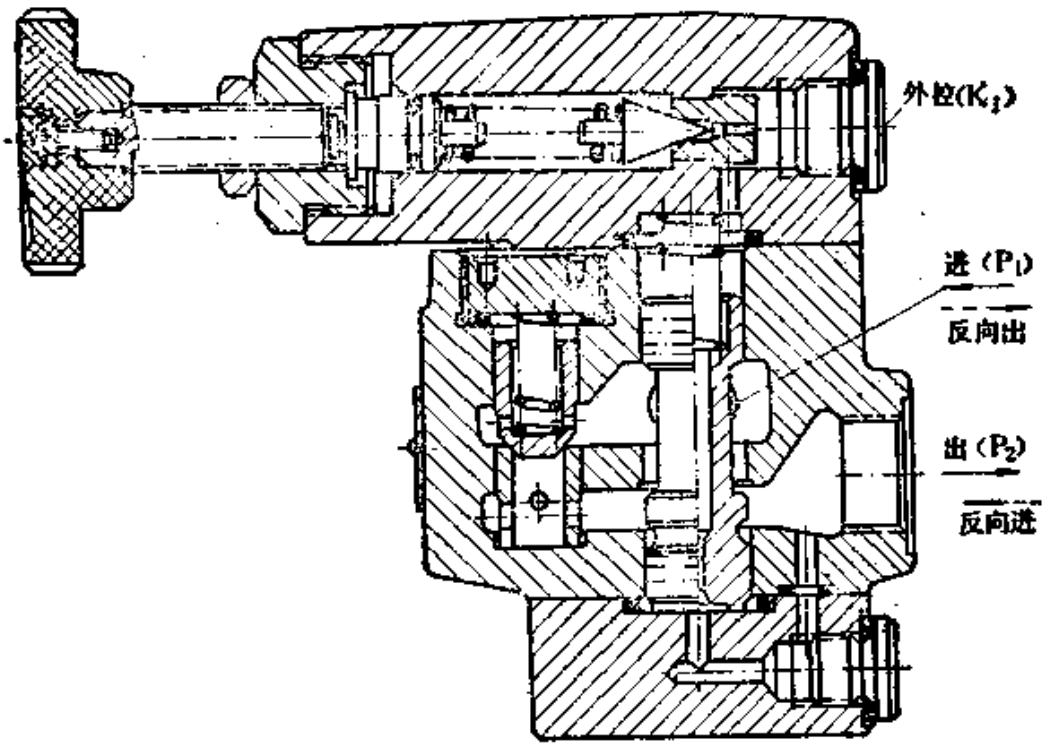


图 2-25

(一)结构型式

与其他压力控制阀一样，减压阀与单向阀组合后可以成为单向减压阀，以实现油液反向自由通过。图 2-25 是我国公称压力为 320 kgf/cm² 的单向减压阀结构图，除加了单向阀部分以外(阀体作相应改动)，其他部分都与图 2-24 减压阀通用。

目前国内外的减压阀多数是带有导阀的先导式减压阀。这种先导式减压阀因为通过导阀的流量很少，仅以导阀调压，极大部分的流量是从主阀通过的，所以可以实现高压和大流量的设计要求；同时，因为通过导阀的流量小，导阀的开口量 x_2 也小，并且主阀弹簧可以设计得较软(即弹簧刚度 K_{s1} 小)，所以减压阀进口压力和流量的变化对出口压力的影响较小，这从式 (2-46) 得到清楚的反映。

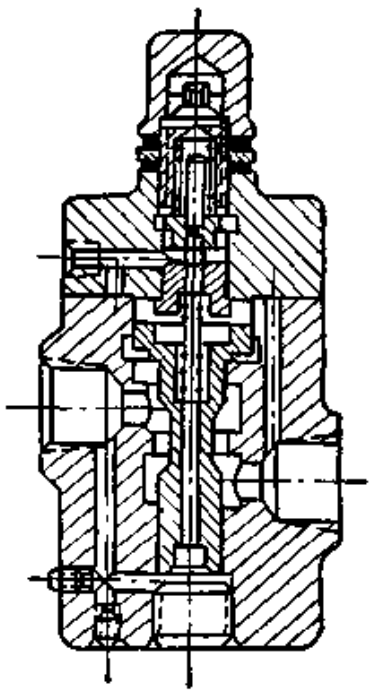


图 2-26

就减压阀的主阀部分而言，可以分为滑阀式和锥阀式两种。图 2-24 和图 2-26 是滑阀式的减压阀．图 2-27 是锥阀式的减压阀。图 2-24 中主阀芯与阀体孔一级配合，称为一级滑阀式减压阀；图 2-26 中主阀芯与阀体孔二级配合，称为二级滑阀式减压阀；图 2-27 中主阀芯成倒锥，它类似于单向阀式减压阀。下面结合减压阀的性能分析，来叙述各有关部分的设计。

(二)主阀结构

1．主阀芯与阀体

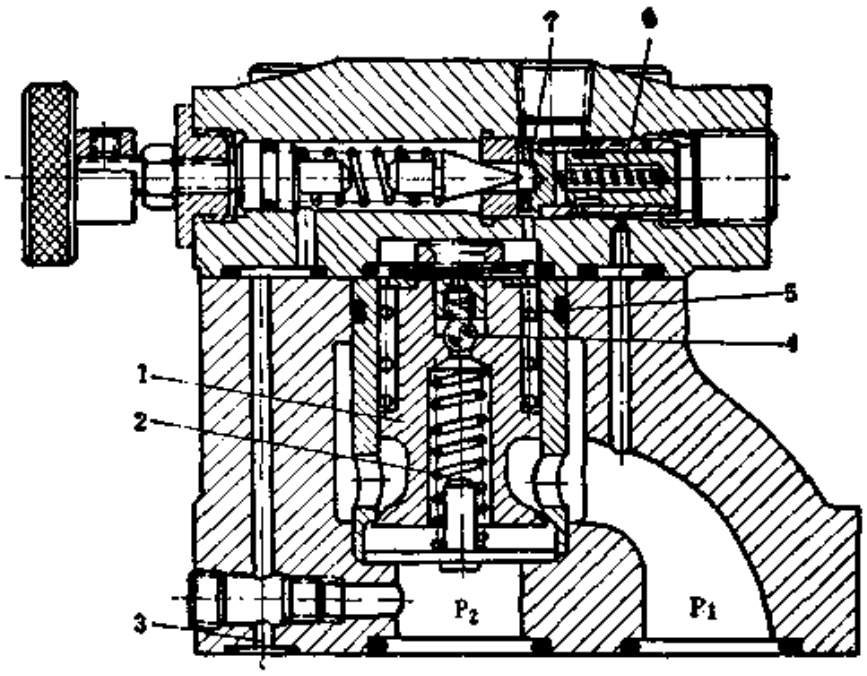


图 2-27

1—主阀芯 2—主阀弹簧 3—外泄油口 4—小球阀
5—钢球 6—控制活塞 7—导阀前油腔

图 2-24 的主阀芯与阀体为一级配合，图 2-26 的主阀芯与阀体为二级配合。显然，后者加工精度要求高，加工也比前者困难。进口压力变化 Δp_g 引起的出口压力变化量 $\Delta p_2'$ 和流量变化 ΔQ_g 引起的出口压力变化量 $\Delta p_2''$ 的计算公式为

$$\Delta p_2' = \frac{(\lambda_2\lambda_3 - \lambda_1\lambda_5)[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}{\lambda_2\lambda_4\lambda_6\lambda_9 - (\lambda_2 + \lambda_1\lambda_5)[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}\Delta p_g$$

$$\Delta p_2'' = \frac{\lambda_5[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}{\lambda_2\lambda_4\lambda_6\lambda_9 - (\lambda_2 + \lambda_1\lambda_5)[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}\Delta Q_g$$

上两式为后面将要讲到的(2-75)和(2-76)式，其来源以及式中 $\lambda_1 \sim \lambda_9$ 的表示式见后面性能计算部分。分析这两个式子可知：增大主阀芯大直径 D（即增大截面积 A），可以减小 $\Delta p_2'$ 和 $\Delta p_2''$。因为与 A 有关的是 λ_3、λ_4 和 λ_5：当 $A\uparrow$，$\lambda_3\downarrow$，$\Delta p_2'\downarrow$；当 $A\uparrow$，$\lambda_4\uparrow$，$\Delta p_2'\downarrow$、$\Delta p_2''\downarrow$；当 $A\uparrow$，$\lambda_5\downarrow$，$\Delta p_2''\downarrow$，$\Delta p_2'$ 变化不显著。

所以总的趋势是 $A\uparrow$, $\Delta p_2'\downarrow$, $\Delta p_2''\downarrow$。由此可见，图 2-26 所示主阀芯与阀体二级配合的结构，由于主阀芯大端直径加大，能改善进口压力变化或流量变化对出口压力的影响。但是，对于图 2-24 所示主阀芯与阀体一级配合的结构，设计中也可适当地加大主阀芯大直径 D，同时二级配合的结构掺入了加工工艺水平的影响，所以人们还是喜欢采用主阀芯与阀体一级配合的结构。

当然，上述结论是基于稳态性能讨论的，如从动态特性考虑，二级配合结构中，形成一个可变容积的环形油室，它与适当的阻尼孔配合，对主阀芯有良好的阻尼效应，这对阀的动态稳定性大有裨益。这一点，对于减压阀来说，比其他的压力控制阀更为重要。

对于滑阀式结构，常在减压口的主阀芯上开轴向三角槽或斜面(图 2-24 中开斜面)，这是为了在小开口量时加大阀口处的液流角，以减小稳态液动力的影响，并通过这一措施，减小节流口的面积梯度，从而改善减压阀出口压力的动态稳定性。

图 2-27 中加了阀套，主阀芯成倒锥，与阀套构成锥阀式结构。这种结构与其他压力控制阀（例如溢流阀、顺序阀）的通用性好；并且主阀芯与阀套的接触面积小，用钢球导向，减小了摩擦阻力，从而主阀芯动作灵敏；另外，补油小球阀能使减压阀迅速进入减压工作状态，故动特性好。这样的主阀部分结构有突出的优点，但是，它的结构很复杂，要求有极高的加工工艺水平。

2. 主阀弹簧

主阀弹簧设计时，弹簧刚度要小，这可以改善流量变化对出口压力的影响。仍可用式 (2-75) 和式 (2-76) 来说明这一

点：与主阀弹簧刚度 K_{t1} 有关的是 λ_6，当 $K_{t1}\downarrow$，$\lambda_6\downarrow$，$\Delta p_2''\downarrow$，而 $\Delta p_2'$ 变化不显著。另外，主阀弹簧刚度 K_{t1} 和预压缩量 X_{t1} 出现在静态特性方程中，所以设计出 K_{t1} 和 X_{t1} 符合静态特性要求的主阀弹簧，是一项重要内容。

对于滑阀式结构，主阀弹簧的安置有两种形式：图 2-24 将主阀弹簧安置在主阀芯内孔的上端；图 2-28 将主阀弹簧安置到主阀芯内孔的下端。前者这种主阀弹簧的安置形式，可以减小主阀芯小直径 d_1，从而在外形尺寸不放大的情况下，提高了减压阀的公称流量 Q_g。

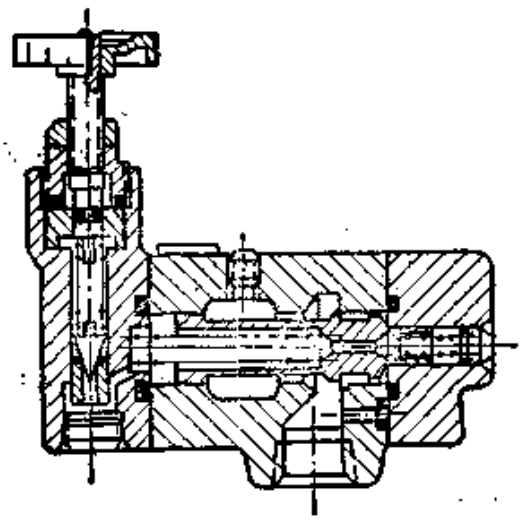


图 2-28

(三)导阀结构

减压阀的导阀是与溢流阀的导阀通用的。对于图 2-24 那种导阀的结构设计可以参见前面溢流阀部分。这里要分析的是图 2-27 中带控制活塞的导阀；这种导阀除了控制活塞以外，其他部分是与图 2-24 中的导阀基本相同的。控制活塞 6 的作用是维持导阀前油腔 7 的压力 p_3 稳定。当进口压力 p_1 变化时，例如 p_1 升高，控制活塞 6 的右端油腔压力也升高，从而推动控制活塞向左移动，关小油液进入导阀前油腔 7 的节流小孔，使进口压力 p_1 的变化不波及到导阀前油腔 7 的压力 p_3。p_3 的稳定对减压阀出口压力 p_2 基本保持恒定有良好的效果，这可以用式 (2-46) 来说明：在减压阀出口压力 p_2 调定的情况下，式中只有主阀芯位移量 x_1 和导阀开口量 x_2 两个变量，当 p_1 变化时

能使 p_3 稳定即意味着 x_2 没有变化，或者严格地说 x_2 变化甚微，这样对 p_2 产生影响的就只有 x_1 了，而主阀弹簧刚度 K_{t1} 总设计得较小，所以 x_1 的变化对 p_2 的影响不大；导阀弹簧作为调压弹簧，它的刚度 K_{t2} 较大，故 x_2 的变化将对 p_2 产生较大影响，能使 x_2 近于不变，这是带控制活塞导阀的突出优点。另外，p_3 稳定还意味着主阀芯上端油腔压力稳定，在 p_1 变化的瞬间，例如 p_1 突然升高所造成的 p_2 突然升高，将加大主阀芯上的向上作用力，使主阀芯作出快速的响应，把减压口关小而维持住 p_2 的基本恒定值，所以带控制活塞的导阀能改善动态性能。还有，控制活塞的节流小孔能稳住通过导阀的流量，从而能控制住减压阀的外泄漏量。减压阀采用带控制活塞的导阀有着上述明显的优点，但是象图 2-27 主阀部分一样，它的结构也很复杂，加工精度要求也很高，因为必须保证控制活塞动作灵敏。

四、计算方法

不同结构的减压阀，其计算是大同小异的。现以图 2-24 所示的减压阀来介绍具体的计算方法。因为减压阀的导阀是与溢流阀通用的，所以导阀的计算在这里不再触及，其计算方法可参见前面溢流阀的有关部分。此处只介绍主阀部分的计算方法，计算分为几何尺寸的确定和静态特性计算两部分。几何尺寸的确定包括主阀芯大直径 D 和小直径 d_1，阻尼孔直径 d_0 和长度 l_0，主阀阀口最大开口量 $\delta_{1\max}$，阀体槽宽 B_1 和 B_2，主阀弹簧的装配长度 l_1 等。初步确定这些主要几何尺寸以后，就要根据设计要求进行静态特性计算。由于主阀弹簧刚度 K_{t1} 和预压缩量 X_{t1} 以及导阀弹簧刚度 K_{t2} 和预压缩量 X_{t2} 是与静态特性密切相关的，所以在静态特性计算中要涉及到这些量。静态特性计算包括下列内容：主阀芯最小位移量 $x_{1\min}$

和最大位移量 $x_{1\max}$；主阀弹簧刚度 K_{s1} 和预压缩量 X_{s1}；最低调定压力 $p_{2\min}$ 和最高调定压力 $p_{2\max}$ 时阻尼孔所造成的最低压力降 $\Delta p_{23\min}$ 和最高压力降 $\Delta p_{23\max}$ 的核算；进口压力为公称压力 p_g、出口压力为最低调定压力 $p_{2\min}$ 时进口油腔到主阀芯上端油腔的内泄漏量 q_{ns}；阻尼孔直径 d_0 和长度 l_0 的确定；最低调定压力 $p_{2\min}$ 时导阀前油腔压力 $p_{3\min}$ 和导阀最大开口量 $x_{2\max}$，最高调定压力 $p_{2\max}$ 时导阀前油腔压力 $p_{3\max}$ 和通过导阀的外泄漏量 $q_{WX\min}$ 以及导阀最小开口量 $x_{2\min}$；进口压力变化 Δp_g 所引起的出口压力变化量 $\Delta p_2'$；流量变化 ΔQ_g 所引起的出口压力变化量 $\Delta p_2''$。由于这些性能往往是互相影响的，所以在设计计算过程中总要进行初算和复算，才能最终确定各个结构尺寸。

关于主阀弹簧，应按静态特性对弹簧刚度 K_{s1} 和预压缩

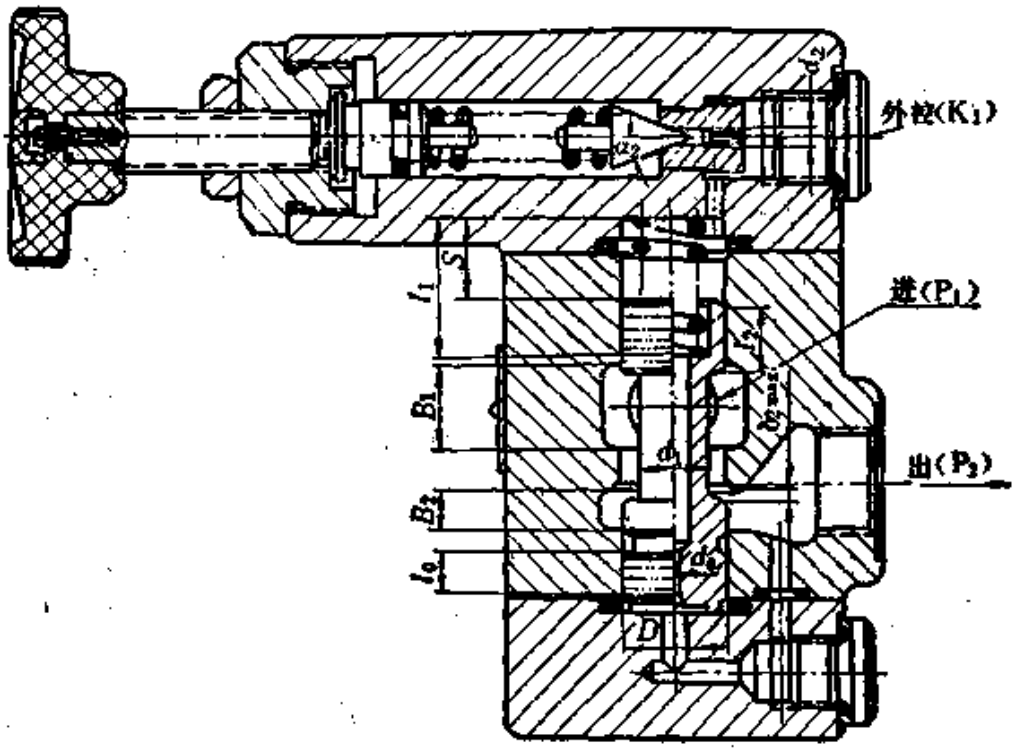


图 2-29

量 X_{t1} 的要求进行设计，设计计算见第五章圆柱形螺旋压缩弹簧部分。阀的强度计算部分省略。

(一)几何尺寸的确定(参见图 2-29)

1．进、出油口直径 d

根据溢流阀进、出油口直径 d 的计算公式

$$d\geqslant 0.463\sqrt{\frac{Q_g}{V_g}}\quad (\text{cm}) \tag{2-9}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

V_g——进、出油口直径 d 处油液流速，一般可取

$V_g=6(\text{m/sec})$。

2．主阀芯大直径 D 和小直径 d_1

从强度考虑

$$d_1\geqslant\frac{1}{2}D\quad (\text{cm}) \tag{2-47}$$

通过主阀芯与阀体间环形通道的流量公式为

$$Q=\frac{\pi}{4}(D^2-d_1^2)V$$

上式中流量 Q 以公称流量 Q_g 代入，环形通道中油液流速 $V\leqslant 6\text{m/sec}$，取 $d_1=\frac{1}{2}D$，则

$$16.67Q_g\leqslant\frac{\pi}{4}\left[D^2-\left(\frac{D}{2}\right)^2\right]100\times 6$$

$$D\geqslant 0.22\sqrt{Q_g}\quad (\text{cm}) \tag{2-48}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)。

3．阻尼孔直径 d_0 和长度 l_0

$$d_0=0.08\sim 0.12\quad (\text{cm}) \tag{2-49}$$

$$l_0=(7\sim 25)d_0\quad (\text{cm}) \tag{2-50}$$

d_0 与 l_0 的确定是十分重要的：如果 d_0 太大或 l_0 太短，则

起不到阻尼作用，这不仅影响出口压力的稳定性，而且将使通过导阀的外泄漏量增大；反之，如果 d_0 太小或 l_0 太长，则要影响减压阀的动态性能，例如使出口压力超调量加大。

式(2-49)或式(2-50)给出了 d_0 和 l_0 的范围，对公称流量小的阀取小值，公称流量大的阀取大值。d_0 和 l_0 的具体确定要经过静态特性计算，即根据最低调定压力 $p_{2\min}$ 时阻尼孔造成的最低压力降 $\Delta p_{23\min}$ 来确定 d_0 和 l_0。

4．主阀阀口最大开口量 $\delta_{1\max}$

为使阀口在最大开口量 $\delta_{1\max}$ 时，油液流经阀口不产生扩散损失，应使开口面积 $\pi D\delta_{1\max}$ 不大于主阀芯与阀体间环形截面积 $\frac{\pi}{4}(D^2-d_1^2)$。即

$$\pi D\delta_{1\max}\leqslant\frac{\pi}{4}(D^2-d_1^2)$$

上式中若取 $d_1=\frac{1}{2}D$，则

$$\delta_{1\max}\leqslant 0.1875D \quad (\text{cm}) \tag{2-51}$$

式中 D——主阀芯大直径(cm)。

5．阀体槽宽 B_1 和 B_2

B_1 和 B_2 根据结构布置确定。

6．主阀弹簧的装配长度 l_1

$$l_1=H_{10}-X_{t1} \quad (\text{cm}) \tag{2-52}$$

式中 H_{10}——主阀弹簧自由高度(cm)；

X_{t1}——主阀弹簧预压缩量(cm)。

l_1 的数值要在主阀弹簧设计好后来确定。

7．主阀芯与阀盖的间距 S

$$S>\delta_{1\max} \quad (\text{cm}) \tag{2-53}$$

式中 $\delta_{1\max}$——主阀阀口最大开口量(cm)。

(二)静态特性计算

这里的静态特性计算有三个目的：一是根据静态特性的设计要求，求出主阀弹簧刚度和预压缩量，作为主阀弹簧设计计算的依据；二是校核上面所确定的与静态特性有关的几何尺寸；三是通过性能计算看是否符合设计要求。

因静态特性计算的需要，这里先给出油液在减压阀中的流动和阀芯受力的五个基本方程式。这五个基本方程式是：

主阀阀口节流方程式。根据第一章第一节流体流过阀口的流量公式(1-15)可得主阀阀口节流方程式为

$$Q_g = C_1 \pi D(\delta_{1\max} - x_1)\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} \qquad (2\text{-}54)$$

式中 Q_g 是公称流量，C_1 是主阀阀口流量系数，D 是主阀芯大直径，$\delta_{1\max}$ 是主阀阀口最大开口量，x_1 是主阀芯位移量，ρ 是油液密度，p_1 是进口压力，p_2 是出口压力。

主阀芯的受力平衡方程式。略去摩擦阻力，主阀芯的受力平衡方程式为

$$Ap_2 + F_W = Ap_3 + K_{t1}(X_{t1} + x_1) + G$$

根据第一章第三节稳态液动力 F_W 计算式(1-136)，上式成为

$$Ap_2 + 2C_1\pi D(\delta_{1\max} - x_1)\cos\alpha_1(p_1 - p_2)$$
$$= Ap_3 + K_{t1}(X_{t1} + x_1) + G \qquad (2\text{-}55)$$

式中 A 是主阀芯大直径 D 处截面积，α_1 是主阀阀口液流角，p_3 是导阀前油腔压力，G 是主阀芯重力，其他符号含义同式(2-54)。

阻尼孔节流方程式。根据第一章第一节阻尼孔流量公式(1-40)可得阻尼孔节流方程式为

$$Q_2=\sqrt[3]{\frac{g^2}{14^2\gamma^2\nu}}\sqrt[3]{\frac{d_0^2}{l_0}}\,a_0(p_2-p_3)^{\frac{2}{3}} \qquad (2\text{-}56)$$

式中 Q_2 是通过阻尼孔的流量，g 是重力加速度，γ 是油液重度，ν 是油液运动粘度，d_0 是阻尼孔直径，l_0 是阻尼孔长度，a_0 是阻尼孔截面积，p_2、p_3 含义同前。

导阀阀口节流方程式。根据前面溢流阀部分，导阀阀口节流方程式为

$$Q_2=C_2\pi d_2\sin\alpha_2 x_2\sqrt{\frac{2}{\rho}p_3} \qquad (2\text{-}4')$$

锥阀芯受力平衡方程式。根据前面溢流阀部分，锥阀芯受力平衡方程式为

$$K_{t2}(X_{t2}+x_2)=a_2p_3-C_2\pi d_2\sin 2\alpha_2\,p_3x_2 \qquad (2\text{-}5')$$

上述五个基本方程式描写了减压阀的减压稳态工作状态，对这些方程式稍加改动，即可描写一些特定工况点。仅式(2-56)，当进口压力为公称压力 p_g，出口压力为最低调定压力 $p_{2\min}$ 时，由于进口油腔和主阀芯上端油腔的压差大，故内泄漏量 q_{nx} 较大，这时 $Q_2=[q_{wx}]-q_{nx}$，($[q_{wx}]$是通过导阀的外泄漏量允许值)；其他工况点，可以近似地认为通过阻尼孔的流量 Q_2 等于通过导阀的流量。

下面应用上述五个基本方程式，进行减压阀的静态特性计算。

1．主阀芯最小位移量 $x_{1\min}$ 和最大位移量 $x_{1\max}$

将式(2-54)中的 p_1 换成 p_g，p_2 换成 $p_{2\max}$，这时式中的 x_1 即为通过公称流量 Q_g 的主阀芯最小位移量 $x_{1\min}$

$$x_{1\min}=\delta_{1\max}-\frac{16.67Q_n}{C_1\pi D\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_g-p_{2\max})}}\quad(\text{cm}) \qquad (2\text{-}57)$$

同理，可得 $p_2=p_{2\min}$ 时主阀芯的最大位移量 $x_{1\max}$ 为

$$x_{1\max}=\delta_{1\max}-\frac{16.67Q_g}{C_1\pi D\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_g-p_{2\min})}}\quad(\text{cm})\qquad(2\text{-}58)$$

式(2-57)和式(2-58)中

$\delta_{1\max}$——主阀阀口最大开口量(cm)；

Q_g——公称流量(l/min)；

C_1——主阀阀口流量系数，可取

$C_1=0.65$；

D——主阀芯大直径(cm)；

ρ——油液密度($kgf\cdot sec^2/cm^4$)；

p_g——公称压力(kgf/cm^2)；

$p_{2\max}$——出口最高调定压力(kgf/cm^2)；

$p_{2\min}$——出口最低调定压力(kgf/cm^2)。

2. 主阀弹簧刚度 K_{t1} 和预压缩量 X_{t1}

将式(2-55)中的稳态液动力项改用第一章第三节的式(1-138)表达式，并令 $\Delta p_{23}=p_2-p_3$，则可得

$$\Delta p_{23}+\frac{\rho\cos\alpha_1(16.67Q_g)^2}{AC_1\pi D(\delta_{1\max}-x_1)}-\frac{G}{A}=\frac{K_{t1}X_{t1}}{A}+\frac{K_{t1}x_1}{A}$$

$(kgf/cm^2)\qquad(2\text{-}59)$

式中 Δp_{23}——油液流过阻尼孔所造成的压力降(kgf/cm^2)；

G——主阀芯重力(kgf)；

A——主阀芯大直径 D 处截面积(cm^2)；

α_1——主阀阀口液流角(°)，可取

$\alpha_1=69°$；

x_1——主阀芯位移量(cm)；

其他符号含义同式(2-58)。

这里需要分析上式中阻尼孔所造成的压力降 Δp_{23} 与最低调定压力 $p_{2\min}$ 和最高调定压力 $p_{2\max}$ 的关系。当在 $p_{2\min}$

时，主阀芯的位移量为 $x_{1\max}$；当在 $p_{2\max}$ 时，主阀芯的位移量为 $x_{1\min}$。按理，增大主阀芯的位移量 x_1 是靠增大阻尼孔前后的压差 Δp_{23} 来达到的，也就是说主阀芯在 $x_{1\max}$ 时，$\Delta p_{23}=\Delta p_{23\max}$，在 $x_{1\min}$ 时，$\Delta p_{23}=\Delta p_{23\min}$。但是应当考虑到主阀弹簧刚度 K_{t1} 不能取大，而稳态液动力在主阀芯接近 $x_{1\max}$ 时增大得很快，这时弹簧力的增大率小于稳态液动力的增大率。这样，按主阀芯力平衡的需要，Δp_{23} 反而随 x_1 的增大而减小，其结果是：

$x_{1\max}$ 时，　　$\Delta p_{23}=\Delta p_{23\min}$

$x_{1\min}$ 时，　　$\Delta p_{23}=\Delta p_{23\max}$

上述情况，如果按通过阻尼孔的流量等于通过导阀的流量（即外泄漏量）来衡量，就出现了矛盾：当为 $p_{2\min}$ 时，主阀芯位移量为 $x_{1\max}$，按 $\Delta p_{23\min}$ 的要求，通过导阀的外泄漏量应该为最小的外泄漏量 $q_{WX\min}$，而实际上却为最大的外泄漏量 $q_{WX\max}$。为什么会发生这种情况呢？这是因为 $p_1=p_g$、$p_2=p_{2\min}$ 时，从进口油腔到主阀芯上端油腔的内泄漏量 q_{n2} 最大，而 q_{n2} 虽通过导阀，却不通过阻尼孔，即 $q_{WX\max}=q_{n2}+Q_2$。若以设计要求的外泄漏量 $[q_{WX}]$ 代替 $q_{WX\max}$，则 $Q_2=[q_{WX}]-q_{n2}$。Q_2 才是真正通过阻尼孔的流量，在此流量下造成压差 $\Delta p_{23\min}$。显然，在上述工况点，通过阻尼孔的流量就是通过导阀的流量这个假定是不正确的。

为使主阀芯从最小位移量 $x_{1\min}$ 到最大位移量 $x_{1\max}$ 时，主阀芯都能受到一个足够的向上液压作用力（此液压作用力由油液流过阻尼孔时两边的压差所引起），又不致于加大外泄漏量，常设定：

$$\Delta p_{23\min}>1 \quad (\mathrm{kgf/cm^2})$$

$$\Delta p_{23\max}\leqslant\Delta p_{23\min}+2 \quad (\mathrm{kgf/cm^2})$$

按上面的设定值，根据式 (2-59) 可用作图法来求解主阀弹簧刚度 K_{t1} 和预压缩量 X_{t1}。作图时可略去式中 $\frac{G}{A}$ 项，作图过程如下(参见图 2-30)：

1) 绘制稳态液动力作用于主阀芯的向上压力 $\frac{\rho\cos\alpha_1(16.67Q_v)^2}{AC_1\pi D(\delta_{1\max}-x_1)}$ 与主阀芯位移量 x_1 的关系曲线。

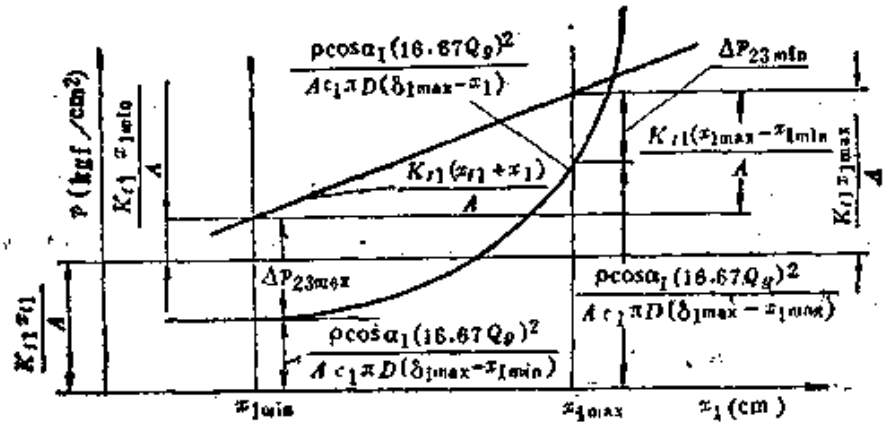


图 2-30

主阀芯位移量在 $x_{1\min}$ 和 $x_{1\max}$ 时，稳态液动力作用于主阀芯的向上压力分别为

$$\frac{\rho\cos\alpha_1(16.67Q_g)^2}{AC_1\pi D(\delta_{1\max}-x_{1\min})}\text{ 和 }\frac{\rho\cos\alpha_1(16.67Q_v)^2}{AC_1\pi D(\delta_{1\max}-x_{1\max})}。$$

2) 根据设定值 $\Delta p_{23\min}>1\,\mathrm{kgf/cm^2}$ 和 $\Delta p_{23\max}\leqslant\Delta p_{23\min}+2\,\mathrm{kgf/cm^2}$，绘制主阀弹簧力作用于主阀芯的向下压力随主阀芯位移量 x_1 而变化的直线。

从图 2-30 中可量得 $\frac{K_{t1}(x_{1\max}-x_{1\min})}{A}$ 的值，故可解出 K_{t1} 值；知道 K_{t1} 后可算出 $\frac{K_{t1}x_{1\max}}{A}$，从而可以知道 $\frac{K_{t1}X_{t1}}{A}$ 的值，并解出 X_{t1} 值。

从图 2-30 可以看出，如果 $\frac{\rho\cos\alpha_1(16.67Q_g)^2}{AC_1\pi D(\delta_{1\max}-x_1)}$ 随 x_1 而增大时超过 $\frac{K_{t1}(X_{t1}+x_1)}{A}$ 值，主阀芯在稳态液动力的作用下会上升到使阀口关闭，阀口关闭后稳态液动力等于零，主阀芯又在弹簧力的作用下使阀口打开……。这样循环不息瞬关瞬开，造成了主阀芯的振荡，减压阀的这种工作状态显然很不稳定。为此在设计主阀弹簧时必须保证从主阀芯最小位移量 $x_{1\min}$ 到最大位移量 $x_{1\max}$ 的范围内，使弹簧力 $K_{t1}(X_{t1}+x_1)$ 大于稳态液动力 $\frac{\rho\cos\alpha_1(16.67Q_g)^2}{C_1\pi D(\delta_{1\max}-x_1)}$，并要留有足够的余量。

3) 最低调定压力 $p_{2\min}$ 和最高调定压力 $p_{2\max}$ 时阻尼孔所造成的最低压力降 $\Delta p_{23\min}$ 和最高压力降 $\Delta p_{23\max}$ 的核算。

由式(2-59)可得

$$\Delta p_{23}=\frac{K_{t1}(X_{t1}+x_1)+G}{A}-\frac{\rho\cos\alpha_1(16.67Q_g)^2}{AC_1\pi D(\delta_{1\max}-x_1)}$$

将上式中的 x_1 换成 $x_{1\max}$ 和 $x_{1\min}$ 即得相应的 $\Delta p_{23\min}$ 和 $\Delta p_{23\max}$ 为

$$\Delta p_{23\min}=\frac{K_{t1}(X_{t1}+x_{1\max})+G}{A}-\frac{\rho\cos\alpha_1(16.67Q_g)^2}{AC_1\pi D(\delta_{1\max}-x_{1\max})}\quad(\mathrm{kgf/cm^2})\qquad(2\text{-}60)$$

$$\Delta p_{23\max}=\frac{K_{t1}(X_{t1}+x_{1\min})+G}{A}-\frac{\rho\cos\alpha_1(16.67Q_g)^2}{AC_1\pi D(\delta_{1\max}-x_{1\min})}\quad(\mathrm{kgf/cm^2})\qquad(2\text{-}61)$$

式(2-60)和式(2-61)中

$x_{1\max}$——主阀芯最大位移量(cm)；

$x_{1\min}$——主阀芯最小位移量(cm)；

其他符号含义同式(2-59)。

4) 进口压力为公称压力 p_g、出口压力为最低调定压力 $p_{2\min}$ 时进口油腔到主阀芯上端油腔的内泄漏量 q_{ns}

根据第一章第一节，偏心环状缝隙流量公式(1-39)，可得内泄漏量的计算公式为

$$q_{ns}=2.5\frac{\pi D\Delta r^3\Delta p_{13}}{12\mu l_{f2}}=0.654\frac{D\Delta r^3\Delta p_{13}}{\mu l_{f2}}$$

将上式中的 Δp_{13} 换成 $\Delta p_{13\max}=p_g-p_{2\min}+\Delta p_{23\min}$，并把有效封油长度表达为 $l_{f2}=l_2-Zb$，则上式成为

$$q_{ns}=0.654\frac{D\Delta r^3(p_g-p_{2\min}+\Delta p_{23\min})}{\mu(l_2-Zb)}\quad(\text{cm}^3/\text{sec}) \tag{2-62}$$

式中 D——主阀芯大直径(cm)；

Δr——主阀芯大直径 D 与阀体孔的单边配合间隙(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm²)；

$p_{2\min}$——最低调定压力(kgf/cm²)；

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²)；

l_2——图 2-29 中主阀芯上端台肩长度(cm)；

Z——l_2 处均压槽数；

b——均压槽宽度(cm)。

5) 阻尼孔直径 d_0 和长度 l_0 的确定

由式(2-56)可得

$$d_0=\left(\frac{112\gamma\sqrt{\nu l_0}\,Q_2\sqrt{Q_2}}{g\pi\sqrt{\pi}\,\Delta p_{23}}\right)^{\frac{1}{4}}$$

将上式中的 Q_2 换成 $Q_2=[q_{wx}]-q_{ns}$，Δp_{23} 换成 $\Delta p_{23\min}$，则上式为

$$d_0=\left(\frac{112\gamma\sqrt{\nu l_0}\,([q_{wx}]-q_{nx})\sqrt{[q_{wx}]-q_{nx}}}{g\pi\sqrt{\pi}\,\Delta p_{23\,\min}}\right)^{\frac{1}{4}}\quad(\mathrm{cm})\tag{2-63}$$

式中 γ——油液重度(kgf/cm³)；

ν——油液运动粘度(cm²/sec)；

l_0——阻尼孔长度(cm)，可在式(2-50)范围内调整，计算 d_0 时先设定 l_0；

$[q_{wx}]$——外泄漏量允许值(cm³/sec)；

q_{nx}——按式(2-62)求得的内泄漏量(cm³/sec)；

g——重力加速度(cm/sec²)；

$\Delta p_{23\,\min}$——按式(2-60)求得的最低调定压力 $p_{2\,\min}$ 时阻尼孔造成的压力降(kgf/cm²)。

6) 最低调定压力 $p_{2\,\min}$ 时导阀前油腔压力 $p_{3\,\min}$ 和导阀最大开口量 $x_{2\,\max}$；最高调定压力 $p_{2\,\max}$ 时导阀前油腔压力 $p_{3\,\max}$ 和通过导阀的外泄漏量 $q_{wx\,\min}$ 以及导阀最小开口量 $x_{2\,\min}$

$$p_{3\,\min}=p_{2\,\min}-\Delta p_{23\,\min}\quad(\mathrm{kgf/cm^2})\tag{2-64}$$

$$p_{3\,\max}=p_{2\,\max}-\Delta p_{23\,\max}\quad(\mathrm{kgf/cm^2})\tag{2-65}$$

将式(2-56)中的(p_2-p_3)换成 $\Delta p_{23\,\max}$，可得 $q_{wx\,\min}$ 为

$$q_{wx\,\min}=\sqrt[3]{\frac{g^2}{14^2\gamma^2\nu}}\sqrt[3]{\frac{d_n^2}{l_0}}\,a_0\Delta p_{23\,\max}^{\frac{2}{3}}\quad(\mathrm{cm^3/sec})\tag{2-66}$$

由式 (2-4)′ 可得

$$x_2=\frac{Q_2}{C_2\pi d_2\sin\alpha_2\sqrt{\frac{2}{\rho}p_3}}$$

将上式中的 Q_2 换成$[q_{wx}]$，p_3 用式(2-64)$p_{3\,\min}$ 代入，可得 $x_{2\,\max}$；将上式中的 Q_2 用式 (2-66) $q_{wx\,\min}$ 代入，p_3 用式

(2-65)$p_{3\max}$代入，可得$x_{2\min}$。即

$$x_{2\max}=\frac{[q_{wx}]}{C_2\pi d_2\sin\alpha_2\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{2\min}-\Delta p_{23\min})}}\quad(\text{cm})\qquad(2\text{-}67)$$

$$x_{2\min}=\frac{q_{wx\min}}{C_2\pi d_2\sin\alpha_2\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{2\max}-\Delta p_{23\max})}}\quad(\text{cm})\qquad(2\text{-}68)$$

式(2-64)～式(2-68)中

$\Delta p_{23\min}$——按式(2-60)求得的最低调定压力$p_{2\min}$时阻尼孔造成的压力降(kgf/cm²)；

$\Delta p_{23\max}$——按式(2-61)求得的最高调定压力$p_{2\max}$时阻尼孔造成的压力降(kgf/cm²)；

a_0——阻尼孔截面积(cm²)；

C_2——导阀阀口流量系数，可取

$C_2=0.77$；

d_2——图2-29中锥阀座直径(cm)；

α_2——图2-29中锥阀锥角的半角(°)；

ρ——油液密度(kgf·sec²/cm⁴)；

其他符号含义同式(2-63)。

7) 进口压力变化Δp_g所引起的出口压力变化量$\Delta p_2'$；流量变化ΔQ_g所引起的出口压力变化量$\Delta p_2''$

应计算出口压力为最低调定压力$p_{2\min}$时的$\Delta p_2'$和$\Delta p_2''$以及出口压力为最高调定压力$p_{2\max}$时的$\Delta p_2'$和$\Delta p_2''$。$p_{2\min}$和$p_{2\max}$的调定条件是：进口压力p_1为公称压力p_g；通过减压阀的流量为公称流量Q_g。

将式(2-54)～式(2-56)及式(2-4)′和式(2-5)′线性化。式(2-54)线性化后为

$$\Delta Q_g=\lambda_1(\Delta p_g-\Delta p_2)-\lambda_2\Delta x_1\qquad(2\text{-}69)$$

式中 $$\lambda_1 = C_1\pi D(\delta_{1\max} - x_1)\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{1}{2\sqrt{p_g - p_2}}$$

$$\lambda_2 = C_1\pi D\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_g - p_2)}$$

式(2-55)线性化后为

$$\Delta p_2 + \lambda_3\Delta p_g - \lambda_4\Delta p_3 = \lambda_5\Delta x_1 \tag{2-70}$$

式中 $$\lambda_3 = \frac{2C_1\pi D(\delta_{1\max} - x_1)\cos\alpha_1}{A - 2C_1\pi D(\delta_{1\max} - x_1)\cos\alpha_1}$$

$$\lambda_4 = \frac{A}{A - 2C_1\pi D(\delta_{1\max} - x_1)\cos\alpha_1}$$

$$\lambda_5 = \frac{K_{f1} + 2C_1\pi D\cos\alpha_1(p_g - p_2)}{A - 2C_1\pi D(\delta_{1\max} - x_1)\cos\alpha_1}$$

式(2-66)线性化后为

$$\Delta Q_2 = \lambda_6(\Delta p_2 - \Delta p_3) \tag{2-71}$$

式中 $$\lambda_6 = \frac{2}{3}\sqrt[3]{\frac{g^2}{14^2\gamma^2\nu}}\sqrt[3]{\frac{d_0^2}{l_0}}\frac{a_0}{\sqrt[3]{p_2 - p_3}}$$

式(2-4)′线性化后为

$$\Delta Q_2 = \lambda_7\Delta x_2 + \lambda_8\Delta p_3 \tag{2-72}$$

式中 $$\lambda_7 = C_2\pi d_2\sin\alpha_2\sqrt{\frac{2}{\rho}p_3}$$

$$\lambda_8 = C_2\pi d_2\sin\alpha_2\sqrt{\frac{2}{\rho}}\frac{x_2}{2\sqrt{p_3}}$$

式(2-5)′线性化后为

$$\Delta p_3 = \lambda_9\Delta x_2 \tag{2-73}$$

式中 $$\lambda_9 = \frac{K_{f2} + C_2\pi d_2\sin 2\alpha_2 p_3}{a_2 - C_2\pi d_2\sin 2\alpha_2 x_2}$$

上述 $\lambda_1 \sim \lambda_9$ 中：当出口压力为最低调定压力 $p_{3\min}$ 时可取：

$$p_2 = p_{2\min}$$

$$p_3 = p_{3\min}$$

$$x_1 = x_{1\max}$$

$$x_2 = x_{2\max}$$

当出口压力为最高调定压力 $p_{2\max}$ 时可取：

$$p_2 = p_{2\max}$$

$$p_3 = p_{3\max}$$

$$x_1 = x_{1\min}$$

$$x_2 = x_{2\min}$$

联解式(2-69)～式(2-73)得

$$\Delta p_2 = \frac{(\lambda_2\lambda_3 - \lambda_1\lambda_5)[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}{\lambda_2\lambda_4\lambda_6\lambda_9 - (\lambda_2 + \lambda_1\lambda_5)[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}\Delta p_g + \frac{\lambda_5[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}{\lambda_2\lambda_4\lambda_6\lambda_9 - (\lambda_2 + \lambda_1\lambda_5)[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}\Delta Q_g \tag{2-74}$$

将进口压力变化 Δp_g 和流量变化 ΔQ_g 对出口压力的影响分开来考虑：当流量不变，即 $\Delta Q_g = 0$ 时，由式(2-74)可得进口压力变化 Δp_g 所引起的出口压力变化量 $\Delta p_2'$ 为

$$\Delta p_2' = \frac{(\lambda_2\lambda_3 - \lambda_1\lambda_5)[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}{\lambda_2\lambda_4\lambda_6\lambda_9 - (\lambda_2 + \lambda_1\lambda_5)[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}\Delta p_g \quad (\mathrm{kgf/cm^2}) \tag{2-75}$$

当进口压力不变，即 $\Delta p_g = 0$ 时，由式(2-74)可得流量变化 ΔQ_g 所引起的出口压力变化量 $\Delta p_2''$ 为

$$\Delta p_2'' = \frac{\lambda_5[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}{\lambda_2\lambda_4\lambda_6\lambda_9 - (\lambda_2 + \lambda_1\lambda_5)[\lambda_7 + \lambda_9(\lambda_6 + \lambda_8)]}\Delta Q_g \quad (\mathrm{kgf/cm^2}) \tag{2-76}$$

由式(2-75)和式(2-76)可求得 $p_{2\min}$ 时的 $\Delta p_2'$ 和 $\Delta p_2''$ 以及 $p_{2\max}$ 时的 $\Delta p_2'$ 和 $\Delta p_2''$。

式中 Δp_g——比最低调定压力 $p_{2\min}$ 或最高调定压力 $p_{2\max}$ 高 10 kgf/cm² 到公称压力 p_g 范围内的进口压力变化量(kgf/cm²)；

ΔQ_g——从零到公称流量 Q_g 范围内通过减压阀的流量变化量(cm³/sec)；

$\lambda_1 \sim \lambda_9$ 式中，各符号的含义和单位同式(2-57)～式(2-68)中有关的符号。

第五节 设计计算示例

设计溢流阀，设计要求如下：

公称压力 $p_g = 320$(kgf/cm²)；

公称流量 $Q_g = 200$(l/min)；

调压范围 $p_1 = 160 \sim 320$(kgf/cm²)；

启闭特性 (调成最高调定压力时)

开启压力 $[p_{1Q}] = 300$(kgf/cm²)

闭合压力 $[p'_{1Q}] = 288$(kgf/cm²)

溢流量 $[Q] = 1.56$ l/min(26 cm³/sec)< 2 l/min (33.34 cm³/sec)；

卸荷压力 $[p_{1X}] \leqslant 4$(kgf/cm²)；

内泄漏量 $[q_{nx}] \leqslant 150$(cm³/min)。

一、几何尺寸的确定(参见图 2-16)

1. 进、出油口直径 d

根据公式(2-9)

$$d \geqslant 0.463\sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} = 0.463\sqrt{\frac{200}{6}} = 2.69 \quad (\text{cm})$$

取 $d = 2.8$(cm)

2. 主阀座孔径 D_1

根据公式(2-10)

$$D_1 = d_1 - (0.03 \sim 0.4) = 2.8 - 0.1 = 2.7 \quad (\text{cm})$$

取 $D_1 = 2.7(\text{cm})$

3. 主阀芯直径 D_2

根据公式(2-11)

$$D_2 = D_1\sqrt{\frac{A_2}{A_1}} \quad (\text{cm})$$

取 $\frac{A_2}{A_1} = \frac{1}{0.96}$，代入上式得

$$D_2 = 2.7\sqrt{\frac{1}{0.96}} = 2.81 \quad (\text{cm})$$

取 $D_2 = 2.8(\text{cm})$

4. 主阀芯与阀套的配合长度 L

根据公式(2-12)

$$L = (0.6 \sim 1.5)D_2 = 0.75 \times 2.8 = 2.1 \quad (\text{cm})$$

取 $L = 2(\text{cm})$

5. 阻尼孔直径 d_0 及长度 l_0

根据公式(2-13)

取 $d_0 = 0.08(\text{cm})$

根据公式(2-14)

$$l_0 = (7 \sim 19)d_0 = 7.5 \times 0.08 = 0.6 \quad (\text{cm})$$

取 $l_0 = 0.6(\text{cm})$

6. 主阀芯阀口处锥角半角 α_1

取 $\alpha_1 = 15°$

7. 主阀芯与阀盖的间距 S

根据公式(2-15)

$$S \geqslant 4.47\times10^{-3}\frac{Q_g}{D_1\sin\alpha_1\sqrt{[p_{1x}]}}$$

$$=4.47\times10^{-3}\frac{200}{2.7\times0.2588\sqrt{4}}$$

$$=0.639 \quad (\text{cm})$$

取 $S=0.64(\text{cm})$

8. 导阀芯锥角半角 α_2

取 $\alpha_2=20°$

9. 导阀座孔径 d_2 和 d_3

根据公式(2-16)

取 $d_2=0.4(\text{cm})$

$d_3=0.16(\text{cm})$

二、静态特性计算

1. 在最高调定压力 $p_{1\max}$ 下主阀芯的额定开口量 X_{10}

根据公式(2-17)

$$X_{10}=\frac{16.67Q_g}{C_1\pi D_1\sin\alpha_1\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\sqrt{p_{1\max}}} \quad (\text{cm})$$

取 $C_1=0.80$，$\gamma=0.903\times10^{-3}(\text{kgf/cm}^3)$（上稠 30-1 号液压油在油温为 50℃，油液压力为 320 kgf/cm² 时的值）。代入上式得

$$X_{10}=\frac{16.67\times200}{0.80\times\pi\times2.7\times0.2588\sqrt{\frac{2\times980}{0.903\times10^{-3}}}\sqrt{320}}$$

$$=0.0723 \quad (\text{cm})$$

2. 卸荷时主阀芯的开口量 X_{1x}

根据公式(2-18)

$$X_{1x}=\frac{16.67Q_g}{C_1\pi D_1\sin\alpha_1\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\sqrt{[p_{1x}]}}\quad(\text{cm})$$

取 $\gamma=0.885\times10^{-3}(\text{kgf/cm}^3)$（上稠30-1号液压油在油温为50℃，油液压力为0～10 kgf/cm² 时的值）。代入上式得

$$X_{1x}=\frac{16.67\times200}{0.8\times\pi\times2.7\times0.2588\sqrt{\frac{2\times980}{0.885\times10^{-3}}}\times\sqrt{4}}$$

$$=0.639\quad(\text{cm})$$

3．系统压力为开启压力 $[p_{1q}]$ 时导阀前油腔的压力 p_{2q}

根据公式(2-19)

$$p_{2q}=[p_{1q}]-\frac{14\gamma\sqrt{\nu}}{g}[Q]\sqrt{[Q]}\frac{\sqrt{l_0}}{d_0a_0\sqrt{a_0}}\quad(\text{kgf/cm}^2)$$

取 $\gamma=0.8995\times10^{-3}(\text{kgf/cm}^3)$，$\nu=0.235(\text{cm}^2/\text{sec})$（上稠30-1号液压油在油温为50℃，油液压力为200～320 kgf/cm² 时的值），$a_0=\frac{\pi}{4}d_0^2=\frac{\pi}{4}\times0.08^2=0.005(\text{cm}^2)$。代入上式得

$$p_{2q}=300-\frac{14\times0.8995\times10^{-3}\sqrt{0.235}}{980}\times26\sqrt{26}$$

$$\times\frac{\sqrt{0.6}}{0.08\times0.005\times\sqrt{0.005}}=277.5\quad(\text{kgf/cm}^2)$$

4．液压卡紧阻力 F_K

根据公式(2-20)

$$F_K=0.27\,f\lambda_K LD_2p_{2q}\quad(\text{kgf})$$

取 $f=0.08$，$\lambda_K=0.027$。代入上式得

$$F_K=0.27\times0.08\times0.027\times2\times2.8\times277.54$$

$$=0.906\quad(\text{kgf})$$

5．主阀弹簧刚度 K_{t1} 与预压缩量 X_{t1}

根据公式(2-21)

$$K_{t1}X_{t1}=A_1[p_{1Q}]-A_2p_{2Q}-G-F_K \quad (\text{kgf})$$

取 $G=0.2(\text{kgf})$，$A_1=\frac{\pi}{4}D_1^2=\frac{\pi}{4}\times 2.7^2=5.72(\text{cm}^2)$，$A_2=\frac{\pi}{4}D_2^2=\frac{\pi}{4}\times 2.8^2=6.154(\text{cm}^2)$。代入上式得

$$K_{t1}X_{t1}=5.72\times 300-6.154\times 277.5-0.2-0.906$$
$$=7 \quad (\text{kgf})$$

由式(2-22)求得

$$X_{t1}=(1\sim 5)X_{1K}=1.5\times 0.639=0.9585 \quad (\text{cm})$$

代入 $K_{t1}X_{t1}$ 乘积式中得

$$K_{t1}=7/0.9585=7.3 \quad (\text{kgf/cm})$$

取 $K_{t1}=7(\text{kgf/cm})$

$X_{t1}=1(\text{cm})$

6．系统压力为开启压力$[p_{1Q}]$时导阀的开口量 X_{2Q}

根据公式(2-23)

$$X_{2Q}=\frac{[Q]}{C_2\pi d_2\sin\alpha_2\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\sqrt{p_{2Q}}} \quad (\text{cm})$$

取 $C_2=0.77$，代入上式得

$$X_{2Q}=\frac{26}{0.77\times\pi\times 0.4\times\sin 20^\circ\times\sqrt{\frac{2\times 980}{0.8995\times 10^{-3}}}\sqrt{277.5}}$$
$$=0.0032 \quad (\text{cm})$$

7．调压弹簧刚度 K_{t2} 与预压缩量 X_{t1}

根据公式(2-24)和(2-25)

$$K_{t2}=\frac{a_2-C_2\pi d_2\sin\alpha_2X_{2Q}}{X_{t2}+X_{2Q}}p_{2Q} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$\frac{X_{2Q}}{X_{t2}} \leqslant 0.01$$

取 $$a_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 = \frac{\pi}{4} \times 0.4^2 = 0.1256 \quad (\text{cm}^2)$$

$$X_{t_2} = \frac{X_{2Q}}{0.01} = \frac{0.0032}{0.01} = 0.32 \quad (\text{cm})$$

代入公式(2-24)得

$$K_{t2} = \frac{0.1256 - 0.77 \times \pi \times 0.4 \times \sin 20^\circ \times 0.0032}{0.32 + 0.0032} \times 277.5 = 107 \quad (\text{kgf/cm})$$

取 $$K_{t2} = 107 \quad (\text{kgf/cm})$$

$$X_{t2} = 0.32 \quad (\text{cm})$$

根据 $\frac{K_{t2} X_{t2}}{a_2 p_{1\max}} \geqslant 0.85 \sim 0.90$ 的要求，校核由公式 (2-24) 和(2-25)求得的 $K_{t2} X_{t2}$ 乘积，$\frac{107 \times 0.32}{0.1256 \times 320} = 0.852 > 0.85$

8. 调成最高调定压力时的闭合压力 p'_{1Q}

根据公式(2-26)

$$p'_{1Q} = (0.95 \sim 0.98)[p_{1Q}] = 0.965 \times 300 = 289.5(\text{kgf/cm}^2) > 288(\text{kgf/cm}^2)$$

9. 最低调定压力 $p_{1\min}$

根据公式(2-31)

$$p_{1\min} = \frac{K_{t1}(X_{t1} + X_{1X}) + G}{A_1 - C_1 \pi D_1 \sin 2\alpha_1 X_{1X}} = \frac{7(1 + 0.639) + 0.2}{5.72 - 0.8 \times \pi \times 2.7 \times \sin 2 \times 15^\circ \times 0.639} = 3.5 \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

实际值略大于计算值，因为计算是假定 $p_2 = 0$，实际上由于流道损失 p_2 总是大于零的。

10. 最小溢流量 $Q_{1\min}$

根据公式(2-32)

$$Q_{1\min}=3\times10^{-4}\times C_1\pi D_1\sin\alpha_1\sqrt{\frac{2g}{\gamma}}\sqrt{p_1}\quad(1/\min)$$

取 $p_1=160\sim320(\mathrm{kgf/cm^2})$，代入上式得

$$Q_{1\min}=3\times10^{-4}\times0.8\times\pi\times2.7\times\sin15^\circ\sqrt{\frac{2\times980}{0.8995\times10^{-3}}}\times\sqrt{160}=9.81\quad(1/\min)$$

$$Q_{1\min}=3\times10^{-4}\times0.8\times\pi\times2.7\times\sin15^\circ\sqrt{\frac{2\times980}{0.8995\times10^{-3}}}\times\sqrt{320}=13.9\quad(1/\min)$$

11. 内泄漏量 q_{nx}

根据公式(2-33)

$$q_{nx}=0.654\frac{D_1\Delta r^3p_g}{\mu(L-2b)}\quad(\mathrm{cm^3/sec})$$

取 $\Delta r=0.00115(\mathrm{cm})$，$p_g=320(\mathrm{kgf/cm^2})$，$Z=7$，$b=0.05(\mathrm{cm})$，$\mu=0.2265\times10^{-6}(\mathrm{kgf\cdot sec/cm^2})$（上稠 30-1 号液压油在油温 50℃，油液压力为 320 kgf/cm² 时的值），代入上式得

$$q_{nx}=0.654\frac{2.8\times0.00115^3\times320}{0.2265\times10^{-6}\times(20-7\times0.05)}$$

$$=2.385(\mathrm{cm^3/sec})=143\,\mathrm{cm^3/min}<[q_{nx}]$$

第三章　流量控制阀

流量控制阀是控制液压系统中流量大小的各类阀的总称，它包括节流阀、单向节流阀、行程节流阀、单向行程节流阀、调速阀和单向调速阀等。现分别介绍节流阀、行程节流阀和调速阀的设计计算方法。

第一节　节　流　阀

一、工作原理

图 3-1 是我国公称压力为 320 kgf/cm² 的节流阀结构

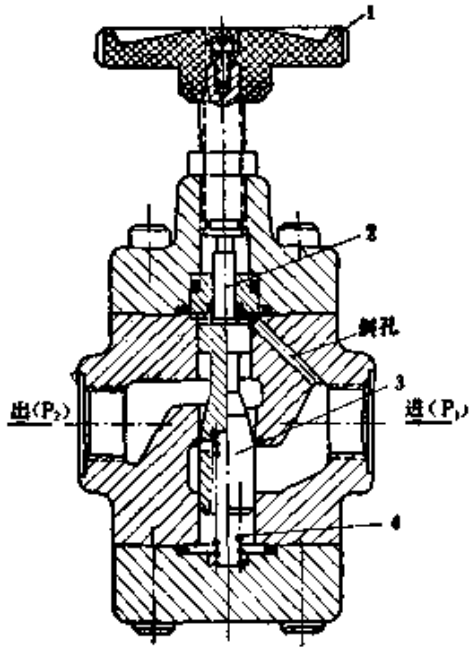


图　3-1

1—手轮　2—顶杆　3—节流阀芯　4—弹簧

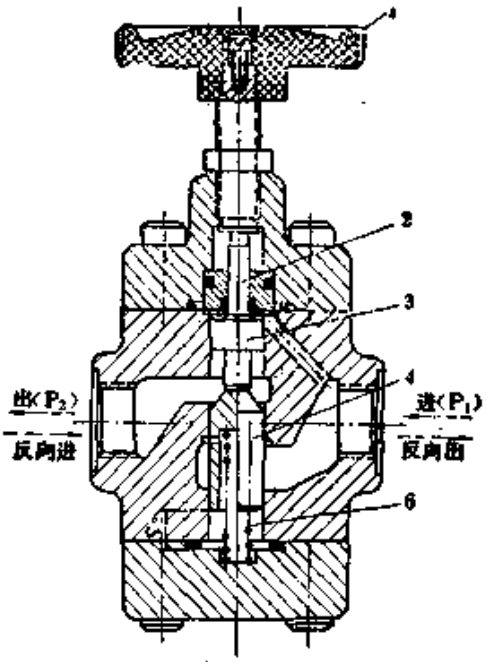


图　3-2

1—手轮　2—顶杆　3—上阀芯　4—下阀芯　5—弹簧

图。当调节手轮 1，通过顶杆 2 可以推动节流阀芯 3 向下移动，节流阀芯 3 向下移动后的复位是靠弹簧 4 的弹簧力来实现的，节流阀芯 3 的上下移动改变着节流口开口量的大小，从而改变了通过节流阀的流量大小。

图 3-2 是我国公称压力为 320 kgf/cm² 的单向节流阀结构图，它与图 3-1 的差别仅在于把节流阀芯分成上阀芯 3 和下阀芯 4 两部分。图 3-2 单向节流阀在油液正向流动时的节流过程是与图 3-1 节流阀一样的，只是当油液反向流动时，下阀芯 4 起着单向阀芯的作用，它可以实现油液反向自由通过。

二、节流口流动特性分析

节流口的流动特性包括油液的压力-流量特性、流量的稳定性、节流口的阻塞性能和最小调节流量等。现分别讨论这些特性，以作为节流口形状的设计依据。

(一)节流口的压力-流量特性

根据第一章第一节的分析，流体流过节流口的流量公式为

$$Q=CA\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)}=CA\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p} \qquad (1\text{-}15)$$

式中 Q 是流量，C 是流量系数，A 是过流面积，ρ 是油液的密度，Δp 是节流口两边的压差。在式(1-15)中，如果把 C 和 ρ 视为常数，则在每一给定的压差 Δp_1、Δp_2、Δp_3… 下，Q 随 A 的变化曲线如图 3-3 所示，图中 $\Delta p_1<\Delta p_2<\Delta p_3$。图 3-3 表明：当 Δp 一定时，改变 A 可以改变 Q 的大小；当 A 一定时，改变 Δp 也可以改变 Q 的大小。对于节流阀，常需要描绘出在给定的不同开口量时（即不同 A 时）的压力-流量特性曲线。当给定一个 A 值后，可根据式 (1-15) 描出 Δp-Q 的关系曲线，如图 3-4 所示，图中 $A_1<A_2<A_3$。显然，当 A 不变

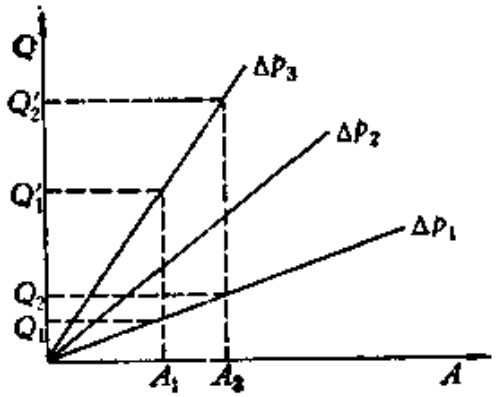


图 3-3

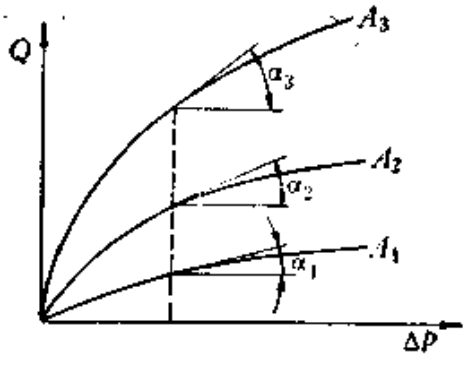


图 3-4

时，Δp 的变化将引起 Q 的变化。因此，在液压系统中，用节流阀调定执行元件速度，只是在一种特定负载下是理想的，当负载变化时，速度将随负载变化，不能保持恒定，这叫负载刚度小。所以，节流阀只适用于负载变化较小或流量变化对执行元件影响不大的液压系统中。

(二)节流阀的刚度

为了评价节流阀在 A 不变时，当外界负载变化（即 Δp 变化）能维持 Q 稳定的能力，我们引入节流阀刚度的概念。节流阀刚度定义为节流口两边压差的变化与通过流量变化的比值（参见图 3-5），即

$$\frac{d\Delta p}{dQ}=\operatorname{ctg}\alpha \qquad (3\text{-}1)$$

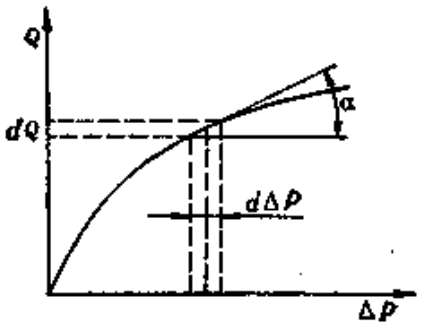


图 3-5

式(1-15)是在节流口的流动状态为紊流时推得的，可以写出流量的通用表达式为

$$Q=CA\Delta p^{n} \qquad (3\text{-}2)$$

式中 n 是与流体流动状态有关的系数：当层流时，$n=1$；当紊流时，$n=\frac{1}{2}$；当层流与紊流之间的过渡区时，$\frac{1}{2}<n<1$。

将式(3-2)代入式(3-1)得

$$\frac{d\Delta p}{dQ}=\frac{1}{\frac{dQ}{d\Delta p}}=\frac{1}{\frac{d(CA\Delta p^n)}{d\Delta p}}=\frac{1}{CAn\Delta p^{n-1}}$$

$$=\frac{\Delta p}{CA\Delta p^n n}=\frac{1}{n}\frac{\Delta p}{Q}=\operatorname{ctg}\alpha \qquad (3\text{-}3)$$

由式(3-1)和图 3-5 可知，节流阀刚度大，则流量变化小，用于液压系统可获得良好的负载刚度。同时，由式(3-3)可知：① 节流阀刚度与节流口两边的压差成正比，压差大，则刚度大；② 在节流口两边压差一定时，节流阀刚度与流量成反比，通过节流口的流量小(即 A 小)，则刚度大(见图 3-4)；③ 系数 n 小，则节流阀刚度大。显然，节流阀刚度大是我们所希望的。为此，适当提高节流口两边的工作压力差是必要的，尽管它要加大一些压力损失。另外，获得小的系数 n，是节流口结构设计的要点，要避免采用狭长流道的节流方式，为使油液在节流口能造成紊流的流动状态，使 $n=\frac{1}{2}$，宜采用薄刃式节流口。

(三)节流口的阻塞现象和最小调节(稳定)流量

当节流阀在很小的开口量下工作时，尽管节流口两边的压差和油液的温度不变，但通过的流量会发生很大的变化，严重的情况会产生断流现象。我们把节流阀在很小的开口量下工作时，流量变化率超过了允许的范围或者产生断流的这种现象称之为节流口的阻塞现象。显然，造成阻塞现象的内因在于节流口本身，在节流口开口量很小时，为脏物的堆积和阻塞创造了条件，如果此时的节流口成为较长的缝隙状流道，那么阻塞现象是严重的，所以设计中要避免这种状况。造成阻塞现象的外因较多：其中油液脏、配用的滤油器滤油精度低是

主要的原因；此外，油液局部温升被氧化而析出杂质（如沥青质、胶质等），这些杂质附着于节流口的流道壁面，减小了节流口的过流面积，甚至被阻塞；还有，油液中产生的极化分子在节流口的堆积随着压力的变化是不稳定的，它改变着节流口过流面积的大小，从而加大了流量变化率。

节流阀的最小调节（稳定）流量是指进出口在最低工作压力差下，流量变化率不超过允许值时的流量调节范围最小值。它与节流口的阻塞现象是密切相关的，改善节流口的阻塞性，可以减小最小调节流量。首先应从节流口本身下措施，以得到较小的最小调节流量。例如，节流口在很小的开口量时应避免成为较长的缝隙状流道，并且要尽可能地减短过流断面的湿周（即加大水力直径），以减小杂质堆积和阻塞的可能性。这就是采用薄刃式节流口、轴向三角槽式节流口和轴向斜面式节流口的原因。

三、设计要求

节流阀和单向节流阀的一般设计要求是：

1）公称压力 p_g(kgf/cm²)；

2）公称流量 Q_g(l/min)；

3）工作压力范围(kgf/cm²)；

4）流量调节范围(l/min)；

5）通过公称流量时的压力损失$[\Delta p_s]$(kgf/cm²)；

6）单向节流阀反向通过公称流量时的压力损失$[\Delta p'_s]$(kgf/cm²)；

7）在公称压力下的内泄漏量允许值$[q_{sv}]$(cm³/sec)；

8）手轮调节力矩$[M_s]$(kgf-cm)。

四、结构设计

(一)结构型式

图 3-1 和图 3-6～图 3-10 是各种不同型式的节流阀结构图。其中图 3-6～图 3-8 因为压力油作用在阀芯上的轴向力没有采取平衡措施，所以在高压下工作时，调节力很大，这种在高压下调节困难的节流阀常被称为不可调式节流阀。图 3-1 和图 3-10 用加工通道把阀芯的上下端沟通，从而使压力油作用在阀芯上的轴向力得以平衡，它只是在上下端为高压的情况下，很细的顶杆在高压油作用下，才形成不大的调节阻力。图 3-9 的阀芯上下端不承压，漏入阀芯上下端容腔的油液，从外泄口引回油箱，这样，任何情况下，调节阻力都是极小的。所以，图 3-1、图 3-9 和图 3-10 所示的节流阀在高压下工作时，调节力较小，这种在高压下容易调节的节流阀常被称为可调式节流阀。

图 3-2 和图 3-11～图 3-17 是各种不同型式的单向节流阀结构图。同节流阀所述的那样，图 3-11～图 3-15 因为压力油作用在阀芯上的轴向力没有采取平衡措施，所以称为不可调式单向节流阀，而图 3-2、图 3-16 和图 3-17 压力油作用在阀芯上的轴向力得到平衡，故称为可调式单向节流阀。

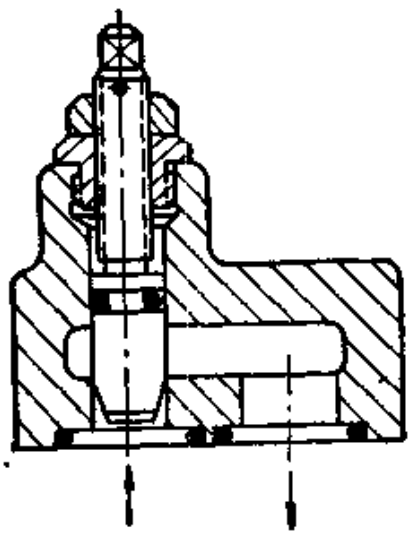


图 3-6

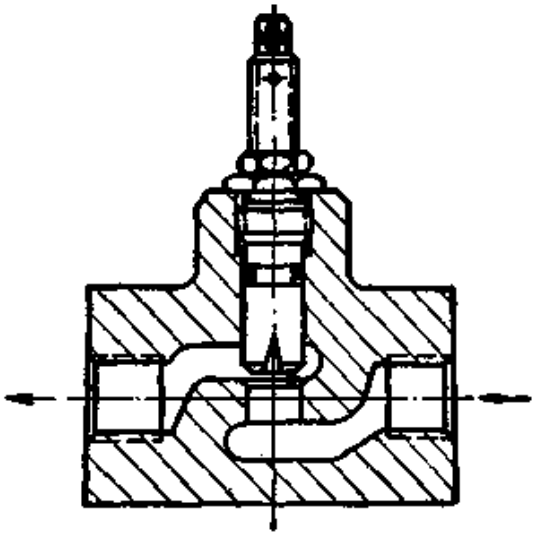


图 3-7

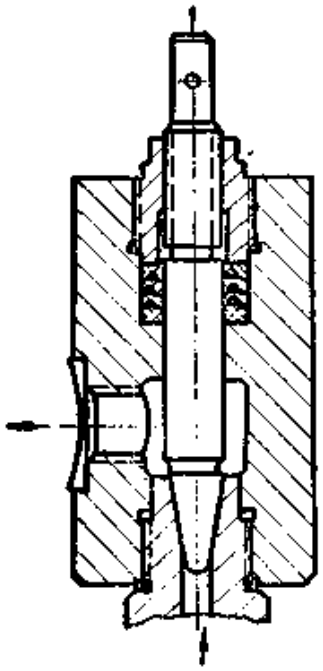


图 3-8

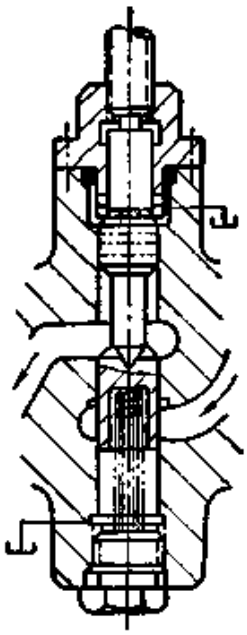


图 3-9

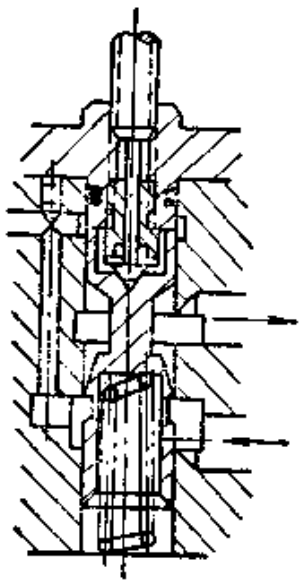


图 3-10

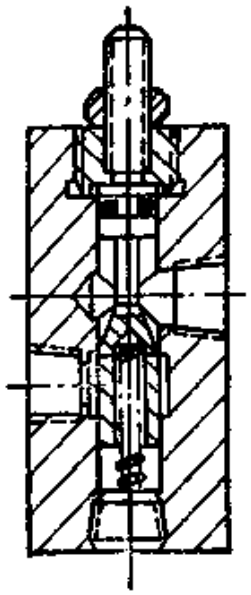


图 3-11

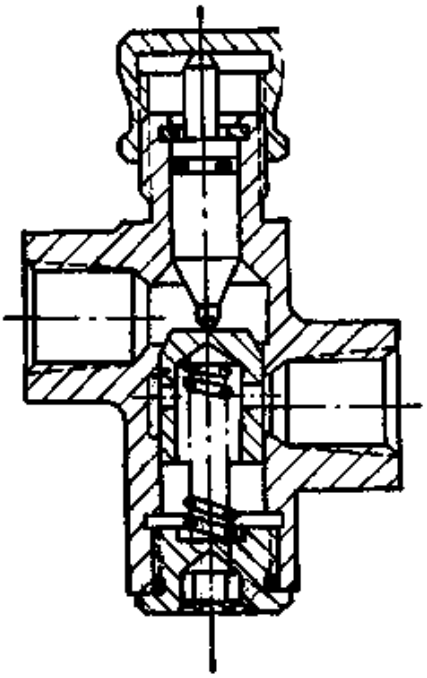


图 3-12

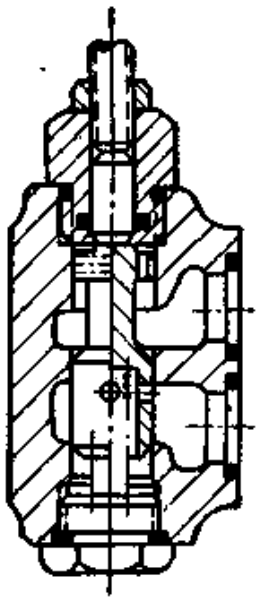


图 3-13

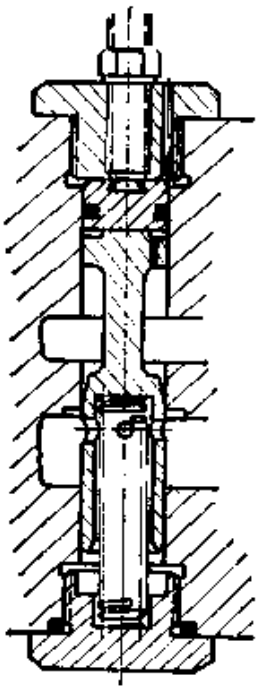


图 3-14

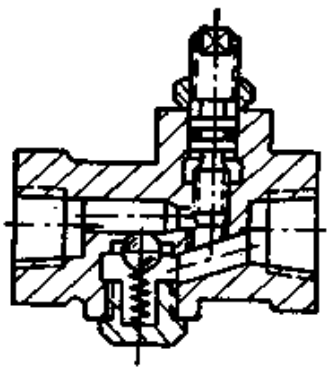


图 3-15

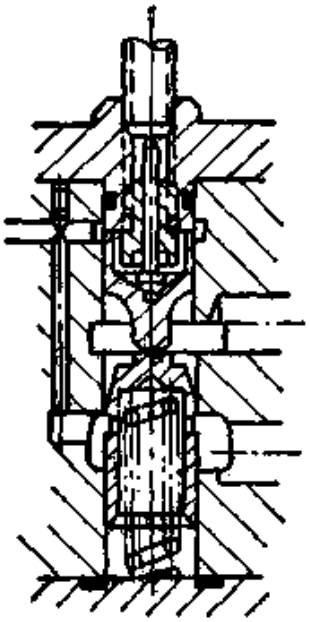


图 3-16

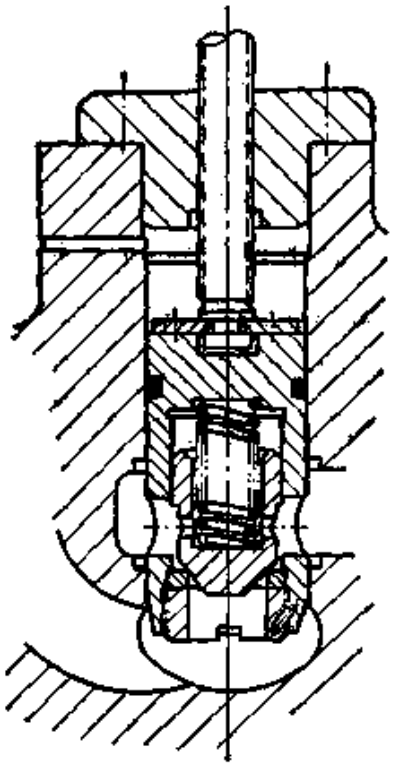


图 3-17

比较上述节流阀和单向节流阀的结构型式，可以归纳出以下几点：

1）为了减小节流阀和单向节流阀在高压下工作时的调节力，应采用可调式结构；

2）除图 3-15 和图 3-17 以外，其他单向节流阀不是节流阀和单向阀的组合，而是同一个阀芯既作为节流阀芯，又作为单向阀芯，这使得单向节流阀的结构紧凑而简单；

3）图 3-2 和图 3-16 的单向节流阀分别是在图 3-1 和图 3-10 的节流阀的基础上，将阀芯分成上下两部分而构成的，这样的结构设计通用性好；

4）图 3-1 和图 3-2 与图 3-10 和图 3-16 相比，结构更简单一些。

鉴于以上四点，我国公称压力为 320 kgf/cm² 的节流阀和单向节流阀，采用如图 3-1 和图 3-2 所示的结构。

(二) 节流口形式

根据前面节流口流体流动特性的分析，采用薄刃式节流口，对阀的刚度和得到较小的最小调节流量都有显著效果。但是，我们应当看到，节流阀和单向节流阀是没有压力补偿装置的，因此，在节流口开口量不变的条件下，进出口压差 Δp 的变化将引起流量 Q 的变化，这时即使采用薄刃式节流口，刚度仍然被认为难以满足液压系统的一般负载刚度要求。正因为这样，在一般情况下，对节流阀和单向节流阀不提出刚度指标（即认为它们无刚度）。薄刃式节流口的结构较复杂，它常用于有压力补偿装置的调速阀中。对于节流阀和单向节流阀的节流口，主要应考虑结构简单，并尽量能得到较小的最小调节流量。

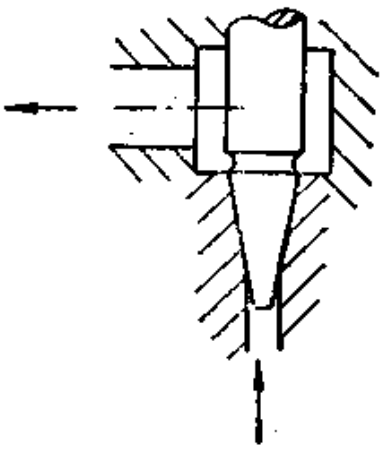


图 3-18

下面分析节流阀和单向节流阀中常采用的几种节流口形式。

1) 锥形节流口

图 3-18 是锥形节流口。这种节流口在调节时流量变化比较平滑，但节流流道长，在小开口量时形成了较长的缝隙状流道，杂质容易将节流口阻塞，从而不能得到较小的最小调节流量。

2) 偏心式节流口

图 3-19 和图 3-20 均为偏心式节流口。这种节流口使阀芯受到一个不平衡的径向力，阀芯运动有一定的卡紧阻力，所

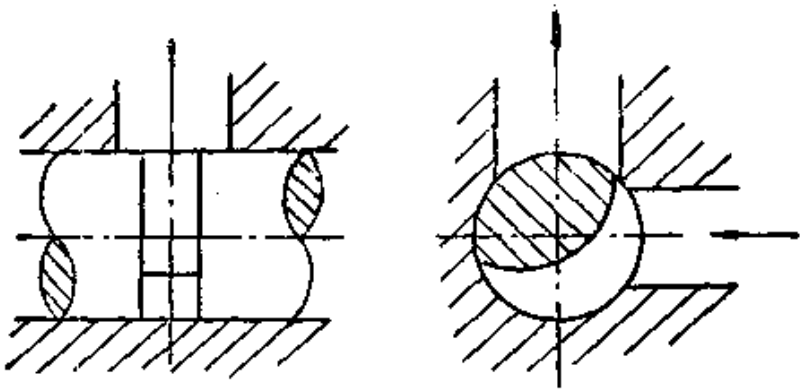


图 3-19

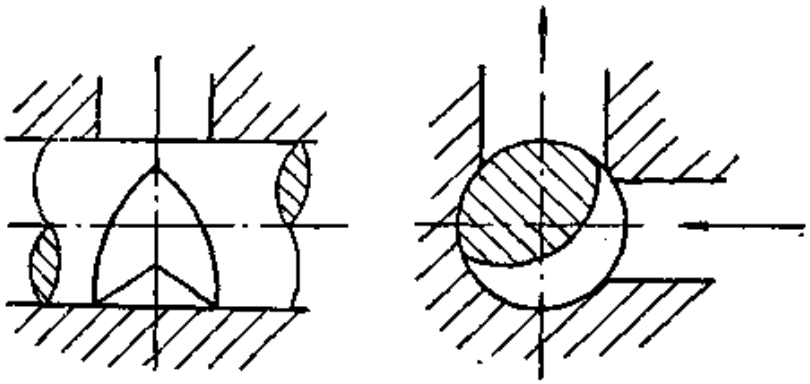


图 3-20

以高压下工作时，调节力大；同时，这种径向旋转式的节流口，阀芯旋转角度不大，故不易实现微量调节。

3) 轴向三角槽式节流口

图 3-21 是轴向三角槽式节流口。这种节流口在小开口量时主要靠三角槽过流，由于此时过流断面的湿周短（即水力直径较大），杂质不易将节流口阻塞，从而能得到较小的最小调节流量；同时，这种轴向移动式节流口，容易实现微量调节。

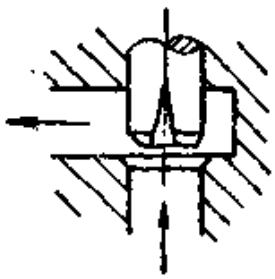


图 3-21

4) 轴向斜面式节流口

图 3-22 是轴向斜面式节流口，它在

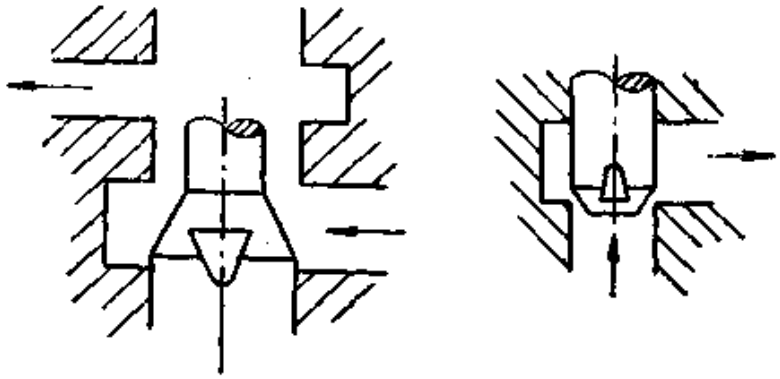


图 3-22

阀芯的锥形面上加铣了两个对称的斜面。当节流口在较大的开口量下调节时，阀芯的锥形面起主要节流作用，流量变化比较平滑；当节流口在小开口量时，两斜面起节流作用，同轴向三角槽式节流口的道理一样，它能得到较小的最小调节流量。因为轴向斜面式节流口节流效果较好，同时加工也比较方便，所以图 3-1 和图 3-2 所示的我国公称压力为 320 kgf/cm² 的节流阀和单向节流阀，采用这种形式的节流口。

五、计算方法

节流阀的计算包括几何尺寸的确定、受力计算、性能计算和强度计算，计算是围绕设计要求而进行的。几何尺寸确定时除应满足有关设计要求外，要尽量在保证强度的条件下，减小阀的外形尺寸；受力计算是要确定合适的弹簧力；性能计算是对设计要求中提出的性能指标进行验算，以保证设计要求；强度计算部分从略。

(一)几何尺寸的确定

1．进、出油口直径 d(参见图 3-23)

根据第二章进、出油口直径 d 的计算公式

$$d \geqslant 0.463\sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} \quad (\text{cm}) \qquad (2\text{-}9)$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

V_g——进、出油口直径 d 处油液流速，一般可取 $V_g=6$(m/sec)。

2. 阀芯台肩大直径 D 和小直径 d_1（参见图 3-23）

根据第二章滑阀台肩大直径 D 和小直径 d_1 的计算公式

$$D\geqslant 0.22\sqrt{Q_g}\quad(\text{cm}) \tag{2-48}$$

$$d_1\geqslant\frac{1}{2}D\quad(\text{cm}) \tag{2-47}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)。

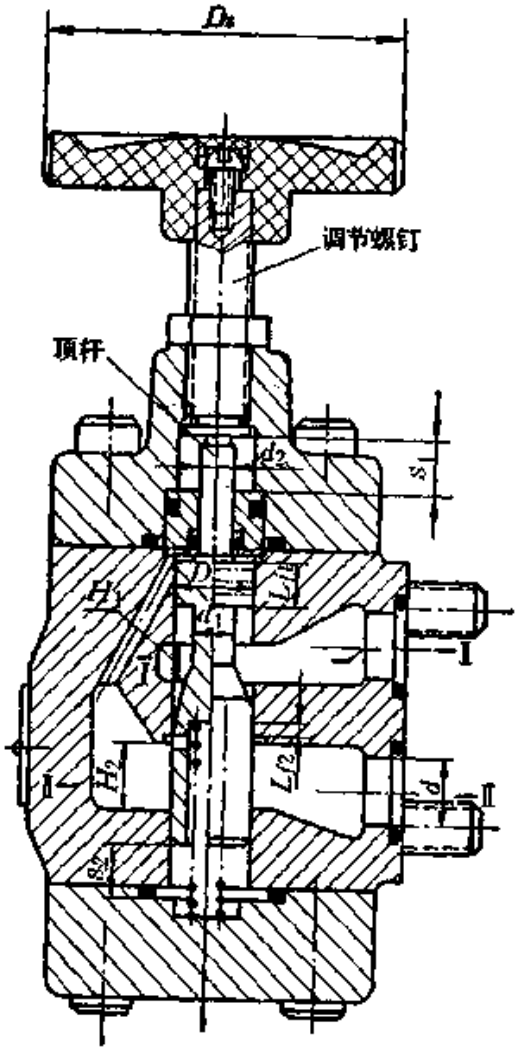


图 3-23

3. 阀芯节流口处锥面的锥角半角 α 和斜面角 θ（参见图 3-26）

根据经验，一般取 $\alpha=30°$，$\theta=8°$。

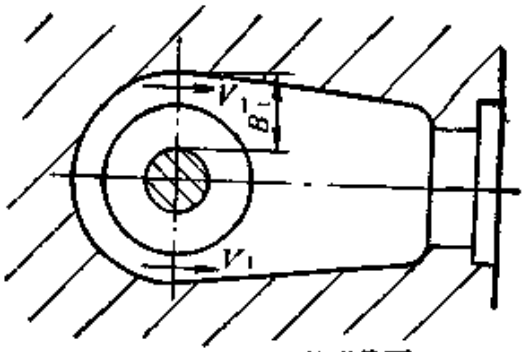
4. 节流口最大开口量 δ_{max}（参见图 3-26）

$$\delta_{max}=\delta_{1\,max}+\delta_2\quad(\text{cm}) \tag{3-4}$$

式中 $\delta_{1\,max}$——节流口锥面处的最大开口量(cm)；

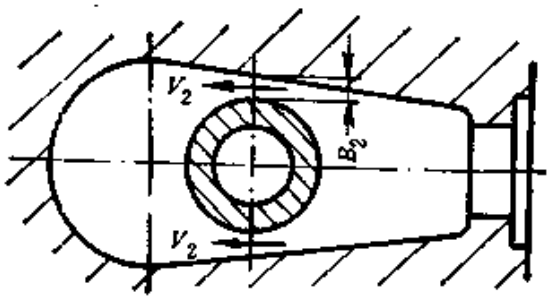
δ_2——图 3-26 所示斜面部分轴向长度(cm)。

根据第二章锥阀阀口最大开口量计算公式可得



Ⅰ－Ⅰ 流道截面

图 3-24



Ⅱ－Ⅱ流道截面

图 3-25

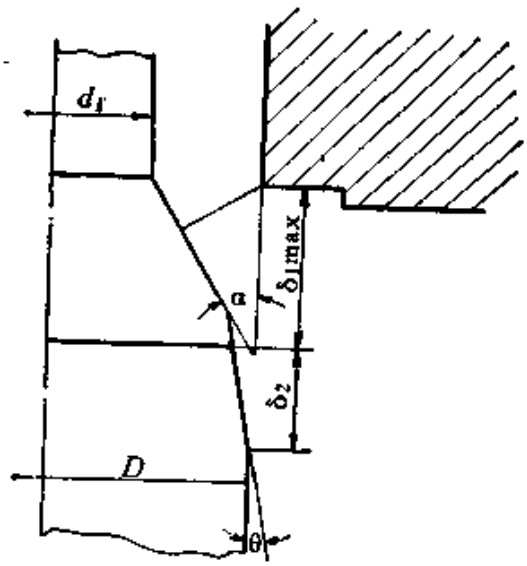


图 3-26

关

$$\delta_{1\,max} \geqslant \frac{16.67Q_g}{C\pi D\sin\alpha\sqrt{\frac{2g}{\gamma}[\Delta p_s]_s}} \quad (\text{cm}) \qquad (3\text{-}5)$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

C——阀口流量系数，可按锥阀口取

$C=0.77$；

D——阀芯台肩大直径(cm)；

α——阀芯节流口处锥面的锥角半角(°)；

g——重力加速度(cm/sec²)；

γ——油液重度(kgf/cm³)；

$[\Delta p_s]_s$——节流口在最大开口量并通过公称流量时，节流口的压力损失设定值，可取 $[\Delta p_s]_s=[\Delta p_s]-(1\sim2)$ (kgf/cm²)，$[\Delta p_s]$是压力损失允许值。

5．阀芯上端有效封油长度 l_{f1} 和封油长度 L_{f1}（参见图3-23）

按结构布置确定封油长度 L_{f1}，并确定其内的均压槽数 Z 和均压槽宽度 b，然后算出此处的内泄漏量 q_{nx1}，作为确定阀芯下端封油长度 L_{f2} 的依据。

根据第二章内泄漏量计算公式可得

$$q_{nx1}=0.654\,\frac{D\Delta r^3 p_g}{\mu l_{f1}} \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \qquad (3\text{-}6)$$

式中 $l_{f1}=L_{f1}-Zb$(cm)；

D——阀芯台肩大直径(cm)；

Δr——阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm²)；

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²)。

6．阀芯下端封油长度 L_{f2}（参见图3-23）

一般情况下，阀芯下端封油长度 L_{f2} 处不开均压槽。根据第二章滑阀有效封油长度计算公式可得

$$L_{f2}\geqslant 0.654\frac{D\Delta r^3 p_g}{\mu([q_{nx}]-q_{nx1})} \tag{3-7}$$

式中 $[q_{nx}]$——内泄漏量允许值，结合目前加工工艺水平，设计时常定为

$$[q_{nx}]=0.01Q_g(\text{l/min})=0.1667Q_g(\text{cm}^3/\text{sec});$$

q_{nx1}——按式 (3-6) 求得的阀芯上端封油处的内泄漏量 (cm^3/sec)；

其他符号含义及单位同式(3-6)。

7．节流阀阀芯行程 S_1（参见图 3-23）

$$S_1=\delta_{max}+L_{f2}\quad(\text{cm}) \tag{3-8}$$

式中 δ_{max}——节流口最大开口量(cm)；

L_{f2}——阀芯下端封油长度(cm)。

8．单向节流阀下阀芯行程 S_2(参见图 3-2)

设计时可取

$$S_2=S_1+(0.1\sim 0.2)\quad(\text{cm}) \tag{3-9}$$

式中 S_1——节流阀阀芯行程(cm)。

9．单向节流阀反向通过公称流量时下阀芯开口量 δ

$$\delta=\frac{16.67Q_n}{C\pi D\sin\alpha\sqrt{\frac{2g}{\gamma}[\Delta p_s']}}\quad(\text{cm}) \tag{3-10}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

C——阀口流量系数，可按锥阀口取

$C=0.77$；

D——阀芯台肩大直径(cm)；

α——阀芯节流口处锥面的锥角半角(°)；

g——重力加速度(cm/sec^2)；

γ——油液重度(kgf/cm³)；

$[\Delta p'_s]_s$——单向节流阀反向通过公称流量时，阀口的压力损失设定值，可取 $[\Delta p'_s]_s=[\Delta p'_s]-(1\sim2)$ (kgf/cm²)，$[\Delta p'_s]$ 是单向节流阀反向流动压力损失允许值。

10. 阀体槽宽 H_1 和 H_2 (参见图 3-23) 以及截面 I—I、II—II 处尺寸 B_1、B_2 (参见图 3-24 和图 3-25)

先按结构布置确定 H_1、H_2、B_1、B_2，然后在节流阀通过公称流量 Q_g 时使图 3-24 和图 3-25 中所注出的流速 V_1、V_2 小于 6(m/sec)。现设定所示 V_1、V_2 处只通过公称流量 Q_g 的一半，则

$$V_1=\frac{16.67Q_g}{100\times4B_1H_1}=0.0417\frac{Q_g}{B_1H_1}\leqslant6 \quad (\text{m/sec}) \tag{3-11}$$

$$V_2=\frac{16.67Q_g}{100\times4B_2H_2}=0.0417\frac{Q_g}{B_2H_2}\leqslant6 \quad (\text{m/sec}) \tag{3-12}$$

(二)受力计算

1. 阀芯复位时最大液压卡紧阻力 F_K

考虑节流阀用手轮调节，阀芯复位时系断续运动，故液压卡紧阻力随时都可产生。现把阀芯在原始位置时的液压卡紧阻力作为阀芯复位时的最大液压卡紧阻力。根据第一章第四节液压卡紧阻力的计算公式(1-173)可得

$$\begin{aligned}F_K&=0.27f\lambda_{K1}L_{f1}Dp_g+0.27f\lambda_{K2}L_{f2}Dp_g\\&=0.27fDp_g(\lambda_{K1}L_{f1}+\lambda_{K2}L_{f2}) \quad (\text{kgf})\end{aligned} \tag{3-13}$$

式中 f——摩擦系数，可取

$$f=0.04\sim0.08;$$

D——阀芯台肩大直径(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm²)；

λ_{K1}、λ_{K2}——封油处液压卡紧系数，其值可参见第一章第四节选取；

L_{f1}——阀芯上端封油长度(cm)；

L_{f2}——阀芯下端封油长度(cm)。

2．阀芯运动阻力 F_V

考虑用手轮调节时阀芯运动速度较低，故这种情况的阀芯运动阻力可忽略不计。这里只考虑单向节流阀反向流动时下阀芯的运动阻力。对于恒定速度和恒定温度的平均条件，单向节流阀下阀芯的运动阻力可用下面近似关系式表达

$$F_V=\frac{\pi DLV\mu}{\Delta r}\quad(\text{kgf}) \tag{3-14}$$

式中 D——阀芯台肩大直径(cm)；

L——单向节流阀下阀芯与阀体孔的接触长度(cm)；

V——下阀芯运动速度(cm/sec)，可用下阀芯动作时间为 0.01 sec 时的平均速度代替；

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²)；

Δr——下阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm)。

3．单向节流阀反向通过公称流量时的稳态液动力 F_W

对于锥面节流口，可以应用第一章第三节锥阀稳态液动力的计算公式(1-147)，此式为

$$F_W=-C\pi D\delta\Delta p\sin 2\alpha \tag{1-147}$$

结合单向节流阀反向流动时的情况，并且不考虑稳态液动力的方向性，则上式成为

$$F_W=C\pi D\delta[\Delta p'_s]_s\sin 2\alpha \tag{3-15}$$

式中 C——阀口流量系数，可按锥阀口取

$C=0.77$;

D——阀芯台肩大直径(cm)；

δ——按式 (3-10) 求得的单向节流阀下阀芯开口量(cm)；

$[\Delta p'_s]_s$——含义同式(3-10)的$[\Delta p'_s]_s$；

α——阀芯节流口处锥面的锥角半角(°)。

4. 单向节流阀反向通过公称流量时作用于下阀芯上的液压力 F_Y

$$F_Y=\frac{\pi D^2}{4}[\Delta p'_s]_s \quad (\text{kgf}) \tag{3-16}$$

式中 D——阀芯台肩大直径(cm)；

$[\Delta p'_s]_s$——含义同式(3-10)的$[\Delta p'_s]_s$。

5. 公称压力下作用于顶杆上的液压力 F'_Y(参见图 3-23)

$$F'_Y=\frac{\pi d_2^2}{4}\ p_g(\text{kgf}) \tag{3-17}$$

式中 d_2——顶杆直径(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm²)。

6. 弹簧最小工作负荷 F_{t1} 和最大工作负荷 F_{t2}

图 3-1 节流阀和图 3-2 单向节流阀的复位弹簧是通用的。弹簧最小工作负荷 F_{t1} 可按阀芯复位到原始位置时的受力方程来确定，即

$$F_{t1}>F_K+G \quad (\text{kgf}) \tag{3-18}$$

式中 F_K——按式(3-13)求得的液压卡紧阻力(kgf)；

G——阀芯重力(kgf)。

弹簧最大工作负荷 F_{t2} 应按单向节流阀反向通过公称流量时的压力损失设定值 $[\Delta p'_s]_s$ 来确定，下阀芯在压差 $[\Delta p'_s]_s$ 的作用下，节流口应保证必要的开口量 δ，使通过的流量能达到公称流量。这时的弹簧力 F'_{t2} 应为

$$F'_{t2}<F_Y-F_V-F_W \quad (\text{kgf}) \tag{3-19}$$

式中 F_Y——按式 (3-16) 求得作用于下阀芯上的液压力 (kgf)；

F_V——按式(3-14)求得的下阀芯运动阻力(kgf)；

F_W——按式(3-15)求得的稳态液动力(kgf)。

在设计弹簧时，把单向节流阀下阀芯行程 S_2 作为弹簧的最大工作行程。弹簧在最大工作行程时的最大工作负荷 F_{t2} 可以设定，但是设计出来的弹簧当工作行程为按式 (3-10) 求得的 δ 时，其相应的弹簧力 F'_{t2} 应满足式(3-19)，以保证不超过压力损失设定值$[\Delta p'_s]$。

7．顶杆 O 形密封圈处的摩擦阻力 F_m(参见图 3-23)

根据第四章电磁阀推杆O形密封圈处摩擦阻力的计算公式(4-10)，可得顶杆 O 形密封圈处的摩擦阻力 F_m 为

$$F_m=0.8635f_tf_2d_0p_g \quad (\text{kgf}) \tag{3-20}$$

式中 f_t——摩擦系数，可取

$$f_t=0.1;$$

d_2——顶杆直径(cm)；

d_0——O 形密封圈断面直径(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm^2)。

8．调节手轮时需作用在调节螺钉上的最大轴向力 F_T

考虑到节流阀和单向节流阀的弹簧力一般较小，而液压卡紧阻力在阀芯原始位置时最大，所以，可以认为调节手轮时需作用在调节螺钉上的力，在阀芯原始位置时为最大。这样

$$F_T=F'_Y+F_K+F_{t1}+F_m \quad (\text{kgf}) \tag{3-21}$$

式中 F'_Y——按式 (3-17) 求得的作用于顶杆上的液压力 (kgf)；

F_K——按式(3-13)求得的液压卡紧阻力(kgf)；

F_{t1}——满足式(3–18)的弹簧最小工作负荷(kgf)；

F_m——按式(3–20)求得的顶杆O形密封圈处的摩擦阻力(kgf)。

(三)性能计算

1．通过公称流量时的压力损失 Δp_s

根据第一章第二节压力损失分析，油液流过阀的压力损失的计算公式为

$$\Delta p_s = \sum \lambda_y \gamma \frac{l_y}{d_s} \frac{V_y^2}{2g} + \sum \xi \gamma \frac{V_j^2}{2g} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad (3\text{–}22)$$

式中 λ_y——根据油液在阀内的流动情况而确定的沿程摩擦阻力系数；

γ——油液重度(kgf/cm³)；

l_y——计算沿程压力损失的流道长度(cm)；

d_s——计算沿程压力损失的流道水力直径(cm)，对圆形流道即为直径；

V_y——计算沿程压力损失时流道内油液的平均流速(cm/sec)；

g——重力加速度(cm/sec²)；

ξ——根据油液在阀内的流动情况而确定的局部阻力系数；

V_j——计算局部压力损失时油液的平均流速(cm/sec)，此流速的确定见第一章第二节。

应使 $\Delta p_s \leqslant [\Delta p_s]$，$[\Delta p_s]$ 是通过公称流量时压力损失的允许值。

同样，可以算出单向节流阀反向通过公称流量时的压力损失 $\Delta p'_s$，应使 $\Delta p'_s \leqslant [\Delta p'_s]$，$[\Delta p'_s]$ 是反向通过公称流量时压力损失的允许值。

2．公称压力下封油处的内泄漏量 q_{ns}

在结构设计时，有效封油长度的确定已考虑了内泄漏量的允许值，这里计算内泄漏量，仅仅是想知道它的大小。在公称压力下封油处内泄漏量 q_{ns} 的计算公式为

$$q_{ns}=0.654\frac{D\Delta r^3 p_g}{\mu}\left(\frac{1}{l_{f1}}+\frac{1}{L_{f2}}\right)\quad(\mathrm{cm^3/sec})\qquad(3\text{-}23)$$

式中 D——阀芯台肩大直径(cm)；

Δr——阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm)；

p_g——公称压力($\mathrm{kgf/cm^2}$)；

μ——油液动力粘度($\mathrm{kgf\cdot sec/cm^2}$)；

l_{f1}——阀芯上端有效封油长度(cm)；

L_{f2}——阀芯下端封油长度(cm)。

应使 $q_{ns}\leqslant[q_{ns}]$，$[q_{ns}]$ 是内泄漏量允许值。

3．手轮调节力矩 M_s 或手轮调节力 F_s

因为调节手轮时需作用在调节螺钉上的最大轴向力为 F_T，所以拧动调节螺钉的手轮调节力矩为

$$M_s=F_T\frac{d_3}{2}tg(\alpha+\rho)\quad(\mathrm{kgf\text{-}cm})\qquad(3\text{-}24)$$

式中 F_T——按式(3-21)求得的调节手轮时需作用在调节螺钉上的最大轴向力(kgf)；

d_3——调节螺钉螺纹中径(cm)

$d_3=d'-0.6495t$，

d' 是螺纹外径，t 是螺距；

α——螺纹螺旋角(°)

$$\alpha=\mathrm{arc\,tg}\frac{t}{\pi d_3}$$

ρ——当量摩擦角(°)

$$\rho=\text{arc tg}\frac{\text{tg}\,\rho'}{\cos\beta}$$

ρ' 是螺纹摩擦角，可取 $\text{tg}\,\rho'=0.1$

β 是螺纹牙形半角，对于公制螺纹，$\beta=30°$。

应使 $M_s\leqslant[M_s]$，$[M_s]$ 是手轮调节力矩允许值。

设手轮直径为 D_s，则手轮调节力 F_s 为

$$F_s=\frac{2M_s}{D_s}\quad(\text{kgf})\qquad(3\text{–}25)$$

第二节　行程节流阀

一、工作原理

图 3-27 是我国公称压力为 320 kgf/cm² 的行程节流阀

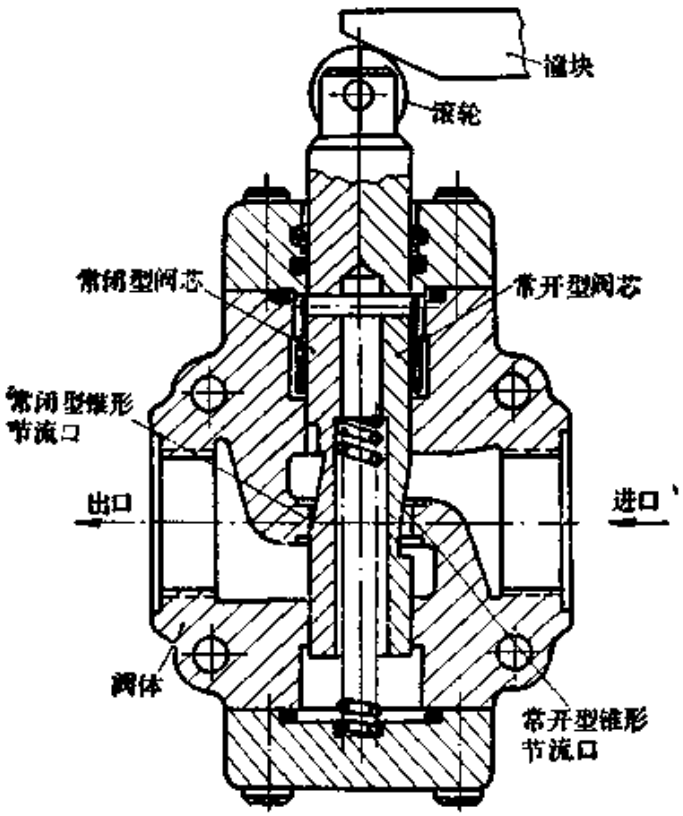


图　3-27

结构图。当机械撞块推动常开型阀芯或常闭型阀芯3时，将逐渐关闭或逐渐打开节流口，只要控制机械撞块对阀芯的下压行程，就可控制行程节流阀节流口开口量的大小，从而能控制通过流量的大小。当去掉机械撞块对阀芯所作用的外力，阀芯将在复位弹簧弹簧力的作用下，回复到原始位置。

图3-28是我国公称压力为320 kgf/cm²的单向行程节流阀结构图。单向行程节流阀是行程节流阀和单向阀的组合阀，借助于其中的单向阀，可以实现油液反向自由通过。

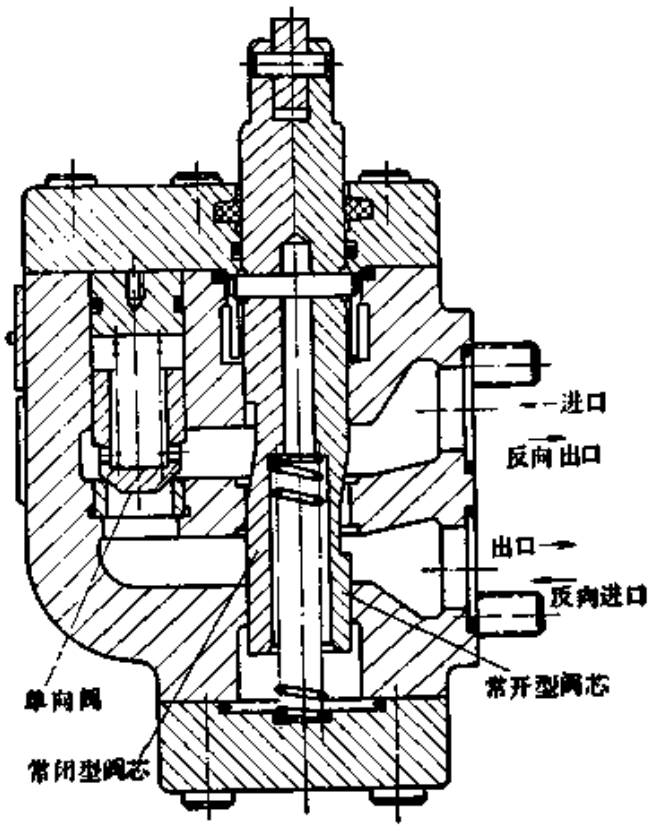


图 3-28

二、设计要求

行程节流阀和单向行程节流阀的一般设计要求是：

1) 公称压力 p_g(kgf/cm²)；

2) 公称流量 Q_g(l/min)；

3) 工作压力范围(kgf/cm²)；

4) 流量调节范围(l/min)；

5) 通过公称流量时的压力损失$[\Delta p_s]$(kgf/cm²)；

6) 单向行程节流阀反向通过公称流量时的压力损失$[\Delta p'_s]$(kgf/cm²)；

7) 在公称压力下的内泄漏量允许值$[q_{ns}]$(cm³/sec)；

8) 在公称压力下的外泄漏量允许值$[q_{wx}]$(cm³/sec)；

9) 操作力$[F_c]$(kgf)。

三、结构设计

行程节流阀和单向行程节流阀的各种不同结构型式，在这里不一一列举，因为它们的结构大同小异。

1．节流口形式

前面节流阀中所述的轴向移动式节流口，适用于行程节流阀。图 3-29 中采用的是锥面形节流口，图 3-30 中采用的是轴向三角槽式节流口，图 3-31 中采用的是锥面加铣轴向三角槽式节流口。考虑到行程节流阀在液压系统中的主要功用

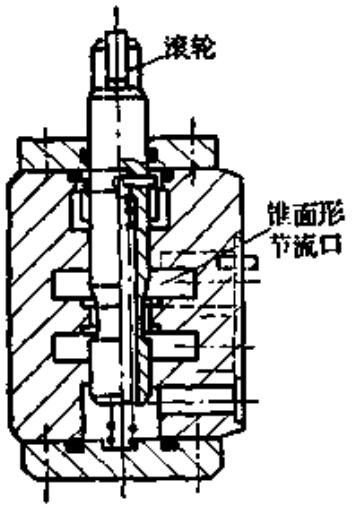


图 3-29

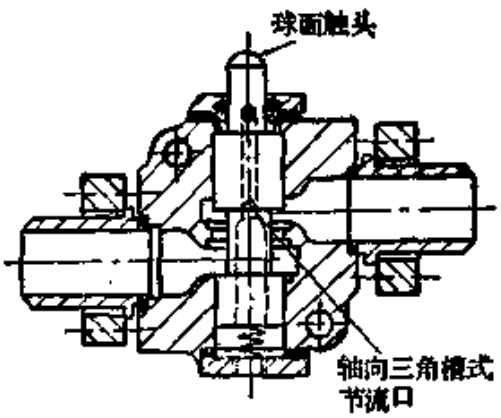


图 3-30

是控制执行机构的增速或减速运动，此时要求流量变化比较平滑，而对最小调节流量没有严格的要求，所以，我国公称压力为 320 kgf/cm² 的行程节流阀和单向行程节流阀系采用锥面形节流口（见图 3-27 和图 3-28）。如果要得到较小的最小调节流量，则可以采用轴向三角槽式节流口或采用锥面加铣轴向三角轴式节流口，后者从流量变化的平滑和得到较小的最小调节流量来看，效果较好。

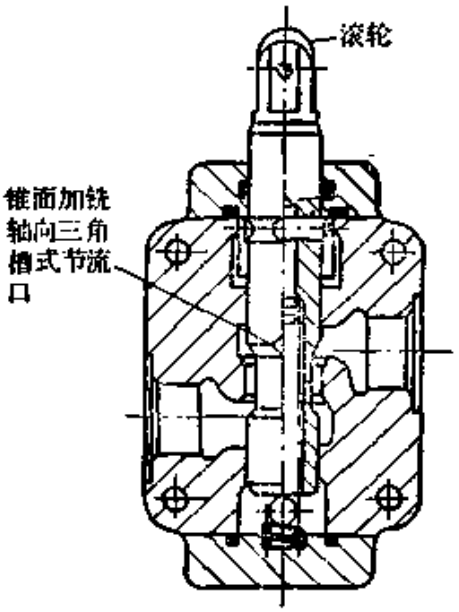


图 3-31

2．阀芯

为了当机械撞块压下阀芯时，能使执行机构获得增速运动或减速运动后仃止，常将阀芯设计成常闭型和常开型两种（见图 3-27）。所谓常闭型阀芯是指阀芯在原始位置时行程节流阀是关闭的，随着阀芯向下移动，节流口逐渐被打开，这样可以使执行机构逐渐增速；所谓常开型阀芯是指阀芯在原始位置时行程节流阀的节流口是全开的，随着阀芯向下移动，节流口逐渐被关小，这样可以使执行机构逐渐减速，以至减速后仃止。

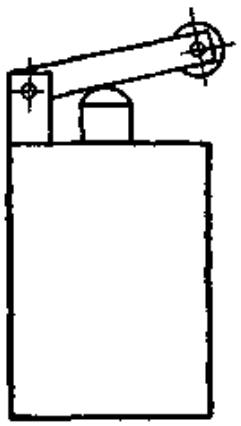


图 3-32

3．触头

与机械撞块接触的触头，有球面形和滚轮式两种，图 3-30 中采用球面触头，其他图中均采用滚轮式触头。因为滚轮式触头的受力情况较好，磨损也小，所以用得较多。为了

减小机械撞块的压下力，并减小机械撞块作用于阀芯的侧向力，可采用如图 3-32 所示的杠杆式结构。

四、计算方法

行程节流阀的计算包括几何尺寸的确定、受力计算、性能计算和强度计算四部分，其中强度计算部分从略。关于单向行程节流阀中单向阀的计算方法，可参见方向控制阀中的有关部分。

(一)几何尺寸的确定

1. 进、出油口直径 d，阀芯台肩大直径 D 和小直径 d_1(参见图 3-33)

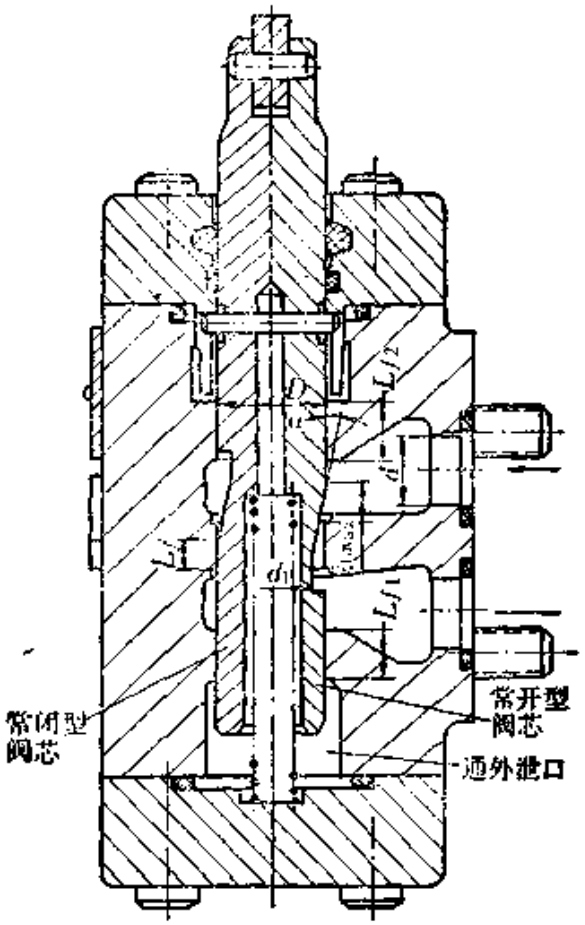


图 3-33

d、D 和 d_1 的确定方法同前面节流阀的有关部分。

2. 阀芯节流口处锥面的锥角半角 α (参见图 3-34)

α 角越小，则节流过程中流量变化越平滑，但稳态液动力的影响要加大。对于行程节流阀来说，使其流量变化平滑是主要的。根据经验，一般取 $\alpha=10°$。

3. 节流口最大开口量 δ_{max} (参见图 3-34)

根据第二章锥阀阀口最大开口量计算公式可得

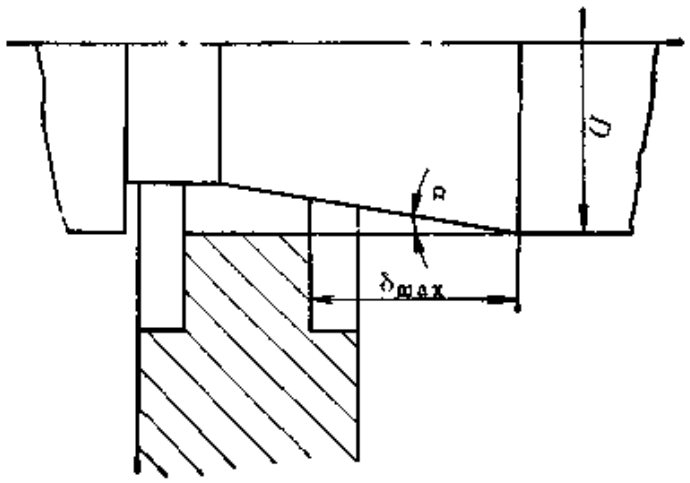


图 3-34

$$\delta_{max} \geqslant \frac{16.67 Q_g}{C\pi D \sin\alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma}[\Delta p_s]_s}} \qquad (3\text{-}26)$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

C——阀口流量系数，可按锥阀口取

$C=0.77$；

D——阀芯台肩大直径(cm)；

α——阀芯节流口处锥面的锥角半角(°)；

g——重力加速度(cm/sec²)；

γ——油液重度(kgf/cm³)；

$[\Delta p_s]_s$——节流口在最大开口量并通过公称流量时，节流口的压力损失设定值，可取

$[\Delta p_s]_s=[\Delta p_s]-(1\sim2)$ (kgf/cm²)，$[\Delta p_s]$是压力损失允许值。

4．内泄漏面封油长度 L_f(参见图 3-33)

一般情况下，阀芯封油长度 L_f 处不开均压槽。根据第二章第一节滑阀有效封油长度计算公式可得

$$L_f \geqslant 0.654 \frac{D\Delta r^3 p_g}{\mu[q_{nx}]} \quad (\text{cm}) \qquad (3\text{-}27)$$

式中 D——阀芯台肩大直径(cm)；

Δr——阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm²)；

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²)；

$[q_{nx}]$——内泄漏量允许值 (cm³/sec)，结合目前加工工艺水平，设计时常定为 Q_g 的 1%，则

$$[q_{nx}] = 0.1667 Q_g$$

式中 Q_g 单位为 l/min，而$[q_{nx}]$单位为 cm³/sec。

5. 外泄漏面有效封油长度 l_{f1}、l_{f2} 和封油长度 L_{f1}、L_{f2} (参见图 3-33)

先按结构布置确定封油长度 L_{f1}、L_{f2}，并确定其内的均压槽数 Z_1、Z_2 和均压槽宽度 b，从而可计算出有效封油长度 l_{f1}、l_{f2} 为

$$l_{f1} = L_{f1} - Z_1 b \quad (\text{cm}) \qquad (3\text{-}28)$$

$$l_{f2} = L_{f2} - Z_2 b \quad (\text{cm}) \qquad (3\text{-}29)$$

然后按 l_{f1}、l_{f2} 计算出外泄漏量 q_{wx1}、q_{wx2}

$$q_{wx1} = 0.654 \frac{D\Delta r^3 p_g}{\mu l_{f1}} \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \qquad (3\text{-}30)$$

$$q_{wx2} = 0.654 \frac{D\Delta r^3 p_g}{\mu l_{f2}} \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \qquad (3\text{-}31)$$

式中 D——阀芯台肩大直径(cm)；

Δr——阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm²)；

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²)。

应使

$$q_{wx1} + q_{wx2} \leqslant [q_{wx}] \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \qquad (3\text{-}32)$$

$[q_{WX}]$是外泄漏量允许值。

6．阀芯行程 S

$$S=\delta_{max}+L_f \quad (cm) \tag{3-33}$$

式中 δ_{max}——节流口最大开口量(cm)；

L_f——内泄漏面封油长度(cm)。

(二)受力计算

1．液压卡紧阻力 F_K、F_{K1}、F_{K2}

设：内泄漏面封油长度 L_f 处产生的液压卡紧阻力为 F_K；外泄漏面封油长度 L_{f1} 和 L_{f2} 处产生的液压卡紧阻力分别为 F_{K1} 和 F_{K2}。根据第一章第四节液压卡紧阻力的计算公式(1-173)可得 F_K、F_{K1}、F_{K2} 分别为

$$F_K=0.27f\lambda_K L_f D p_g \quad (kgf) \tag{3-34}$$

$$F_{K1}=0.27f\lambda_{K1} L_{f1} D p_g \quad (kgf) \tag{3-35}$$

$$F_{K2}=0.27f\lambda_{K2} L_{f2} D p_g \quad (kgf) \tag{3-36}$$

式中 f——摩擦系数，可取

$f=0.04\sim0.08$；

λ_K、λ_{K1}、λ_{K2}——L_f、L_{f1}、L_{f2} 封油处的液压卡紧系数，其值可参见第一章第四节取；

D——阀芯台肩大直径(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm²)。

2．节流口在最大开口量 δ_{max} 时的稳态液动力 F_W

对于锥面节流口，可以应用第一章第三节锥阀稳态液动力的计算公式(1-147)。略去该式的负号，并结合行程节流阀的情况，可得稳态液动力 F_W 的计算公式为

$$F_W=C\pi D\delta_{max}[\Delta p_s]\cdot\sin 2\alpha \quad (kgf) \tag{3-37}$$

式中 C——阀口流量系数，可按锥阀口取

$C=0.77$；

D——阀芯台肩大直径(cm)；

δ_{max}——节流口最大开口量(cm)；

$[\Delta p_s]_s$——含义同式(3-26)的$[\Delta p_s]_s$；

α——阀芯节流口处锥面的锥角半角(°)。

3．弹簧最小工作负荷 F_{t1} 和最大工作负荷 F_{t2}

弹簧最小工作负荷 F_{t1} 和最大工作负荷 F_{t2} 按阀芯在原始位置和极限位置的受力方程来确定。

为安全起见，要求阀芯回到原始位置后弹簧力仍能克服各种阻力(包括液压卡紧阻力)。这样，阀芯回到原始位置后弹簧的最小工作负荷 F_{t1} 应为

$$\begin{cases} \text{常开型阀芯：} F_{t1} > F_{K1} + F_{K2} + F_W + G \quad (\text{kgf}) & (3\text{-}38) \\ \text{常闭型阀芯：} F_{t1} > F_K + F_{K2} + G \quad (\text{kgf}) & (3\text{-}39) \end{cases}$$

阀芯在极限位置时弹簧的最大工作负荷 F_{t2} 应为

$$\begin{cases} \text{常开型阀芯：} F_{t2} > F_K + F_{K2} + G \quad (\text{kgf}) & (3\text{-}40) \\ \text{常闭型阀芯：} F_{t2} > F_{K1} + F_{K2} - F_W + G \quad (\text{kgf}) & (3\text{-}41) \end{cases}$$

式(3-38)～式(3-41)中

F_K、F_{K1}、F_{K2}——分别为按式(3-34)～式(3-36)求得的液压卡紧阻力(kgf)；

F_W——按式(3-37)求得的稳态液动力(kgf)；

G——阀芯重力(kgf)。

分析式(3-38)、式(3-39)和式(3-40)、式(3-41)可知：弹簧设计时只要保证式(3-38)和式(3-39)所要求的弹簧最小工作负荷 F_{t1} 即可。

可以把式(3-38)和式(3-39)中要求较大的弹簧最小工作负荷 F_{t1} 作为弹簧设计的基本条件，弹簧的工作行程即为前面已确定的阀芯行程 S。为了减小机械撞块的压下力，在保证 F_{t1} 的前提下，F_{t2} 要尽可能地小，即弹簧刚度要尽可能地小。

(三)性能计算

1．压力损失

应计算行程节流阀在最大开口量 δ_{max} 并通过公称流量时的压力损失，使其不超过设计要求。压力损失的计算见前面节流阀有关部分。

2．在公称压力下封油处的内泄漏量 q_{ns}

在结构设计时，内泄漏面封油长度的确定已考虑了内泄漏量的设计要求，这里计算内泄漏量，仅仅是想知道它的大小。在公称压力下封油处内泄漏量的计算公式为

$$q_{ns}=0.654\frac{D\Delta r^3 p_g}{\mu L_f}\quad(\mathrm{cm^3/sec})\qquad(3\text{–}42)$$

式中 D——阀芯台肩大直径(cm)；

Δr——阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm)；

p_g——公称压力($\mathrm{kgf/cm^2}$)；

μ——油液动力粘度($\mathrm{kgf\cdot sec/cm^2}$)；

L_f——内泄漏面封油长度 (cm)。

应使 $q_{ns}\leqslant[q_{ns}]$，$[q_{ns}]$ 是内泄漏量允许值。

3．外泄漏量

在前面几何尺寸的确定中，已按确定的外泄漏面有效封油长度 l_{f1}、l_{f2} 算出了相应的外泄漏量 q_{WX1}、q_{WX2}，并经式(3–32)的检验，故在这里不再计算外泄漏量。

4．机械撞块操作力 F_G

首先要算出机械撞块作用于阀芯的必要轴向力 F_Z，这个力按阀芯在原始位置和极限位置时的受力平衡方程来确定。

当阀芯在原始位置时，F_Z 应为

常开型阀芯：$F_Z=F_{t1}+F_{K1}+F_{K2}-F_W-G$ (kgf) (3–43)

常闭型阀芯：$F_Z=F_{t1}+F_K+F_{K2}-G$ (kgf) (3–44)

为安全起见，要求阀芯被压到极限位置后，机械撞块作用于阀芯的轴向力 F_Z 仍能克服各种阻力（包括液压卡紧阻力）。这样，阀芯被压到极限位置后，F_Z 应为

$$\begin{cases} \text{常开型阀芯：} F_Z = F_{t2} + F_K + F_{K2} - G \quad (\text{kgf}) & (3\text{-}45) \\ \text{常闭型阀芯：} F_Z = F_{t2} + F_{K1} + F_{K2} + F_W - G \quad (\text{kgf}) & (3\text{-}46) \end{cases}$$

式(3-43)～式(3-46)中

F_{t1}、F_{t2}——弹簧的最小工作负荷和最大工作负荷(kgf)；

F_K、F_{K1}、F_{K2}——分别为按式(3-34)～式(3-36)求得的液压卡紧阻力(kgf)；

F_W——按式(3-37)求得的稳态液动力(kgf)；

G——阀芯重力(kgf)。

分析式(3-43)、式(3-44)和式(3-45)、式(3-46)可知：只要保证式(3-45)和式(3-46)的 F_Z 即可。取此两式中 F_Z 的大值作为计算机械撞块操作力 F_C 的依据。

机械撞块对阀芯的受力情况如图3-35所示。设机械撞块的斜面角为 α_1，则机械撞块对阀芯产生一个侧向力 F_X。在此侧向力的作用下，阀芯的移动将产生一个附加摩擦阻力，设附加摩擦阻力为 F_m。这样，机械撞块对阀芯的实际向下操作力 F_C 应为

$$F_C = F_Z + F_m \quad (\text{kgf}) \qquad (3\text{-}47)$$

由图3-35可知

$$F_m = fF_1 + fF_2 \qquad (3\text{-}48)$$

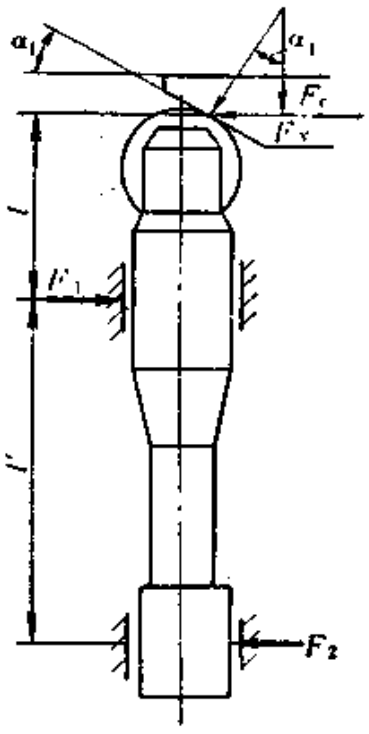


图 3-35

$$\left.\begin{aligned} F_X l &= F_2 l' \\ F_1 &= F_X + F_2 \end{aligned}\right\} \tag{3-49}$$

式(3-48)中，f 是摩擦系数。解方程组(3-49)得

$$F_1 = F_X \frac{l'+l}{l'}$$

$$F_2 = F_X \frac{l}{l'}$$

将 F_1、F_2 代入式(3-48)得

$$F_m = f F_z \frac{2l+l'}{l'}$$

因为 $F_X = F_C \operatorname{tg}\alpha_1$，所以

$$F_m = f F_C \frac{2l+l'}{l'} \operatorname{tg}\alpha_1 \tag{3-50}$$

将式(3-50)代入式(3-47)得

$$F_C = \frac{F_z}{1 - f\dfrac{2l+l'}{l'}\operatorname{tg}\alpha_1} \quad (\text{kgf}) \tag{3-51}$$

式中 F_z——按式 (3-45) 和式 (3-46) 求得的其中一个大值 (kgf)；

f——摩擦系数，可取 $f = 0.04 \sim 0.08$；

l、l'——见图 3-35(cm)；

α_1——机械撞块的斜面角(°)。

第三节 调 速 阀

由于通过节流阀的流量受负载变化的影响，在负载经常变化而又要求调节流量不受负载影响的液压系统中，采用节流阀是不合适的。采取压力补偿措施保证节流阀进出口压力差近于恒定，从而保证调节流量不受外界负载变化的影响，这

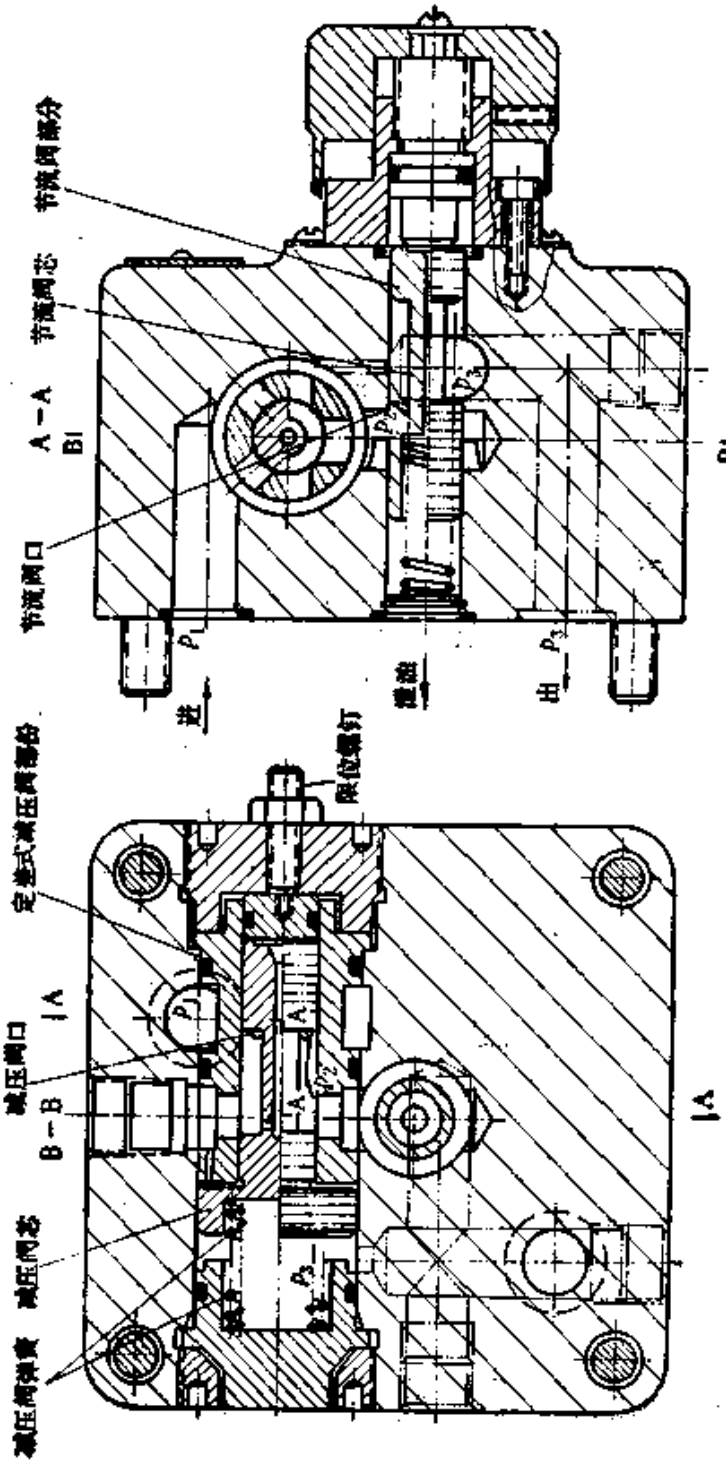

节流阀部分
节流阀芯
A—A
B1
节流阀口
P_1
进
P_2
P_3
出
B1
定差式减压阀部分
限位螺钉
减压阀口
A
B—B
减压阀芯
减压阀弹簧
A

图 3-36

样的元件就能起良好的调速作用。压力补偿装置可以是减压阀，也可以是溢流阀，例如把定差式减压阀与节流阀串联组合成为调速阀，把溢流阀与节流阀并联组合成为溢流节流阀等。通过调速阀的流量仅与节流开口量有关，不受外界负载变化的影响，因此可以保证执行机构动作速度恒定。溢流节流阀也能起调速阀的作用，这种阀可以节省功率消耗，减少液压系统发热量，但滞后现象显著，灵敏度较低。

除一般调速阀外，还有单向调速阀、单向行程调速阀、温度补偿调速阀、温度补偿单向调速阀等。下面介绍调速阀的设计与计算方法。

一、工作原理

图 3-36 是我国公称压力为 320 kgf/cm² 的调速阀结构图。为能说清调速阀的工作原理，我们利用图 3-37 所示的工作原理图。设调速阀的进口油压为 p_1，油液经减压阀阀口后压力减至 p_2，再经过节流阀节流口，油液压力由 p_2 降至 p_3。从图 3-37 可见，节流阀节流口前后的压力 p_2 和 p_3 分别引到减压阀阀芯的两端，p_2 和 p_3 对减压阀芯所产生的液压力应与减压阀弹簧的弹簧力 F_t 和油液流过减压阀进出口间的控制容积所产生的作用于减压阀阀芯上的稳态液动力 F_w 相平衡，从而使减压阀芯处于某一平衡位置。当调速阀的进出口压差（p_1-p_3）由于外界负载发生变化而变化时，减压阀阀芯的平衡位置会相应地改变，来维持节流

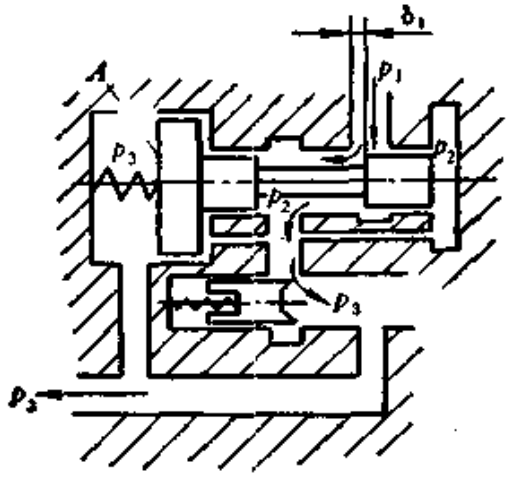


图 3-37

阀节流口前后的压差（p_2-p_3）近于不变，从而保证节流口在给定的开口量下使通过的流量保持恒定。减压阀的压力补偿过程是这样的：若进口压力 p_1 增加，则（p_1-p_3）增大，在 p_1 增加的瞬间，减压阀阀芯一时来不及动作，故整个流道对油液造成的阻力在瞬间没有变化，这时（p_1-p_3）的增大，必然引起通过调速阀流量的上升，从而导致节流阀节流口前后压差（p_2-p_3）增大；被增大的（p_2-p_3）将对减压阀阀芯产生一个向左的液压作用力，此力推减压阀阀芯向左移动而使减压阀阀口关小；于是，p_2 减至近于原来数值，使（p_2-p_3）近于不变，这时由于减压阀阀芯的向左移动，减压阀弹簧的弹簧力 F_t 和稳态液动力 F_w 也有相应的变化，这些力的平衡结果，使减压阀阀芯处于某一新的平衡位置。同理，若出口压力 p_3 增加，则（p_1-p_3）减小，这时减压阀阀芯也能作出相应的动作，来维持（p_2-p_3）近于不变。

以上调速阀的工作原理，还可以从减压阀阀芯的力平衡方程式得到解释。由图 3-37 可知减压阀阀芯的力平衡方程式为

$$p_3A+F_t=p_2A+F_w$$

$$p_2-p_3=\frac{F_t-F_w}{A} \tag{3-52}$$

式中 A 是减压阀阀芯大端面积。当进口压力 p_1 或出口压力 p_3 变化时，减压阀阀芯将向左或向右移动，这时弹簧力 F_t 有一个变化量 ΔF_t，稳态液动力 F_w 也有一个变化量 ΔF_w。减压阀阀芯在某一新的平衡位置的力平衡方程为

$$p_2-p_3=\frac{(F_t\pm\Delta F_t)-(F_w\pm\Delta F_w)}{A}$$

$$=\frac{(F_t-F_w)+(\pm\Delta F_t\mp\Delta F_w)}{A} \tag{3-53}$$

由式 (3-53) 可知：只要能使 F_t 和 F_w 的变化量 ΔF_t 和 ΔF_w 相等，就能使 (p_2-p_3) 保持不变。然而，变化量 ΔF_t 和 ΔF_w 总有些差异，所以我们只能说 (p_2-p_3) 近于不变。显然，在 p_1 或 p_3 变化过程中，使 ΔF_t 和 ΔF_w 尽量接近，这是设计要点。

二、静态特性分析

在给定的节流开口量下进出口压力变化时的流量稳定性是调速阀的主要静态特性。根据第一章第一节，油液流过节流口的流量公式为

$$Q=C_2A_2\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2-p_3)} \tag{3-54}$$

式中 C_2 是节流阀节流口流量系数，A_2 是节流阀节流口过流面积，ρ 是油液密度，(p_2-p_3) 是节流阀节流口前后压差。由式(3-54)可知，C_2、A_2 和 (p_2-p_3) 将影响流量的稳定性。

1．减小节流口流量系数 C_2 的变化

在第一章第一节中，我们曾经讨论过滑阀阀口的流量系数，根据实验，流量系数是雷诺数 Re 的函数。对于滑阀阀口，当雷诺数 Re 大于临界雷诺数 Re_l 时，流量系数就趋向于0.65的恒定值。为此，在进行节流口设计时，应使 $Re>Re_l=400$。而

$$Re=\frac{d_s v}{\nu}$$

式中 d_s——水力直径，$d_s=\dfrac{4A_2}{W}$，W 是湿周；

v——节流口油液平均流速，$v=C_v\sqrt{\dfrac{2}{\rho}(p_2-p_3)}$，$C_v$ 是速度系数，可以近似看作 1；

ν——油液的运动粘度。

显然，要把 Re 增大，应该加大 d_s 和 (p_2-p_3)。但是，从通过节流口同样的流量来看，加大 (p_2-p_3) 后，过流面积 A_2 要减

小，这对防止杂质在节流口的阻塞是不利的，并且（p_2-p_3）的加大，将引起油液在节流口处的局部温升，这会加剧油液的氧化变质而析出杂质，从而加重杂质的阻塞现象。而过小的（p_2-p_3），不仅使 Re 减小，从而影响到 C_2 的变化，而且将使节流阀的刚度减小。所以，（p_2-p_3）的确定要恰如其份，根据经验，一般取（p_2-p_3）$=2\sim3\,\mathrm{kgf/cm^2}$。讨论到此，要把 Re 增大，行之有效的是加大 d_s，这就是在调速阀中常采用弓形薄刃式节流口的原因之一。

2．改善节流口在小开口量时过流面积的变化

当节流口的开口量调定以后，过流面积 A_2 照理是不应该再变化的，但是在小开口量时油液中的杂质会附着于节流口的流道壁面，油液中产生的极化分子也会在节流口堆积，从而使节流口的过流面积发生变化而影响流量的稳定性。为了改善节流口在小开口量时过流面积的变化，与上面提到的一样，要加大水力直径 d_s，这是采用弓形薄刃式节流口的又一个原因。此外，节流口表面光滑并不带磁性，也能起到良好的效果。

3．维持节流口前后压差（p_2-p_3）近于不变

维持节流口前后压差（p_2-p_3）近于不变是调速阀设计的核心。式 (3-52) 表明，影响（p_2-p_3）变化的因素是减压阀弹簧的弹簧力 F_t 和作用于减压阀阀芯的稳态液动力 F_w。减压阀弹簧的弹簧力 F_t 可以用下式表示

$$F_t=K_t(X_t+\delta_{1\max}-\delta_1) \tag{3-55}$$

式中 K_t 是弹簧刚度，X_t 是弹簧预压缩量，$\delta_{1\max}$ 是减压阀阀口最大开口量，δ_1 是减压阀阀芯处于某一平衡位置时阀口的实际开口量。

作用于减压阀阀芯的稳态液动力 F_w 可以用下式表示

$$F_w = QC_v\sqrt{2\rho(p_1-p_2)}\cos\alpha \qquad (3\text{-}56)$$

式中 Q 是流量，C_v 是速度系数，ρ 是油液密度，(p_1-p_2) 是减压阀阀口前后压差，α 是减压阀阀口处的液流角。

将式(3-55)和式(3-56)代入式(3-52)得

$$p_2-p_3=\frac{K_t(X_t+\delta_{1\max}-\delta_1)-QC_v\sqrt{2\rho(p_1-p_2)}\cos\alpha}{A} \qquad (3\text{-}57)$$

由式(3-57)可知：当进口压力 p_1 增加时，由于稳态液动力项的加大使 (p_2-p_3) 降低，如果相应的弹簧力增加量不足以抵消稳态液动力增加量的话。这时，随着 p_1 的逐渐增加，通过调速阀的流量将逐渐减小，如图 3-38 所示；当出口压力 p_3 增

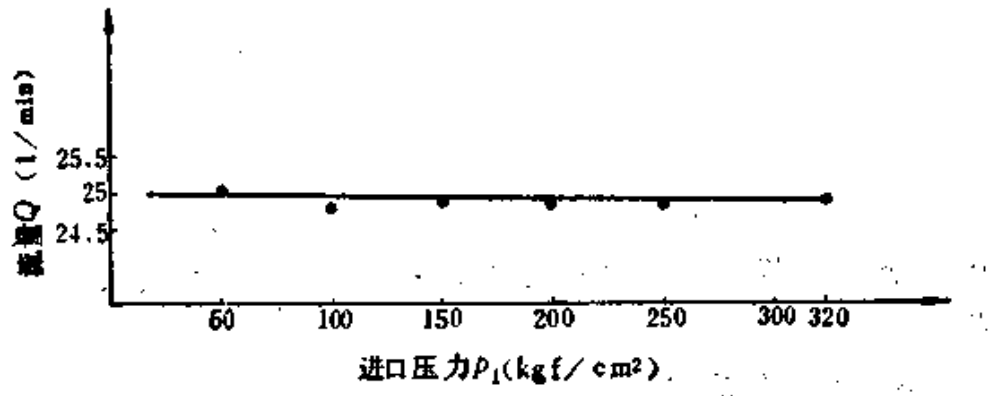


图 3-38

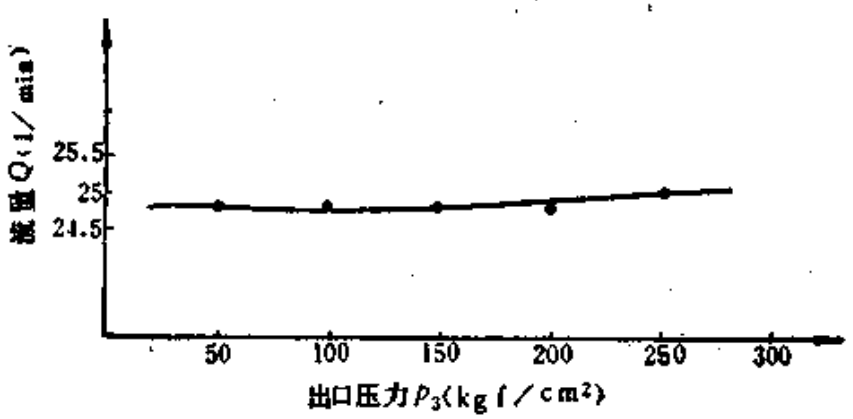


图 3-39

加时，p_2 也随之增加，由于稳态液动力项的减小使（p_2-p_3）升高，如果相应的弹簧力减小量不足以抵消稳态液动力减小量的话。这时，随着 p_3 的逐渐增加，通过调速阀的流量将逐渐加大，如图 3-39 所示。

前面已经指出过，在进口压力 p_1 或出口压力 p_3 变化过程中，只要稳态液动力 F_w 的变化量 ΔF_w 与弹簧力 F_t 的变化量 ΔF_t 相等，就能使（p_2-p_3）保持不变，从而使通过调速阀的流量恒定。但是，实际上做不到这一点。我们可以用式(1-138)，计算出调速阀在调定流量下不同减压阀阀口开口量 δ_1 时的稳定液动力 F_w，并画成如图 3-40 所示的关系曲线。在这个图中再画出相应的不同 δ_1 时的弹簧力曲线。因为 F_w 与 δ_1 成反变曲线关系，而 F_t 与 δ_1 成线性关系线，所以 ΔF_w 与 ΔF_t 是不可能相等的。虽然如此，设计者应力图使 ΔF_w 与

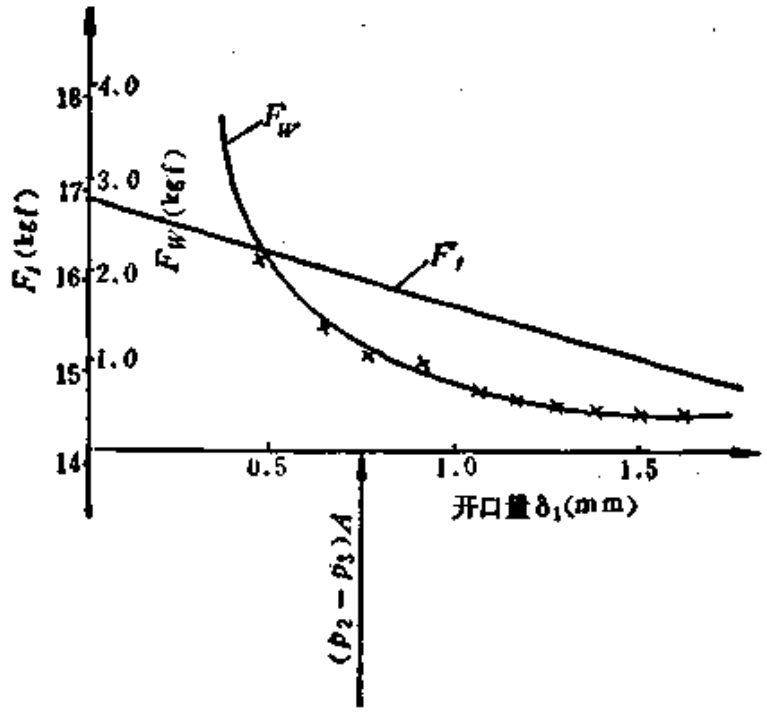


图 3-40

ΔF_t 接近，或者使 ΔF_w 和 ΔF_t 尽量减小，这就是说，要寻求一种减压阀阀芯的结构，使稳态液动力的影响减小，并设计出预压缩量较大、刚度较小的减压阀弹簧。

衡量调速阀静态特性的指标主要有三项，即调速比、流量变化率和调速阀刚度。

调速比

$$i=\frac{[Q_{max}]}{[Q_{min}]} \tag{3-58}$$

$[Q_{max}]$ 是最大调节流量，$[Q_{min}]$ 是最小稳定流量，即流量调节范围最低值。

流量变率

$$\eta_q=\frac{Q_{max}-Q_{min}}{Q_p}\times 100\% \tag{3-59}$$

Q_{max} 是在某一调定流量下，当调速阀的进口压力或出口压力变化时偏离调定流量的流量最大值，Q_{min} 是同样情况下偏离调定流量的流量最小值，Q_p 是流量平均值，即

$$Q_p=\frac{Q_{max}+Q_{min}}{2}$$

调速阀刚度

$$T=\frac{\Delta(p_1-p_2)}{\Delta Q} \tag{3-60}$$

$\Delta(p_1-p_2)$ 是调速阀进出口压差的变化量，ΔQ 是相应的流量变化量。

三、设计要求

调速阀和单向调速阀的一般设计要求是：

1) 公称压力 p_g(kgf/cm²)；

2) 公称流量 Q_g(l/min)；

3) 工作压力范围 $[\Delta p_{min}]\sim p_g$(kgf/cm²)；

4) 流量调节范围 $[Q_{min}]\sim Q_g$(l/min)；

5) 进出口压力变化时的流量变化率[γ_Q](%)；

6) 内泄漏量允许值[q_{ns}](cm³/sec)；

7) 外泄漏量允许值[q_{wx}](cm³/sec)；

8) 单向调速阀反向通过公称流量时的压力损失[$\Delta p'_s$](kgf/cm²)；

9) 零轮调节力矩[M_s](kgf-cm)。

四、结构设计

(一)定差式减压阀部分

图 3-41～图 3-44 是较为典型的几种定差式减压阀的结构。现分阀芯、阀套和阀口进行分析。

1. 阀芯

图 3-41～图 3-44 中所示的阀芯均为大小头两级同心结构，其中图 3-43 中的阀芯在中部成锥形，这是为了减小稳态

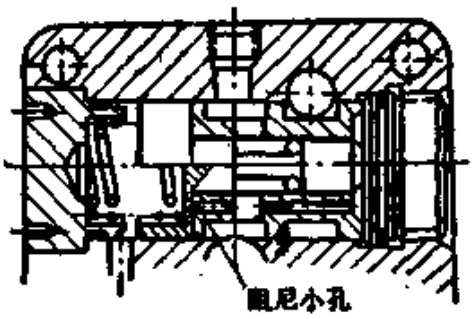


图 3-41

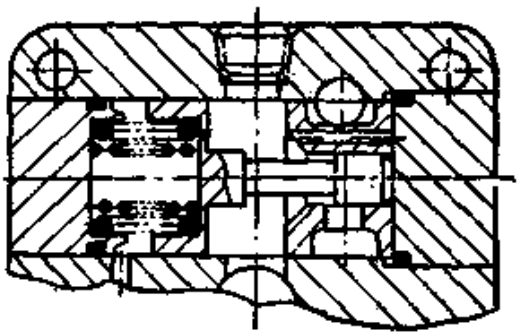


图 3-42

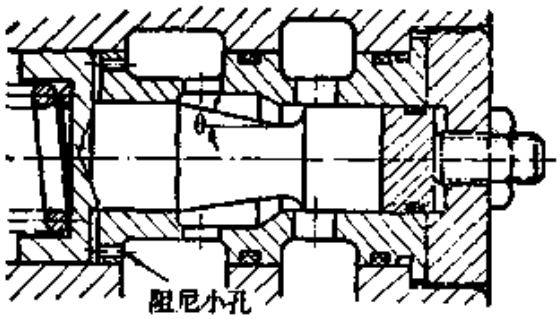


图 3-43

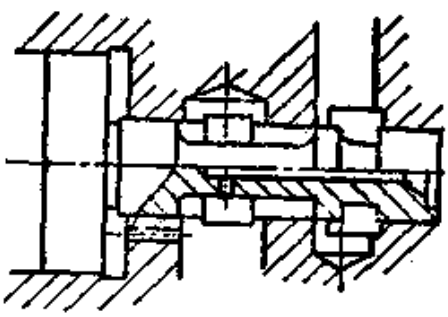


图 3-44

液动力的影响，从而改善调速阀调节流量的恒定性。可以比较阀芯不成锥形和成锥形时的稳态液动力计算公式而得出上述结论。当阀芯不成锥形时减压阀阀腔(控制容积)的油液流出速度 v' 方向基本上与阀芯轴线垂直，即流出速度的液流角为 $\alpha'\approx 90°$，即 $\cos\alpha'\approx 0$，加上流出速度数值比流入速度小得多，因而在应用动量定理的时候常常略去 $\rho Qv'\cos\alpha'$ 这部分的影响，即稳态液动力为 $F_w=-(0-\rho Qv\cos\alpha)=\rho Qv\cos\alpha$，$v$ 是油液流入阀腔的流速，α 为入流角；当阀芯成锥形时，减压阀的稳态液动力 $F_w=-(\rho Qv'\cos\alpha'-\rho Qv\cos\alpha)$ 中 $\rho Qv'\cos\alpha'$ 数值大大增加，v' 由于阀腔流出处过流面积减小而增大，α' 由于受阀芯锥角半角 θ 的影响而以略大于 θ 角使油液以 v' 出流，故 $\cos\alpha'$ 比 0 大得多。显然，阀芯成锥形时稳态液动力减小了。从理论上讲，只要 v' 适当地大并选定恰当的 θ 角，就可以消除稳态液动力的影响。但油液流过锥形阀腔的流动很复杂，要精确计算稳态液动力很困难，再说考虑到减压阀的动态特性，完全消除稳态液动力反而不会起到好的效果。正因为这样，阀芯锥角半角 θ 常要通过试验来确定。

2. 阀套

图 3-41～图 3-43 中都有阀套，但图 3-44 中不加阀套。加有阀套的结构，便于保证有关零件的加工精度，这对减压阀阀芯的动作是有利的，所以常采用加阀套的结构。图 3-41 和图 3-43 中的阀套有阻尼小孔，以改善减压阀的动态稳定性；图 3-42 中的阀套虽然较短，可以减小阀芯与阀套间的摩擦阻力，但减压阀阀口的出口压力 p_2 直接作用于阀芯大端右侧，阀芯动作的稳定性较差。

3. 阀口

减压阀阀口有圆柱形和弓形两种，图 3-45 为圆柱形阀

口，图 3-46～图 3-48 为弓形阀口。一般来说，圆柱形阀口由于阀芯有微小位移时，过流面积会有较大的变化，即面积梯度大，因而减压阀灵敏度高，但阀芯的稳定性稍差；弓形阀口阀芯的稳定性则较好，但灵敏度稍低。不过，只要采用多个弓形阀口（如图 3-48 为四个对称弓形阀口），在阀芯有相同位移量时，就可比图 3-47 单弓形和图 3-46 双弓形阀口有较大的过流面积，从而使阀芯的稳定性较好，并且灵敏度也较高。

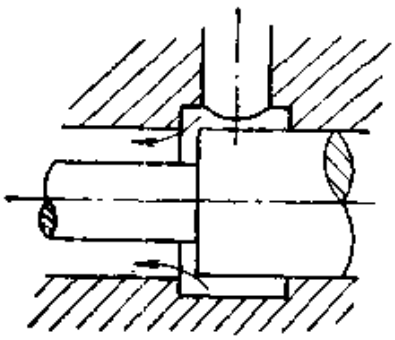


图 3-45

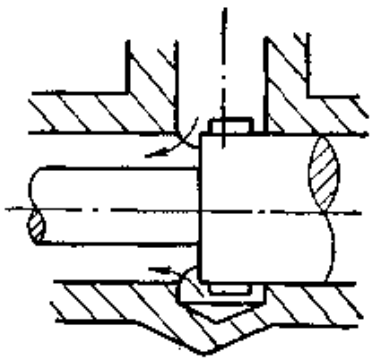


图 3-46

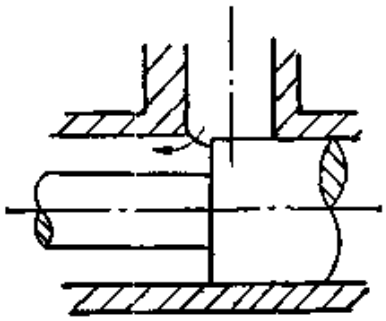


图 3-47

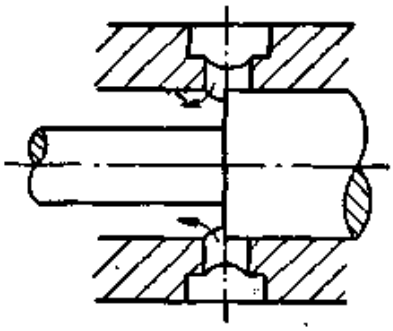


图 3-48

减压阀阀口处要设法消除油液对阀芯的径向不平衡力，以防此力引起阀芯移动时的附加摩擦阻力，这就是常在阀体或阀套的阀口处开沉割槽的原因（如图 3-45 和图 3-46 所示）。对于图 3-48 所示的多弓形阀口，沉割槽开在阀套的外

侧，这时要尽量使四个径向小孔的轴线与阀芯的轴线垂直相交，并且径向小孔的直径要一致。

此外，减压阀部分常设置限位螺钉（见图 3-36），可以根据需要来限制阀口的最大开口量，以使减压阀进入减压状态时能有较快的响应。

（二）节流阀部分

节流阀部分主要是确定适宜于调速阀的节流口形式，并设计出结构简单、指示清晰的调节机构。

1．节流口形式

在调速阀中，节流阀部分的节流口是根据阀芯运动的形式来确定的。调节时，节流阀阀芯的运动有旋转运动、轴向移动和螺旋运动三种。旋转运动的阀芯，节流口一般多采用偏心式节流口（如图 3-19 和图 3-20 所示）。这种节流口结构简单、加工方便，但径向力不平衡，高压下使用时调节力较大；同时，由于从全开至全闭的转角不大，它难于实现微量调节。轴向移动的阀芯，与调节手轮部分分体，节流口多采用薄刃式结构（如图 3-49～图 3-53 所示）。螺旋运动的阀芯与调节手轮连成一体，节流口也采用薄刃式结构（如图 3-54 所示）。阀芯

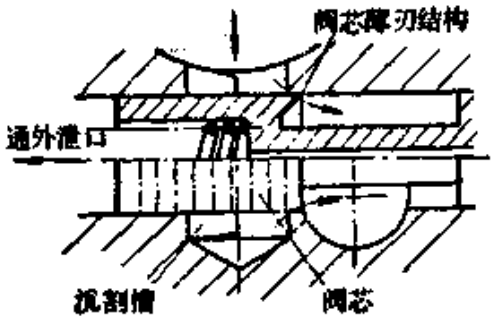


图 3-49

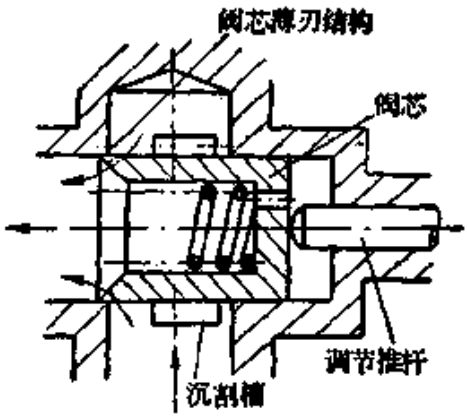


图 3-50

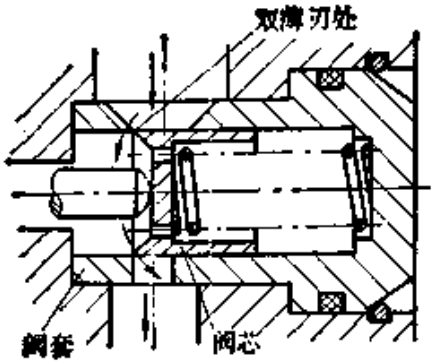


图 3-51

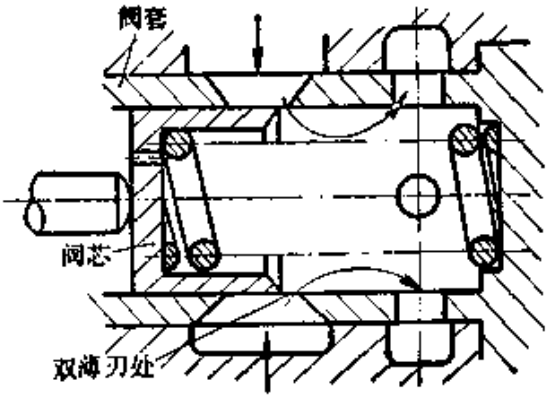


图 3-52

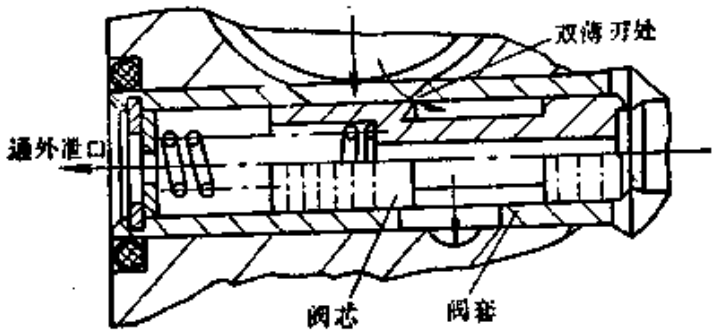


图 3-53

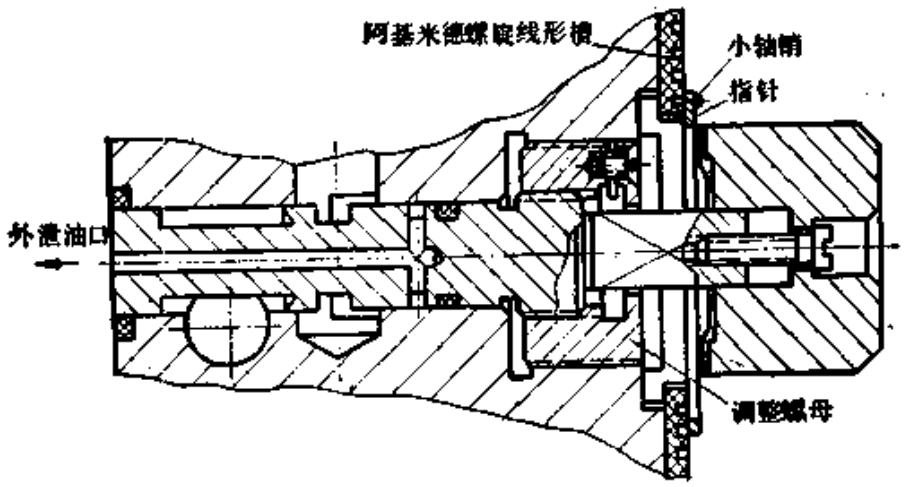


图 3-54

作轴向移动和螺旋运动的节流阀，只要在节流口处开沉割槽，就可以消除径向不平衡力，从而有利于减小手轮的调节力；另外，由于节流口从全开至全闭时，调节手轮可以旋转好几圈，所以易于进行微量调节。在前面静态特性分析中提到，采用薄刃式节流口可以提高调节流量的稳定性，特别是在小开口量的场合，这对于调速阀来说是尤其重要的。薄刃式节流口，根据加工的可能性，可以成为单薄刃结构和双薄刃结构。单薄刃结构只在阀芯上的节流边处被加工成薄刃状，如图 3-49、图 3-50 和图 3-54 所示。节流口的过流面积形状如图 3-55 所示的弓形，如果阀体上开有沉割槽，则为双弓形。双薄刃结构只在有阀套时才能采用，这时在阀芯和阀套的节流边均加工成薄刃状，如图 3-51～图 3-53 所示。由于加了阀套以后，加工比较方便，节流口过流面积的形状可以复杂一些，以适应调节流量的要求。图 3-56 所示的几种过流面积形状是常采用的，其中：a) 形容易加工，能获得较小的最小稳定流量，但能通过的最大流量不大，它常用在公称流量较小、最小稳定流量要求也较小的场合；b) 形不易加工，它能通过的最大流量较大，常用在公称流量较大而最小稳定流量没有严格要求的场合；c) 形加工更加困难，但它能达到

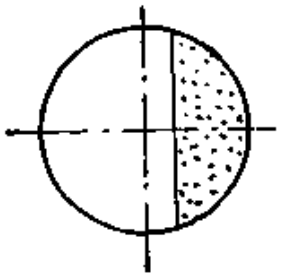


图 3-55

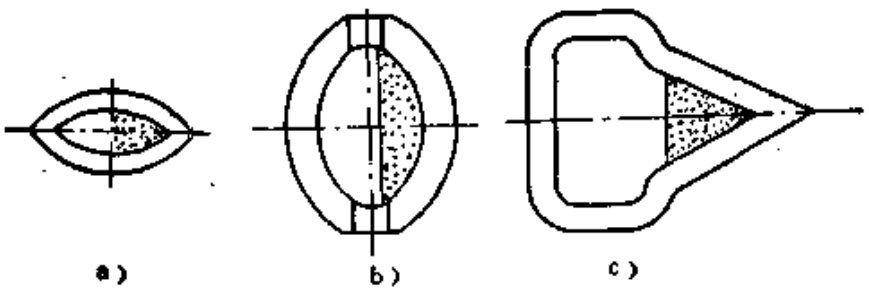


图 3-56

很小的最小稳定流量。

当调速阀在出口压力较高的情况下工作时，还应考虑作用于节流阀阀芯上的轴向力。图 3-49、图 3-53 和图 3-54 因为节流阀阀芯的左端通外泄油口，所以消除了作用于阀芯上的轴向力，从而手轮的调节力很小。这一点对于比例调速阀来说是很重要的，因为配用的比例电磁铁或伺服电机所能产生的轴向推力是不大的。

2．调节机构

调节机构由调节、指示和调零三部分组成。

图 3-57 是用于节流阀阀芯作旋转运动的调节机构。转动旋钮即改变着节流口的开口量，刻度盘上的刻度只能反映阀芯的旋转情况，不能反映调节流量的大小；调零时只要松开紧定螺钉，旋钮对准零位后用紧定螺钉将其与阀芯连成一体，这里所说的零位是节流口刚开时的阀芯位置；有时为了实现微调，可设微调装置，如图示微调齿轮。

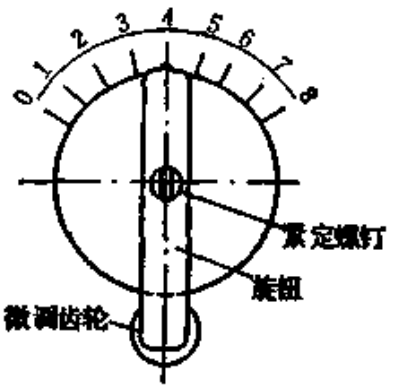


图 3-57

图 3-58 和图 3-59 是用于节流阀阀芯作轴向运动的调节机构。转动手轮使调节螺杆轴向移动，然后由调节螺杆或复位弹簧推动阀芯作轴向运动而改变节流口的开口量；手轮转动圈数在图 3-58 中由五星轮显示，在图 3-59 中由转动圈数刻度板显示，手轮在圆周方向的转动位置均由圆周刻度显示；在图 3-58 中，用调整螺母可以改变手轮与调节螺杆之间的相对位置，所以调整螺母是调零的附设装置，在图 3-59 中只要松开紧定螺钉和调节螺杆端部的螺钉即可调零，调好零位后再在手轮上打指示零位的箭头。

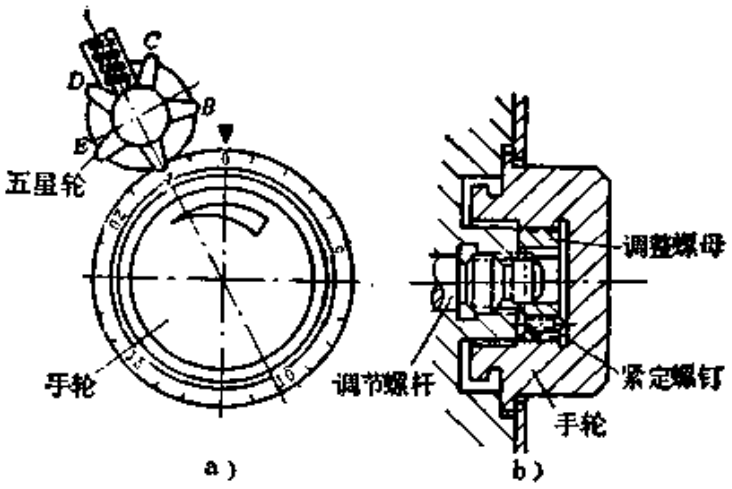


图 3-58

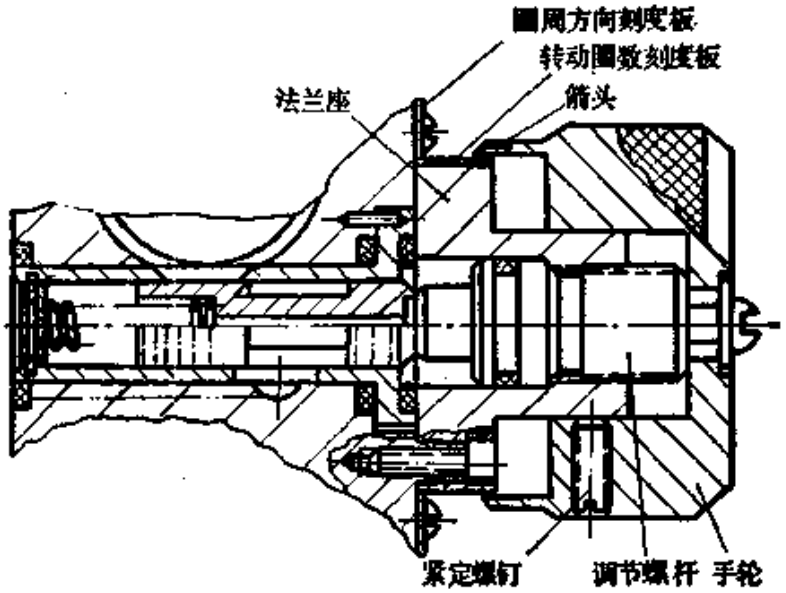


图 3-59

图 3-54 是节流阀阀芯作螺旋运动的调节机构。当转动手轮时，节流阀阀芯作螺旋运动并改变着节流口的开口量，同时指针的小轴销在有阿基米德螺旋线槽的刻度盘中滑动，从而显示着手轮转动的圈数和圆周方向的转动位置；调零时只要松开阀芯端部的螺钉即可。

五、计算方法

调速阀的计算包括几何尺寸的确定、受力计算并确定减压阀弹簧刚度、性能计算和强度计算，其中强度计算部分从略。

(一)几何尺寸的确定(参见图 3-60)

1．进、出油口直径 d，减压阀阀芯台肩大直径 D、中直径 D_1、小直径 d_1，节流阀阀芯台肩大直径 D_2、小直径 d_2

d、D_2、d_2 的确定方法同前面节流阀有关部分，D_1、d_1 实际上就是滑阀台肩大直径和小直径，所以其确定方法与 D_2 和 d_2 一样。至于 D 的确定，可应用下面的经验公式

$$D=(2\sim2.5)D_1 \quad (\text{cm}) \tag{3-61}$$

2．减压阀阀套沉割槽宽度 B 和尺寸 H

B 和 H 可根据结构布置确定，在结构尺寸允许的范围内，应适当加大 B 和 H，使油液在沉割槽中的流速小于 6 m/sec，即

$$BH\geqslant\frac{16.67Q_g}{2\times6\times100}=0.014Q_g \quad (\text{cm}^2) \tag{3-62}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)。

3．减压阀阀套径向孔直径 d_{j1} 和孔数 Z_{j1}

d_{j1} 处的油液流速应小于 6 m/sec，这样

$$\frac{16.67Q_g}{\frac{\pi d_{j1}^2}{4}Z_{j1}}\leqslant6\times100$$

$$d_{j1}\geqslant0.188\sqrt{\frac{Q_g}{Z_{j1}}} \quad (\text{cm}) \tag{3-63}$$

式中 Q_g——公称流量；

常取 $Z_{j1}=4$。

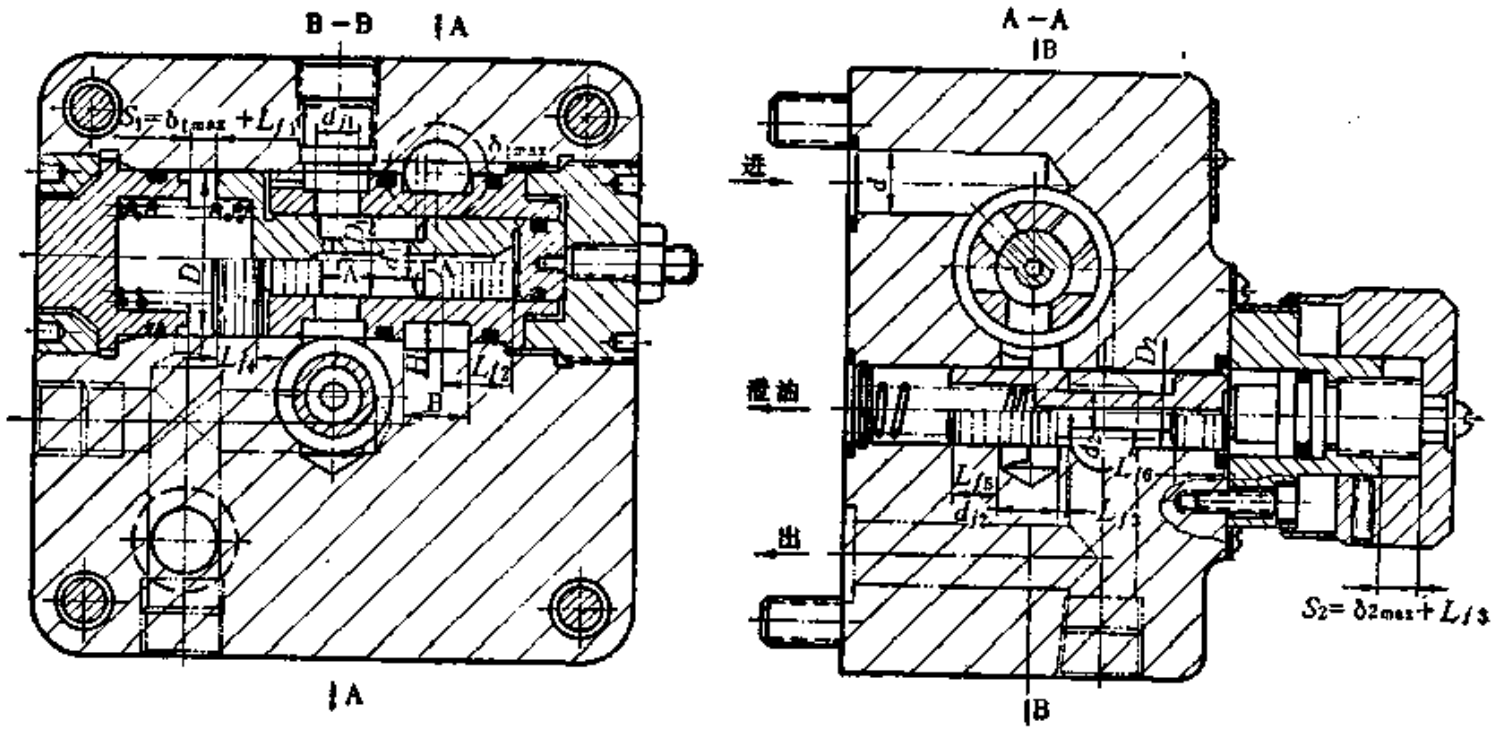

B－B
A
A－A
B
进
溢油
出
$S_1=\delta_{1max}+L_{f1}$
d_{j1}
δ_{1max}
D
D_2
L_{f4}
L_{f2}
H
B
d
L_{f5}
d_{j2}
L_{f6}
L_{f3}
$S_2=\delta_{2max}+L_{f3}$

图 3-60

4. 节流阀入口孔直径 d_{j2}

d_{j2} 处的油液流速也应小于 6 m/sec，故可得

$$d_{j2} \geqslant 0.188\sqrt{Q_g} \quad (\text{cm}) \tag{3-64}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)。

5. 减压阀阀口的最大开口量 $\delta_{1\max}$

在确定减压阀阀口的最大开口量 $\delta_{1\max}$ 时，先要求出调速阀进出口压力差为工作压力范围最低值，并在通过公称流量时应保证过流面积 A_1，然后根据过流面积形状，转换出相应的最大开口量 $\delta_{1\max}$。

根据第一章第一节阀口的流量公式可得

$$A_1 = \frac{16.67Q_g}{Z_{j1}C_1\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p_1}} \quad (\text{cm}^2) \tag{3-65}$$

式中 A_1——相应于阀口最大开口量 $\delta_{1\max}$ 下一个过流处的过流面积(cm^2)；

Q_g——公称流量(l/min)；

Z_{j1}——减压阀阀套径向孔数，此处即为过流面积个数；

C_1——流量系数，可取

$$C_1 = 0.65;$$

ρ——油液密度($\text{kgf}\cdot\text{sec}^2/\text{cm}^4$)；

Δp_1——减压阀阀口在最大开口量 $\delta_{1\max}$ 并通过公称流量 Q_g 下，阀口前后压力差的设定值(kgf/cm^2)，可取 $\Delta p_1 = [\Delta p_{\min}]_s - \Delta p_2$。$[\Delta p_{\min}]_s$ 是根据设计要求的工作压力范围最低值$[\Delta p_{\min}]$而确定的设定值，可定$[\Delta p_{\min}]_s = [\Delta p_{\min}] - (2\sim5)$；$\Delta p_2$ 是选定的节流阀节流口前后压力差，可取 $\Delta p_2 = 2\sim3(\text{kgf/cm}^2)$。

按式 (3-65) 求得 A_1 后，可转换出相应的最大开口量 $\delta_{1\max}$。因为减压阀阀套的径向孔是圆孔，所以阀口过流面积为如图 3-55 所示的弓形，保证过流面积为 A_1 的弓形高即为阀口最大开口量 $\delta_{1\max}$ [可用弓形几何尺寸表查得弓形面积为 A_1 时弓形高(即 $\delta_{1\max}$)]。

6．节流阀节流口的最大开口量 $\delta_{2\max}$

同确定减压阀阀口的最大开口量 $\delta_{1\max}$ 一样，先求出节流阀节流口前后压力差为 $\Delta p_2=2\sim3\ \mathrm{kgf/cm^2}$ 并通过公称流量下应保证的过流面积 A_2，然后再根据过流面积形状转换出相应的最大开口量 $\delta_{2\max}$。

$$A_2=\frac{16.67Q_g}{Z_{j2}C_2\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p_2}}\quad(\mathrm{cm^2})\qquad(3\text{-}66)$$

式中 A_2——相应于节流口最大开口量 $\delta_{2\max}$ 下一个过流处的过流面积($\mathrm{cm^2}$)；

Q_g——公称流量(l/min)；

Z_{j2}——节流阀节流口过流面积个数，在图 3-60 中因节流口处开有沉割槽，故 $Z_{j2}=2$；

C_2——流量系数，可取

$C_2=0.65$；

ρ——油液密度($\mathrm{kgf\cdot sec^2/cm^4}$)；

Δp_2——节流阀节流口前后压力差，设定 $\Delta p_2=2\sim3$ ($\mathrm{kgf/cm^2}$)。

按式(3-66)求得 A_2 后，可根据选定的节流口过流面积形状转换出相应的最大开口量 $\delta_{2\max}$。对于如图 3-60 所示的结构，节流口过流面积成弓形，故可用弓形几何尺寸表查得弓形面积为 A_2 时的弓形高(即 $\delta_{2\max}$)。

7．内泄漏面封油长度 L_{f1}、L_{f2}、L_{f3}、L_{f4} 和外泄漏面封油长度 L_{f5}、L_{f6}

图 3-60 中的 L_{f1}、L_{f2}、L_{f3}、L_{f4}、L_{f5}、L_{f6} 先按结构布置确定，然后计算出内泄漏量和外泄漏量，使其不超过设计要求。内泄漏量和外泄漏量的计算见性能计算部分。

8．减压阀阀芯行程 S_1

$$S_1=\delta_{1\max}+L_{f1}\quad(\text{cm}) \tag{3-67}$$

式中 $\delta_{1\max}$——减压阀阀口最大开口量(cm)；

L_{f1}——减压阀阀口全关闭时的封油长度(cm)。

9．节流阀阀芯行程 S_2

$$S_2=\delta_{2\max}+L_{f3}\quad(\text{cm}) \tag{3-68}$$

式中 $\delta_{2\max}$——节流阀节流口最大开口量(cm)；

L_{f3}——节流阀节流口全关闭时的封油长度(cm)。

(二)受力计算并确定减压阀弹簧刚度 K_t

1．作用于减压阀阀芯上的理想液压作用力 F_y

由图 3-61 可知，当节流阀节流口前后压力差为设定值 $\Delta p_2=p_2-p_3=2\sim3\,\text{kgf/cm}^2$ 时，作用于减压阀阀芯上的理想液压作用力 F_y 为

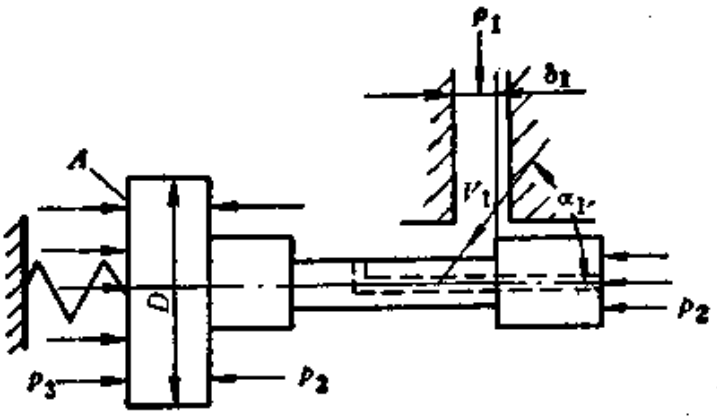


图 3-61

$$F_y=(p_2-p_3)A=(p_2-p_3)\frac{\pi D^2}{4}\quad(\text{kgf})\qquad(3\text{-}69)$$

式中 D——减压阀阀芯大直径(cm)。

2．作用于减压阀阀芯上的稳态液动力 F_W

应考虑通过调速阀的流量为公称流量 Q_g 并且进出口压力发生变化时作用于减压阀阀芯上的稳态液动力 F_W，此时由于进口压力 p_1 和出口压力 p_2 的变化，将导致减压阀阀口前后压力差(p_1-p_2)的变化，从而引起稳态液动力 F_W 的变化(见式 3-56)。设计时更方便的是求出不同减压阀阀口开口量 δ_1 下相应的稳态液动力 F_W。由第一章第一节阀口流量公式(1-15)可知，在给定的流量下，阀口前后压力差的变化，需将过流面积(即开口量)变化。所以，只要把油液流过阀口的流量系数视为常量，阀口开口量的变化就反映了阀口前后压力差的变化。

根据第一章第三节稳态液动力的计算公式(1-138)可得

$$F_W=\frac{\rho(16.67Q_g)^2\cos\alpha}{C_1f(\delta_1)}=277.8\frac{\rho Q_g^2\cos\alpha}{C_1f(\delta_1)}\quad(\text{kgf})\qquad(3\text{-}70)$$

式中 ρ——油液密度(kgf·sec²/cm⁴)；

Q_g——公称流量(l/min)；

C_1——流量系数，可取

$C_1=0.65$；

$f(\delta_1)$——减压阀阀口过流面积(cm²)，此过流面积随着阀口开口量 δ_1 的变化而变化；

α——减压阀阀口液流角(°)，一般取

$\alpha=69°$。

3．减压阀弹簧刚度 K_t

根据减压阀阀芯受力平衡方程式(3-52)可得

$$F_t=F_y+F_W\quad(\text{kgf})\qquad(3\text{-}71)$$

式中 F_t ——弹簧力(kgf)；

F_y——按式(3-69)求得的作用于减压阀阀芯上的理想液压作用力(kgf)；

F_w——按式(3-70)求得的作用于减压阀阀芯上的稳态液动力(kgf)。

可以用作图法来确定减压阀弹簧刚度 K_t：先按式(3-70)求出不同阀口开口量 δ_1 时相应的稳态液动力 F_w [求 F_w 时先要用弓形几何尺寸表求出不同 δ_1 时的单个弓形面积，再按阀口弓形面积个数 Z_{f1} 求出总弓形面积 $f(\delta_1)$]；再作出(F_y+F_w)与 δ_1 的关系曲线；然后求出通过公称流量时可能出现的减压阀阀口最小开口量 $\delta_{1\min}$ (先按式 3-56 求出 $\delta_{1\min}$ 时的稳态液动力 F_w，式中 $Q=Q_n$，$C_v\approx1$，$p_1-p_2=p_0-\Delta p_2$，$\alpha\approx69°$。按求得的 F_w 即可在图 3-62 中找出相应的 $\delta_{1\min}$，如 m 点)；高于 m 点作与曲线 F_w 的变化规律相近的直线 F_t，此直线即为

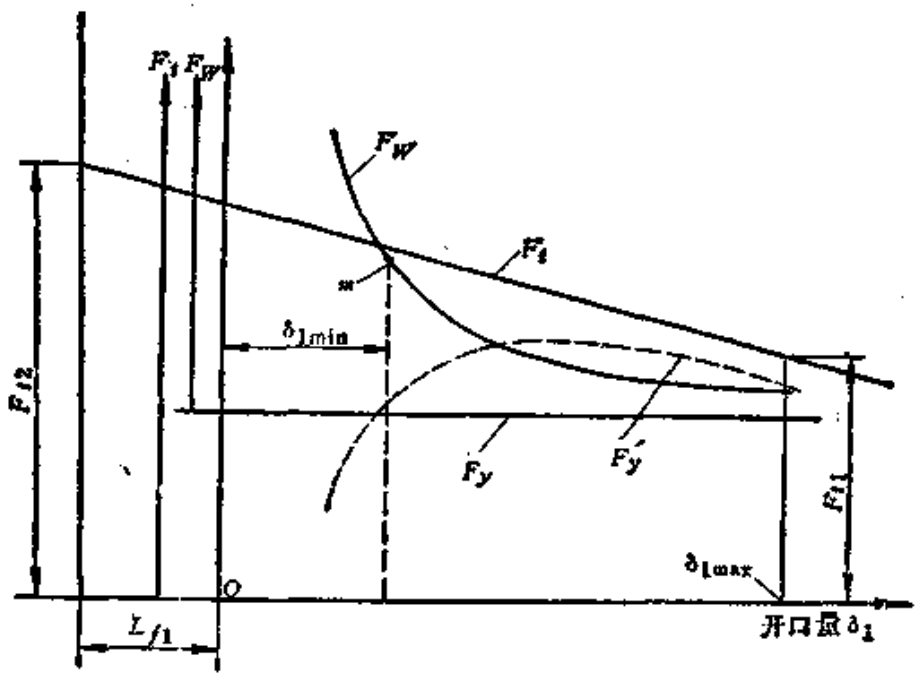


图 3-62

弹簧力——行程特性线，它的斜率即为所求的弹簧刚度 K_t。

在图 3-62 中可找出阀口最大开口量 $\delta_{1\max}$ 时弹簧最小工作负荷 F_{t1} 和阀芯行程 $S_1=\delta_{1\max}+L_{f1}$ 时弹簧最大工作负荷 F_{t2}。设计弹簧要同时满足 K_t、F_{t1} 和 F_{t2} 常是不可能的，这时要作适当调整。

由式(3-71)可知，F_t 应与 (F_y+F_w) 平衡，但从图 3-62 可见，在不同 δ_1 时 F_t 与 (F_y+F_w) 是不平衡的。作用于减压阀阀芯上的实际液压力为 $F'_y=F_t-F_w$，如图 3-62 中虚线 F'_y。因为 $F'_y=(p_2-p_3)A$，既然 F'_y 是变化的，那么 (p_2-p_3) 也是变化的。这就是说，当调速阀的进出口压力变化时，节流口在同一开口量时通过的流量是要发生一些变化的。

关于节流阀部分的受力计算在这里省略。

(三)性能计算

1. 流量变化率 η_q

调速阀的流量变化率 η_q 反映了在给定的节流口开口量下，当进出口压力变化时（即 p_1-p_3 变化时）调节流量的恒定性。显然，调节流量 Q 是随 (p_1-p_3) 的变化而变化的，即 $Q=f(p_1-p_3)$。对于不同的节流口开口量 δ_1，出现一组 $Q=f(p_1-p_3)$ 的曲线族。一般来说，节流口开口量越大，通过调速阀的流量也越大，这时由于作用于减压阀阀芯的稳态液动力加大，对流量稳定性的影响也越显著。所以，设计中只要计算节流口在最大开口量 $\delta_{2\max}$ 时的流量变化率即可。

为了计算流量变化率 η_q，需要推导出调速阀的静态特性方程 $Q=f(p_1-p_3)$。

减压阀阀口的流量公式为

$$Q=C_1 f(\delta_1)\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)} \tag{3-72}$$

节流阀节流口的流量公式为

$$Q=C_2 f(\delta_2)\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2-p_3)} \tag{3-73}$$

减压阀阀芯的受力平衡方程为

$$K_t(X_t+\delta_{1\max}-\delta_1)=(p_2-p_3)A+\frac{\rho Q^2\cos\alpha}{C_1 f(\delta_1)} \tag{3-74}$$

由式(3-72)得 $$p_1-p_2=\frac{\rho Q^2}{2C_1^2[f(\delta_1)]^2} \tag{3-75}$$

由式(3-73)得 $$p_2-p_3=\frac{\rho Q^2}{2C_2^2[f(\delta_2)]^2} \tag{3-76}$$

将式(3-75)和式(3-76)相加得

$$p_1-p_3=\frac{\rho Q^2}{2C_2^2[f(\delta_2)]^2}\left[1+\frac{C_2^2[f(\delta_2)]^2}{C_1^2[f(\delta_1)]^2}\right] \tag{3-77}$$

将式(3-76)代入式(3-74)得

$$K_t(X_t+\delta_{1\max}-\delta_1)=\left[\frac{\rho A}{2C_2^2[f(\delta_2)]^2}+\frac{\rho\cos\alpha}{C_1 f(\delta_1)}\right]Q^2$$

$$\begin{aligned}
Q&=\sqrt{\frac{K_t(X_t+\delta_{1\max}-\delta_1)}{\frac{\rho A}{2C_2^2[f(\delta_2)]^2}+\frac{\rho\cos\alpha}{C_1 f(\delta_1)}}}\\
&=\sqrt{\frac{K_t(X_t+\delta_{1\max}-\delta_1)}{\frac{2C_2^2[f(\delta_2)]^2}{\rho A}\left[1+\frac{2C_2^2[f(\delta_2)]^2\rho\cos\alpha}{\rho AC_1 f(\delta_1)}\right]}}\\
&=\sqrt{\frac{K_t(X_t+\delta_{1\max})}{\frac{\rho A}{2C_2^2[f(\delta_2)]^2}}\cdot\frac{X_t+\delta_{1\max}-\delta_1}{X_t+\delta_{1\max}}\cdot\frac{1}{1+\frac{2C_2^2[f(\delta_2)]^2\cos\alpha}{AC_1 f(\delta_1)}}}\\
&=C_2 f(\delta_2)\sqrt{\frac{2K_t(X_t+\delta_{1\max})}{\rho A}}\sqrt{\frac{1-\frac{\delta_1}{X_t+\delta_{1\max}}}{1+\frac{2C_2^2[f(\delta_2)]^2\cos\alpha}{AC_1 f(\delta_1)}}}
\end{aligned} \tag{3-78}$$

令
$$\lambda_1 = C_2 f(\delta_2)\sqrt{\frac{2K_t(X_t+\delta_{1\max})}{\rho A}}$$

$$\lambda_2 = \frac{1}{X_t+\delta_{1\max}}$$

$$\lambda_3 = \frac{2C_2^2\cos\alpha}{AC_1}[f(\delta_2)]^2$$

$$\lambda_4 = \frac{\rho}{2C_2^2[f(\delta_2)]^2}$$

$$\lambda_5 = \frac{C_2^2[f(\delta_2)]^2}{C_1^2}$$

代入式(3-78)和式(3-77)得

$$\begin{cases} Q = \lambda_1\left[\dfrac{1-\lambda_2\delta_1}{1+\lambda_3/f(\delta_1)}\right]^{\frac{1}{2}} & (3\text{-}79) \\ p_1 - p_3 = \lambda_4 Q^2\left[1+\dfrac{\lambda_5}{[f(\delta_1)]^2}\right] & (3\text{-}80) \end{cases}$$

上述式中

Q——节流口在某一给定开口量下通过调速阀的流量；

C_1——减压阀阀口的流量系数；

C_2——节流阀节流口的流量系数；

ρ——油液密度；

$f(\delta_2)$——在某一给定开口量下相应的节流口过流面积；

$f(\delta_1)$——减压阀阀口过流面积；

p_1——调速阀进口压力；

p_3——调速阀出口压力；

K_t——减压阀弹簧刚度；

X_t——减压阀弹簧预压缩量；

$\delta_{1\max}$——减压阀阀口最大开口量；

δ_1——减压阀阀口开口量；

A——减压阀阀芯大端面积；

α——减压阀阀口液流角。

式(3-79)和式(3-80)即为描述调速阀 $Q=f(p_1-p_3)$ 的静态特性方程。现应用这两式来求节流口在最大开口量 $\delta_{2\max}$ 时的流量变化率 γ_{fq}。

因为已给定节流口的开口量为最大开口量 $\delta_{2\max}$，所以在已确定过流面积形状的情况下，相应的过流面积 $f(\delta_2)=f(\delta_{2\max})$ 便可求得，对于弓形过流面积时，则可用弓形几何尺寸表查得，这时 λ_1、λ_2、λ_3、λ_4、λ_5 均可求出。当每给定一减压阀阀口开口量 δ_1，相应的过流面积 $f(\delta_1)$ 同样也可求得。此时可由式(3-79)求出通过调速阀的流量，并由式(3-80)求出相应流量时的进出口压差(p_1-p_3)。这样可描出 Q——(p_1-p_3) 的关系曲线(如图 3-63 所示)。从图 3-63 可找出调速阀进出口压差(p_1-p_3)在设计要求的工作压力范围$[\Delta p_{\min}]$——p_g之间的最大流量 $Q_{\max}$ 和最小流量 $Q_{\min}$，用式(3-59)即可求得流量变化率 γ_{fq}。

应使 $\gamma_{fq}\leqslant[\gamma_q]$，$[\gamma_q]$ 是流量变化率的设计要求；并应使 $Q_p\geqslant Q_g$，Q_p 是流量平均值，即 $Q_p=\dfrac{Q_{\max}+Q_{\min}}{2}$，$Q_g$ 是公称流量。

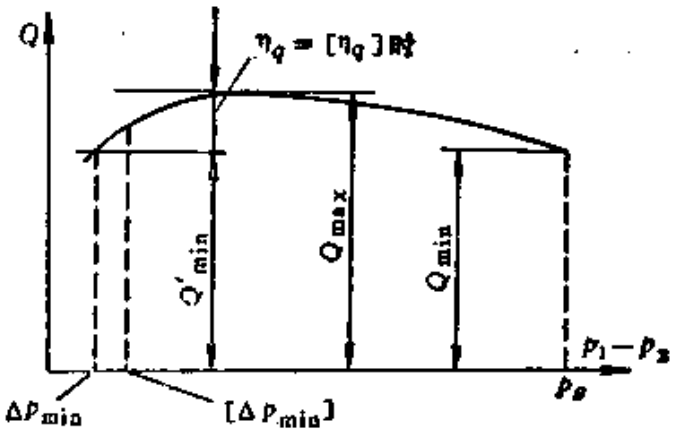


图 3-63

2. 进出口最低工作压力差 Δp_{min}

进出口最低工作压力差 Δp_{min} 是指工作压力范围的最低值。当调速阀的节流口开口量为某一给定值下，应使进出口压差 (p_1-p_3) 在设计要求的最低工作压力值 $[\Delta p_{min}]$ 到公称压力值 p_g 变化时，流量变化率 η_q 小于或等于设计要求的流量变化率 $[\eta_q]$。一般来说，调速阀的进出口压差在小值附近变化时，通过的流量变化较大，即调速阀刚度小。问题在于调速阀的进出口最低工作压力差可以小到何种程度，这时进出口压差在整个工作压力范围内变化而仍能满足流量变化率的设计要求 $[\eta_q]$。在给定的节流口开口量下，可以画出如图 3-63 所示的 Q——(p_1-p_3) 关系曲线，来验证可能达到的最低工作压力差。对于不同的节流口开口量就可得出 Q——(p_1-p_3) 的曲线族。一般只需画出节流口在最大开口量和最小开口量时 Q——(p_1-p_3) 的关系曲线。所谓节流口的最小开口量系指通过调速阀的流量为最小稳定流量(即流量调节范围最低值)时的开口量，这个开口量要用试凑法得出：可以先假定几个较小的节流口开口量，然后对每一假定的开口量再给定不同的减压阀阀口开口量 δ_1，并用式(3-79)和式(3-80)求出流量 Q 和进出口压差 (p_1-p_3)，最后描出每一假定节流口小开口量的 Q——(p_1-p_3) 关系曲线。这些曲线中流量变化的平均值

$$Q_p=\frac{Q_{max}+Q_{min}}{2}$$

达到或小于设计要求的最小稳定流量 $[Q_{min}]$ 者，就是所求节流口最小开口量时的 Q——(p_1-p_3) 曲线。节流口最大开口量时的 Q——(p_1-p_3) 曲线，在前面计算流量变化率 η_q 时已经给出。从这两条曲线中可找出流量变化率为设计要求 $[\eta_q]$ 时的调速阀进出口最低工作压力差 Δp_{min}(如图 3-63 所示)。

应使 $\Delta p_{min} \leqslant [\Delta p_{min}]$，$[\Delta p_{min}]$ 是调速阀工作压力范围最低值。

3．公称压力下的内泄漏量 q_{nx}

调速阀的泄漏面较多，其泄漏通路如图 3-64 所示，可以把该图简化成图 3-65。

根据第一章第一节层流偏心环状缝隙的流量计算公式可得

$$q = 2.5\frac{\pi D\Delta r^3}{12\mu l_f}\Delta p = 0.654\frac{D\Delta r^3}{\mu l_f}\Delta p \qquad (3\text{-}81)$$

令

$$\lambda'_1 = \frac{D_1\Delta r_1^3}{l_{f1}} = \frac{D_1\Delta r_1^3}{L_{f1}}$$

$$\lambda'_2 = \frac{D_1\Delta r_1^3}{l_{f2}} = \frac{D_1\Delta r_1^3}{L_{f2} - Z_1 b}$$

$$\lambda'_3 = \frac{D_2\Delta r_2^3}{l_{f3}} = \frac{D_2\Delta r_2^3}{L_{f3}}$$

$$\lambda'_4 = \frac{D\Delta r_2^3}{l_{f4}} = \frac{D\Delta r_2^3}{L_{f4} - Z_2 b}$$

$$\lambda'_5 = \frac{D_2\Delta r_2^3}{l_{f5}} = \frac{D_2\Delta r_2^3}{L_{f5} - Z_3 b}$$

则

$$q_1 = 0.654\frac{\lambda'_1}{\mu}(p_g - p_2) \qquad (3\text{-}82)$$

$$q_2 = 0.654\frac{\lambda'_2}{\mu}(p_g - p_2) \qquad (3\text{-}83)$$

$$q_3 = 0.654\frac{\lambda'_3}{\mu}p_2 \qquad (3\text{-}84)$$

$$q_4 = 0.654\frac{\lambda'_4}{\mu}p_2 \qquad (3\text{-}85)$$

$$q_5 = 0.654\frac{\lambda'_5}{\mu}p_2 \qquad (3\text{-}86)$$

$$q_1 + q_2 = q_3 + q_4 + q_5 \qquad (3\text{-}87)$$

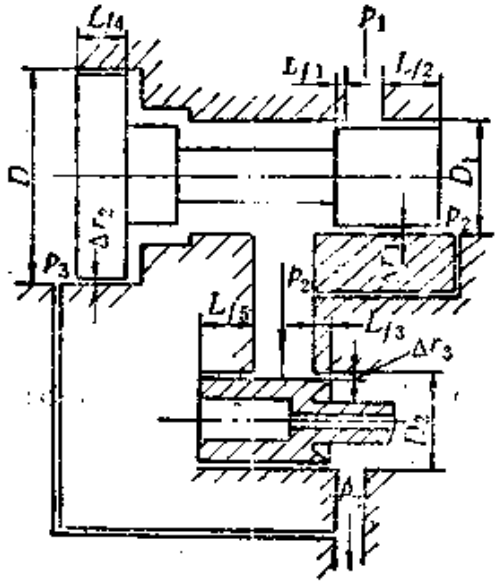


图 3-64

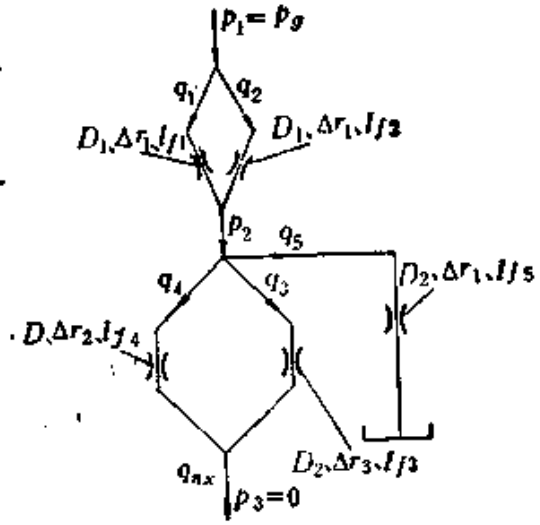


图 3-65

将式(3-82)～式(3-86)代入式(3-87)整理后得

$$p_2=\frac{\lambda_1'+\lambda_2'}{\lambda_1'+\lambda_2'+\lambda_3'+\lambda_4'+\lambda_5'}p_g \tag{3-88}$$

将式(3-88)代入式(3-84)和式(3-85)分别得

$$q_3=\frac{0.654}{\mu}\frac{\lambda_3'(\lambda_1'+\lambda_2')}{\lambda_1'+\lambda_2'+\lambda_3'+\lambda_4'+\lambda_5'}p_g \tag{3-89}$$

$$q_4=\frac{0.654}{\mu}\frac{\lambda_4'(\lambda_1'+\lambda_2')}{\lambda_1'+\lambda_2'+\lambda_3'+\lambda_4'+\lambda_5'}p_g \tag{3-90}$$

则内泄漏量 q_{nx} 为

$$q_{nx}=q_3+q_4=\frac{0.654}{\mu}\frac{(\lambda_1'+\lambda_2')(\lambda_3'+\lambda_4')}{\lambda_1'+\lambda_2'+\lambda_3'+\lambda_4'+\lambda_5'}p_g(\mathrm{cm^3/sec}) \tag{3-91}$$

上述式中

D——减压阀阀芯台肩大直径(cm)；

D_1——减压阀阀芯台肩中直径(cm)；

D_2——节流阀阀芯台肩大直径(cm)；

Δr_1——减压阀阀芯台肩中直径与阀体(套)孔的单边配合间隙(cm)；

Δr_2——减压阀阀芯台肩大直径与阀体孔的单边配合间隙(cm)；

Δr_3——节流阀阀芯台肩大直径与阀体(套)孔的单边配合间隙(cm)；

L_{f1}、L_{f2}——减压阀阀芯台肩中直径内泄漏面封油长度(cm)；

L_{f3}——节流阀阀芯内泄漏面封油长度(cm)；

L_{f4}——减压阀阀芯台肩大直径内泄漏面封油长度(cm)；

L_{f5}——节流阀阀芯外泄漏面封油长度(cm)；

Z_1——封油长度 L_{f2} 内的均压槽数；

Z_2——封油长度 L_{f4} 内的均压槽数；

Z_3——封油长度 L_{f5} 内的均压槽数；

b——均压槽宽度(cm)；

p_0——公称压力(kgf/cm^2)；

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm^2)。

应使 $q_{ns} \leqslant [q_{ns}]$，$[q_{ns}]$ 是内泄漏量允许值。

4：外泄漏量 q_{wx}

根据有关试验标准的规定，调速阀的外泄漏量是在进口压力为公称压力、节流阀部分全关闭并且出口压力为零的条件下来测量的，但实际上外泄漏量是在节流阀部分打开并且出口压力接近公称压力时为最大。现分别计算这两种情况的外泄漏量。

当调速阀的进口压力为公称压力、节流阀部分全关闭并且出口压力为零时的外泄漏量可如下计算：

将式(3-88)代入式(3-86)即得外泄漏量 q_{wx} 为

$$q_{wx}=q_5=0.654\frac{\lambda'_5}{\mu}\frac{\lambda'_1+\lambda'_2}{\lambda'_1+\lambda'_2+\lambda'_3+\lambda'_4+\lambda'_5}\quad p_g(\mathrm{kgf})\ (3\text{-}92)$$

当调速阀的节流阀部分打开并且出口压力接近公称压力时的外泄漏量可如下计算：

设定节流阀部分刚打开，并且由于节流口前后压差 Δp_2 较小，故视 $p_2\approx p_3=p_g$。从图 3-60 可见，这时有两个外泄漏面，封油长度分别为 $(L_{f5}+L_{f3})$ 和 L_{f6}。根据式 (3-81) 可得外泄漏量 q_{wx} 为

$$q_{wx}=0.654\frac{D_2\Delta r_3^3}{\mu}\left(\frac{1}{L_{f5}+L_{f3}-Z_4b}+\frac{1}{L_{f6}-Z_5b}\right)p_g$$

$(\mathrm{cm}^3/\mathrm{sec})$ (3-93)

式(3-92)和式(3-93)中

Z_4——封油长度由 L_{f5} 变为 $(L_{f5}+L_{f3})$ 后的均压槽数；

L_{f6}——节流阀阀芯外泄漏面封油长度(cm)；

Z_5——封油长度 L_{f6} 内的均压槽数；

其他符号含义同式(3-91)。

应使 $q_{wx}\leqslant[q_{wx}]$，$[q_{wx}]$是外泄漏量允许值。

关于手轮调节力矩 M_s 的计算方法可参考前面节流阀部分，单向调速阀反向通过公称流量时压力损失 $\Delta p'_s$ 的计算方法可参考方向控制阀中单向阀部分。

第四节　设计计算示例

设计调速阀，设计要求如下：

公称压力　　$p_g=320(\mathrm{kgf/cm^2})$；

公称流量　　$Q_g=200(\mathrm{l/min})$；

工作压力范围　　$10\sim320(\mathrm{kgf/cm^2})$；

最低工作压力差　　$[\Delta p_{min}]\leqslant10(\mathrm{kgf/cm^2})$；

流量调节范围　20～200(l/min)；

最小稳定流量　$[Q_{min}]\leqslant 20$(l/min)；

进出口压力变化时的流量变化率 $[\eta_q]\leqslant 10\%$；

内泄漏量　$[q_{nx}]\leqslant 1000(cm^3/min)=16.67(cm^3/sec)$；

外泄漏量　$[q_{wx}]\leqslant 800(cm^3/min)=13.33(cm^3/sec)$。

一、几何尺寸的确定(参见图 3-60)

1. 进、出油口直径 d

根据式(2-9)

$$d\geqslant 0.463\sqrt{\frac{Q_g}{V_g}}=0.463\sqrt{\frac{200}{6}}=2.69\quad(cm)$$

取 $d=2.8$(cm)

2. 减压阀阀芯台肩大直径 D、中直径 D_1 和小直径 d_1

根据式(2-48)和式(2-47)

$$D_1\geqslant 0.22\sqrt{Q_g}=0.22\sqrt{200}=3\quad(cm)$$

取 $D_1=3$(cm)

$$d_1\geqslant\frac{1}{2}D_1=\frac{1}{2}\times 3=1.5\quad(cm)$$

取 $d_1=1.5$(cm)

根据式(3-61)

$$D=(2\sim 2.5)D_1=(2\sim 2.5)\times 3=6\sim 7.5\quad(cm)$$

取 $D=7.5$(cm)

3. 节流阀阀芯台肩大直径 D_2 和小直径 d_2

根据式(2-48)和式(2-47)

$$D_2\geqslant 0.22\sqrt{Q_g}=0.22\sqrt{200}=3\quad(cm)$$

取 $D_2=3.2$(cm)

$$d_2\geqslant\frac{1}{2}D_2=\frac{1}{2}\times 3.2=1.6\quad(cm)$$

取 $d_2=1.6$(cm)

4．减压阀阀套沉割槽宽度 B 和尺寸 H

根据结构布置确定 $B=3(\text{cm})$，$H=1.5(\text{cm})$。

$$BH=3\times1.5=4.5(\text{cm}^2)>0.014Q_g$$
$$=0.014\times200=2.8(\text{cm}^2)$$

故满足式(3-62)要求。

5．减压阀阀套径向孔直径 d_{j1} 和孔数 Z_{j1}

取 $Z_{j1}=4$，根据式(3-63)

$$d_{j1}\geqslant0.188\sqrt{\frac{Q_g}{Z_{j1}}}=0.188\sqrt{\frac{200}{4}}=1.335\quad(\text{cm})$$

取 $d_{j1}=1.4(\text{cm})$

6．节流阀入口孔直径 d_{j2}

根据式(3-64)

$$d_{j2}\geqslant0.188\sqrt{Q_g}=0.188\sqrt{200}=2.63\quad(\text{cm})$$

取 $d_{j2}=2.8(\text{cm})$

7．减压阀阀口的最大开口量 $\delta_{1\max}$

根据式(3-65)

$$A_1=\frac{16.67Q_g}{Z_{j1}C_1\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p_1}}\quad(\text{cm}^2)$$

式中取：$C_1=0.65$；$\rho=0.921\times10^{-6}\,\text{kgf}\cdot\text{sec}^2/\text{cm}^4$(上稠 30-1 号液压油在油温为 50℃、油液压力为 320 kgf/cm² 时的值)；$\Delta p_1=[\Delta p_{\min}]_s-\Delta p_2$，设定 $[\Delta p_{\min}]_s=[\Delta p_{\min}]-5=10-5=5$ kgf/cm²，$\Delta p_2=2\,\text{kgf/cm}^2$，故 $\Delta p_1=5-2=3\,\text{kgf/cm}^2$。代入上式得

$$A_1=\frac{16.67\times200}{4\times0.65\sqrt{\frac{2\times3}{0.921\times10^{-6}}}}=0.5\quad(\text{cm}^2)$$

由弓形几何尺寸表查得 $\delta_{1\max}=0.5(\text{cm})$，取

$$\delta_{1\max}=0.7 \quad (\text{cm})$$

8. 节流阀节流口最大开口量 $\delta_{2\max}$

根据式(3-66)

$$A_2=\frac{16.67Q_g}{Z_{f2}C_2\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p_2}} \quad (\text{cm}^2)$$

式中取：$Z_{f2}=2$；$C_2=0.65$。代入上式得

$$A_2=\frac{16.67\times200}{2\times0.65\sqrt{\frac{2\times2}{0.921\times10^{-6}}}}=1.23 \quad (\text{cm}^2)$$

由弓形几何尺寸表查得 $\delta_{2\max}=0.7(\text{cm})$，取

$$\delta_{2\max}=0.9 \quad (\text{cm})$$

9. 内泄漏面封油长度 L_{f1}、L_{f2}、L_{f3}、L_{f4} 和外泄漏面封油长度 L_{f5}、L_{f6}

根据结构布置选定：$L_{f1}=0.2(\text{cm})$；$L_{f2}=2(\text{cm})$；$L_{f3}=0.4(\text{cm})$；$L_{f4}=1.8(\text{cm})$；$L_{f5}=1.55(\text{cm})$；$L_{f6}=2.4(\text{cm})$。这些选定的尺寸，应经过内外泄漏量的验算(见下面性能计算部分)。

10. 减压阀阀芯行程 S_1

根据式(3-67)

$$S_1=\delta_{1\max}+L_{f1}=0.7+0.2=0.9 \quad (\text{cm})$$

11. 节流阀阀芯行程 S_2

根据式(3-68)

$$S_2=\delta_{2\max}+L_{f3}=0.9+0.4=1.3 \quad (\text{cm})$$

二、受力计算并确定减压阀弹簧刚度 K_t

1. 作用于减压阀阀芯上的理想液压作用力 F_y

根据式(3-69)

$$F_y=(p_2-p_3)\frac{\pi D^2}{4}=\Delta p_2\frac{\pi D^2}{4}=2\times\frac{3.14\times(7.5)^2}{4}$$

$$=88.3\quad(\text{kgf})$$

2．作用于减压阀阀芯上的稳态液动力 F_w

根据式(3-70)

$$F_w=277.8\frac{\rho Q_2^2\cos\alpha}{C_1 f(\delta_1)}$$

可给定不同减压阀阀口开口量 δ_1，再由弓形几何尺寸表查得单个弓形面积，并计算出 Z_{f1} 个弓形总面积 $f(\delta_1)$，然后用上式计算出相应的稳态液动力 F_w。计算时可取 $\alpha=69°$，计算结果见表 3-1。

表 3-1

δ_1(cm)	0.0983	0.15	0.2	0.25	0.305	0.35	0.4	0.45	0.5	0.7
F_w(kgf)	28.6	15.5	10	7.34	5.54	4.57	3.8	3.23	2.78	1.83
F_y(kgf)	88.3									

3．减压阀弹簧刚度 K_s

作(F_y+F_w)与 δ_1 的关系曲线(如图 3-66 所示)，再求出通过公称流量时可能出现的减压阀阀口最小开口量 $\delta_{1\min}$：

根据式(3-56)

$$F_w=QC_v\sqrt{2\rho(p_1-p_2)}\cos\alpha$$

式中　当 $Q=Q_g$，$C_v\approx1$，$p_1-p_2=p_g-\Delta p_2$，$\alpha=69°$ 时，可求得 $\delta_{1\min}$ 时的稳态液动力为

$$F_w=16.67\times200\sqrt{2\times0.921\times10^{-6}(320-2)}\cos 69°$$

$$=28.92\quad(\text{kgf})$$

按上面求得的稳态液动力值可在图 3-66 中找出相应的 $\delta_{1\min}=0.98$ mm (图中 m_b 点)。

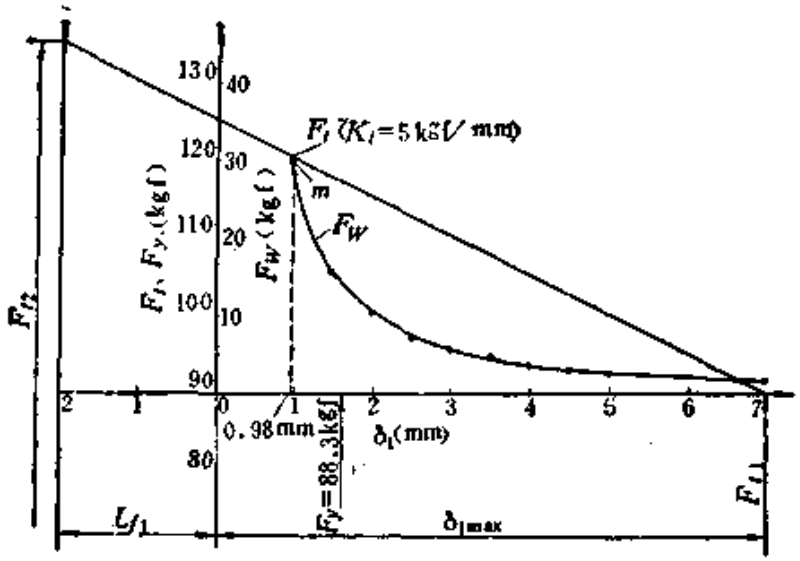


图 3-66

在图 3-66 中，高于 m 点作与曲线 F_W 的变化规律相近的直线 F_t，此直线即为弹簧力-行程特性曲线，它的斜率即为所求的减压阀弹簧刚度 K_t

$$K_t=5 \quad (\text{kgf/mm})$$

在图 3-66 中可找出弹簧最小工作负荷 $F_{t1}=88.3$(kgf) 和减压阀阀芯行程（亦即弹簧最大工作行程）$S_1=9$ mm 时弹簧的最大工作负荷 $F_{t2}=133.3$ (kgf)。弹簧设计时可对 K_t、F_{t1}、F_{t2} 作少量调整。

三、性能计算

1. 流量变化率 η_q

计算调速阀在节流口最大开口量 $\delta_{2\max}$、进出口压力差在工作压力范围内变化时的流量变化率。根据式 (3-79) 和式 (3-80)

$$\begin{cases} Q=\lambda_1\left[\dfrac{1-\lambda_2\delta_1}{1+\lambda_3/f(\delta_1)}\right]^{\frac{1}{2}} & (\text{cm}^3/\text{sec}) \\ p_1-p_3=\lambda_4 Q^2\left[1+\dfrac{\lambda_5}{[f(\delta_1)]^2}\right] & (\text{kgf/cm}^2) \end{cases}$$

式中 $\lambda_1=C_2f(\delta_{2\max})\sqrt{\dfrac{2K_t(X_t+\delta_{1\max})}{\rho A}}$ (cm^3/sec);

$\lambda_2=\dfrac{1}{X_t+\delta_{1\max}}$ $(1/cm)$;

$\lambda_3=\dfrac{2C_c^2\cos\alpha}{AC_1}[f(\delta_{2\max})]^2$ (cm^2);

$\lambda_4=\dfrac{\rho}{2C_2^2[f(\delta_{2\max})]^2}$ $(kgf\cdot sec^2/cm^8)$;

$\lambda_5=\dfrac{C_2^2[f(\delta_{2\max})]^2}{C_1^2}$ (cm^4)。

$\lambda_1\sim\lambda_5$ 中：取 $C_1=C_2=0.65$, $\alpha=69°$; $X_t=\dfrac{F_{t1}}{K_t}=\dfrac{88.3}{50}=1.77(cm)$; $A=\dfrac{\pi D^2}{4}=\dfrac{3.14\times(7.5)^2}{4}=44.16(cm^2)$; 由弓形几何尺寸表查得 $\delta_{2\max}$ 时的单个弓形面积为 $1.23(cm^2)$, 则 $f(\delta_{2\max})=1.23Z_{f2}=1.23\times2=2.46(cm^2)$。将上述值代入 $\lambda_1\sim\lambda_5$ 中得：

$\lambda_1=3923$ (cm^3/sec);

$\lambda_2=0.405$ $(1/cm)$;

$\lambda_3=0.0637$ (cm^2);

$\lambda_4=1.8\times10^{-7}$ $(kgf\cdot sec^2/cm^8)$;

$\lambda_5=6$ (cm^4)。

给定不同减压阀口开口量 δ_1, 由弓形几何尺寸表查得相应单个弓形面积, 再计算出 Z_{f1} 个弓形总面积 $f(\delta_1)$, 最后可用式 (3-79) 和式 (3-80) 计算出不同 δ_1 时通过调速阀的流量 Q 及进出口压力差 (p_1-p_3)。计算结果见表 3-2。

由表 3-2 中所列数值, 可描出 Q——(p_1-p_3) 关系曲线, 如图 3-67 所示。

表 3-2

δ_1 (cm)	0.0988	0.15	0.2	0.25	0.305	0.35	0.4	0.45	0.5	0.7
Q (l/min)	199.6	210	213.5	214	213.5	212	210.5	208.5	203.5	197
p_1-p_3 (kgf/cm²)	318	103.5	46	26	15.8	11.3	8.4	6.45	5.3	3.12

注：式(3-79)和式(3-80)中流量Q的单位为cm³/sec，上表已转换成l/min。

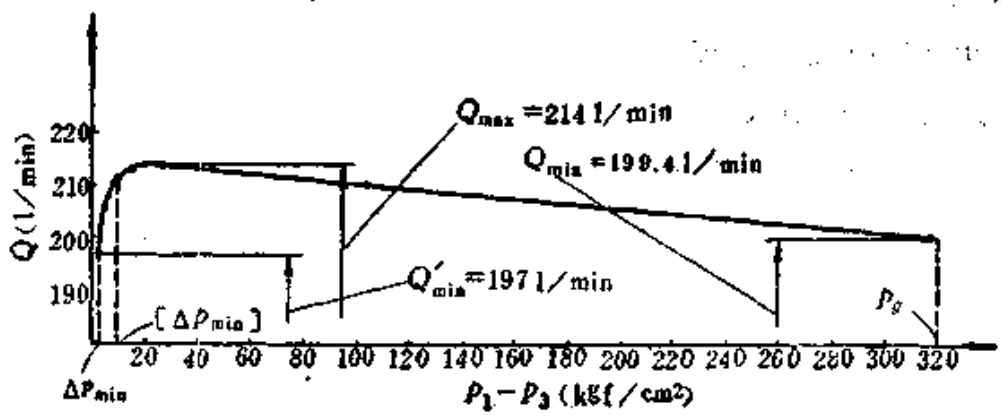


图 3-67

从图3-67可找出调速阀在节流口最大开口量$\delta_{2\,max}$、进出口压力差在$[\Delta p_{min}]\sim p_g$范围内变化时，流量变化的最大值为$Q_{max}=214$(l/min)，流量变化的最小值为$Q_{min}=196$(l/min)。

根据式(3-59)

$$\eta_q=\frac{Q_{max}+Q_{min}}{Q_p}\times 100\%=\frac{2(214-199.4)}{214+199.4}\times 100\%$$

$$=7.1\%<[\eta_q]$$

$$Q_p=\frac{Q_{max}+Q_{min}}{2}=\frac{214+199.4}{2}=206.7(\text{l/min})>Q_g$$

2．进出口最低工作压力差Δp_{min}

这里只计算调速阀的节流口在最大开口量$\delta_{2\,max}$、进出口

压力差在工作压力范围最高值以下变化时，流量变化率 η_q 不超过设计要求 $[\eta_q]$ 所能达到的进出口最低工作压力差 Δp_{min}。对于节流口在最小开口量 $\delta_{2\,min}$ 的情况，Δp_{min} 的计算从略。

将式(3-59)中的 η_q 换成 $[\eta_q]$，即可求得 $[\eta_q]$ 时允许的流量变化最小值 Q'_{min} 为

$$Q'_{min}=\frac{Q_{max}(2-[\eta_q])}{2+[\eta_q]}=\frac{214(2-0.1)}{2+0.1}=193.6 \quad (l/min)$$

此值已低于表 3-3 中减压阀阀口最大开口量 $\delta_1=\delta_{1\,max}=0.7$ (cm)时通过调速阀的流量 $Q=197(l/min)$。这说明当调速阀的节流口在最大开口量 $\delta_{2\,max}$ 下，减压阀阀芯在全开位置时，流量变化率仍没有超过设计要求 $[\eta_q]$。可将这时的调速阀进出口压力差 $p_1-p_3=3.12(kgf/cm^2)$ 作为进出口最低工作压力差，即

$$\Delta p_{min}=3.12 \quad (kgf/cm^2)$$

3．公称压力下的内泄漏量 q_{ns}

根据式(3-91)

$$q_{ns}=\frac{0.654}{\mu}\frac{(\lambda'_1+\lambda'_2)(\lambda'_3+\lambda'_4)}{\lambda'_1+\lambda'_2+\lambda'_3+\lambda'_4+\lambda'_5}p_g$$

式中 $\mu=0.2265\times10^{-6}(kgf\cdot sec/cm^2)$——上稠30-1号液压油，油温 50℃、油液压力 320 kgf/cm² 时；

$$\lambda'_1=\frac{D_1\Delta r_1^3}{L_{f1}}=\frac{3\times(0.00125)^3}{0.2}=2.93\times10^{-8}(cm^3);$$

$$\lambda'_2=\frac{D_1\Delta r_1^3}{L_{f2}-Z_1b}=\frac{3\times(0.00125)^3}{2-5\times0.05}=0.335\times10^{-6}(cm^3);$$

$$\lambda'_3=\frac{D_2\Delta r_3^3}{L_{f3}}=\frac{3.2\times(0.00125)^3}{0.4}=1.56\times10^{-8}(cm^3);$$

$$\lambda'_4=\frac{D\Delta r_2^3}{L_{f4}-Z_2b}=\frac{7.5\times(0.002)^3}{1.8-6\times0.05}=4\times10^{-8}(cm^3);$$

$$\lambda_5'=\frac{D_2\Delta r_3^3}{L_{f5}-Z_3b}=\frac{3.2\times(0.00125)^3}{1.55-5\times0.05}=0.481\times10^{-8}(\mathrm{cm}^3)。$$

代入上式得

$$q_{ns}=\frac{0.654}{0.2265\times10^{-6}}\times\frac{(2.93+0.335)(1.56+4)\times10^{-8}\times10^{-8}}{(2.93+0.335+1.56+4+0.481)\times10^{-8}}\times320$$
$$=18\quad(\mathrm{cm}^3/\mathrm{sec})$$

从 q_{ns} 计算结果看，已超过了设计要求，但考虑到 L_{f1}、L_{f2} 和 L_{f3} 是封油处最短的封油长度，它们是局部性的，所以可以认为计算结果与设计要求是接近的。

4．外泄漏量 q_{wx}

根据式(3-92)

$$q_{wx}=0.654\frac{\lambda_x'}{\mu}\frac{\lambda_1'+\lambda_2'}{\lambda_1'+\lambda_2'+\lambda_3'+\lambda_4'+\lambda_5'}p_g$$
$$=0.654\frac{0.481\times10^{-8}}{0.2265\times10^{-6}}\times\frac{(2.93+0.335)\times10^{-8}}{(2.93+0.335+1.56+4+0.481)\times10^{-8}}$$
$$\times320=1.56(\mathrm{cm}^3/\mathrm{sec})<[q_{wx}]$$

根据式(3-93)

$$q_{wx}=0.654\frac{D_2\Delta r_3^3}{\mu}\left(\frac{1}{L_{f5}+L_{f3}-Z_4b}+\frac{1}{L_{f6}-Z_5b}\right)p_g$$
$$=0.654\frac{3.2\times(0.00125)^3}{0.2265\times10^{-6}}\left(\frac{1}{1.55+0.4-6\times0.05}\right.$$
$$\left.+\frac{1}{2-5\times0.05}\right)\times320=6.79(\mathrm{cm}^3/\mathrm{sec})<[q_{wx}]$$

第四章　方向控制阀

方向控制阀是控制液压系统中油液流动方向的各类阀的总称，一般包括换向阀和单向阀。换向阀按换向方式的不同还分为电磁换向阀、电液动换向阀、液动换向阀和手动换向阀等；单向阀按控制方式的不同则分为一般单向阀和液控单向阀两种。现分别介绍这些阀类的设计计算方法。因为电磁、电液动、液动、手动换向阀多采用滑阀式结构，它们之间有共性，所以归并在一起叙述。

第一节　换　向　阀

如果换向阀是根据电信号的指令(通电或断电)，由电磁铁或弹簧使阀芯实现换向或对中(复位)动作，从而达到改变油液流动方向的目的，这就是电磁换向阀，通常简称为电磁阀。如果换向阀的阀芯靠控制压动油的液压力或弹簧力来推动而达到改变油液流动方向的目的，则为液动换向阀，通常简称为液动阀。如把电磁阀和液动阀组合起来，由电磁阀对控制压力油起先导控制作用，这种组合阀就是电液动换向阀，通常简称为电液阀。换向阀的阀芯还可以用操作手柄直接来推动而成为手动换向阀，通常简称为手动阀。

显然：由于受电磁铁外形尺寸和推力的限制，电磁阀所能通过的流量较小，一般在允许增大压力损失的条件下，最大的公称流量只能为100 l/min左右；电液阀和液动阀所能通过的流量不象电磁阀那样受到电磁铁的限制，这就是在较大流

量时不采用电磁阀而是采用电液阀或液动阀的原因；对于手动阀由于受到人的操作力的限制，虽然所能通过的流量比电磁阀要大，但最大的公称流量比电液阀和液动阀要小些。

换向阀有阀芯位置数和油口通路数的区分，常用的有二位四通和三位四通等形式。

一、工作原理

(一)电磁换向阀的工作原理

图 4-1 是我国公称压力为 320 kgf/cm² 的三位四通电磁阀结构图，图示配用的阀芯为 O 型滑阀机能(即中间位置 P、A、B、O 四个油口全封闭)。当右边的电磁铁 1 通电，通过推杆 5，电磁铁 1 把阀芯 3 推到左边位置，使 P→A 和 B→O 的油路沟通；右边的电磁铁 1 断电时，左边的对中弹簧 2 把阀芯 3 推回到中间位置，使 P→A 和 B→O 的油路封闭。反之，当左边的电磁铁 1 通电或断电时，可使 P→B 和 A→O 的油路沟通或封闭。

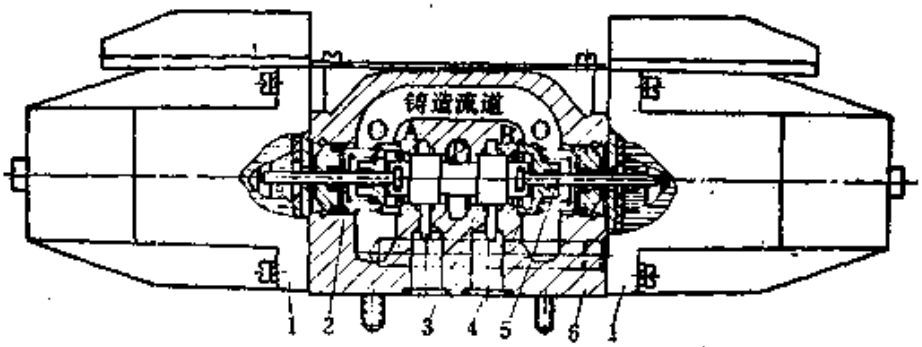


图 4-1

1—电磁铁 2—对中弹簧 3—阀芯 4—弹簧座 5—推杆 6—阀体

(二)电液换向阀和液动换向阀的工作原理

图 4-2 是我国公称压力为 320 kgf/cm² 的三位四通电液阀弹簧对中式结构图，图示配用的主阀芯为 O 型滑阀机能。

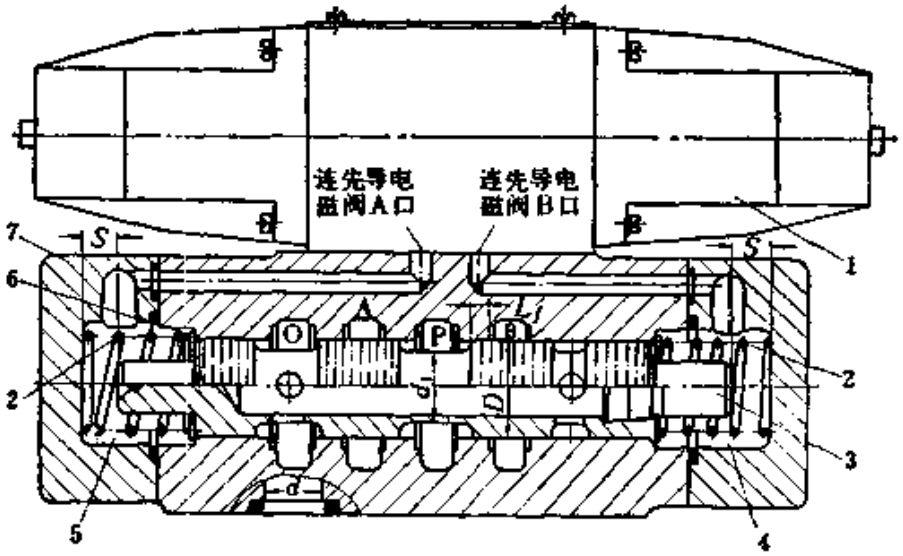


图 4-2

1—先导电磁阀 2—对中弹簧 3—主阀芯 4—主阀右端容腔 5—主阀左端容腔 6—挡圈 7—端盖

当先导电磁阀1左边的电磁铁通电后使其阀芯在右边位置时，来自主阀P口或外接油口的控制压力油可经过先导电磁阀1的B口进入主阀右端容腔4，并推动主阀芯3向左移动（这时主阀左端容腔5中的控制油液可通过电磁阀的A和O口，再从主阀的O口或外接油口流回油箱），使主阀P→A和B→O的油路完全沟通；当先导电磁阀1左边的电磁铁断电后，其阀芯回到中间位置时（电磁阀中位为Y型机能），来自主阀P口或外接油口的控制压力油不再进入主阀右端容腔4，也不进入主阀左端容腔5，主阀左边对中弹簧2的弹簧力推动主阀芯3向右移动，这时主阀右端容腔4中的控制油液也可通过先导电磁阀B口和O口再从主阀的O口或外接油口流回油箱，当把主阀芯3推回到中间位置后，主阀P→A和B→O的油路完全封闭。反之，当先导电磁阀1右边的电磁铁通电或断电时，可使主阀P→B和A→O的油路沟通或封闭。

图 4-3 是我国公称压力为 320 kgf/cm² 的三位四通电液阀液压对中式结构图，图示配用的主阀芯也是O型滑阀机能。图中的弹簧 2 不起对中作用，仅在电液阀不工作时使主阀芯 3 保持在中间位置。液压对中式电液阀的动作过程与弹簧对中式电液阀差不多，只是在主阀芯 3 对中时主阀左右端容腔 5 和 4 同时进入控制压力油，这时靠控制活塞 6 和控制活塞套 7 所造成的主阀芯两端面积差而产生的液压力，把主阀芯 3 推回到中间位置。显然，为了使主阀芯 3 对中时控制压力油能同时进入主阀左右端容腔 5 和 4，先导电磁阀 1 的阀芯必须配用 P 型滑阀机能。

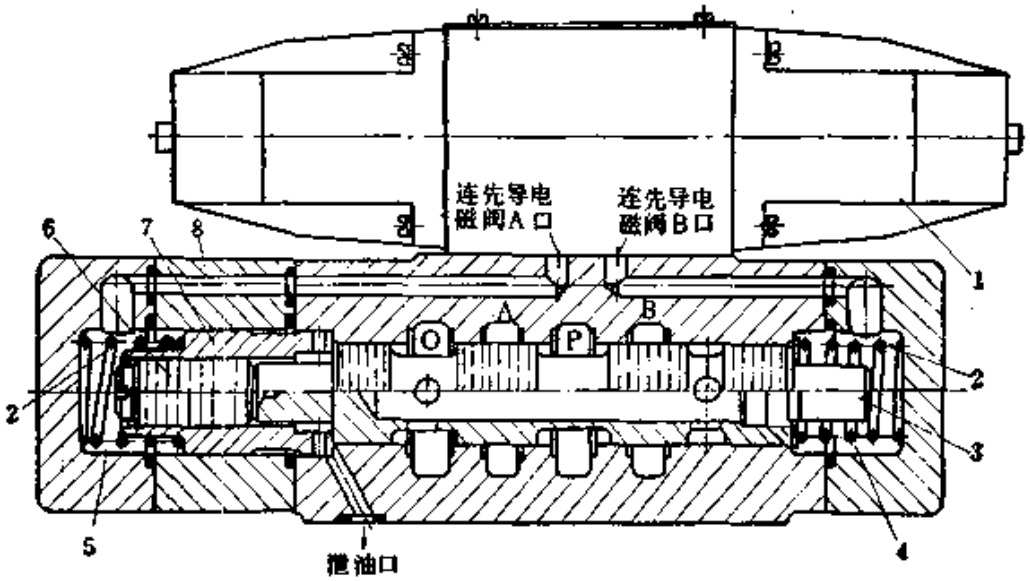


图 4-3

1—先导电磁阀　2—弹簧　3—主阀芯　4—主阀右端容腔
5—主阀左端容腔　6—控制活塞　7—控制活塞套　8—中盖

图 4-4 和图 4-5 分别是我国公称压力为 320 kgf/cm² 的弹簧对中式和液压对中式三位四通液动阀结构图，图示配用的阀芯为O型滑阀机能。液动阀基本上是电液阀主阀部分的单独应用，从外接油口进入阀芯两端的控制压力油来自液

压系统的控制油路，阀芯两端控制油再经过外接油口流回油箱。一般来说，液动阀除了进入阀芯两端的控制压力油不来自阀本身的P口和阀芯两端的控制油不从阀本身的O口流回油箱以外，其他与电液阀的主阀是完全相同的。

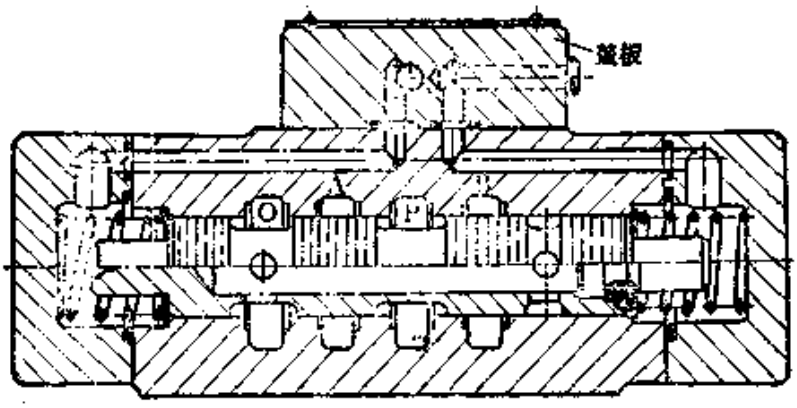


图 4-4

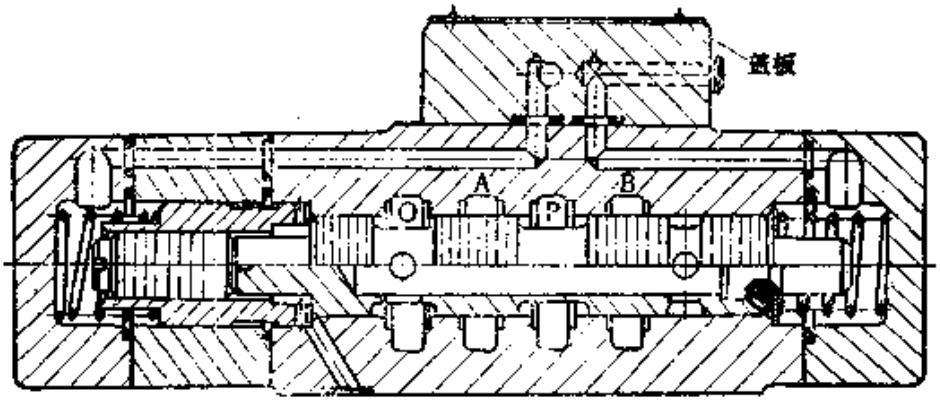


图 4-5

(三)手动换向阀的工作原理

图4-6是我国公称压力为320kgf/cm²的三位四通手动阀弹簧定位式结构图，图示配用的阀芯为O型滑阀机能。当手柄1向右(或左)扳动时，根据手柄1的杠杆原理，可将阀芯2向左(或右)移动，使中间位置P、A、B、O油口全封闭至P→A和B→O的油路沟通(或P→B和A→O的油路沟通)。借助于

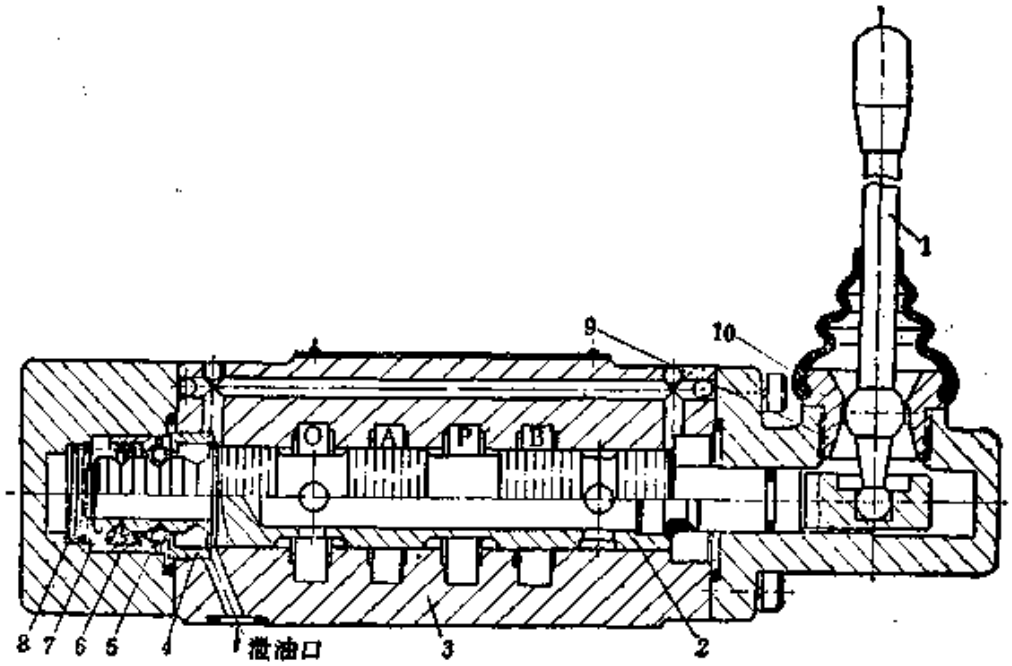


图 4-6

1—手柄 2—阀芯 3—阀体 4—球座 5—钢球 6—护球圈 7—定位套 8—定位弹簧 9—压盖 10—防尘套

球座4、钢球5、护球圈6、定位套7和定位弹簧8等组成的定位机构，可将阀芯2定位在中间位置、左边位置和右边位置。如果去掉图4-6中的弹簧定位机构，将左端改为如图4-7所示的结构形式，则成为弹簧复位式三位四通手动阀，当用手柄1将阀芯2左右换向后，如去掉手柄上的操作力，复位弹簧将把阀芯2推回到中间位置。

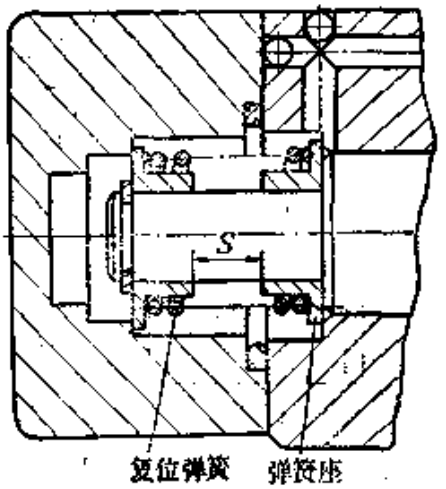


图 4-7 三位四通手动换向阀弹簧复位机构

二、滑阀机能

为了扩大换向阀的应用范围，可用不同阀芯于同一阀

体中，以改变阀芯在中间位置或原始位置时各油口的沟通情况。换向阀阀芯在中间位置或原始位置时各油口沟通情况称为换向阀的滑阀机能。

三位四通换向阀中间位置的滑阀机能一般有十种，图4-8所示图形符号简明地表达了中间位置各油口的沟通情况。公称通径为20毫米以上(包括20毫米)的三位四通换向阀因结构布置允许，目前发展了一种OP型滑阀机能(如图4-9所示)，这种滑阀机能中间位置为O型，左边位置为P型。

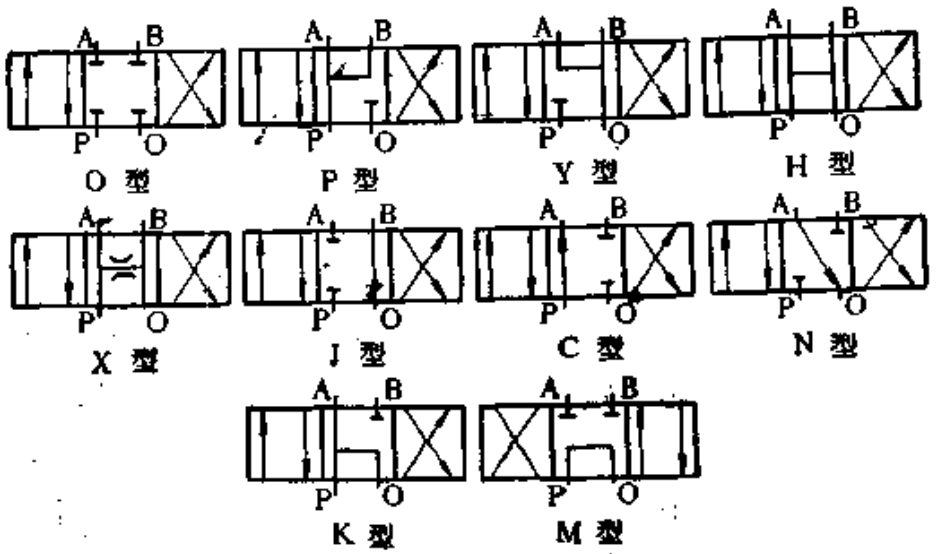


图 4-8　三位四通换向阀中间位置滑阀机能图形符号

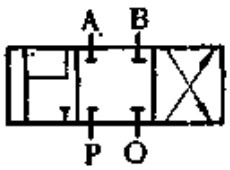


图 4-9　三位四通换向阀OP型滑阀机能图形符号

二位四通换向阀一般按中间过渡位置或原始位置各油口的沟通情况来区分滑阀机能。如果二位四通换向阀的二个位置利用图4-8中三位四通换向阀的两端位置，则存在着一个中间过渡位置。二位四通换向阀中间过渡位置常用的是O型滑阀机能，有时为了减小中间过渡位置时的压力冲击，也有采用

H 型和 X 型滑阀机能的。图 4-10 所示图形符号为二位四通换向阀中间过渡位置的滑阀机能，但实际系统中的图形符号一般不画出中间过渡位置。

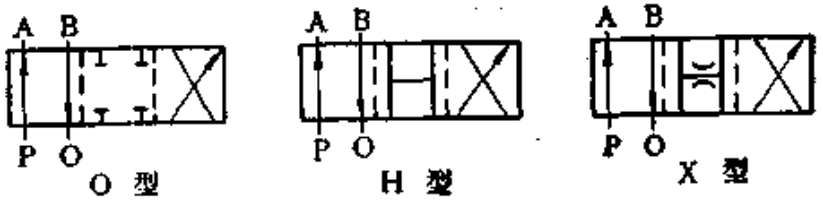


图 4-10　二位四通换向阀中间过渡位置滑阀机能图形符号

存在中间过渡位置的二位四通换向阀将加长阀芯的行程，这对电磁阀特别不合适，因为过长的阀芯行程不仅影响到电磁阀的动作可靠性，而且还影响到它的动作时间。为此，有的二位四通电磁阀不带中间过渡位置，阀芯行程缩为相同公称通径三位四通电磁阀全行程的一半。无过渡位置的二位四通电磁阀滑阀机能通常有两种，其图形符号如图 4-11 所示。图中 a) 以左边为原始位置，b) 以右边为原始位置。显然，可以利用三位四通电磁阀的中间位置与左边位置或右边位置，组成二位四通电磁阀的滑阀机能，其图形符号如图 4-12 所示。图中是以三位四通电磁阀的中间位置作为二位四通电磁阀原始位置的，显然，如果以三位四通电磁阀的两边位置作为二位四通电磁阀的原始位置，则还可派生出另外 20 种滑阀机能。

图 4-11　二位四通电磁阀滑阀机能图形符号

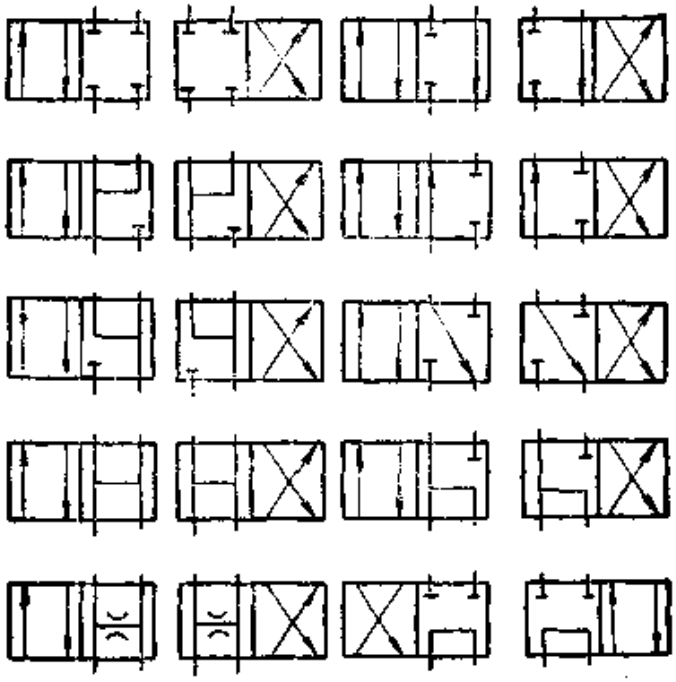


图 4-12　利用三位四通电磁阀的二边位置
组成的二位四通电磁阀滑阀机能图形符号

三、设计要求

换向阀的一般设计要求是：

1) 公称压力 p_s(kgf/cm²)；

2) 公称流量 Q_g(kgf/cm²)；

3) 通过公称流量时的压力损失[Δp_s](kgf/cm²)；

4) 在公称压力下的内泄漏量允许值[q_{nx}](cm³/sec)；

5) 回油口(O 口)的允许背压值[p_b](kgf/cm²)。

此外，对于各种换向阀一般还有下列要求：

1) 电磁阀换向时间[t_{dh}](sec)；

2) 电磁阀对中(复位)时间[t_{df}](sec)；

3) 电磁阀、电液阀、液动阀关闭时允许的最大压力冲击量[Δp_z](kgf/cm²)；

4) 电液阀的响应时间[t_{dyx}](sec)；

5) 电液阀、液动阀的最低控制压力$[p_{K\min}]$(kgf/cm²)；

6) 手动阀的手柄操作力矩$[M_s]$(kgf/cm)。

四、结构设计

(一)阀体

相同公称通径和连接方式(如螺纹连接、板式连接和法兰连接)的各类换向阀的阀体一般是进行通用化设计的，至少应做到阀体毛坯通用，例如图 4-2～图 4-6 中电液阀、液动阀和手动阀的阀体，只要公称通径和连接方式相同，除了各类阀特殊需要的机加工通道以外，就都是一样的，这是设计原则。阀体设计时要进行综合分析：

1．电磁阀阀体

图 4-1 中的阀体为三槽式结构，图 4-13 中的阀体为五槽式结构，比较这两种阀体：五槽式结构使阀体的轴向尺寸加长，并且会加大阀体与阀芯的接触面积，从而增大阀芯在阀体孔中移动时的摩擦阻力，这要影响到电磁阀的换向性能，同时较长的阀体孔轴向尺寸加工精度要求高一些；五槽式阀体由于有单独的外泄油口，故O口允许有较高的回油背压，而三槽

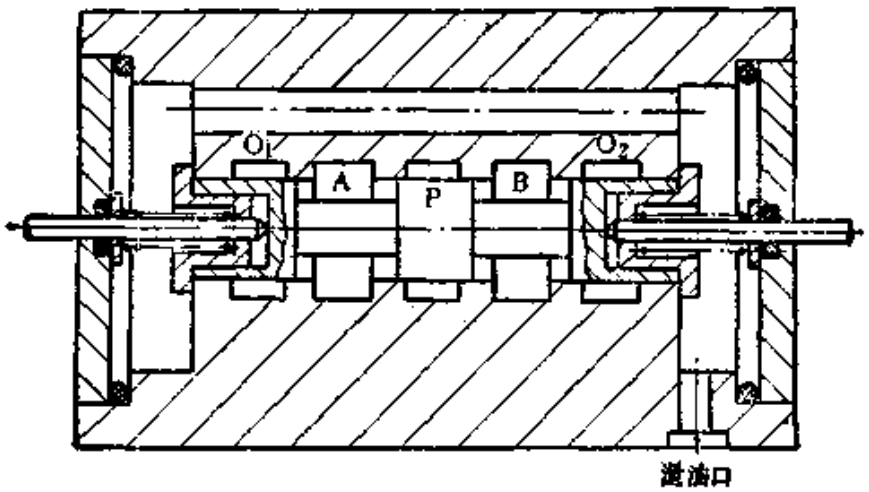
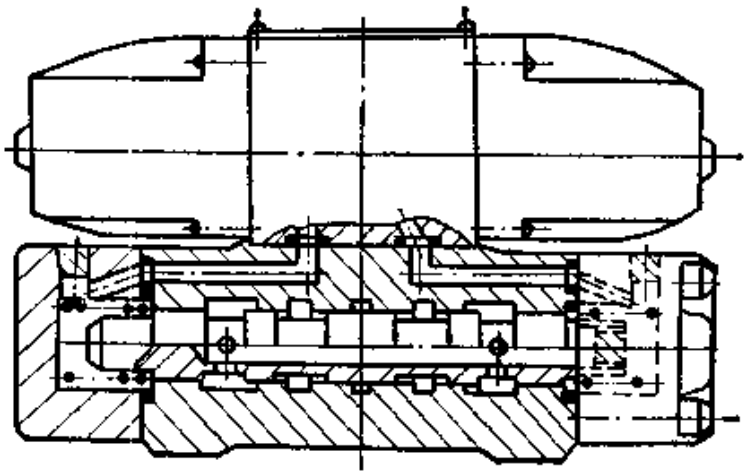
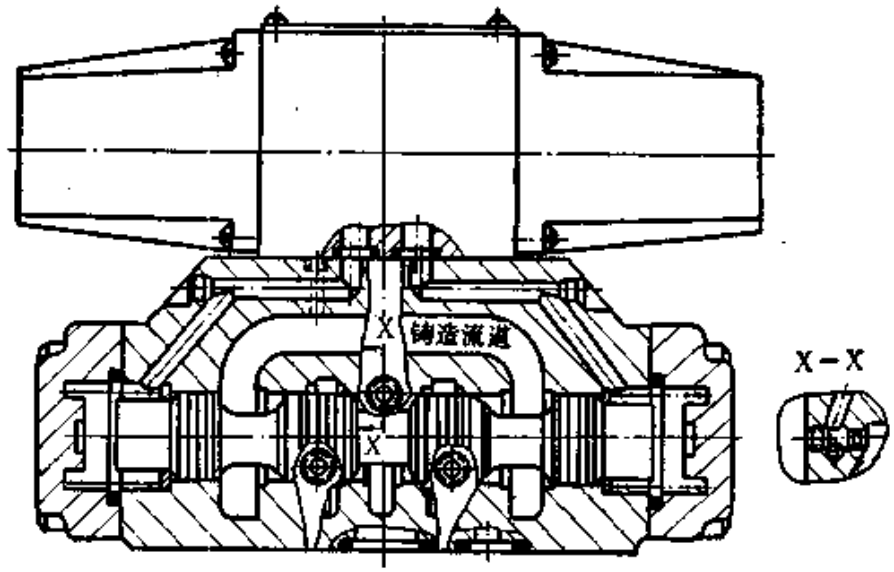


图 4-13



a)



b)

图 4-14

式阀体在O口的回油背压却受到推杆处O形密封圈密封压力的限制(当配用干式电磁铁时)或者受到电磁铁壳体强度的限制(当配用湿式电磁铁时),但要把三槽式阀体的O口回油背压进一步提高,可采用湿式电磁铁并提高电磁铁壳体的强度;五槽式阀体由于多了一个外泄油口,就不能实现有关标准规定的连接尺寸。

显然,三槽式阀体比五槽式阀体更为有利。

2. 电液阀、液动阀和手动阀阀体

在通用化设计时,相同公称通径的电液阀、液动阀和手动阀,其阀体毛坯是通用的。图4-2～图4-6中的阀体为四槽式结构,图4-14a)中的阀体为五槽式结构。这两种阀体,四槽式结构的轴向尺寸短。但也有阀体为五槽式结构而轴向尺寸较短的,如图4-14b)中所示的阀体。

3. 阀体的机加工流道和铸造流道

换向阀的回油流道有机加工流道和铸造流道两种。图4-15电磁阀和图4-2电液阀中的回油流道为机加工流道,前者在阀体上用机加工孔把两端的O腔沟通,后者在阀芯中心打孔把两端的O腔沟通。图4-1电磁阀和图4-14b)中的回油流道为铸造流道。显然,机加工流道由于过流面积小和直角拐弯所造成的局部压力损失,会使油液在A→O、B→O流动时的压力损失比铸造流道中的压力损失大,这是因为铸造流道可以圆滑过渡,并且过流面积也可以比机加工流道大一些。另外,我们从图4-2中可知,由于阀芯中心打孔,所以阀芯的一端需要焊接。而图4-14b)中的阀芯是实心的,它不需要焊接,这使阀芯的制造比较简便。鉴于上述原因,换向阀的回油流道宜采用铸造流道。但是采用铸造流道必须有较高的铸造工艺水平。

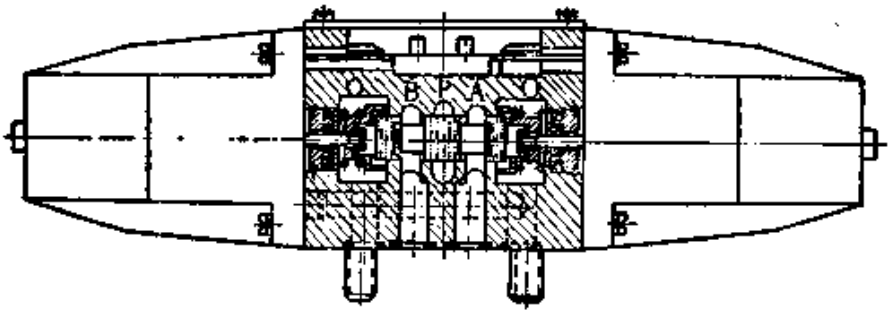


图 4-15

(二)阀芯

换向阀的阀芯与阀体配合后要实现各种滑阀机能，这时应保证必要的封油长度和阀口处的开口量，以满足内泄漏量和压力损失的设计要求。并且阀芯与阀体台肩尺寸的确定，要尽量使各种滑阀机能的阀在不同封油处的封油长度和阀口开口量趋于一致，这样不仅使阀的结构紧凑，而且有利于阀芯的动作。

由于受到电磁铁推力的限制，在设计电磁阀的阀芯时应考虑稳态液动力的影响，使其有利于阀的动作。图 4-1 中的阀芯为二台肩结构，图 4-15 中的阀芯为三台肩结构。根据第一章第三节关于稳态液动力方向的分析可知：二台肩阀芯对于减小稳态液动力对阀芯动作的影响，其效果比较好，而三台肩阀芯所造成的稳态液动力一般有利于阀芯的对中(复位)，但不利于换向。如果阀芯的换向动作与对中(复位)动作相比：对中(复位)是主要矛盾，则阀芯应设计成三台肩结构；换向是主要矛盾，则阀芯应设计成二台肩结构。目前，国内外电磁阀配用的电磁铁，在不影响到阀的外形尺寸的情况下，其推力都在力求进一步的提高，这是为了在允许加大一些压力损失的条件下，把通过电磁阀的流量提上去。由式(1-138)可知，增加流量将使稳态液动力显著地加大，故二台肩阀芯比三

台肩阀芯更能适应在大流量下工作。这就是目前国内外电磁阀阀芯以采用二台肩结构居多的原因。

除电磁阀外的其他换向阀，因为不受到电磁铁推力的限制，所以阀芯台肩数的确定比较自由一些。但是，当换向阀公称流量较大时，油液在高压状态释压将伴随着很响的释压声并产生剧烈的冲击，这时就要在 A→O 和 B→O 回油的阀芯台肩处有释压斜面，如图 4-16 所示。

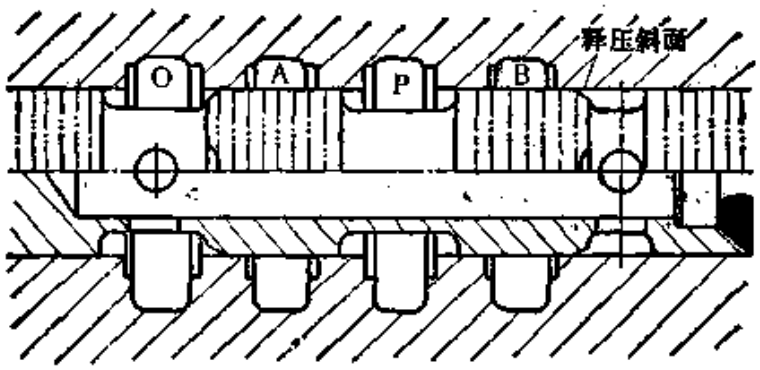


图 4-16　阀芯台肩处的释压斜面

(三)电磁阀推杆

电磁阀推杆常用的有两种结构：图 4-1 中的推杆呈“T”形，头部置于阀芯端部的“T”形槽内；图 4-13 中的推杆是一根光杆。推杆的结构应结合阀的结构来确定：如图 4-1 中的阀体为三槽式结构，则推杆须成“T”形，这样左右两根推杆可与阀芯连接起来，当 O 口有背压时，推杆所承受的由液压力造成的轴向力可以平衡；图 4-13 中的阀体为五槽式结构，因为有外泄油口，所以 O 口的背压不会影响到推杆的端部，这样推杆可以做成光杆。

(四)电磁阀弹簧对中(复位)机构

电磁阀弹簧对中(复位)机构的形式很多，但不管结构如何变化，都应使阀的结构紧凑，并保证阀芯对中(复位)可靠。在

图 4-1 中的弹簧对中机构包括弹簧座 4 与对中弹簧 2，其结构特点是：弹簧座 4 与阀芯 3 之间没有配合，使阀芯 3 动作时与弹簧座 4 没有摩擦；弹簧座 4 制成爪型（如图 4-17 所示），使回油时（A→O、B→O）油液流过弹簧座处的过流面积加大，这对降低压力损失是有利的；对中弹簧 2 采用双弹簧，外面的一根弹簧受预压缩，里面的一根弹簧不受预压缩，有一适当的脱开量，这样可以充分地利用电磁铁的推力特性，当电磁铁在开始推阀芯时，仅克服外弹簧的弹簧力，从而有利于阀芯换向动作，而阀芯在开始对中时，由双弹簧力推动阀芯，起始对中弹簧力较大，有利于阀芯的对中动作。图 4-18 反映了双弹簧对中电磁阀的电磁铁推力与双弹簧力的匹配情况。

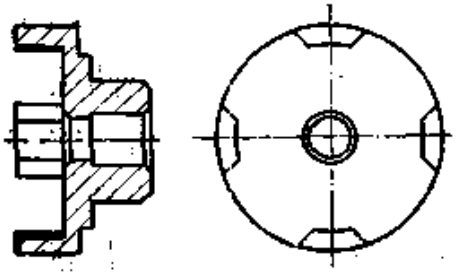


图 4-17　电磁换向阀弹簧座

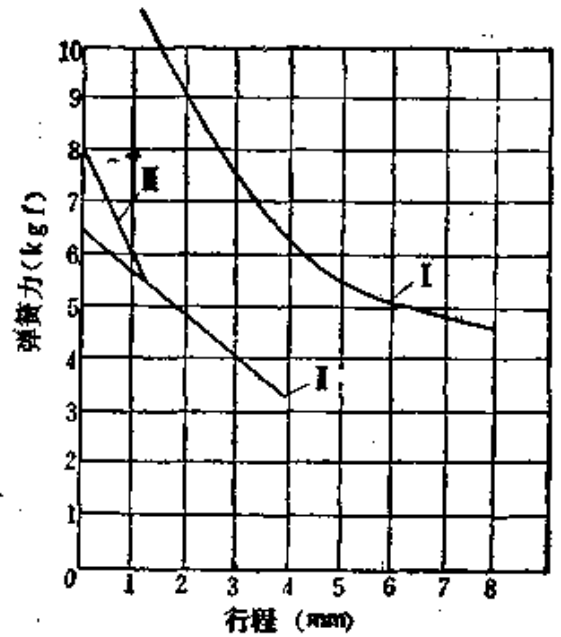


图 4-18　电磁铁推力与双弹簧力的匹配

I—电磁铁推力特性
II—外弹簧力特性
III—内弹簧力特性

（五）双电磁铁二位四通电磁阀和双电磁铁带定位机构的二位四通电磁阀

一般二位四通电磁阀只需一个电磁铁，由电磁铁推动阀芯换向，然后由弹簧力推动阀芯复位，如图 4-19 所示。如果阀芯的复位也用电磁铁来推动，则为双电磁铁二位四通电磁阀，如图 4-20 所示。由于这种电磁阀阀芯的复位也用电磁铁推动，所示复位动作更加可靠。图 4-20 中的弹簧仅起缓冲作用，并使阀在不工作时把阀芯维持在原始位置。显然，这种阀的弹簧力可以减小，从而对换向和复位动作都是有利的。

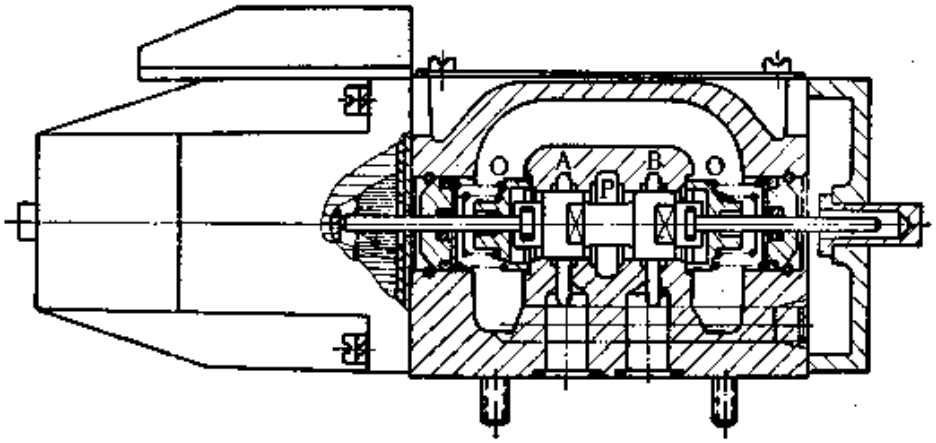


图 4-19

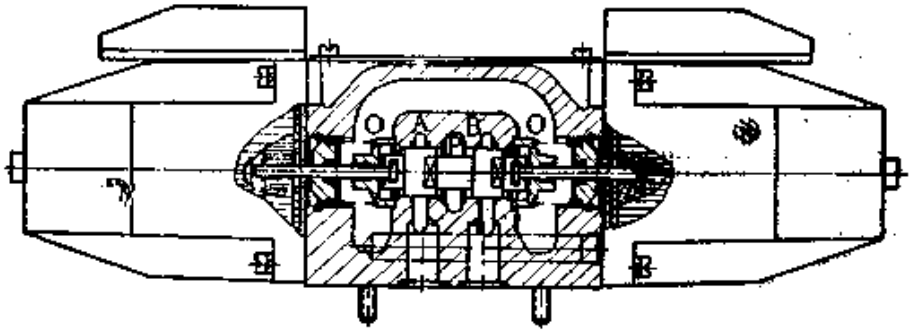


图 4-20

上述两种二位四通电磁阀，电磁铁把阀芯推到换向位置后是不能断电的。如果采用如图 4-21 所示的双电磁铁带定位机构这种结构的二位四通电磁阀，则靠电磁铁实现阀芯的换向或复位动作后，可将电磁铁断电而由定位机构来保持阀芯位置。这种电磁阀特别适用于经常长时间工作在某个阀位上的场合，以节省电力。

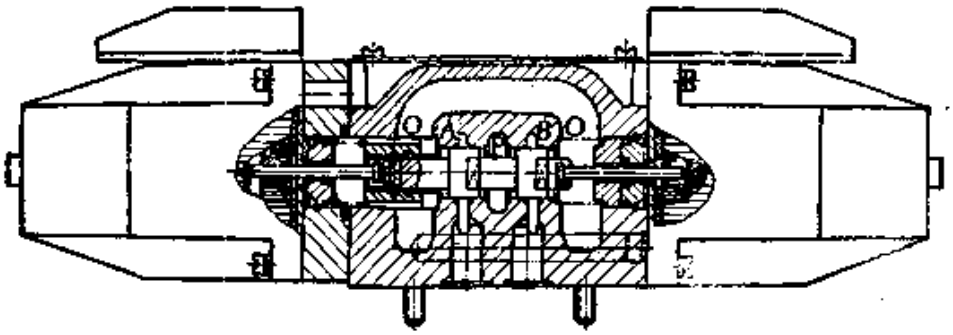


图 4-21

(六)电液阀、液动阀的弹簧对中和液压对中机构

在前面讲换向阀的工作原理时，已提到电液阀和液动阀的弹簧对中和液压对中情况。图 4-2 中的弹簧对中机构由对中弹簧 2 和挡圈 6 组成，它结构简单，阀的总体结构也紧凑，是目前采用最普遍的结构形式。图 4-3 中的液压对中机构由控制活塞 6、控制活塞套 7 和中盖 8 组成，也是采用较为普遍的结构形式。

因为随着控制压力的提高，液压对中式对阀芯的对中力可以加大，所以即使由于制造或使用中的原因，使主阀芯动作不灵活，也仍可保证对中动作可靠。

(七)电液阀、液动阀的行程调节机构

图 4-22 是弹簧对中、行程调节式的三位四通电液阀，它是在图 4-2 弹簧对中式的三位四通电液阀的基础上，加上调

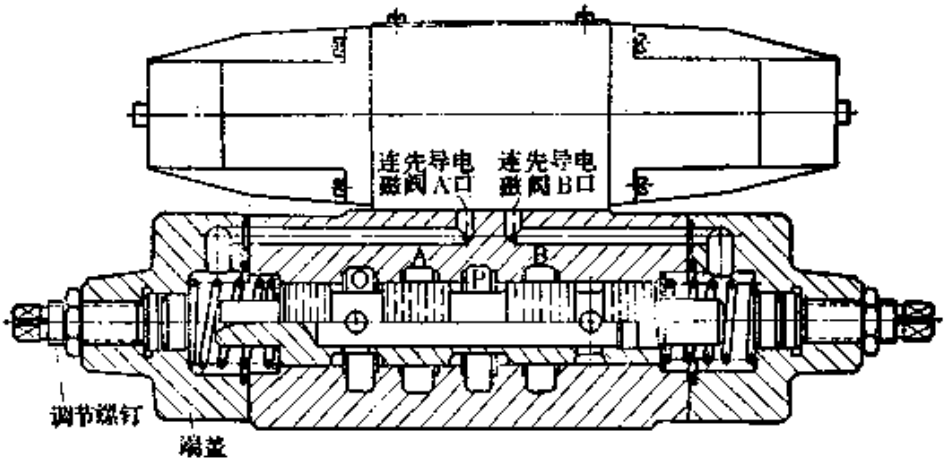


图 4-22

节螺钉，并对端盖作相应改动而成的。从图 4-22 可以看出，只要拧动调节螺钉，主阀芯的行程就可以改变。显然，对图 4-3 液压对中式电液阀以及图 4-4 弹簧对中式液动阀和图 4-5 液压对中式液动阀，可以作同样的改动(二位四通电液阀和液动阀也可以加上行程调节机构)。

带有行程调节机构的电液阀和液动阀，由于阀口开口量可以调节，故可改变通过的流量（如果阀口两边压差不变的话)，并可改变阀芯的动作时间。

(八)阻尼调节器

图 4-23 所示为双阻尼调节器的结构图，它实际上是一种双单向节流阀。双阻尼调节器置于电液阀的先导电磁阀和主阀之间，或与液动阀组合在一起。这时，只要调节节流阀阀芯，就可以改变节流口的开口量，从而对电液阀和液动阀的控制油回油进行节流控制，这样可以改善换向时的冲击，并可改变换向动作时间。

(九)电液阀控制油的进油和回油结构

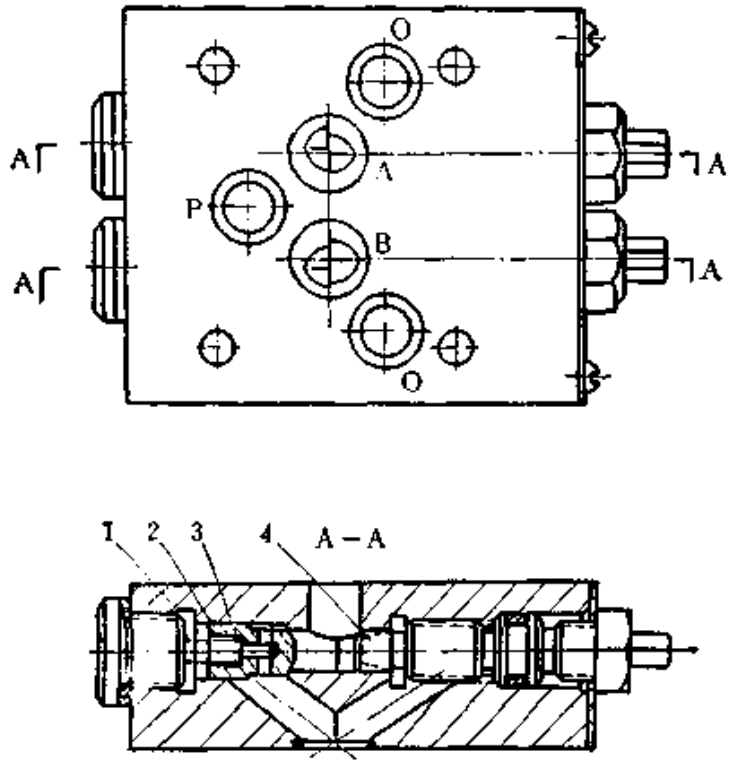


图 4-23　双阻尼调节器

1—阀体　2—单向阀阀芯　3—弹簧　4—节流阀阀芯

以图 4-2 弹簧对中式三位四通电液阀为例：进入主阀左右端容腔 5 和 4 的控制油可来自主阀的压力油口 P，也可从外接油口引入，一般前者称为内部控制，后者称为外部控制；主阀左右端容腔 5 和 4 的控制油可从主阀的回油口 O 流回油箱，也可从外接油口流回油箱，一般前者称为控制油内部回油，后者称为控制油外部回油。电液阀的控制油路可以有如下四种组合：内部控制、内部回油；内部控制、外部回油；外部控制、内部回油；外部控制、外部回油。图 4-2 弹簧对中式三位四通电液阀的控制油路情况可以用图 4-24 液压图形符号简明地表达。由图 4-24 可知：当控制油内部回油时，主阀的

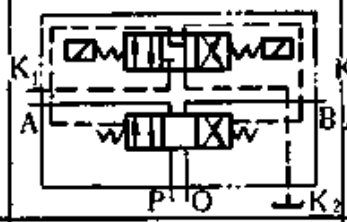
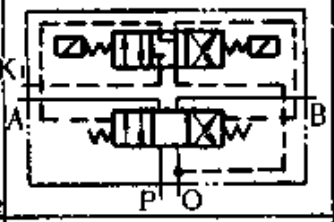
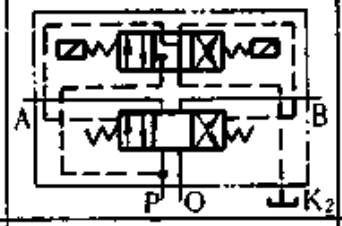
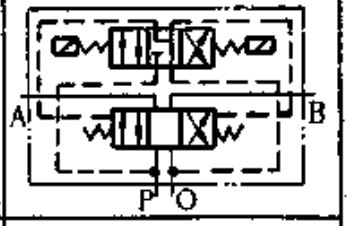
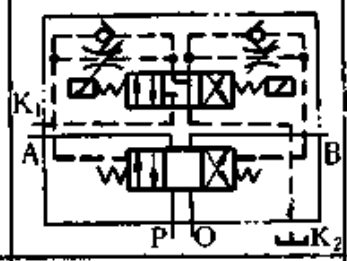
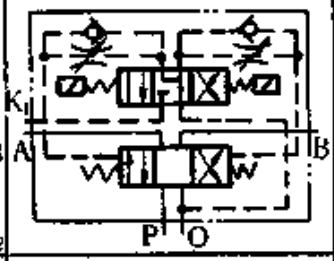
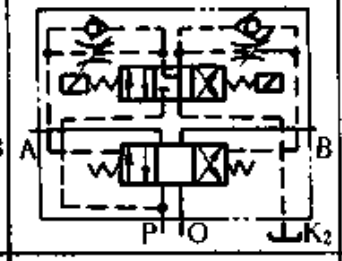
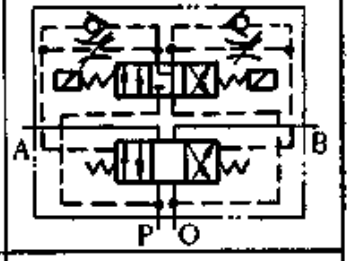
控制方式		外部控制 外部回油	外部控制 内部回油	内部控制 外部回油	内部控制 内部回油
液压图形符号	无阻尼调节器				
	带阻尼调节器				
主阀背压		可达公称压力	≤先导电磁阀O口允许背压	可达公称压力	≤ 先导电磁阀O口允许背压
附注			K_1口压力和O口背压之差应大于最低控制压力值	H、M、K型机能O口背压应大于最低控制压力值	H、M、K型机能不能用此控制方式

图 4-24 弹簧对中式三位四通电液阀控制方式

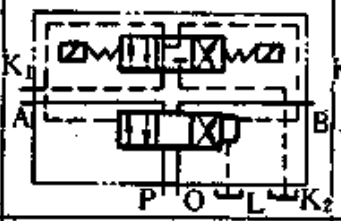
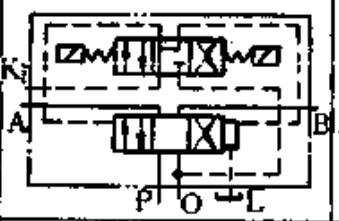
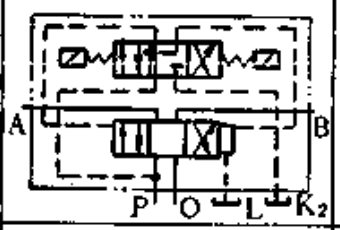
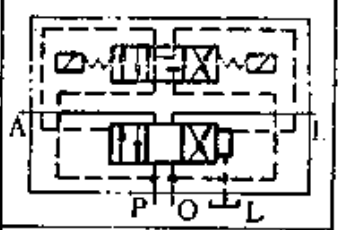
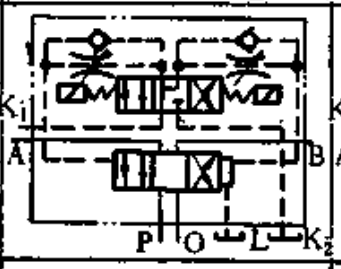
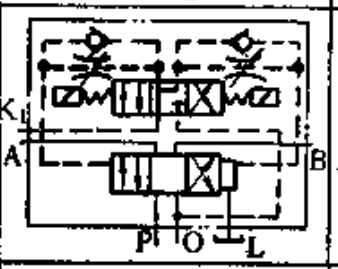
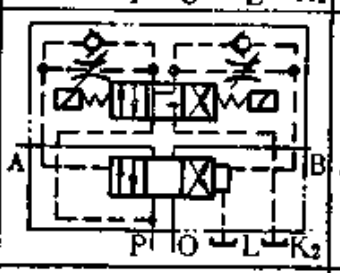
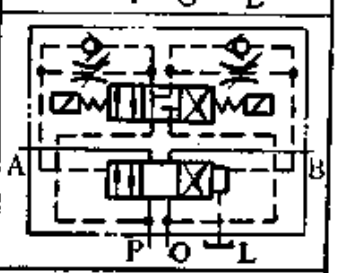
控制方式		外部控制 外部回油	外部控制 内部回油	内部控制 外部回油	内部控制 内部回油
液压图形符号	无阻尼调节器				
	带阻尼调节器				
主阀背压		可达公称压力	≤先导电磁阀O口允许背压	可达公称压力	≤先导电磁阀O口允许背压
附注			K_1口压力和O口背压之差应大于最低控制压力值	H、M、K型机能O口背压应大于最低控制压力值	H、M、K型机能不能用此控制方式

图 4-25 液压对中式三位四通电液阀控制方式

回油口O是与先导电磁阀的回油口O连通的,这样,主阀O口的背压就受到先导电磁阀O口背压的限制，而控制油外部回油却不受先导电磁阀O口背压的限制；当控制油路是外部控制、内部回油时,因为主阀左右端容腔的控制油是从主阀O口回油的，所以从外接油口引入的控制油压力和主阀O口背压之差应大于最低控制压力值；当控制油路是内部控制、外部回油时,对于主阀为H、M、K型滑阀机能的电液阀,因为中间位置P口与O口是连通的,所以为使P口能建立起推动主阀芯所需的控制压力，O口必须有大于或等于最低控制压力的背压值；当控制油路是内部控制、内部回油时，对于主阀为H、M、K型滑阀机能的电液阀，因为中间位置P口与O口连通，而O口又与主阀左右端容腔连通，P口与O口的压差又往往不能达到最低控制压力值，所以这几种机能的阀不能采用内部控制、内部回油的控制形式；当控制油路是外部控制、外部回油时，因为控制油路与主阀的P口和O口互不干扰，所以只要从外接油口引入的控制油压力大于或等于推动主阀芯所需的最低控制压力，就不受其他条件的限制，但是外部控制、外部回油要有两条外接管路。显然，控制油路的上述四种组合形式是各有利弊的，故应结合液压系统设计时的不同情况适当选择。

同样道理，液压对中式三位四通电液阀的控制油路可以用图4-25液压图形符号简明地表达。对于二位四通电液阀的控制油路有与上述同样的四种组合。

图4-26a)、b)为电液阀控制油的内部控制或外部控制的两种结构示意图：在a)图中拆掉小丝堵并堵上引入控制油的外接油口可实现内部控制，装上小丝堵并从外接油口引入控制油可实现外部控制；b)图图示位置为内部控制，当上面的先

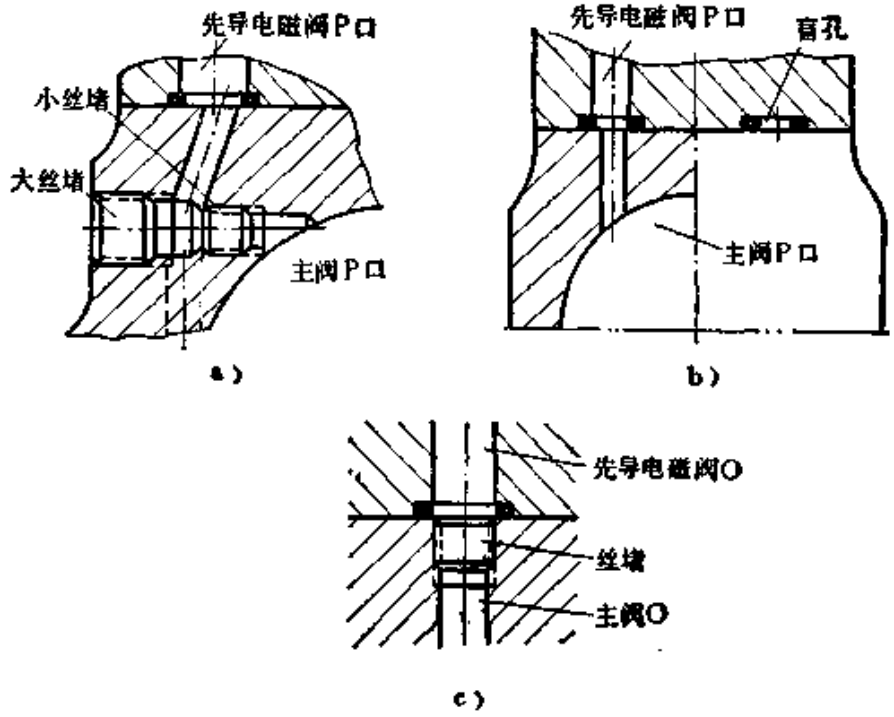


图 4-26

导电磁阀转 180° 安装并从外接油口引入控制油可实现外部控制。b)图这种结构虽然不用丝堵，但当外部控制时增加了盲孔处的承压面，这对先导电磁阀与主阀之间的连接螺钉受力是不利的，所以通常采用 a)图的结构形式。

图 4-26 c)为电液阀控制油的内部回油和外部回油结构示意图：当拆掉丝堵并堵上控制油的外接回油口可实现内部回油；当装上丝堵，控制油可从外接油口回油。这种结构形式采用较普遍。

(十)带有操纵活塞的电液阀和液动阀

图 4-27 是带有操纵活塞的电液阀结构示意图(主阀部分可视为液动阀)。图中在主阀芯两端各有一个操纵活塞。对于公称流量很大的电液阀，主阀芯的直径太大，如果先导电磁阀的先导流量较小，就难以实现主阀芯的快速动作。采用带

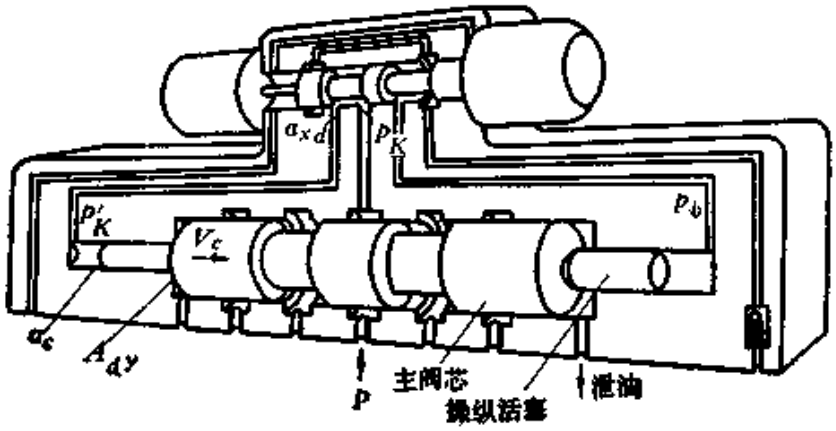


图 4-27

操纵活塞的电液阀时，因为操纵活塞直径较小，所以用普通的电磁阀作为先导阀来控制主阀，就可实现主阀芯的快速动作。必须注意：操纵活塞的直径要选取恰当才能使电液阀动作可靠并且又能兼顾快速动作的要求。因为操纵活塞的直径过大，主阀芯移动的速度就低，而操纵活塞的直径太小，虽然可使主阀芯移动速度提高，但所产生的液压力就难以克服主阀芯移动时的各种阻力。

(十一)手动阀弹簧定位和弹簧复位机构

在前面讲手动阀工作原理时，已提及三位四通手动阀的弹簧定位和弹簧复位问题。对于手动阀的弹簧定位机构来说，要求定位可靠并使阀的结构紧凑，一般常采用钢球定位结构。图 4-6 中的球座 4、钢球 5、护球圈 6 和定位套 7 所组成的三位四通手动阀弹簧定位机构，是用四个钢球定位的，它的定位力较大，定位可靠，结构也紧凑。只要将定位套 7 由三条定位槽改为二条定位槽，上述这套弹簧定位机构就成为二位四通手动阀的弹簧定位机构(如图 4-28 所示)。手动阀的弹簧复位机构比较简单，图 4-7 三位四通手动阀弹簧复位机构是

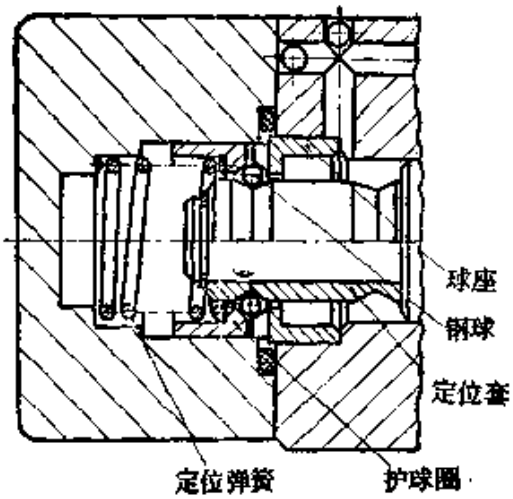


图 4-28　二位四通手动阀
弹簧定位机构

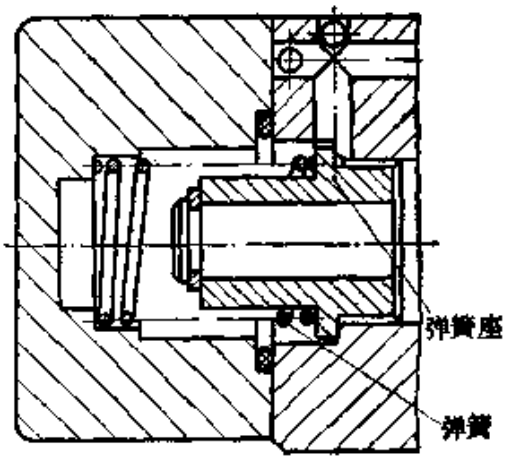


图 4-29　二位四通手动阀
弹簧复位机构

去掉弹簧定位机构中的球座、钢球、护球圈、定位套后，再加上两个弹簧座而构成的。而二位四通手动阀因为复位弹簧的工作行程比三位四通手动阀长一倍，所以弹簧复位机构（包括弹簧和弹簧座）与三位四通手动阀不能通用，需要单独设计（见图 4-29）。

（十二）手动阀操作机构

图 4-6 中手动阀操作机由手柄 1、压盖 9 和防尘套 10 组成，这是一种球铰式结构。手柄 1 的两个球面与压盖 9 和阀芯伸出端保持线接触，这样在手柄 1 操作时不易卡住，操作力也比较小。防尘套可防止脏物掉入，以免影响阀芯的动作。

五、计算方法

换向阀的计算包括几何尺寸的确定、受力计算、性能计算和强度计算，计算是围绕设计要求而进行的。几何尺寸确定时除应满足有关设计要求外，要尽量在保证强度的条件下，减小阀的外形尺寸；受力计算主要是通过对各种作用力的计算，保证换向阀动作可靠；性能计算是对设计要求中提出的性能

指标进行验算，以保证设计要求；强度计算部分从略。

在触及计算方法之前，先叙述一下换向阀的动作可靠性问题，以便能进一步明了下面谈及的计算方法。

要保证换向阀动作可靠，必须使原动力（如电磁铁推力、控制压力油的液压力、弹簧力、操作力等）能足以克服阀芯在移动过程中的各种阻力。对于电液阀、液动阀和手动阀，一般来说其动作可靠性是不成问题的，因为控制压力油的液压力和手柄操作力不象电磁铁推力那样受到限制。而问题往往出在电磁阀上，所以这里只谈电磁阀的动作可靠性问题。

为保证电磁阀换向和对中（复位）动作可靠，电磁铁的推力特性和对中（复位）弹簧的弹簧力特性必须与阀的反力特性相适应。这就是说：电磁阀换向时电磁铁在整个行程中的推力必须足以克服阀芯在整个换向行程中的各种阻力；同样，电磁阀对中（复位）时对中（复位）弹簧在整个行程中的弹簧力也必须足以克服阀芯在整个对中（复位）行程中的各种阻力。显然，电磁铁推力和弹簧力的匹配是关键。因为电磁铁推力与弹簧力是相反的，所以电磁铁没有足够的推力，弹簧力的增大就受到限制。如果用减小弹簧力的办法可使电磁阀换向动作可靠的话，那么较小的弹簧力就往往使电磁阀对中（复位）动作不可靠。正确的方法应该首先确定阀芯对中（复位）时要克服各种阻力所必需的弹簧力，然后再确定阀芯换向时要克服各种阻力（这时弹簧力也是阻力）所必需的电磁铁推力。值得注意，在电磁阀外形尺寸受到限制的条件下，电磁铁的外形尺寸同样是受到限制的，这就给电磁铁推力的提高造成了困难。正因为这样，在设计电磁阀时，对电磁铁的推力不能过分苛求。要给电磁铁的设计创造有利条件（如二位阀的行程应取为三位阀全行程的一半），使其容易达到较大的起始推力。

对公称压力较高的电磁阀尤其要注意上述问题。根据第一章第四节液压卡紧力的分析，高压下的液压卡紧力将比低压下大得多，这时对电磁铁推力与弹簧力的匹配问题更要周密地考虑。实用中常出现电磁阀在高压下工作时，偏低的电磁铁推力不能保证阀的动作可靠性。

当然，与电磁阀动作可靠性有关的还有阀芯和阀体孔的几何精度、它们之间的配合间隙、推杆处O形密封圈的质量以及使用中对油液的污染控制等一连串问题，这些问题已在本书第一章"液压阀的几个共性问题"中讨论过。

下面介绍换向阀的计算方法，对共性的计算我们不指明具体的阀，但对只用于某种换向阀的计算，我们将给予指明。

(一)几何尺寸的确定

1．进、出油口直径 d(参见图 4-2)

根据第二章第一节进、出油口直径 d 的计算公式

$$d \geqslant 0.463\sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} \quad (\text{cm}) \tag{2-9}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

V_g——进、出油口直径 d 处油液流速，一般可取

$V_g=6$ (m/sec)。

2．阀芯台肩大直径 D 和小直径 d_1(参见图 4-2)

根据第二章滑阀台肩大直径 D 和小直径 d_1 的计算公式

$$D \geqslant 0.22\sqrt{Q_g} \quad (\text{cm}) \tag{2-48}$$

$$d_1 \geqslant \frac{1}{2}D \quad (\text{cm}) \tag{2-47}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)。

3．阀口最大开口量 δ_{max}(参见图 4-30)

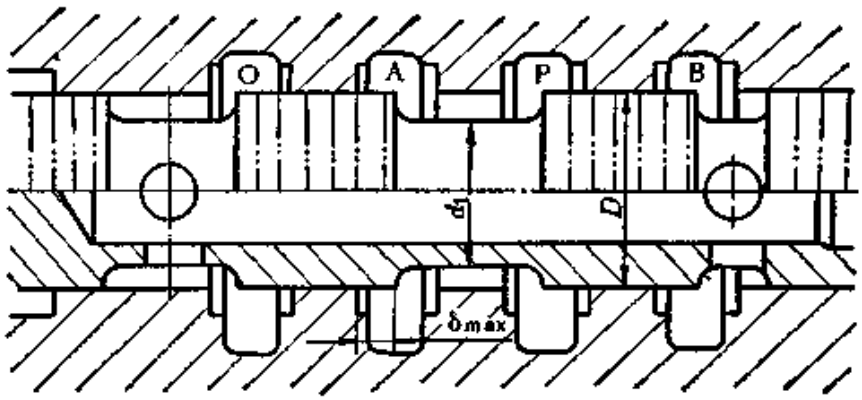


图 4-30

根据第二章滑阀阀口最大开口量的计算公式

$$\delta_{max} \leqslant 0.1875\,D \quad (cm) \tag{2-51}$$

式中 D——阀芯台肩大直径(cm)。

4. 有效封油长度 l_f 和封油长度 L_f(参见图 4-2)

根据第二章第一节内泄漏量计算公式(2-33)可得有效封油长度 l_f 和封油长度 L_f 分别为

$$l_f \geqslant 0.654\frac{D\Delta r^3 p_n Z_f}{\mu[q_{nx}]} \quad (cm) \tag{2-33'}$$

$$L_f = l_f + Zb \quad (cm) \tag{2-33''}$$

式中 D——阀芯台肩大直径(cm);

Δr——阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm);

p_g——公称压力(kgf/cm²);

Z_f——内泄漏封油面数;

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²);

$[q_{nx}]$——内泄漏量允许值(cm³/sec),结合目前加工工艺水平,设计时常定为

$[q_{nx}] = 0.01\,Q_g(l/min) = 0.1667\,Q_g(cm^3/sec)$;

Z——封油长度 L_f 内的均压槽数;

b——均压槽宽度(cm)。

5．阀芯行程 S(参见图 4-2)

$$S=\delta_{max}+L_f \quad (cm) \tag{4-1}$$

式中 δ_{max}——阀口最大开口量(cm)；

L_f——封油长度(cm)。

6．电液阀、液动阀的操纵活塞直径 d_c(参见图 4-27)

前面结构设计中指出过，带有操纵活塞的电液阀其操纵活塞直径 d_c 的确定，既要使电液阀动作可靠，又要使电液阀实现快速动作。如果能列出操纵活塞的速度与截面积的函数关系式，采取令速度对截面积的一阶导数等于零，即取速度的极值的方法，就可求出操纵活塞的最佳直径。

先导电磁阀的流量为

$$q_{xd}=Ca_{xd}\sqrt{\frac{2\Delta p_{xd}}{\rho}} \tag{4-2}$$

式中 a_{xd} 为先导电磁阀阀口过流面积，Δp_{xd} 为该阀口处压降，C 为流量系数，ρ 为油液密度。

代入常数 $K_1=Ca_{xd}\sqrt{\frac{2}{\rho}}$ 和 $V_c a_c=q_{xd}$(V_c 是操纵活塞运动速度，a_c 是它的截面积)，则式(4-2)可化为

$$V_c a_c=K_1\sqrt{\Delta p_{xd}} \tag{4-3}$$

上式中压降 $\Delta p_{xd}=p_K-\left(p_b+\frac{\Sigma F'_W+\Sigma F'_V}{a_c}\right)$，即等于先导控制压力 p_K 减去主阀芯和操纵活塞移动时的各种阻力之和(化为压力形式)。Δp_{xd} 式中，p_b 为另一端控制油回油背压，$\Sigma F'_W$ 是主阀芯换向到设定的小开口量位置时打开阀口处的稳态液动力总和，F'_V 是相应位置主阀芯和操纵活塞的运动阻力之和。为了简化，令 $K_2=(p_K-p_b)$，$K_3=(\Sigma F'_W+\Sigma F'_V)$，则式(4-3)为

$$V_c a_c=K_1\sqrt{K_2-K_3/a_c}$$

即

$$V_c = K_1\sqrt{\frac{K_2}{a_c^2}-\frac{K_3}{a_c^3}} = \sqrt{\frac{K_1^2K_2}{a_c^2}-\frac{K_1^2K_3}{a_c^3}} \qquad (4\text{-}4)$$

操纵活塞运动速度 V_c 对截面积 a_c 的一阶导数为

$$\frac{dV_c}{da_c} = \frac{\frac{1}{2}\left(\frac{3K_1^2K_3}{a_c^4}-\frac{2K_1^2K_2}{a_c^3}\right)}{\sqrt{\frac{K_1^2K_2}{a_c^2}-\frac{K_1^2K_3}{a_c^3}}}$$

令上一阶导数等于零，则得

$$\frac{3K_1^2K_3}{a_c^4}-\frac{2K_1^2K_2}{a_c^3}=0$$

解此方程

$$a_c = \frac{3K_3}{2K_2} = \frac{3(\Sigma F'_W+\Sigma F'_V)}{2(p_K-p_b)} \quad (\mathrm{cm}^2) \qquad (4\text{-}5)$$

式中 $\Sigma F'_W$——主阀芯换向到设定的小开口量位置时打开阀口处的稳态液动力总和(kgf)，参见下面受力计算部分；

$\Sigma F'_V$——主阀芯换向到设定的小开口量位置时，主阀芯和操纵活塞的运动阻力之和(kgf)，参见下面受力计算部分；

p_K——先导电磁阀的进口压力，即先导控制压力($\mathrm{kgf/cm^2}$)；

p_b——控制油回油背压($\mathrm{kgf/cm^2}$)。

操纵活塞直径 d_c 出现于主阀芯和操纵活塞的运动阻力 $\Sigma F'_V$ 中，这使式(4-5)成为 d_c 的四次式，没有必要去精确地求解 d_c。简化的方法是采用试凑，可以先假定一个操纵活塞直径，然后代入 $\Sigma F'_V$，再代入式(4-5)，看看等式两边差多少。

(二)受力计算

1. 阀芯运动阻力 F_V

对于恒定速度和恒定温度的平均条件，阀芯运动阻力(也称粘滞阻尼力)可用下面近似关系式表达

$$F_V=\frac{\pi DLV\mu}{\Delta r}\quad(\text{kgf}) \tag{4-6}$$

式中 D——阀芯台肩大直径(cm)；

L——阀芯与阀体孔接触长度(cm)；

V——阀芯运动速度(cm/sec)；

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²)；

Δr——阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm)。

2. 稳态液动力 F_W

根据第一章第三节液动力分析，稳态液动力的计算公式为

$$F_W=\pm\frac{\rho Q^2\cos\alpha_2}{C\pi D\delta} \tag{1-138}$$

考虑式中各参数间的量纲，并且不考虑方向性，则

$$F_W=\frac{\rho(16.67Q_g)^2\cos\alpha}{C\pi D\delta}\quad(\text{kgf}) \tag{1-138'}$$

式中 ρ——油液密度(kgf·sec²/cm⁴)；

Q_g——公称流量(l/min)；

α——阀口处液流角(°)。可取

$\alpha=69°$；

C——滑阀流量系数，可取

$C=0.65$；

D——阀芯台肩大直径(cm)；

δ——阀口开口量(cm)。

3. 液压卡紧阻力 F_K

根据第一章第四节液压卡紧力的分析，液压卡紧阻力的计算公式为

$$F_K = 0.27 f \lambda_K L_f D(p_1 - p_2) = 0.27 f \lambda_K L_f D p_g \quad (\text{kgf}) \tag{1-173}$$

式中 f——摩擦系数，可取

$f = 0.04 \sim 0.08$；

λ_K——液压卡紧系数，其值可参见第一章第四节选取；

L_f——封油长度(cm)；

D——阀芯台肩大直径(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm^2)。

4．电磁阀推杆O形密封圈处的摩擦阻力 F_m

在电磁阀O口允许背压$[p_b]$的作用下，推杆处的O形密封圈将发生变形(如图4-31所示)。O形密封圈装入推杆处原来是有压缩变形量的，压缩变形后与推杆的接触宽度设为 b_t。根据O形密封圈标准规定的压缩量可近似地推算出 b_t 为

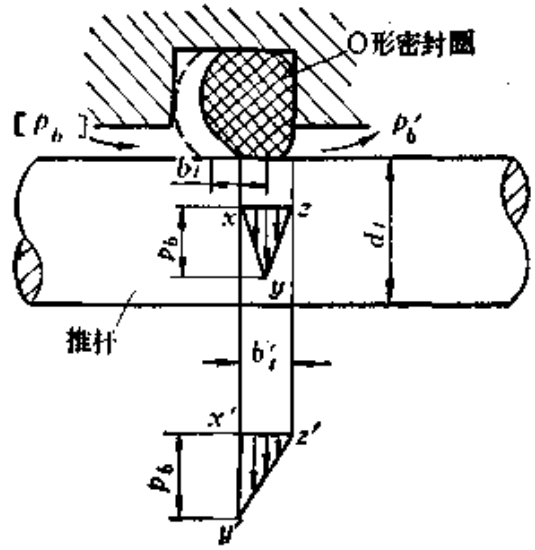


图 4-31

$$b_t = 0.55 d_0 \tag{4-7}$$

d_0 为 O 形密封圈的断面直径。假定在 $[p_b]$ 的作用下，O 形密封圈与推杆之间只发生接触移动，而接触宽度仍然不变，即 $b_t = b_t'$。O 形密封圈变形后对推杆的压力分布成抛物线状，可以近似地简化为如图 4-31 中的等腰三角形 xyz。另一方面，O 形密封圈在接触宽度 b_t' 上要保证密封性，沿着 b_t' 压力 $[p_b]$ 应降至零，这样油压沿 b_t' 的分布可以画成如图 4-31 中的直角三角形 $x'y'z'$。O 形密封圈起密封作用的条件是 Δxyz 面积 $= \Delta x'y'z'$ 面积，而要使这两个三角形面积相等只有使它们的高都为 $[p_b]$。从而，O 形密封圈变形后在与推杆的接触面积上对推杆所产生的平均压力为 $[p_b]/2$，对推杆的卡紧力为

$$N = \frac{[p_b]}{2} \pi d_t b_t \tag{4-8}$$

把式(4-7)代入式(4-8)得

$$N = 0.8635 d_t d_0 [p_b] \tag{4-9}$$

在式(4-9)中乘以摩擦系数 f_t，则推杆移动时在 O 形密封圈处的摩擦阻力为

$$F_m = f_t N = 0.8635 f_t d_t d_0 [p_b] \quad (\text{kgf}) \tag{4-10}$$

式中 f_t——摩擦系数，可取

$$f_t = 0.1;$$

d_t——推杆直径(cm)；

d_0——O 形密封圈断面直径(cm)；

$[p_b]$——电磁阀允许的 O 口背压(kgf/cm^2)。

5. 电磁阀定位弹簧的卡紧阻力 F_{st}

由图 4-32 可知，电磁阀定位弹簧造成的卡紧阻力为

$$F_{st} = K_{st}(X_{st} + h) \operatorname{tg} \beta \quad (\text{kgf}) \tag{4-11}$$

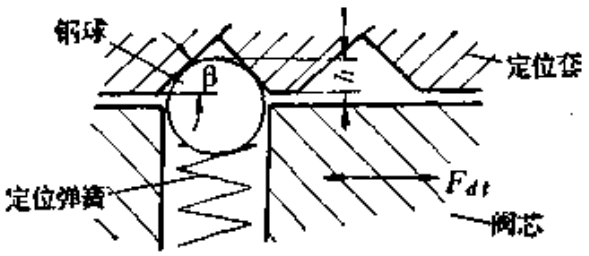


图 4-32

式中 K_{dt}——定位弹簧的弹簧刚度(kgf/cm)；

X_{dt}——定位弹簧的预压缩量(cm)。

6．手动阀定位弹簧的卡紧阻力 F_{st}

为了计算手动阀定位弹簧的卡紧阻力，必须先算出在换向和复位时定位弹簧的工作行程 H，可以从图 4-33 中的几何关系算出这个值

$$X = R\sin\beta\,\mathrm{tg}\,\beta$$

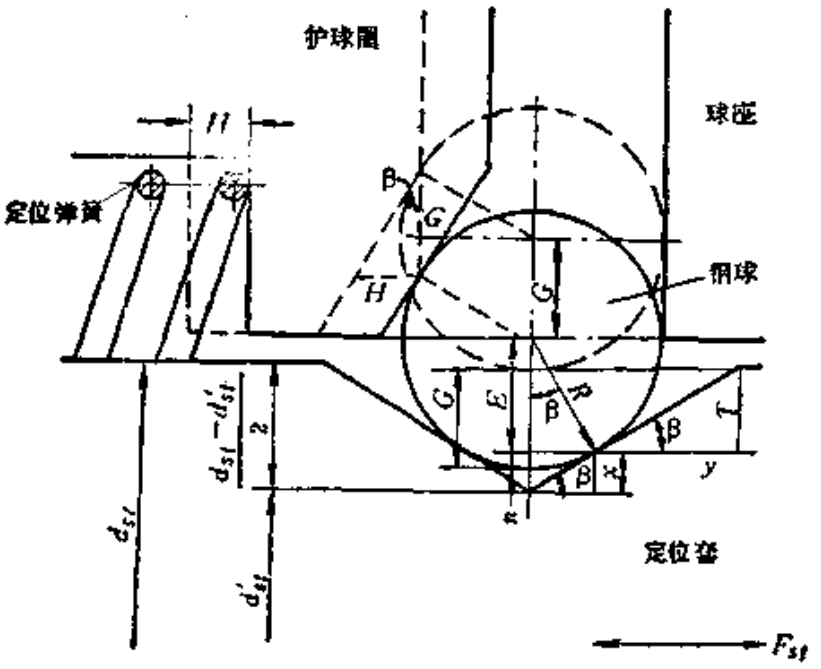


图 4-33

$$T=\frac{d_{st}-d'_{st}}{2}-R\sin\beta\,\mathrm{tg}\,\beta$$

$$E=R\cos\beta$$

$$n=R-E=R(1-\cos\beta)$$

$$G=T+n=\frac{d_{st}-d'_{st}}{2}+R(1-\cos\beta-\sin\beta\,\mathrm{tg}\,\beta)$$

$$H=G\,\mathrm{tg}\,\beta=\left[\frac{d_{st}-d'_{st}}{2}+R(1-\cos\beta-\sin\beta\,\mathrm{tg}\,\beta)\right]\mathrm{tg}\,\beta$$

算出了定位弹簧的工作行程 H 后，可以对弹簧定位机构进行受力分析，画出如图 4-34 所示的力三角形图，从而求出手动阀定位弹簧的卡紧阻力 F_{st}。图 4-34 中，F_{sh} 为定位弹簧的弹簧力，在工作行程 H 时，F_{sh} 为

$$F_{sh}=K_{st}(X_{st}+H) \tag{4-12}$$

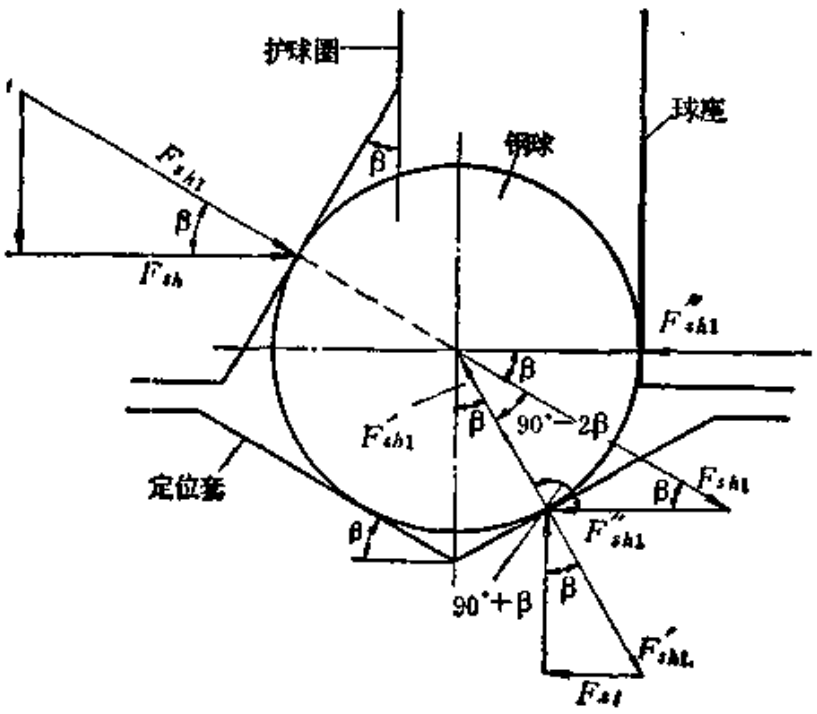


图 4-34　力三角形

式中 K_{st} 为定位弹簧的弹簧刚度，X_{st} 为预压缩量。根据力三角形的关系

$$F_{sh1}=F_{sh}/\cos\beta$$

$$\frac{F_{sh1}}{\sin(90^\circ+\beta)}=\frac{F'_{sh1}}{\sin\beta}$$

$$F'_{sh1}=F_{sh1}\frac{\sin\beta}{\cos\beta}=F_{sh}\frac{\operatorname{tg}\beta}{\cos\beta}$$

$$F_{st}=F'_{sh1}\sin\beta=F_{sh}\operatorname{tg}^2\beta \qquad (4\text{-}13)$$

将式(4-12)代入上式

$$F_{st}=K_{st}(X_{st}+H)\operatorname{tg}^2\beta \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}14)$$

式中 K_{st}——定位弹簧的弹簧刚度(kgf/cm)；

X_{st}——定位弹簧预压缩量(cm)；

H——定位弹簧工作行程(cm)；

β——定位套和护球圈斜面角度(°)。

7．弹簧力

对于弹簧对中式或弹簧复位式换向阀，为使对中(复位)动作可靠，应算出对中(复位)时要克服各种阻力所必需的弹簧力，此弹簧力作为弹簧设计的依据。

通常需要列出换向阀阀芯开始对中(复位)和阀芯回到中间位置（或原始位置)时的两个受力方程，以确定弹簧最大工作负荷 F_{t2} 和最小工作负荷 F_{t1}。因为阀芯的行程 S 在前面几何尺寸的确定中已给定，所以根据 F_{t2}、F_{t1} 和 S 可以初步

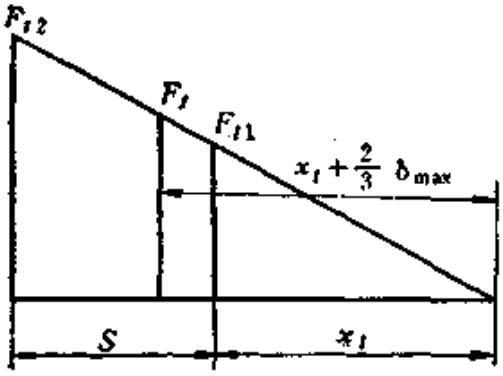


图 4-35 弹簧工作图

确定弹簧的工作图，如图 4-35 所示。为了保证阀芯在整个对中(复位)过程中弹簧力都能克服各种阻力，还应列出阀口在小开口量时阀芯的受力方程，对应于阀口小开口量时的弹簧力 F_t 可从图 4-35 中查得，它要大于阀芯在相应位置上的各种阻力。

因为换向阀列阀芯受力方程的原则都是一样的，所以不一一列出各种换向阀在对中(复位)时阀芯的受力方程，仅以电磁阀作为例子。

电磁阀阀芯开始对中(复位)时的受力方程是：

$$F_{t2} > \Sigma F_m + \Sigma F_{K2} + \Sigma F_{W2} + F_{sc} \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}15)$$

电磁阀阀芯回到中间位置(或原始位置)时的受力方程是

$$F_{t1} > F_{V1} + \Sigma F_{W1} + F_{sc} \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}16)$$

电磁阀阀芯对中(复位)过程中，打开的阀口在小开口量时$\left(\text{可假定开口量 } \delta = \frac{1}{3}\delta_{max}\right)$阀芯的受力方程是

$$F_t > F_V + \Sigma F_W + F_{sc} \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}17)$$

式(4-15)～式(4-17)中

ΣF_m——推杆 O 形密封圈处的摩擦阻力总和(kgf)；

ΣF_{K2}——阀芯在换向位置时产生液压卡紧处的液压卡紧阻力总和(kg$f$)；

ΣF_{W1}、ΣF_{W2}——阀芯分别在中间位置(或原始位置)和换向位置时各阀口处的稳态液动力总和(kgf)；

F_{sc}——电磁铁剩磁力引起的阻力 (kgf)。一般可取 $F_{sc}=0.3\sim0.5$(kgf)；

F_{V1}——阀芯将回到中间位置(或原始位置)时的运动阻力(kgf)；

F_V——阀芯对中(复位)到设定的小开口量位置时

的运动阻力(kgf)；

ΣF_h——阀芯对中(复位)到设定的小开口量位置时，打开阀口处的稳态液动力总和(kgf)。对滑阀式换向阀，在打开阀口过程中稳态液动力阻碍阀芯运动，在关闭阀口过程中则促进运动，为可靠起见，忽略促进阀芯运动的稳态液动力。

根据式(4-15)和式(4-16)确定 F_{t2} 和 F_{t1} 后，作弹簧工作图，并复核在 $\left(X_t+\frac{2}{3}\delta_{max}\right)$ 处的弹簧力 F_t 是否满足式(4-17)的要求(参见图 4-35)。X_t 是弹簧预压缩量，δ_{max} 是阀口最大开口量。

8. 换向力

这里的换向力对于电磁阀是指电磁铁的推力，对于电液阀和液动阀是指作用在阀芯上的液压力，对于手动阀是指手柄操作力矩转换到阀芯轴线方向的作用力。所以要计算换向力，是因为要验算它是否在允许的范围内。例如：电磁阀计算的所需换向力应小于电磁铁的实际推力；电液阀和液动阀计算的所需换向力应小于设计要求的最低控制压力所能造成的液压力；手动阀计算的所需换向力应小于设计要求的操作力矩所能造成的对阀芯的作用力。

与弹簧力的计算一样，也要算出阀芯在中间位置(或原始位置)、换向位置和小开口量位置时的换向力，列出这三个位置阀芯的受力方程，可以算出必要的换向力，这里仍以电磁阀作为例子。

电磁阀开始换向时的受力方程是：

$$F_{d1}>\Sigma F_m+\Sigma F_{K1}+\Sigma F_{W1}+F_{sc}+F_{t1}\quad(\text{kgf})\qquad(4\text{-}18)$$

电磁阀阀芯到换向位置时的受力方程是：

$$F_{d2} > F_{V2} + \Sigma F_{W2} + F_{sc} + F_{t2} \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}19)$$

电磁阀阀芯换向过程中，打开的阀口在小开口量时（也假定开口量 $\delta = \frac{1}{3}\delta_{max}$）阀芯的受力方程是：

$$F_d > F'_V + \Sigma F'_W + F_{sc} + K_t\left(X_t + S - \frac{2}{3}\delta_{max}\right) \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}20)$$

式(4-18)～式(4-20)中

ΣF_m——推杆O形密封圈处的摩擦阻力总和(kgf)；

ΣF_{K1}——阀芯在中间位置（或原始位置）时产生液压卡紧处的液压卡紧阻力总和(kgf)；

ΣF_{W1}、ΣF_{W2}——阀芯分别在中间位置（或原始位置）和换向位置时各阀口处的稳态液动力总和(kgf)；

F_{sc}——电磁铁剩磁力引起的阻力(kgf)。单电磁铁时没有此项，一般可取

$F_{sc} = 0.3 \sim 0.5$(kgf)；

K_t——弹簧刚度(kgf/cm)；

X_t——弹簧预压缩量(cm)；

F_{V2}——阀芯到换向位置时的运动阻力(kgf)；

S——阀芯行程(cm)；

F'_V——阀芯换向到设定的小开口量位置时的运动阻力(kgf)；

$\Sigma F'_W$——阀芯换向到设定的小开口量位置时，打口阀口处的稳态液动力总和(kgf)；

δ_{max}——阀口最大开口量(cm)。

根据式(4-18)～式(4-20)算出的电磁铁应保证的推力

F_{d1}、F_{d2} 和 F_d，在电磁铁的推力——行程特性曲线中进行校核，应使电磁铁在相应行程上的实际推力 F_{D1}、F_{D2} 和 F_D 大于 F_{d1}、F_{d2} 和 F_d，并要留有适当的余量，如图 4-36 所示。

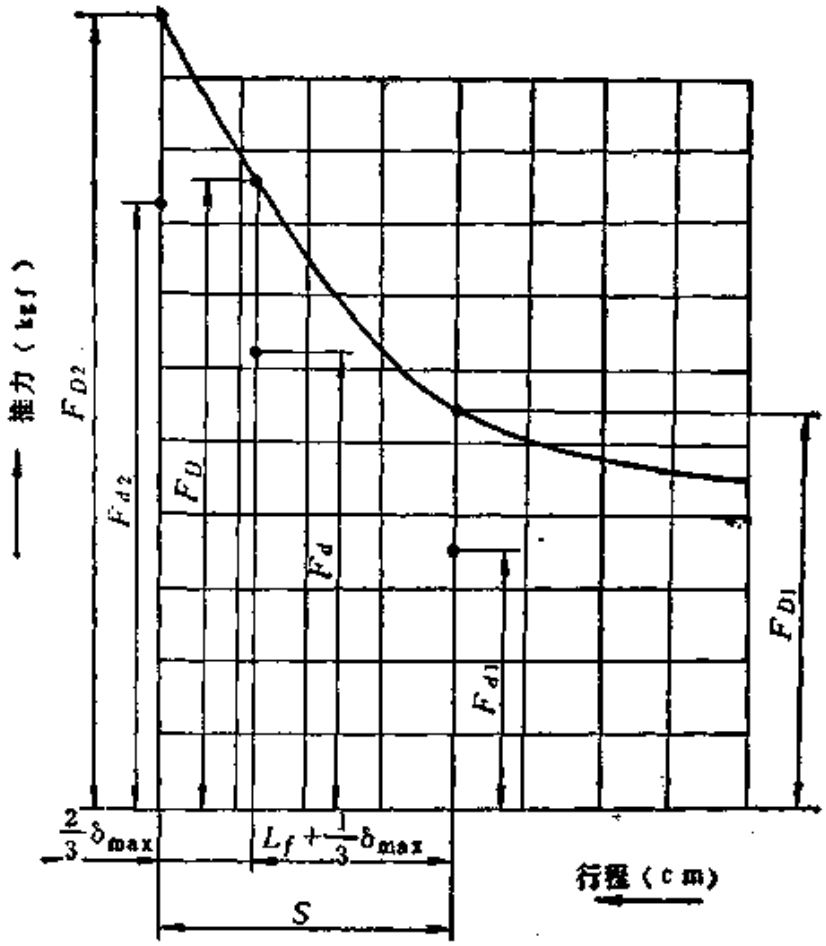


图 4-36　电磁铁推力——行程特性曲线

（三）性能计算

1．通过公称流量时的压力损失 Δp_s

根据第一章第二节压力损失分析，油液流过阀的压力损失为

$$\Delta p_s=\Sigma\lambda_y\gamma\frac{l_y}{d_s}\frac{V_y^2}{2g}+\Sigma\xi\gamma\frac{V_j^2}{2g}\quad(\mathrm{kgf/cm^2})\ (4\text{-}21)$$

式中 λ_y——根据油液在阀内的流动情况而确定的沿程摩擦阻力系数；

γ——油液重度(kgf/cm³)；

l_y——计算沿程压力损失的流道长度(cm)；

d_s——计算沿程压力损失的流道水力直径(cm)。对圆形流道即为直径；

V_y——计算沿程压力损失时流道内油液的平均流速(cm/sec)；

g——重力加速度(cm/sec²)；

ξ——根据油液在阀内的流动情况而确定的局部阻力系数；

V_j——计算局部压力损失时的油液平均流速(cm/sec)。此流速的确定见第一章第二节。

应使 $\Delta p_s \leqslant [\Delta p_s]$，$[\Delta p_s]$是通过公称流量时压力损失允许值。

2．公称压力下滑阀封油处的内泄漏量 q_{ns}

一般来说，内泄漏量是不计算的，因为有效封油长度 l_f 是根据设计要求的内泄漏量$[q_{ns}]$和阀芯与阀体孔的单边配合间隙 Δr 来确定的。除非有效封油长度 l_f 有较大的调整并要知道内泄漏量的理论值时才进行计算。按有关试验标准的规定，换向阀的内泄漏量是阀芯在某一位置时各泄漏面泄漏量的总和。内泄漏量的计算公式为

$$q_{ns} = \Sigma 0.654 \frac{D\Delta r^3 p_g}{\mu l_f} \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \qquad (4\text{-}22)$$

式中 D——阀芯大直径(cm)；

Δr——阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm²)；

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²)；

l_f——有效封油长度(cm)。

应使 $q_{ns} \leqslant [q_{ns}]$，$[q_{ns}]$是内泄漏量允许值。

3．电磁阀换向时间 t_{dh}

计算电磁阀换向时间 t_{dh} 时，电磁铁的推力特性曲线是已知的，如果采用弹簧对中(复位)，那么弹簧力特性曲线也是已知的。应将电磁铁的推力特性曲线进行近似的线性关系处理(参见图 4-37)。考虑到电磁阀换向时弹簧力作为负载，要将

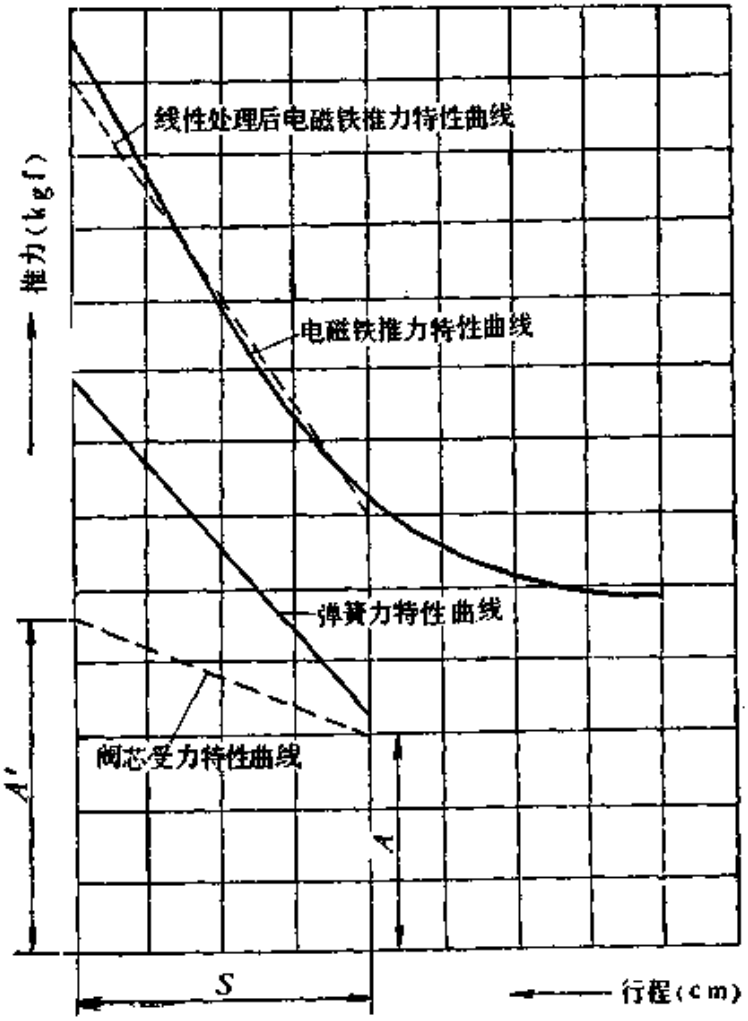


图 4-37

线性处理后的电磁铁推力特性曲线在每一点上的推力减去相应行程时的弹簧力，从而可以得到阀芯净得的受力特性曲线，如图 4-37 所示。根据此曲线，可以确定阀芯行程每一点上能得到的加速力。阀芯受力特性曲线的线性关系为

$$F_x = A + Bx \tag{4-23}$$

式中 F_x——相应于 x 处阀芯受到的加速力(kgf)；

A——阀芯受到的起始加速力(kgf)；

B——按阀芯受力特性曲线确定的加速力梯度(kgf/cm)，

$B = \dfrac{A' - A}{S}$，S 是阀芯行程；

x——阀芯位移(cm)。

由式(4-23)可以列出如下方程

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = Bx + A$$

上式两边乘以 $2\,dx$

$$2m\frac{dx}{dt}\,dv = 2\,Bx\,dx + 2\,A\,dx$$

将上式积分

$$\int 2m\frac{dx}{dt}\,dv = \int 2\,Bx\,dx + \int 2\,A\,dx$$

$$mv^2 = Bx^2 + 2Ax + C_1 \tag{4-24}$$

求积分常数 C_1

当 $x=0$，则 $v=0$，代入式(4-24)，得

$$C_1 = 0$$

故式(4-24)成为

$$mv^2 = Bx^2 + 2\,Ax$$

即

$$m\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 = Bx^2 + 2Ax$$

$$dt=\frac{dx}{\sqrt{\frac{Bx^2+2Ax}{m}}}$$

令 $r=\frac{A}{B}$，则上式为

$$dt=\frac{dx}{\sqrt{\frac{B}{m}(x^2+2rx)}}=\sqrt{\frac{m}{B}}\frac{dx}{\sqrt{x^2+2rx}} \qquad (4\text{-}25)$$

将式(4-25)积分

$$\int dt=\int\sqrt{\frac{m}{B}}\frac{dx}{\sqrt{x^2+2rx}}$$

$$t=\sqrt{\frac{m}{B}}\ln(x+r+\sqrt{x^2+2rx})+C_2 \qquad (4\text{-}26)$$

求积分常数 C_2

当 $t=0$，则 $x=0$，代入式(4-26)，得

$$C_2=-\sqrt{\frac{m}{B}}\ln r$$

将 C_2 代入式(4-26)，则电磁阀换向时间 t_{dh} 与阀芯位移 x 的关系式为

$$t_{dh}=\sqrt{\frac{m}{B}}\ln(x+r+\sqrt{x^2+2rx})-\sqrt{\frac{m}{\beta}}\ln r$$

$$=\sqrt{\frac{m}{B}}\ln\left[\frac{x+r+\sqrt{x^2+2rx}}{r}\right]\quad(\text{sec}) \qquad (4\text{-}27)$$

式中 m——阀芯和电磁铁衔铁质量(kgf·sec²/cm)；

$r=\frac{A}{B}$——阀芯受力特性曲线中起始加速力与加速力梯度的比值。

按式(4-27)可画出阀芯换向时间——位移曲线，并从曲

线求出阀芯移到新位置要用多长时间。因式(4-27)在推导中不计及各种阻尼力，所以计算结果偏小，它只是一个近似计算公式。但是，电磁阀阀芯行程短，速度相对说低一些，油液粘度低，阀芯与阀体孔为动配合，故忽略阻尼力是允许的。

应使阀芯全行程时的 $t_{dh} \leqslant [t_{dh}]$，$[t_{dh}]$是电磁阀换向时间的设计要求。

4．电磁阀对中(复位)时间 t_{df}

计算电磁阀对中(复位)时间 t_{df} 时，对中(复位)弹簧的力——行程特性是已知的，根据此特性可以确定对中(复位)时阀芯行程每一点上的加速力。弹簧力——行程的线性关系为

$$F_t = K_t(X_t + S) - K_t x \quad (\text{kgf}) \tag{4-28}$$

式中 F_t——弹簧力(kgf)；

K_t——弹簧刚度(kgf/cm)；

X_t——弹簧预压缩量(cm)；

S——弹簧最大工作行程，即阀芯行程(cm)；

x——阀芯位移(cm)。

由式(4-28)可列出如下方程

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + K_t x - K_t(X_t + S) = 0$$

即

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{K_t}{m}x - \frac{K_t}{m}(X_t + S) = 0 \tag{4-29}$$

可以象换向时间 t_H 那样用积分方法导出对中(复位)时间 t_F，也可以解式(4-29)微分方程导出对中(复位)时间 t_F。式(4-29)是二阶常系数非齐次方程，可以列出相应的二阶常系数齐次方程为

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{K_t}{m}x = 0 \tag{4-30}$$

式(4-29)的通解是式(4-30)的通解和式(4-29)的特解之和。

式(4-30)的特征方程是

$$r^2+\frac{K_t}{m}=0 \tag{4-31}$$

上面特征方程的两个根是

$$r_1=\sqrt{\frac{K_t}{m}}\,i$$

$$r_2=-\sqrt{\frac{K_t}{m}}\,i$$

故式(4-30)的通解为

$$X=C_1\cos\sqrt{\frac{K_t}{m}}\,t+C_2\sin\sqrt{\frac{K_t}{m}}\,t \tag{4-32}$$

现求式(4-29)的特解 x^*，令 $x^*=b$，则

$x^{*\prime}=0$，$x^{*\prime\prime}=0$，代入式(4-29)，得

$$\frac{K_t}{m}\,b=\frac{K_t}{m}(X_t+S)$$

即

$$b=X_t+S \tag{4-33}$$

故式(4-29)的通解为

$$\begin{aligned}x&=X+x^*\\&=C_1\cos\sqrt{\frac{K_t}{m}}\,t+C_2\sin\sqrt{\frac{K_t}{m}}\,t+X_t+S\end{aligned} \tag{4-34}$$

求常数 C_1、C_2

当 $t=0$，则 $x=0$，代入式(4-34)，得

$$C_1=-(X_t+S)$$

对式(4-34)求导数

$$\frac{dx}{dt}=-C_1\sqrt{\frac{K_t}{m}}\sin\sqrt{\frac{K_t}{m}}\,t+C_2\sqrt{\frac{K_t}{m}}\cos\sqrt{\frac{K_t}{m}}\,t=v \tag{4-35}$$

当 $t=0$, 则 $v=0$, 代入式(4-35), 得

$$C_2=0$$

将 C_1、C_2 代入式(4-34), 得

$$x=-(X_t+S)\cos\sqrt{\frac{K_t}{m}}t+X_t+S$$

$$\cos\sqrt{\frac{K_t}{m}}t=\frac{X_t+S-x}{X_t+S}$$

$$t=\sqrt{\frac{m}{K_t}}\arccos\frac{X_t+S-x}{X_t+S} \qquad (4\text{-}36)$$

令 $R=X_t+S$, 则电磁阀对中(复位)时间 t_{dt} 与阀芯位移 x 的关系式为

$$t_{dt}=\sqrt{\frac{m}{K_t}}\arccos\left(1-\frac{x}{R}\right)\quad(\text{sec}) \qquad (4\text{-}37)$$

式中 m——阀芯和电磁铁衔铁质量(kgf·sec²/cm),

$R=X_t+S$——弹簧预压缩量和阀芯行程之和(cm)。

按式(4-37)可画出阀芯对中(复位)时间——位移曲线, 并从曲线求出阀芯移到新位置要用多长时间。与式(4-28)一样, 式(4-37)也是一个近似计算公式。

应使阀芯全行程时的 $t_{dt}\leqslant[t_{dt}]$, $[t_{dt}]$ 是电磁阀对中(复位)时间的设计要求。

5. 换向阀压力冲击 Δp_z

换向阀在液压系统中换向时所造成的系统压力瞬变常常与系统中的其他元件有关, 考虑系统压力的瞬变这是液压系统设计的任务。这里所说的换向阀压力冲击 Δp_z 是指阀迅速关闭时在管道末端所产生的压力瞬变, 即一般所说的"水击"现象。这种压力瞬变常常是很大的, 并伴有很响的声音。如果换向阀迅速关闭所造成的压力冲击大到管道强度或阀体强

度难以承受的程度，那么对换向阀来说，就要设法减慢动作时间。计算换向阀压力冲击 Δp_z 的目的即在于此。

当换向阀迅速关闭时：关闭阀口处的油液首先停止流动，并且与油液流向相同的压力波也停止前进；停止前进的压力波将以某一速度反向传递，到油源又被传回来。压力波在这样的来回传递中进行着动能和位能的相互转换，直到摩擦将能量消耗完为止。如果在动能和位能的转换中不计摩擦等能量损失，则动能和位能是相等的。可以分别列出动能和位能的式子，然后联解压力冲击 Δp_z。

在换向阀迅速关闭的瞬间，原流动油液的动能为

$$\frac{1}{2} mV_y^2 = \frac{1}{2} \rho L_y A_y V_y^2 \tag{4-38}$$

式中 m 为封闭管道内的油液质量，V_y 为原油液流速，ρ 为油液密度，L_y 为管道长度，A_y 为管道截面积。

可以认为管道接近于绝对刚体，则油液的压缩位能为

$$\begin{aligned}\frac{1}{2}\Delta F \Delta L_y &= \frac{1}{2}(A_y \Delta p_z)\left(\frac{A_y \Delta L_y}{A_y}\right) \\ &= \frac{1}{2}(A_y \Delta p_z)\left(\frac{\Delta V}{A_y}\right) \\ &= \frac{1}{2}(A_y \Delta p_z)\left(\frac{1}{A_y}\frac{A_y L_y \Delta p_z}{K}\right) \\ &= \frac{1}{2}\frac{A_y L_y}{K}\Delta p_z^2 \end{aligned} \tag{4-39}$$

式中 ΔF 为阀关闭的瞬间封闭管道内油液受到的冲击力，ΔL_y 为其内油液的压缩距离，ΔV 为压缩体积，K 为油液的体积弹性模量。

联解式(4-38)和式(4-39)，得

$$\Delta p_z = \sqrt{\rho K}\, V_y \quad (\mathrm{kgf/cm^2}) \tag{4-40}$$

式中　ρ——油液密度(kgf·sec²/cm⁴)；

K——油液体积弹性模量，可取

$$K=(1.3\sim2)\times10^4 \quad (\mathrm{kgf/cm^2})$$

V_g——油液在管道中的流速(cm/sec)。

由式(4-40)可知：ρ 和 K 为定值，要减小 Δp_z，有效的方法是减低 V_g，这就是把管道和阀的进出油口的流速控制在6m/sec以内的又一个原因。

问题在于：如果计算的 Δp_z 超过了允许的限度，除了在液压系统中采取措施外，对于换向阀来说，换向时间应该减慢到何种程度？

式(4-40)是在阀关闭时间 T 小于(等于)压力波来回一次所需的时间 T_t 时成立的(所谓瞬时关闭)，即

$$T\leqslant T_t=\frac{2L_g}{V_t} \tag{4-41}$$

式中　T_t 为临界关闭时间，V_t 为油液中的声速。V_t 的计算式为

$$V_t=\sqrt{\frac{K}{\rho}} \tag{4-42}$$

对于较短的管道来说，常常是 $T>T_t$(所谓逐渐关闭)，此时的压力冲击 $\Delta p_z'$ 与式(4-40)算得的压力冲击 Δp_z 有关，也与管道长度 L_g、阀未关闭时的稳态压力 p_w 和阀关闭时间 T 有关。描述这种情况的数学方程可以绘成奎克(Quick)曲线图(如图4-38所示)，它是假定阀在均匀关闭下得出的。使用该图先要算出 K' 和 N

$$K'=\frac{\Delta p_z}{2p_w} \tag{4-43}$$

$$N=\frac{T}{T_t} \tag{4-44}$$

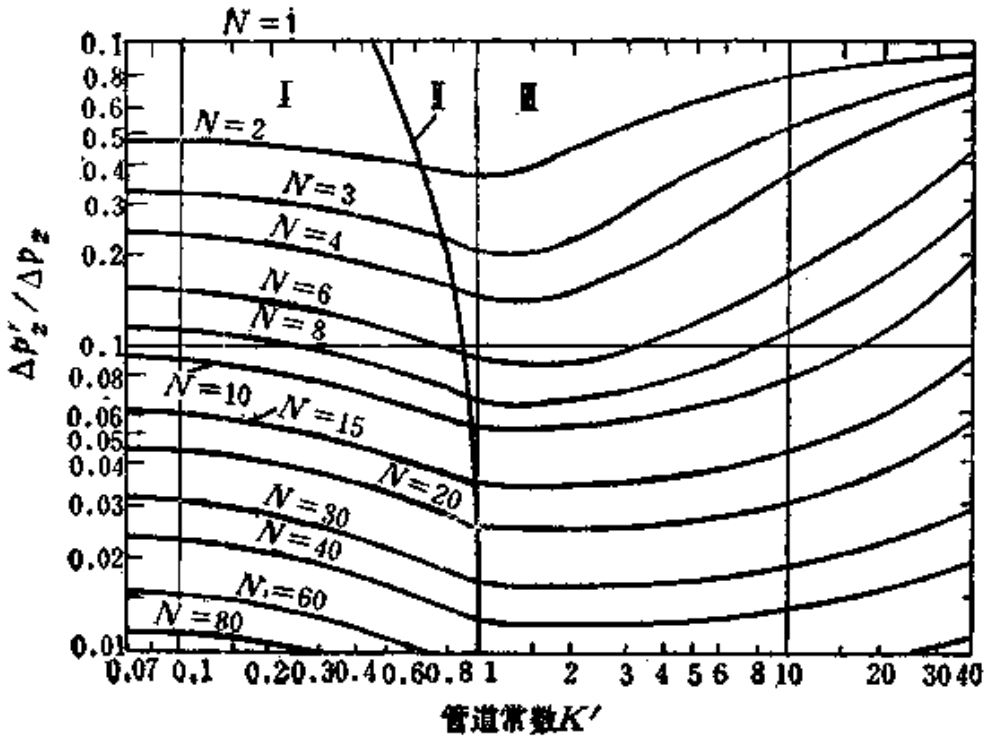


图 4-38 奎克曲线图

I—第一个时间间隔末的最大压力升高范围
II—第一个时间间隔末的最大压力升高限制线
III—第一个时间间隔末以后的最大压力升高范围

可以先假定关闭时间 T，算出 N 和 K' 值后，在图 4-38 中找出相应的 $\Delta p_z'/\Delta p_z$ 比值，因为 Δp_z 已按式 (4-40) 算出，所以 $\Delta p_z'$ 便可求得。假定的关闭时间 T 应使 $\Delta p_z'$ 在允许的范围内，这个 T 值就是换向阀关闭时间的限度。

应使 $\Delta p_z' \leqslant [\Delta p_z]$，$[\Delta p_z]$ 是受管道或阀体强度限制的允许最大冲击压力的设计要求。

6．电液阀的响应时间 t_{dye}(参见图 4-39)

计算电液阀的响应时间 t_{dye}：应先计算主阀芯移动的最高速度；然后计算作用于主阀芯的加速压力，并算出加速时间和加速期主阀芯的移动距离；再按最高速度算出主阀芯加速

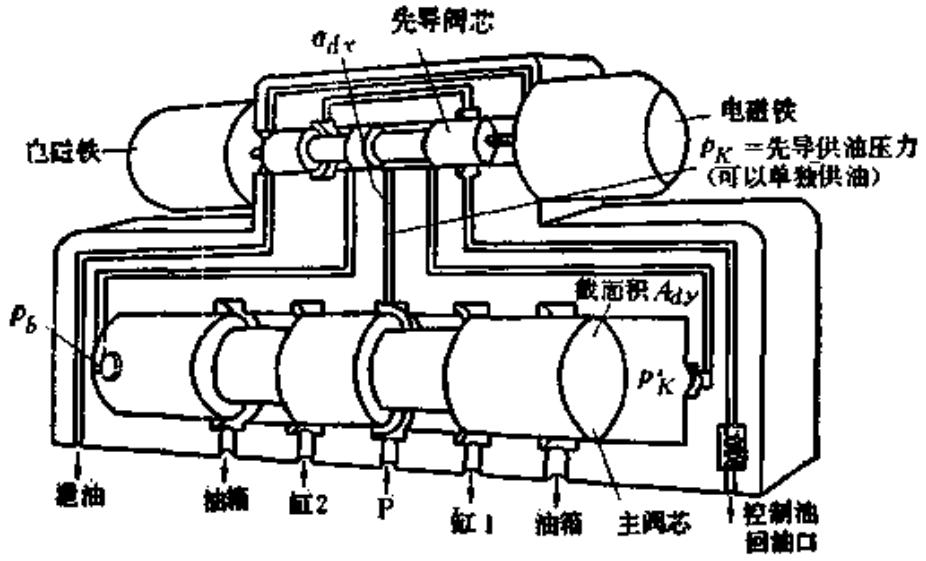


图 4-39

后到行程终点所需的时间。先导电磁阀的换向时间、主阀芯的加速时间和加速后到行程终点所需时间的总和，即为电液阀的响应时间 t_{dyx}。

1) 计算主阀芯的最高速度 V_{max}

先导电磁阀压降 Δp_{dx} 为

$$\Delta p_{dx}=p_K-p'_K=p_K-\left(\frac{F''_V+\sum F''_W}{A_{dy}}+p_b\right)\quad(\text{kgf})\tag{4-45}$$

式中 p_K——先导供油压力(kgf/cm²)，当外部控制时常定为主阀工作压力的7%，以保证有足够的液压力推动主阀芯；

p'_K——主阀芯两端容腔的控制压力(kgf/cm²)；

F''_V——主阀芯换向到设定的小开口量位置时的运动阻力(kgf)。这时主阀芯已达最高速度 V_{max}，因 V_{max} 还未求出，所以这里应先假定 F''_V，当下面求得 V_{max} 后，再反回来核算 F''_V，使其接近；

$\Sigma F'_w$——主阀芯换向到设定的小开口量位置时打开阀口处的稳态液动力总和(kgf)；

A_{dy}——主阀芯控制端截面积(cm^2)；

p_b——先导控制油回油背压(kgf/cm^2)，常定为先导供油压力 p_K 的5～7%，以改善主阀芯的摩擦。

先导电磁阀流量为

$$q_{dx}=Ca_{dx}\sqrt{\frac{2\Delta p_{dx}}{\rho}} \quad (cm^3/sec) \qquad (4\text{-}2)$$

式中 C——流量系数。可取

$C=0.65$；

a_{dx}——先导电磁阀阀口过流面积，一般为进油口面积(cm^2)；

Δp_{dx}——按式(4-45)求得的先导电磁阀压降(kgf/cm^2)；

ρ——油液密度(kgf·sec^2/cm^4)。

主阀芯最高速度为

$$V_{max}=\frac{q_{dx}}{A_{dy}} \quad (cm/sec) \qquad (4\text{-}46)$$

式中 q_{dx}——按式(4-2)求得的先导电磁阀流量(cm^3/sec)；

A_{dy}——主阀芯控制端截面积(cm^2)。

按式(4-46)求得的 V_{max}，计算主阀芯运动阻力 F'_v，此运动阻力应与前面假定的运动阻力接近。

2) 计算主阀芯的加速时间 t_j

主阀芯受到的加速压力 p_j 为

$$p_j=p_K-\left(\frac{F_{v3}+\Sigma F_{w1}}{A_{dy}}+p_b\right) \quad (kgf/cm^2) \qquad (4\text{-}47)$$

式中 p_K——先导供油压力(kgf/cm^2)；

F_{v3}——主阀芯加速期的运动阻力(kgf)。可取平均值

$$F_{V3}=\frac{F'_V}{2}$$

ΣF_{W1}——主阀芯在中间位置(或原始位置)时各阀口处的稳态液动力总和(kgf)；

A_{dy}——主阀芯控制端截面积(cm^2)；

p_b——先导控制油回油背压(kgf/cm^2)。

主阀芯受到的加速力 F_j 为

$$F_j=p_j A_{dy} \quad (kgf) \tag{4-48}$$

式中 p_j——按(4-47)求得的主阀芯受到的加速压力(kgf/cm^2)。

主阀芯加速时间

$$t_j=\frac{mV_{max}}{F_j} \quad (sec) \tag{4-49}$$

式中 m——主阀芯质量($kgf\cdot sec^2/cm$)；

F_j——按式(4-48)求得的主阀芯受到的加速力(kgf)；

V_{max}——按式(4-46)求得的主阀芯最高速度(cm/sec)。

主阀芯加速期移动距离 S_j

$$S_j=\frac{F_j t_j^2}{2m} \quad (cm) \tag{4-50}$$

式中 t_j——按式(4-49)求得的主阀芯加速时间。

3) 计算电液阀响应时间 t_{dyz}

主阀芯加速后(即达 V_{max} 后)到行程终点所需的时间 t_{Vm} 为

$$t_{Vm}=\frac{S-S_j}{V_{max}} \quad (sec) \tag{4-51}$$

式中 S——主阀芯行程(cm)；

S_j——按式(4-50)求得的主阀芯加速期移动距离(cm)。

电液阀响应时间 t_{dyz} 为

$$t_{dyx}=t_{dh}+t_j+t_{Vm} \quad (\text{sec}) \tag{4-52}$$

式中 t_{dh}——先导电磁阀换向时间(sec)；

t_j——按式(4-49)求得的主阀芯加速时间(sec)；

t_{Vm}——按式(4-51)求得的主阀芯加速后到行程终点所需的时间(sec)。

应使 $t_{dyx}\leqslant[t_{dyx}]$，$[t_{dyx}]$是电液阀响应时间的设计要求。

7．电液阀的最低控制压力 $p_{K\min}$

电液阀的控制压力是指电磁阀的先导供油压力 p_K，它比主阀芯两端容腔推动主阀芯所必要的控制压力 p'_K 要大一个压降 Δp_{dx}(参见图 4-39)，这个压降 Δp_{dx} 使进入主阀芯两端容腔的先导控制流量 q_{dx} 足够地大，以保证主阀能快速移动，从而达到电液阀响应时间的设计要求$[t_{dyx}]$。这里把电液阀响应时间能达到设计要求$[t_{dyx}]$所必要的电磁阀先导供油压力，称为电液阀的最低控制压力。显然，撇开$[t_{dyx}]$不管来谈电液阀的最低控制压力，是没有可比性、也没有实用意义的。

这样，计算电液阀的最低控制压力 $p_{K\min}$ 时，电液阀响应时间的设计要求$[t_{dyx}]$是已知数。

可以略去式(4-52)中的主阀芯加速时间 t_j，因为这个时间很短，一般只有千分之几秒，与主阀芯加速后到行程终点所需的时间 t_{Vm} 相比要小得多，故可以略去。再把式(4-52)中的响应时间 t_{dyx} 换成响应时间的设计要求$[t_{dyx}]$，则得

$$t_{Vm}=[t_{dyx}]-t_{dh} \quad (\text{sec}) \tag{4-53}$$

式中 t_{dh}——电磁阀换向时间(sec)。

同样可以略去式(4-51)中的主阀芯加速期距离 S_j，一般它只占主阀芯行程 S 的百分之一左右。这样，主阀芯速度可以看作是时间 t_{Vm} 内的平均速度 V_p

$$V_p = \frac{S}{t_{vm}} \quad (\text{cm/sec}) \tag{4-54}$$

式中 S——主阀芯行程(cm)；

t_{vm}——按式(4-53)求得的主阀芯动作时间(sec)。

电磁阀先导控制流量应为

$$q_{dz} = A_{dy} V_p \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \tag{4-55}$$

式中 A_{dy}——主阀芯控制端截面积(cm^2)；

V_p——按式(4-53)求得的主阀芯平均速度(cm/sec)。

由式(4-2)，当电磁阀的流量为先导控制流量 q_{dz} 时，其压降应为

$$\Delta p_{dz} = \frac{\rho q_{dz}^2}{2C^2 a_{dz}^2} \quad (\text{kgf/cm}^2) \tag{4-56}$$

式中 ρ——油液密度($\text{kgf}\cdot\text{sec}^2/\text{cm}^4$)；

q_{dz}——按式(4-55)求得的电磁阀先导控制流量(cm^3/sec)；

C——流量系数。可取

$C = 0.65$；

a_{dz}——先导电磁阀阀口过流面积(cm^2)。

推动主阀芯所必要的主阀芯控制端的控制压力 p'_K 为

$$p'_K = \frac{F'_V + \Sigma F'_W}{A_{dy}} + p_b \quad (\text{kgf/cm}^2) \tag{4-57}$$

式中 F'_V——主阀芯换向到设定的小开口量位置时的运动阻力(kgf)；

$\Sigma F'_W$——主阀芯换向到设定的小开口量位置时打开阀口处的稳态液动力总和(kgf)；

p_b——先导控制油回油背压(kgf/cm^2)。

电液阀最低控制压力 $p_{K\min}$ 为

$$p_{K\min} = \Delta p_{dz} + p'_K \quad (\text{kgf/cm}^2) \tag{4-58}$$

式中 Δp_{dx}——按式 (4–56) 求得的保证 q_{dx} 时的压降 (kgf/cm²)；

p'_K——按式(4-57)求得的推动主阀芯所必要的控制压力(kgf/cm²)。

应使 $p_{Kmin} \leqslant [p_{Kmin}]$, $[p_{Kmin}]$是电液阀最低控制压力的设计要求。

对电液阀响应时间和最低控制压力要作两点说明：

1) 图 4–39 中主阀芯两端没有弹簧，如果设置弹簧，则弹簧力要作为阻力考虑进去；

2) 由式(4–56)可知，增大先导电磁阀阀口过流面积 a_{dx}，在 Δp_{dx} 不变时可加大通过先导电磁阀的流量 q_{dx}，在 q_{dx} 不变时可以降低 Δp_{dx}。这对实现电液阀的快速动作和降低最低控制压力有显著的效果。

8．手动阀的手柄操作力矩 M_s

一般来说，手柄操作力矩 M_s 是不必计算的，因为复位弹簧力是根据阀芯受到的各种阻力和手柄操作力矩的设计要求 $[M_s]$，通过到阀芯受力方程来确定的。这就是说，手柄设计的操作力矩 M_s 在$[M_s]$的范围内。只是与 M_s 有关的量有了较大的调整时，才对 M_s 作校核计算。

图 4–7 为弹簧复位式手动阀。在换向位置一般手柄操作力矩 M_s 最大，M_s 转换到阀芯轴线方向的作用力 F_s 为

$$F_s = K_t(S + X_t) + F_{V2} + \Sigma F_{W2} \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{–}59)$$

式中 K_t——复位弹簧的弹簧刚度(kgf/cm)；

S——阀芯行程(cm)；

X_t——复位弹簧的预压缩量(cm)；

F_{V2}——阀芯到换向位置时的运动阻力 (kgf)。求 F_{V2} 时可假定换向时间，并求出阀芯移动平

均速度；

ΣF_{w2}——阀芯在换向位置时各阀口处的稳态液动力总和(kgf)。

手柄上的操作力 F_{sb} 为(参见图 4-40)

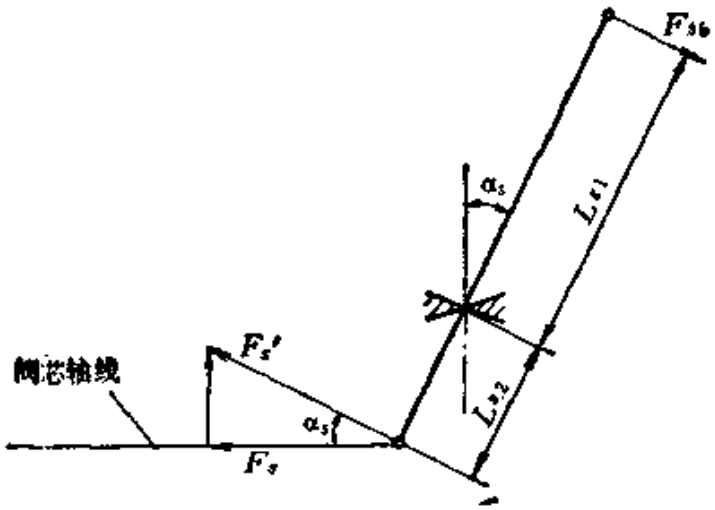


图 4-40

$$F_{sb}=\frac{F_sL_{s2}}{L_{s1}\cos\alpha_s}\quad(\text{kgf})\qquad(4\text{-}60)$$

式中 F_s——按式(4-59)求得的应作用于阀芯轴线方向的力(kgf)。

手柄上的操作力矩 M_s 为

$$M_s=F_{sb}L_{s1}\quad(\text{kgf}-\text{cm})\qquad(4\text{-}61)$$

式中 F_{sb}——按式(4-60)求得的手柄操作力(kgf)。

应使 $M_s\leqslant[M_s]$，$[M_s]$是手柄操作力矩允许值。

第二节 单 向 阀

一般单向阀在液压系统中的主要功用是允许油液正向通过，防止反向流动。如果利用控制活塞，借助于控制压力油的液压力能把单向阀芯顶开，则可使油液反向流动，这就是液控

单向阀。显然，液控单向阀扩大了单向阀的使用范围。

一、结构形式和工作原理

(一)结构形式

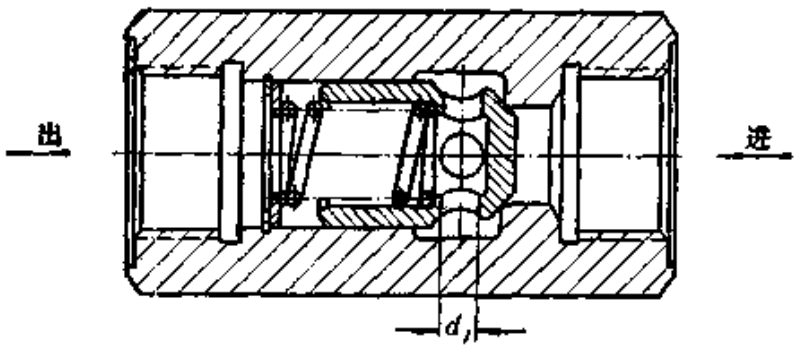


图 4-41

一般单向阀可设计成直通式和直角式两种。直通式单向阀通常以螺纹连接方式直接连于管路中，因为受管接头的限制，所以最大只到公称通径32 mm。图4-41是我国公称压力为320 kgf/cm² 的直通单向阀结构图。一般单向阀的进出口流道还可以直角布置，这样，使结构紧凑，油液流动情况也比直通式单向阀好，并且不易产生振动和噪声。图4-42是我国公称压力为320 kgf/cm² 的直角单向阀结构图。

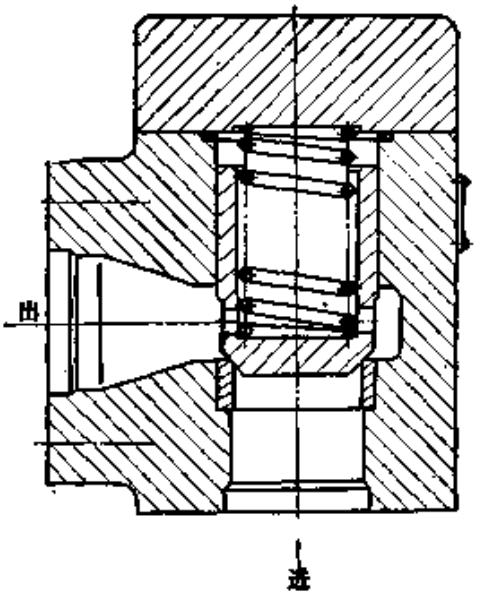


图 4-42

液控单向阀有带卸荷阀芯和不带卸荷阀芯两种，这两种按控制活塞处的泄油形式，又有内泄式和外泄式之分。图4-43和图4-44是我国公称压力为320 kgf/cm² 的液控单向

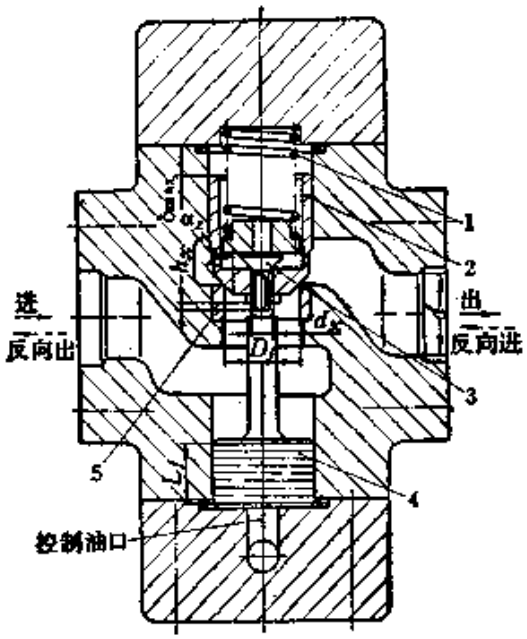


图 4-43

1—弹簧 2—单向阀芯 3—卸荷阀芯 4—控制活塞 5—阀座

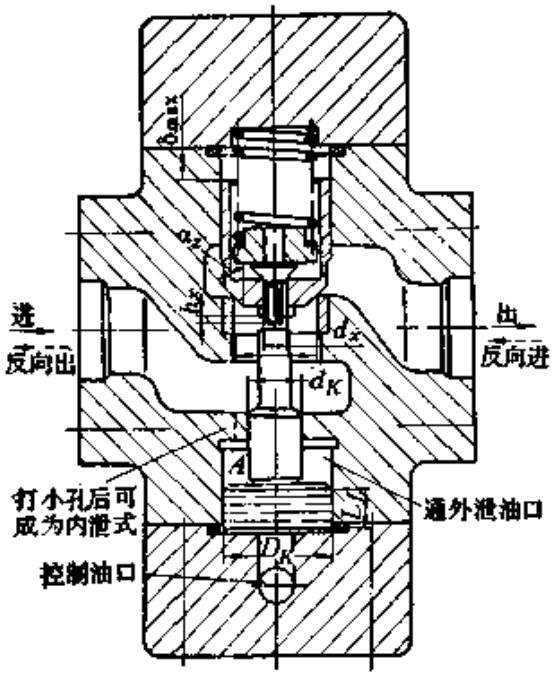


图 4-44

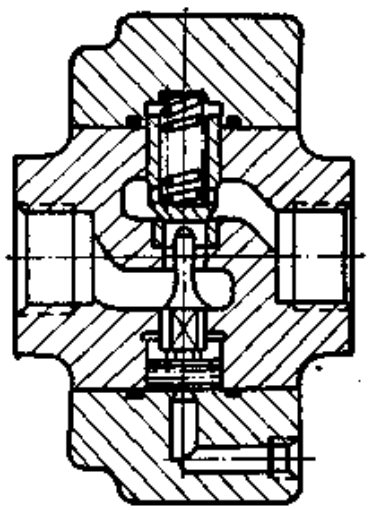


图 4-45

阀结构图，它们都带卸荷阀芯，前图为内泄式，后图为外泄式。图 4-45 是我国公称压力为 210 kgf/cm² 的液控单向阀结构图，它不带卸荷阀芯，为内泄式。该图中只要变换控制活塞并加外泄口，即为外泄式液控单向阀。

(二)工作原理

这里只介绍液控单向阀的工作原理，并作必要的说明。

图 4-46 为液控单向阀的工作原理图，其中 a)为内泄式，b)为外泄式。在无控制压力的情况下，来自进口的油液只要能克服弹簧力及单向阀芯自重，便能推开单向阀芯而流向出口(正向流动)，但反向油液却不能通过。如从控制口引入控制压力油，则只要控制压力 p_K 作用在控制活塞承压面积 A_K 上所造成的向上液压力能克服向下的各种力，控制活塞便能推开单向阀芯而实现油液的反向流动。

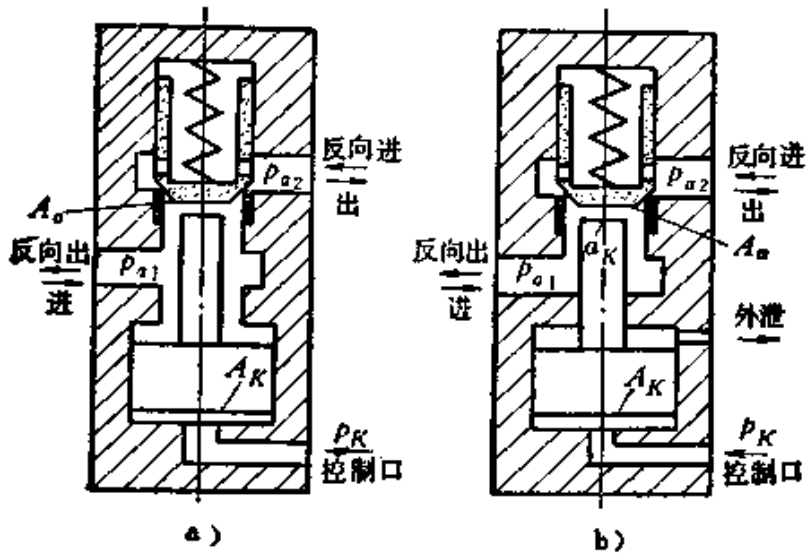


图 4-46　液控单向阀工作原理图

对于液控单向阀有必要作如下说明：

1) 作用在液控单向阀控制活塞上所需的控制压力的高

低，与反向进口和反向出口油液的压力有关，也与控制活塞处的泄油形式（即内泄式和外泄式）有关。这里我们列出单向阀芯的受力方程。对于如图 4-46 a）所示的内泄式情况，单向阀芯的受力方程为

$$p_K A_K > (p_{o2} - p_{o1}) A_o + p_{o1} A_K + F_o \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}62)$$

式中 p_K——控制压力（kgf/cm²）；

A_K——控制活塞承压面积（cm²）；

p_{o2}——反向进口压力（kgf/cm²）；

p_{o1}——反向出口压力（kgf/cm²）；

A_o——单向阀芯承压面积，即阀座内孔面积（cm²）；

F_o——其他阻力之和，如弹簧力、单向阀芯摩擦阻力、控制活塞液压卡紧阻力、单向阀芯和控制活塞自重（kgf）。

由式（4-62）可得内泄式液控单向阀必要的控制压力为

$$p_K > \frac{(p_{o2} - p_{o1}) A_o}{A_K} + p_{o1} + \frac{F_o}{A_K} \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}63)$$

对于如图 4-46 b）所示的外泄式情况，单向阀芯的受力方程为

$$p_K A_K > (p_{o2} - p_{o1}) A_o + p_{o1} a_K + F_o \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}64)$$

式中 a_K——控制活塞杆承压面积（cm²），其他符号含义与式（4-62）相同。由式（4-64）可得外泄式液控单向阀必要的控制压力为

$$p_K > \frac{(p_{o2} - p_{o1}) A_o}{A_K} + \frac{p_{o1} a_K}{A_K} + \frac{F_o}{A_K} \quad (\text{kgf/cm}^2) \qquad (4\text{-}65)$$

比较式（4-63）和式（4-65）：在式（4-63）中，随着反向出口压力 p_{o1} 的提高，所需控制压力 p_K 也将很快地提高，如果 p_{o1} 值很高，会无法实现反向流动；在式（4-65）中，因为控制活塞杆承压面积 a_K 比控制活塞承压面积 A_K 小得多（它们的面积

比常为 1 比 5)，所以即使反向出口压力 p_{o1} 很高，所需控制压力 p_K 也提高得不多。显然，内泄式液控单向阀只适用于 $p_{o1}=0$ 或者 p_{o1} 较低的场合，当 p_{o1} 较高时宜采用外泄式液控单向阀。

2) 液控单向阀常用于高压封闭回路的释压场合。如果液控单向阀结构象图 4-45 那样，则当控制活塞推开单向阀芯时，高压封闭回路内油液受压后所储存的压缩能将突然释放，这时会产生很大的冲击，并伴随很响的释压声。为避免这种情况，可以在单向阀芯内装个小阀芯(即卸荷阀芯)，以缓和冲击。在图 4-43 中，当控制活塞动作时，先推开卸荷阀芯 3，使高压封闭回路释压一部分，接着再推开单向阀芯 2，使高压封闭回路完全释压，这是一个分级释压过程。同时，由于卸荷阀芯 3 被推开后，使高压封闭回路压力降低，故控制活塞接着推单向阀芯 2 所需的控制压力也可以降低。

3) 如果把带有卸荷阀芯的液控单向阀用于反向进口作用着一定的压力，控制活塞推开单向阀芯后要使反向通过的流量为公称流量的场合，那么所需的最低控制压力和释压情况会怎么样呢？下面让我们来分析图 4-47 所示的试验系统，这个系统想用于试验带有卸荷阀芯的液控单向阀的最低控制

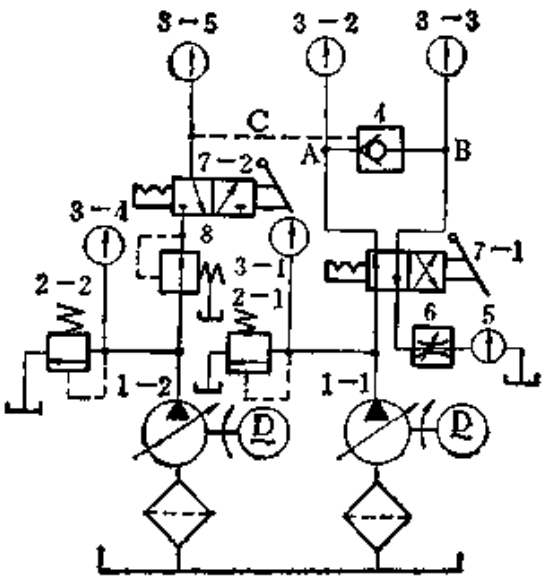


图 4-47 液控单向阀试验系统图
1-1、1-2—液压泵 2-1、2-2—溢流阀 3-1、3-2、3-3、3-4、3-5—压力表 4—被试液控单向阀 5—流量计 6—节流阀 7-1、7-2—手动阀 8—减压阀

压力。试验时将手动阀 7-1 换向到右边位置，液压泵 1-1 的排量相当于被试液控单向阀 4 的公称流量 Q_g，溢流阀 2-1 调至被试液控单向阀 4 的公称压力 p_g，这时来自液压泵 1-1 的油液全部从溢流阀 2-1 溢流；然后将手动阀 7-2 换向到右边位置，调节减压阀 8，使控制油路 C 逐渐升压，用压力表 3-5 测量被试液控单向阀的最低控制压力。按上述试验方法，对公称压力为 320 kgf/cm²、公称流量为 100 l/min 的液控单向阀（带有卸荷阀芯）作了试验：当控制压力到 16 kgf/cm² 时，反向进口压力从 320 kgf/cm² 下降到 150 kgf/cm²，反向通过的流量为 100 l/min；当控制压力上升到 70 kgf/cm² 的瞬间，反向进口压力从 150 kgf/cm² 下降到 3.5 kgf/cm²，反向通过的流量仍为 100 l/min。这个试验说明，在控制压力为 16 kgf/cm² 时，虽然通过了公称流量 Q_g=100 l/min，但它是从卸荷阀芯处流走的，因为此处过流面积小，所以反向进口压力达 150 kgf/cm²，只有当控制压力提高到足以推开单向阀芯时，反向进口压力才进一步降下来。如果最低控制压力指的不仅是推开卸荷阀芯，而且包括推开单向阀芯的话，那么通常总是在推单向阀芯时的控制压力是必须保证的最低控制压力。显然，只试验反向有油流过时的控制压力，不是液控单向阀（带有卸荷阀芯）真实的最低控制压力。

我们再分析公称流量很大的液控单向阀（带有卸荷阀芯）的情况。如果也要从卸荷阀芯处流过很大的公称流量，由于受阀的结构尺寸的限制，那是不可能的。仍利用如图 4-47 的试验系统：假如从卸荷阀芯处流走 q_{zh} 的流量，溢流阀 2-1 的溢流量减少了 q_{zh}，此时溢流阀 2-1 在启闭特性曲线的 A 点工作（如图 4-48 所示），被试液控单向阀反向进口压力的压降 Δp_{zh} 是很有限的；即使从卸荷阀芯处流走 99% 的公称流量

Q_g，根据溢流阀的闭合特性，反向进口压力也只能下降公称压力 p_g 的15%。显然，要使液控单向阀的反向进口压力进一步降下来，必须把卸荷阀芯处的过流面积设计得很大，而这在结构布置方面不允许，也没有必要。既然反向进口压力的降低量微乎其微，那么要降低控制压力和实现分级释压均是不可能的。在这种情况下，带有卸荷阀芯和不带卸荷阀芯的液控单向阀所需的控制压力实际上是十分接近的。

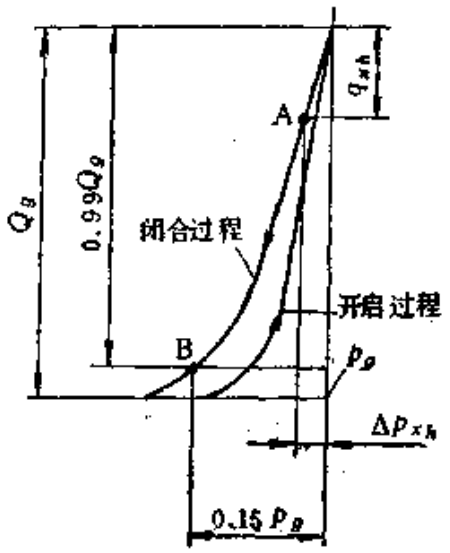


图 4-48 溢流阀启闭特性曲线

用图 4-47 这样的试验系统来试验带有卸荷阀芯的液控单向阀的最低控制压力时，控制活塞推卸荷阀芯和单向阀芯是一个慢的分解动作，这与实际使用时的情况有较大出入。事实上，控制活塞推开卸荷阀芯并接着推开单向阀芯是一个连续的很迅速的动作，只要反向进口在高压下源源不断地供油，卸荷阀芯的瞬间动作即使在公称流量较小时也不能使反向进口有显著的压降。这就是说，控制活塞快速动作时所需的控制压力比慢速分解动作时要高。

结论是明确的：图 4-47 的试验系统及其上面所说的试验方法，不能真实地反映带有卸荷阀芯的液控单向阀所需的最低控制压力；这种液控单向阀，只有用在封闭回路的释压中，才能对降低控制压力和缓和冲击有良好的效果。

二、设计要求

一般单向阀的设计要求是：

1) 公称压力 p_g(kgf/cm²)；

2) 公称流量 Q_g(l/min)；

3) 低开启压力 $[p_{Kq}]_1$(kgf/cm²)；

4) 高开启压力 $[p_{Kq}]_2$(kgf/cm²)；

5) 低开启压力下，当通过公称流量时的压力损失 $[\Delta p_s]_1$(kgf/cm²)；

6) 高开启压力下，当通过公称流量时的压力损失 $[\Delta p_s]_2$(kgf/cm²)。

液控单向阀除上述设计要求外，还有下列设计要求：

1) 反向出口无背压时推卸荷阀芯所需的最低控制压力 $[p_{K\min}]$(kgf/cm²)；

2) 反向出口无背压时推单向阀芯所需的最低控制压力 $[p_{K\min}]'$(kgf/cm²)；

3) 控制活塞处泄漏量允许值 $[q_{Ks}]$(cm³/sec)。

三、结构设计

(一)单向阀芯和卸荷阀芯

单向阀芯有锥阀式和球阀式两种。图 4-41～图 4-45 中的单向阀芯均为锥阀式。虽然球阀式的结构较简单，但钢球会转动，常影响密封性，工作中也易产生振动和噪声；而锥阀式的密封性较好，阀芯有导向面，工作时动作平稳。这就是单向阀芯常采用锥阀式结构的原因。

对于卸荷阀芯，为使其动作平稳并保证密封性，与单向阀芯的配合处应有足够的导向长度（参见图 4-43）；为保证导向，又有足够的过流面积，卸荷阀芯在与单向阀芯的配合处可铣去三块，如图 4-49 所示。如果要加大卸荷阀芯处的过流面积，又要有必要的导向长度，则可采用如图 4-50 所示的结构。这种结构，导向面在上面，卸荷阀芯与单向阀芯成二级配合，

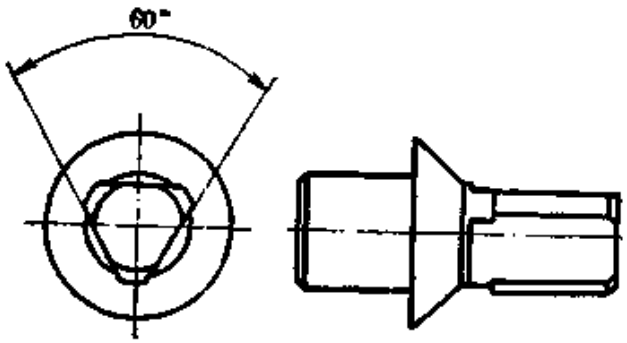


图 4-49 卸荷阀芯

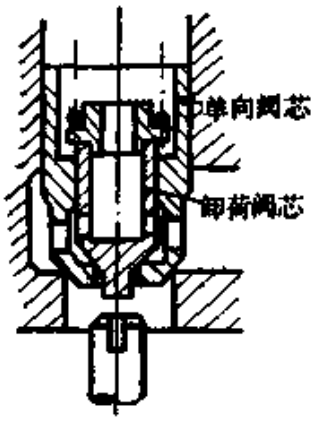


图 4-50

加工精度要求高一些，并要加长轴向尺寸。

(二)阀座

在单向阀阀口线接触处，常有很大的接触应力，所以当阀体材料为铸铁时，就要加钢阀座。阀座在与单向阀芯的接触处应为尖角，以保证线接触，实际上尖角处受力后是要变形的，但这种受力后产生变形而成为很小的面接触能保证很好的密封性。一般在公称流量不大时，阀座在与单向阀芯的接触处成直角，如图 4-51a)所示，而在公称流量较大和公称压力较高时，为改善阀口处的油液流动状况和受力状况，阀座与单向阀芯的接触处成钝角，如图 4-51 b)所示。

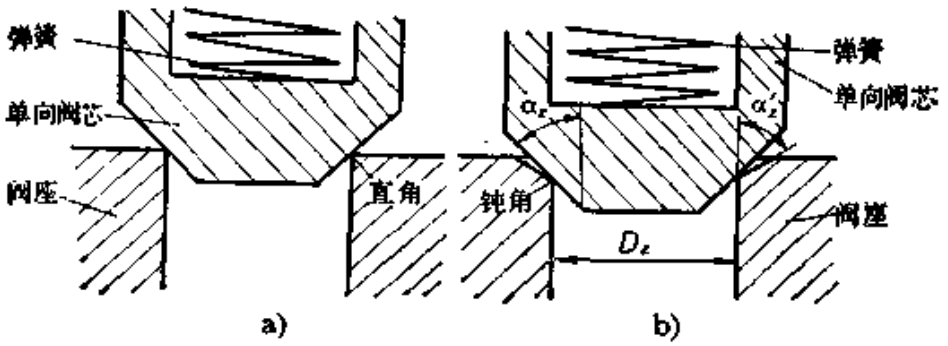


图 4-51

(三)控制活塞部分结构

图 4-43 和图 4-44 中的控制活塞部分分别为内泄式和外

泄式两种结构。可以将图 4-44 中的控制活塞在与阀体上端的配合处铣偏而成为内泄式结构，如图 4-45 所示；还可以在图 4-44 中的阀体上打小孔而成为内泄式结构。控制活塞部分这样的结构设计，使阀体和控制活塞的通用性较好。比较图 4-43 和图 4-44 可知，内泄式的控制活塞与阀体只有一处配合，而外泄式则有两处配合，所以外泄式控制活塞部分的加工精度要求高一些。一般来说，没有必要把内泄式的控制活塞部分改成与阀体有两处配合的结构，因为图 4-43 和图 4-44 中的阀体毛坯可以通用，而控制活塞部分的加工精度却可以低一些。

另外，控制活塞与阀体应有足够的配合长度，这样可使控制活塞动作平稳，并能减小控制活塞处的内泄漏量或外泄漏量。

(四)弹簧

单向阀的弹簧是进行通用化设计的，即只要是同一公称通径，不管直通单向阀，直角单向阀和液控单向阀，其弹簧均为通用。弹簧应按单向阀正向流动时的两种作用来设计：一种要尽量使油液能正向自由通过，这时的开启压力要越低越好，常定为 0.4 kgf/cm^2 左右；另一种是油液正向流过时要造成一定的压力损失，以作为背压阀使用，这时的开启压力要保证达到设计值，常定为 4 kgf/cm^2。

四、计算方法

单向阀的计算包括几何尺寸的确定、受力计算、性能计算和强度计算四部分，其中强度计算部分在这里省略。

(一)几何尺寸的确定

1) 进、出油口直径(参见图 4-43)

根据第二章第一节进出油口直径 d 的计算公式

$$d \geqslant 0.463\sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} \quad (\text{cm}) \tag{2-9}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

V_g——进、出油口直径 d 处油液流速，一般可取

$V_g = 6(\text{m/sec})$。

2) 阀座内孔直径 D_Z(参见图 4-43)

$$D_Z = d - (0.1 \sim 0.3) \quad (\text{cm}) \tag{4-66}$$

式中 d——进、出油口直径(cm)。

式(4-66)为经验公式。

3) 阀芯锥角的半角 α_Z 和阀座锥角的半角 α'_Z (参见图 4-51)

阀芯锥角的半角 α_Z 要考虑与阀座保持线接触，同时也要考虑过流面积问题。对于单向阀一般取

$$\alpha_Z = 45° \tag{4-67}$$

$$\alpha'_Z = \alpha_Z + (2° \sim 3°) \tag{4-68}$$

4) 锥阀阀口最大开口量 δ_{max}(参见图 4-43)

根据第二章第一节锥阀阀口最大开口量计算公式，结合单向阀情况得

$$\delta_{max} \geqslant \frac{16.67\,Q_g}{C\pi D_Z \sin\alpha_Z \sqrt{\frac{2g}{\gamma}[\Delta p_s]_{s1}}} \quad (\text{cm}) \tag{4-69}$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

C——锥阀流量系数，可取

$C = 0.77$；

D_Z——阀座内孔直径(cm)；

α_Z——阀芯锥角的半角(°)；

g——重力加速度(cm/sec²)；

γ——油液重度(kgf/cm³)；

$[\Delta p_s]_{s1}$——低开启压力时，当通过公称流量锥阀阀口压力损失的设定值，可取 $[\Delta p_s]_{s1}=[\Delta p_s]_1-(1\sim2)$ (kgf/cm²)，$[\Delta p_s]_1$ 是低开启压力时压力损失允许值。

5) 通过公称流量时锥阀阀口开口量 δ_*

$$\delta_* = \frac{16.67 Q_g}{C\pi D_Z \sin\alpha_Z \sqrt{\frac{2g}{\gamma}[\Delta p_s]_{s*}}} \quad (\text{cm}) \qquad (4\text{-}70)$$

式中 *——代表注脚 1、2，分别表示低开启压力和高开启压力两种情况，下同；

$[\Delta p_s]_{s*}$——通过公称流量时锥阀阀口压力损失设定值，可取 $[\Delta p_s]_{s*}=[\Delta p_s]_*-(1\sim2)$ (kgf/cm²)，$[\Delta p_s]_*$是低开启压力或高开启压力时压力损失允许值。

其他符号含义同式(4-69)。

6) 阀芯径向孔直径 d_j(参见图 4-41)

只对直通单向阀计算阀芯径向孔直径 d_j，其他单向阀可根据结构情况确定。按油液流速要求，阀芯径向孔直径 d_j 为

$$d_j \approx \sqrt{\frac{4\times16.67Q_n}{100\pi V_{oj}Z_j}} \quad (\text{cm}) \qquad (4\text{-}71)$$

式中 Q_g——公称流量(l/min)；

V_{oj}——阀芯径向孔处油液流速(m/sec)，可取 $V_{oj}=6$(m/sec)；

Z_j——阀芯径向孔数。

7) 液控单向阀卸荷阀芯承压面直径 d_x 和控制活塞大直径 D_K(参见图 4-44)

卸荷阀芯承压面直径 d_x 与控制活塞大直径 D_K 有一定的关系，而 D_K 又与反向出口无背压时的最低控制压力设计要求有关。推动卸荷阀芯时的最低控制压力设计要求可定为 $[p_{K\min}]=0.05p_g$（p_g 为公称压力），推动单向阀芯时的最低控制压力设计要求可定为 $[p_{K\min}]'=0.4p_g$。若略去各种阻力，则

$$\frac{\pi D_Z^2}{4}p_g=\frac{\pi D_K^2}{4}\times 0.4p_g \tag{4-72}$$

$$\frac{\pi d_x^2}{4}p_g=\frac{\pi D_K^2}{4}\times 0.05p_g \tag{4-73}$$

由式(4-72)和式(4-73)可得

$$d_x=\frac{D_Z}{\sqrt{8}}$$

因为式(4-72)和式(4-73)中略去了各种阻力，所以应取

$$d_x\leqslant\frac{D_Z}{\sqrt{8}} \tag{4-74}$$

式中 D_Z——阀座内孔直径(cm)。

确定 d_x 后，由式(4-73)可得

$$D_K=\sqrt{20}\,d_x$$

因为式(4-73)略去了各种阻力，所以设计时应取

$$D_K>\sqrt{20}\,d_x\ \text{(cm)} \tag{4-75}$$

8) 外泄式液控单向阀控制活塞小直径 d_K(参见图 4-44)

考虑外泄式液控单向阀反向出口有较高背压时能降低控制压力，又考虑控制活塞杆受压后的稳定，通常取控制活塞小直径 d_K 处的面积为大直径 D_K 处面积的五分之一，即

$$5\frac{\pi d_K^2}{4}=\frac{\pi D_K^2}{4}$$

$$d_K=\sqrt{0.2}\,D_K\ \text{(cm)} \tag{4-76}$$

9) 液控单向阀控制活塞大直径 D_K 处有效封油长度

l_f 和封油长度 L_f(即与阀体孔的接触长度,参见图 4-44)

按第一章第一节偏心环状缝隙流量公式(1-39)可得

$$l_f > 0.654\frac{D_K \Delta r_K (0.4p_g)}{\mu[q_{Kx}]} \quad (\text{cm}) \qquad (4\text{-}77)$$

式中 Δr_K——控制活塞大直径 D_K 与阀体孔的单边配合间隙(cm);

p_g——公称压力(kgf/cm²);

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²);

$[q_{Kx}]$——控制活塞大直径 D_K 处的泄漏量允许值(cm³/sec)。

考虑导向性,l_f 要比计算值取得大一些。

按确定的 l_f 值,封油长度 L_f 为

$$L_f = l_f + Zb \quad (\text{cm}) \qquad (4\text{-}78)$$

式中 Z——控制活塞大直径 D_K 处确定的均压槽数;

b——均压槽宽度(cm)。

(二)受力计算和性能计算

1. 阀芯将开始移动时所受的液压作用力 F_{Kq*}

$$F_{Kq*} = \frac{\pi D_Z^2}{4}[p_{Kq}]_* \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}79)$$

式中 D_Z——阀座内孔直径(cm);

$[p_{Kq}]_*$——开启压力设计要求(kgf/cm²)。

2. 锥阀阀口处在设定的压力损失 $[\Delta p_s]_*$ 下,油液作用于阀芯上的液压力 F_{dy*}

$$F_{dy*} = \frac{\pi D_Z^2}{4}[\Delta p_s]_* \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}80)$$

式中 D_Z——阀座内孔直径 (cm)。

3. 阀芯运动阻力 F_V

根据式(4-6)阀芯运动阻力的表达式可得

$$F_V=\frac{\pi DLV\mu}{\Delta r}\quad(\text{kgf}) \tag{4-81}$$

式中 D——阀芯与阀体孔的配合直径(cm)；

L——阀芯与阀体孔的接触长度(cm)；

V——阀芯运动速度 (cm/sec)，可用阀芯动作时间为 0.01 sec 时的平均速度代替；

μ——油液动力粘度(kgf·sec/cm²)；

Δr——阀芯与阀体孔的单边配合间隙(cm)。

4．锥阀的稳态液动力 F_{W*}

根据第一章第三节液动力分析，上流式锥阀稳态液动力的计算公式为

$$F_W=-C\pi D\delta\,\Delta p\sin 2\alpha \tag{1-147}$$

结合单向阀的情况，并且不考虑方向性，则

$$F_{W*}=C\pi D_Z\,\delta_*[\Delta p_s]_{s*}\sin 2\alpha_Z\quad(\text{kgf}) \tag{4-82}$$

式中 C——锥阀流量系数，可取 $C=0.77$；

D_Z——阀座内孔直径(cm)；

δ_*——按式(4-70)求得的锥阀阀口开口量(cm)；

$[\Delta p_s]_{s*}$——通过公称流量时锥阀阀口压力损失设定值 (kgf/cm²)；

α_Z——阀芯锥角的半角(°)。

5．弹簧最小工作负荷 F_{t1*} 和最大工作负荷 F_{t2*}

弹簧最小工作负荷 F_{t1*} 应根据开启压力的设计要求来确定，可以略去阀芯与阀体孔的静摩擦阻力和阀芯的自重。当低开启压力 $[p_{Kq}]_1$ 时，弹簧最小工作负荷应为

$$F_{t11}<F_{Kq1}\quad(\text{kgf}) \tag{4-83}$$

式中 F_{Kq1}——按式(4-79)求得的相应于 $[p_{Kq}]_1$ 时的液压作

用力 (kgf)。

当高开启压力$[p_{Kg}]_2$时，应保证设计要求的$[p_{Kg}]_2$，这时弹簧最小工作负荷应为

$$F_{t12}=F_{Kg2}\ \text{(kgf)} \tag{4-84}$$

式中 F_{Kg2}——按式(4-79)求得的相应于$[p_{Kg}]_2$时的液压作用力(kgf)。

弹簧的最大工作负荷应根据锥阀阀口压力损失设定值$[\Delta p_s]_{s*}$来确定，阀芯在压差$[\Delta p_s]_{s*}$的作用下，锥阀阀口应保证必要的开口量δ_*，使通过的流量达到公称流量。这时应使

$$F_{t2*}<F_{cy*}-F_V-F_{w*}\ \text{(kgf)} \tag{4-85}$$

式中 F_{cy*}——按式(4-80)求得的作用于阀芯上的液压力(kgf)；

F_V——按式(4-81)求得的阀芯运动阻力(kgf)；

F_{w*}——按式(4-82)求得的锥阀稳态液动力(kgf)。

在设计单向阀的弹簧时，一般把锥阀阀口最大开口量δ_{max}作为弹簧的最大工作行程，同时应保证式(4-83)或式(4-84)的最小工作负荷，以保证开启压力的设计要求。至于弹簧最大工作负荷的确定，则比较灵活，但设计出来的弹簧，当工作行程为按式(4-70)求得的锥阀阀口开口量δ_*时，相应的弹簧力要满足式(4-85)，以保证不超过压力损失设计要求。

6. 液控单向阀反向进口油压作用于卸荷阀芯上的液压作用力F_{zy}(参见图4-44)

$$F_{zy}=\frac{\pi d_z^2}{4}p_g\ \text{(kgf)} \tag{4-86}$$

式中 d_z——卸荷阀芯承压面直径(cm)；

p_g——公称压力(kgf/cm²)。

7. 液控单向阀控制活塞开始推卸荷阀芯时的液压卡紧

阻力 F_K 和开始推单向阀芯时的液压卡紧阻力 F'_K

这里按最恶劣的情况计算 F_K 和 F'_K，根据第一章第四节液压卡紧阻力的计算公式可得

$$F_K = 0.27 f\lambda_K L_f D_K [p_{K\min}]$$
$$= 0.27 f\lambda_K L_f D_K (0.05\ p_g)$$
$$= 0.0135 f\lambda_K L_f D_K p_g \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}87)$$

$$F'_K = 0.27 f\lambda_K L_f D_K [p_{K\min}]'$$
$$= 0.27 f\lambda_K L_f D_K (0.4\ p_g)$$
$$= 0.108 f\lambda_K L_f D_K p_g \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}88)$$

式中 f——摩擦系数，可取

$f = 0.04 \sim 0.08$；

λ_K——液压卡紧系数，其值可参见第一章第四节确定；

D_K——控制活塞大直径(cm)；

L_f——控制活塞大直径 D_K 处封油长度(cm)；

$[p_{K\min}]$——推卸荷阀芯时最低控制压力的设计要求(kgf/cm^2)；

$[p_{K\min}]'$——推单向阀芯时最低控制压力的设计要求(kgf/cm^2)。

8. 液控单向阀控制活塞开始推卸荷阀芯时所需的液压作用力 F_{Ky} 和开始推单向阀芯时的液压作用力 F'_{Ky}

$$F_{Ky} = F_{t21} + F_{xy} + F_K \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}89)$$

$$F'_{Ky} = K_{t2}(X_{t2} + h_x) + F'_{ay} + F'_K \quad (\text{kgf}) \qquad (4\text{-}90)$$

式中 F_{t21}——按式(4-85)求得的高开启压力弹簧的最小工作负荷(kgf)；

K_{t2}——高开启压力弹簧的弹簧刚度(kgf/cm)；

X_{t2}——高开启压力弹簧的预压缩量(cm)；

h_x——图 4-44 中卸荷阀芯伸出单向阀芯的距离(cm)；

F_{cy}——按式(4-86)求得的反向进口油压作用于卸荷阀芯上的液压力(kgf)；

F'_{cy}——当不考虑卸荷阀芯所起的作用时，反向进口油压作用于单向阀芯上的液压力(kgf)，此力最大为

$$F'_{cy}=\frac{\pi D_Z^2}{4}p_g \quad (\text{kgf})$$

D_Z 是阀座内孔直径，p_g 是公称压力；

F_K——按式(4-87)求得的控制活塞开始推卸荷阀芯时的液压卡紧阻力(kgf)；

F'_K——按式(4-88)求得的控制活塞开始推单向阀芯时的液压卡紧阻力(kgf)。

9．复核液控单向阀控制活塞推卸荷阀芯时所需的最低控制压力 $p_{K\min}$ 和控制活塞推单向阀芯时所需的最低控制压力 $p'_{K\min}$

$$p_{K\min}=F_{Ky}\Big/\frac{\pi D_K^2}{4} \quad (\text{kgf/cm}^2) \tag{4-91}$$

$$p'_{K\min}=F'_{Ky}\Big/\frac{\pi D_K^2}{4} \quad (\text{kgf/cm}^2) \tag{4-92}$$

式中 F_{Ky}——按式(4-89)求得的控制活塞开始推卸荷阀芯时所需的液压作用力(kgf)；

F'_{Ky}——按式(4-90)求得的控制活塞开始推单向阀芯时所需的液压作用力(kgf)。

应使

$$p_{K\min}<[p_{K\min}]=0.05p_g(\text{kgf})$$

$$p'_{K\min}<[p_{K\min}]'=0.4p_g(\text{kgf})$$

10. 当液控单向阀反向出口有背压时所需的最低控制压力

设反向出口背压为 p_{o1}，则所需最低控制压力如下：内泄式(参见图 4-43)

推卸荷阀芯　$p_{K\min}+p_{o1}-p_{o1}\dfrac{d_x^2}{D_K^2}$ (kgf/cm²)

推单向阀芯　$p'_{K\min}+p_{o1}-p_{o1}\dfrac{D_Z^2}{D_K^2}$ (kgf/cm²)

外泄式(参见图 4-44)

推卸荷阀芯　$p_{K\min}+p_{o1}\dfrac{d_K^2-d_x^2}{D_K^2}$ (kgf/cm²)

推单向阀芯　$p'_{K\min}+p_{o1}\dfrac{d_K^2-D_Z^2}{D_K^2}$ (kgf/cm²)

上述符号中

$p_{K\min}$——按式(4-91)求得的当反向出口无背压时推卸荷阀芯所需的最低控制压力 (kgf/cm²)；

$p'_{K\min}$——按式(4-92)求得的当反向出口无背压时推单向阀芯所需的最低控制压力 (kgf/cm²)；

d_x——卸荷阀芯承压面直径 (cm)；

D_K——控制活塞大直径 (cm)；

d_K——控制活塞小直径 (cm)；

D_z——阀座内孔直径 (cm)。

上面控制活塞推单向阀芯时所需的最低控制压力没有考虑卸荷阀芯所起的卸压作用(原因见工作原理部分)。

第三节　设计计算示例

设计三位四通电磁阀，设计要求如下：

公称压力　$p_g=320$(kgf/cm²)

公称流量　$Q_g=40(\mathrm{l/min})$

压力损失　$[\Delta p_s]\leqslant 4(\mathrm{kgf/cm^2})$

内泄漏量　$[q_{nz}]\leqslant 400(\mathrm{cm^3/min})=6.67(\mathrm{cm^3/sec})$

换向时间　$[t_{dh}]\leqslant 0.01(\mathrm{sec})$

对中时间　$[t_{df}]\leqslant 0.01(\mathrm{sec})$

压力冲击量　$[\Delta p_z]\leqslant 100(\mathrm{kgf/cm^2})$

回油口(O 口)允许背压　$[p_b]\leqslant 63(\mathrm{kgf/cm^2})$

一、几何尺寸的确定

1. 进、出油口直径 d

根据式(2-9)

$$d\geqslant 0.463\sqrt{\frac{Q_g}{V_g}},\ \text{取}\ V_g=6\ (\mathrm{m/sec})$$

$$d\geqslant 0.463\sqrt{\frac{40}{6}}=1.19\ \ (\mathrm{cm})$$

按公称流量 Q_g 算得的进、出油口直径 d 相当于公称通径 10 毫米。《JB 2185-77》高压板式液压阀连接尺寸标准中规定的四通路连接尺寸见图 4-52。有关国际标准规定的进、出油口直径的最大限制是 11.2 毫米。照理，进、出油口直径应向最大限制值靠近，以减低压力损失、提高通过流量的能力。但是，考虑到《JB 2135-76》O 形橡胶密封圈标准中，断面直径为 1.9 毫米的 O 形密封圈外径只到 14 毫米，故只能采用断面直径为 2.4 毫米的 O 形密封圈。这时，如果进、出油口直径要靠近 11.2 毫米的最大限制值，则 O 形密封圈外径要 18 毫米，而在图 4-52 规定的连接尺寸下，18 毫米的 O 形密封圈沟槽将使 P、A、B、O 四个油口被刮通，从而无法实现规定的连接尺寸。这就是说，采用断面直径为 2.4 毫米的 O 形密封圈其外径只能到 16 毫米，相应的进、出油口直径不可能靠近

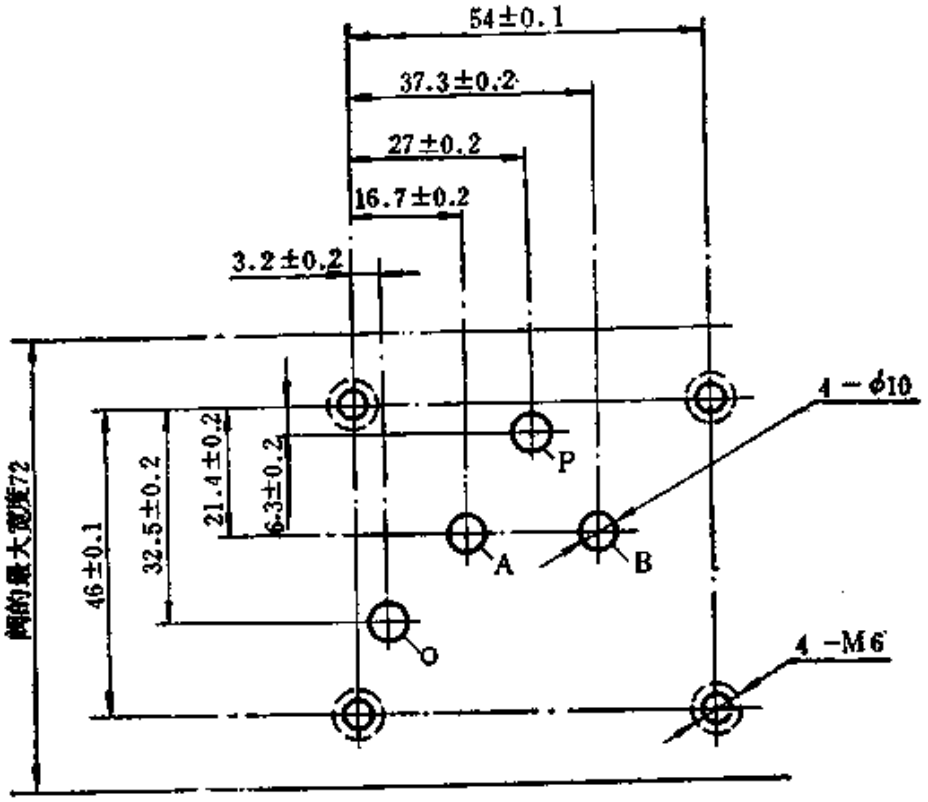


图 4-52　四通路、公称通径 10 毫米的板式液压阀连接尺寸标准

11.2 毫米的最大限制值。综合上述情况，只能取

$$d=1 \quad (\text{cm})$$

2．阀芯台肩大直径 D 和小直径 d_1(参见图 4-53)

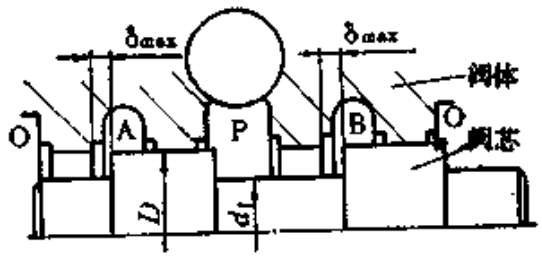


图　4-53

根据式(2-48)

$$D\geqslant 0.22\sqrt{Q_g}=0.22\sqrt{40}=1.4 \quad (\text{cm})$$

取

$$D=1.6 \quad (\text{cm})$$

根据式(2-47)

$$d_1 \geqslant \frac{1}{2} D = \frac{1}{2} \times 1.6 = 0.8 \quad (\text{cm})$$

取

$$d_1 = 1 \quad (\text{cm})$$

3．滑阀阀口最大开口量 δ_{max}(参见图 4-53)

根据式(2-51)

$$\delta_{max} \leqslant 0.1875D = 0.1875 \times 1.6 = 0.3 \quad (\text{cm})$$

考虑不同滑阀机能情况，统一取为

$$\delta_{max} = 0.2 \quad (\text{cm})$$

4．有效封油长度 l_f 和封油长度 L_f(参见图 4-54)

根据式(2-33′)

$l_f \geqslant 0.654 \frac{D\Delta r^3 p_0 Z_1}{\mu[q_{nz}]}$，取：阀芯与阀体孔单边配合间隙上限，$\Delta r = 6 \times 10^{-4}$(cm)；$Z_f = 2$；上稠 30-1 号液压油，在油温为 50℃、油液压力为320 (kgf / cm²) 时，$\mu = 0.2265 \times 10^{-6}$ (kgf·sec/cm²)。则

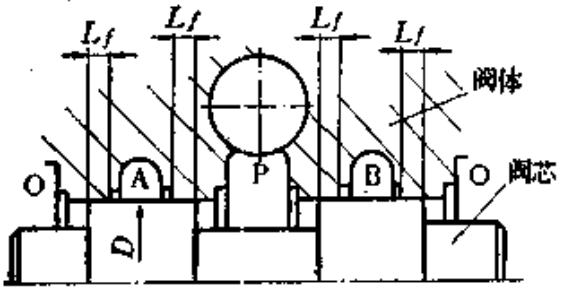


图 4-54

$$l_f \geqslant 0.654 \frac{1.6(6 \times 10^{-4}) 320 \times 2}{0.2265 \times 10^{-6} \times 6.67} = 0.1 \quad (\text{cm})$$

取

$$l_f = 0.17 \quad (\text{cm})$$

根据式(2-33″)

$L_f = l_f + Zb$，取：$Z = 1$；$b = 0.03$(cm)得

$$L_f = 0.17 + 0.03 = 0.2 \quad (\text{cm})$$

5．阀芯行程 S

根据式(4-1)

$$S=\delta_{max}+L_f=0.2+0.2=0.4 \quad (cm)$$

二、受力计算

1. 阀芯运动阻力 F_V、F'_V、F_{V1}、F_{V2}

根据式(4-6),结合电磁阀设计情况

$F_V=F'_V=F_{V1}=F_{V2}=\dfrac{\pi DLV\mu}{\Delta r}$,取:$L=0.8$(cm);阀芯运动速度平均速度 $V=\dfrac{S}{[t_{dh}]}=\dfrac{0.4}{0.01}=40$ (cm/sec);阀芯与阀体孔单边配合间隙下限 $\Delta r=3\times10^{-4}$(cm)。则

$$F_V=F'_V=F_{V1}=F_{V2}$$

$$=\frac{3.14\times1.6\times0.8\times40\times0.2265\times10^{-6}}{3\times10^{-4}}$$

$$=0.12 \quad (kgf)$$

2. 稳态液动力 ΣF_W、$\Sigma F'_W$、ΣF_{W1}、ΣF_{W2}

稳态液动力大小按式(1-138)计算。考虑阀芯在移动过程中打开阀口时稳态液动力阻碍移动,而当关闭阀口时则促进移动,为安全起见,忽略促进阀芯移动的稳态液动力。因为设计的电磁阀滑阀机能有十种,所以要对不同的滑阀机能进行稳态液动力分析。经分析,以M型和K型滑阀机能的阀芯受力情况最恶劣(它们的滑阀机能图见图4-55和图4-56)。

当阀芯对中打开阀口时(取 $\delta=\dfrac{1}{3}\delta_{max}$),M型和K型滑阀机能有一个阀口处的稳态液动力不利于阀芯对中,故

$\Sigma F_W=\dfrac{\rho(16.67Q_g)^2\cos\alpha}{C\pi D\cdot\dfrac{1}{3}\delta_{max}}$,取:上稠30-1号液压油,在油温为50℃、油液压力为320 (kgf/cm²) 时,$\rho=0.921\times10^{-6}$ (kgf·sec²/cm⁴);$\alpha=69°$;$C=0.65$。则

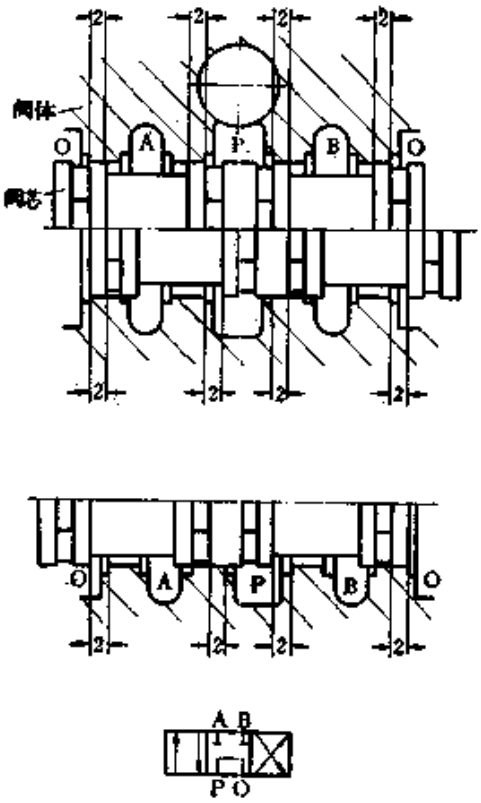


图 4-55　M 型滑阀机能图

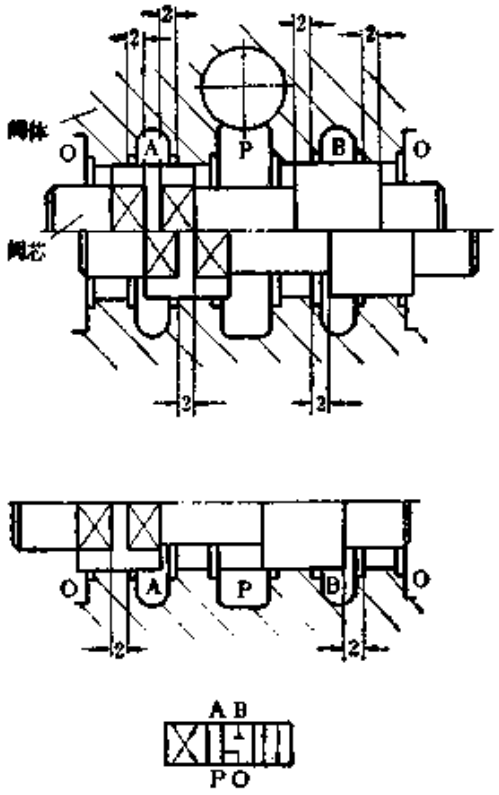


图 4-56　K 型滑阀机能图

$$\Sigma F_w=\frac{0.921\times10^{-6}(16.67\times40)^2\cos69^\circ}{0.65\times3.14\times1.6\times\frac{1}{3}\times0.2}=0.68\ \ (\mathrm{kgf})$$

当阀芯换向打开阀口时（取 $\delta=\frac{1}{3}\delta_{max}$），M 型滑阀机能有二个阀口处的稳态液动力不利于阀芯换向，故

$$\Sigma F'_w=2\Sigma F_w=2\times0.68=1.36\ \ (\mathrm{kgf})$$

当阀芯在中间位置开始换向或将到达中间位置时，K 型滑阀机能有二个阀口处的稳态液动力不利于阀芯动作；当阀芯将到达换向位置时，M 型滑阀机能有二个阀口处的稳态液动力不利于阀芯动作，但有利于在换向位置开始对中动作。故

$$\Sigma F_{W1}=\Sigma_{W2}=2\frac{\rho(16.67Q_g)^2\cos\alpha}{C\pi D\,\delta_{max}}$$

$$=2\frac{0.921\times10^{-6}(16.67\times40)^2\cos69^\circ}{0.65\times3.14\times1.6\times0.2}=0.45\quad(\text{kgf})$$

3．液压卡紧阻力 ΣF_{K1}、ΣF_{K2}

根据式(1-173)，结合电磁阀产生液压卡紧情况

$\Sigma F_{K1}=\Sigma F_{K2}=2\times0.27f\lambda_K L_f D p_g$，取：$f=0.06$；$\lambda_K=0.4$。则

$$\Sigma F_{K1}=\Sigma F_{K2}=2\times0.27\times0.06\times0.4\times0.2\times1.6\times320$$

$$=1.33\quad(\text{kgf})$$

4．推杆O形密封圈处的摩擦阻力 ΣF_m

根据式(4-10)

$\Sigma F_m=2\times0.8635f_t d_t d_0[p_b]$，取：$f_t=0.1$；$d_t=0.4(\text{cm})$；$d_0=0.19(\text{cm})$；$[p_b]=63(\text{kgf/cm}^2)$。则

$$\Sigma F_m=2\times0.8635\times0.1\times0.4\times0.19\times63=0.83\quad(\text{kgf})$$

5．弹簧最小工作负荷 F_{t1} 和最大工作负荷 F_{t2} 的初步确定

根据式(4-16)和式(4-15)

$F_{t1}>F_{V1}+\Sigma F_{W1}+F_{sc}$，取：$F_{sc}=0.5(\text{kgf})$。则

$$F_{t1}>0.12+0.45+0.5=1.1\quad(\text{kgf})$$

$F_{t2}>\Sigma F_m+\Sigma F_{K2}-\Sigma F_{W2}+F_{s0}$，因 ΣF_{W2} 有利于阀芯对中(M型滑阀机能时)，故忽略。这样

$$F_{t2}>\Sigma F_m+\Sigma F_{K2}+F_{sc}=0.83+1.33+0.5=2.66\quad(\text{kgf})$$

考虑到以下两点：

1) 为了在允许加大压力损失的条件下，能把公称流量 Q_g 提高到100 l/min，F_{t1} 和 F_{t2} 需要加大。这时，ΣF_W、$\Sigma F'_W$、ΣF_{W1}、ΣF_{W2} 分别为

$$\Sigma F_W=\frac{\rho(16.67Q_g)^2\cos\alpha}{C\pi D\cdot\frac{1}{3}\delta_{max}}$$

$$=\frac{0.921\times10^{-6}(16.67\times100)^2\cos69^\circ}{0.65\times3.14\times1.6\times\frac{1}{3}\times0.2}=4.2\quad(\text{kgf})$$

$$\Sigma F'_W=2\Sigma F_W=2\times4.2=8.4\quad(\text{kgf})$$

$$\Sigma F_{W1}=\Sigma F_{W2}=2\,\frac{\rho(16.67Q_g)^2\cos\alpha}{C\pi D\delta_{max}}$$

$$=2\times\frac{0.921\times10^{-6}(16.67\times100)^2\cos69^\circ}{0.65\times3.14\times1.6\times0.2}$$

$$=2.8\quad(\text{kgf})$$

这样

$$F_{t1}>F_{V1}+\Sigma F_{W1}+F_{sc}=0.12+2.8+0.5=3.42\quad(\text{kgf})$$

根据式(4-17)，阀芯对中打开阀口时$\left(\text{取}\ \delta=\frac{1}{3}\delta_{max}\right)$所需的弹簧力为

$$F_t>F_V+\Sigma F_W+F_{sc}$$

$$=0.12+4.2+0.5$$

$$=4.82\quad(\text{kgf})$$

一般来说，F_{t1}不希望太大。在保证F_{t1}和F_t时，F_{t2}可用作图法求得(如图4-57所示)。确定F_{t1}和F_{t2}时应大于上述求得的值，即

$$F_{t1}>3.42\ (\text{kgf})$$

$$F_{t2}>7.75\ (\text{kgf})$$

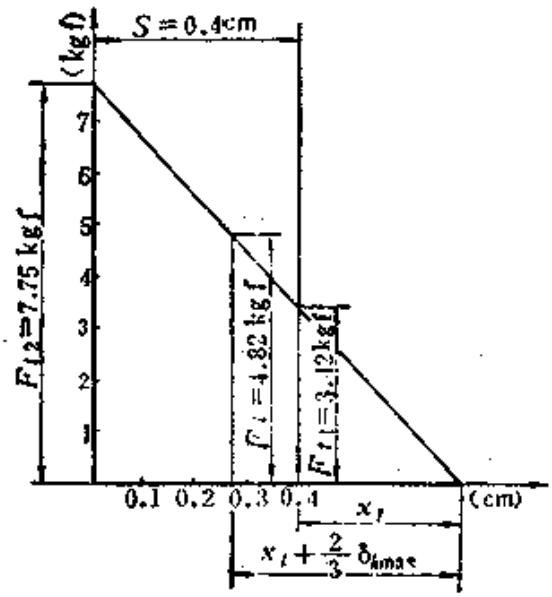


图 4-57

2) 为了加快阀芯的对中时间，F_{t1}和F_{t2}也需要适当加

大。通过阀芯对中时间的计算(见下面性能计算部分)，要保证阀芯对中时间$[t_{df}]<0.01$(sec)，弹簧的最小工作负荷和最大工作负荷应为

$F_{t1}\geqslant 3.2$ (kgf)

$F_{t2}\geqslant 8.7$ (kgf)

综合上述情况，可初步确定

$F_{t1}=4$ (kgf)

$F_{t2}=8.7$ (kgf)

6．电磁铁推力验算并确定弹簧力

电磁铁在整个工作行程内的推力，应能克服包括弹簧力在内的各种阻力。现选用型号为MFJ_1-4.5的电磁铁，其推力——行程特性曲线见图4-58。

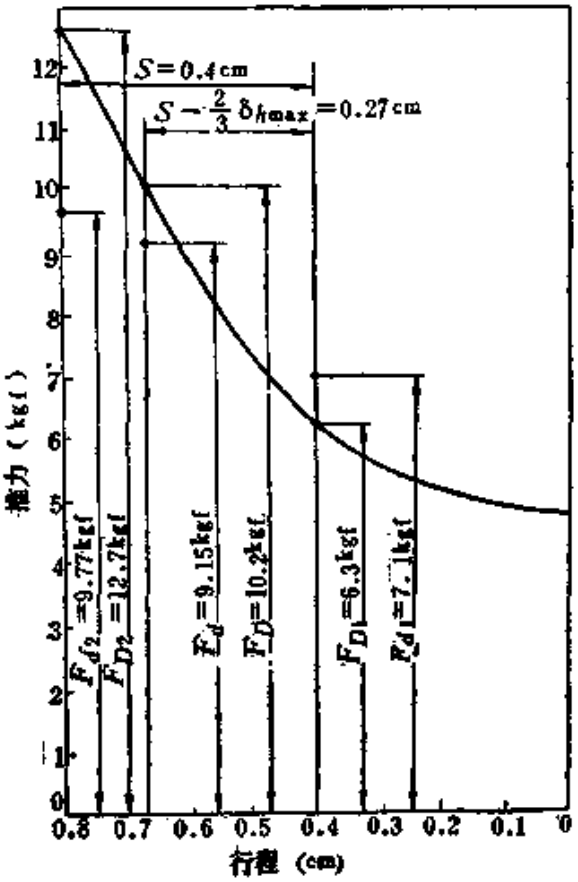


图 4-58

MFJ_1-4.5 电磁铁推力——行程特性曲线

根据式(4-18)，电磁阀阀芯开始换向时所需的电磁铁起始推力，当$Q_0=40$ (l/min)时为

$$F_{d1}>\Sigma F_m+\Sigma F_{K1}+\Sigma F_{W1}+F_{s0}+F_{t1}$$
$$=0.83+1.33+0.45+0.5+4=7.1 \quad \text{(kgf)}$$

当$Q_0=100$(l/min)时为

$$F_{d1}>0.83+1.33+2.8+0.5+4=9.46 \quad \text{(kgf)}$$

根据式(4-19)，电磁阀阀芯到换向位置时所需的电磁铁最终推力，当$Q_0=40$(l/min)时为

$$F_{d2}>F_{V2}+\Sigma F_{W2}+F_{sc}+F_{t2}$$
$$=0.12+0.45+0.5+8.7=9.77 \quad (\text{kgf})$$

当 $Q_y=100(\text{l/min})$ 时为

$$F_{d2}>0.12+2.8+0.5+8.7=12.12 \quad (\text{kgf})$$

根据式(4--20)，电磁阀换向打开阀口时 $\left(\text{取 } \delta=\frac{1}{3}\delta_{max}\right)$ 所需的电磁铁推力，当 $Q_y=40(\text{l/min})$ 时为

$$F_d>F'_V+\Sigma F'_W+F_{sc}+K_t\left(X_t+S-\frac{2}{3}\delta_{max}\right)$$

式中 $$K_t=\frac{F_{t2}-F_{t1}}{S}=\frac{8.7-4}{0.4}=11.75 \quad (\text{kgf/cm})$$

$$X_t=\frac{F_{t1}}{K_t}=\frac{4}{11.75}=0.34 \ (\text{cm})$$

则 $$F_d>0.12+1.36+0.5+11.75\left(0.34+0.4-\frac{2}{3}\times0.2\right)$$
$$=9.15 \ (\text{kgf})$$

当 $Q_y=100(\text{l/min})$ 时为

$$F_d>0.12+8.4+0.5+11.75\left(0.34+0.4-\frac{2}{3}\times0.2\right)$$
$$=16.19 \ (\text{kgf})$$

从图 4-58 可查得电磁铁在上述相应位置的实际推力分别为

$$F_{D1}=6.3 \ (\text{kgf})$$
$$F_{D2}=12.7 \ (\text{kgf})$$
$$F_D=10.2 \ (\text{kgf})$$

上述计算表明：当 $Q_y=40(\text{l/min})$ 时，$F_{D2}>F_{d2}$，$F_D>F_d$，但 $F_{D1}<F_{d1}$；当 $Q_y=100(\text{l/min})$ 时，$F_{D2}>F_{d2}$，但 $F_{D1}<F_{d1}$、$F_D<F_d$。这说明 MFJ_1-4.5 型电磁铁不仅不能满足 $Q_n=100$

(l/min)时的要求，而且也不能满足 $Q_g=40$ (l/min) 时的要求。

下面的计算只把电磁阀的公称流量 Q_g 限在 40(l/min)。因为没有专门为高压电磁阀配用的电磁铁，所以电磁铁只能采用 MFJ_1-4.5 型。这样，前面确定的弹簧最小工作负荷 F_{t1} 和最大工作负荷 F_{t2} 要进行调整。在前面，F_{t1} 和 F_{t2} 是按公称流量 Q_g 为 100(l/min)、对中时间小于 0.01 (sec) 来确定的。如果只考虑公称流量 Q_g 为 40(l/min)，则 F_{t1} 和 F_{t2} 可以减小，但是 F_{t1} 和 F_{t2} 的减小将减慢对中时间。同时，考虑到加工中阀芯和阀体孔几何精度的影响，为保证阀芯对中动作可靠，F_{t1} 和 F_{t2} 也不宜减小得太多。从前面的计算结果可知，当 $Q_g=40$(l/min)时，$F_{D2}>F_{d2}$，$F_D>F_d$，但 $F_{D1}<F_{d1}$，这说明电磁铁推阀芯的薄弱环节在起始段。这样，只要适当地减小 F_{t1}，就有可能改变 $F_{D1}<F_{d1}$ 的状况。为了使 F_{t2} 还能维持在原来值附近，以加强对中能力，又要减小 F_{t1}，以改善起始段的换向性能，决定采用双弹簧对中（参见图 4-1)。调整后的弹簧力确定为

$$F_{t1}=3.2 \text{ (kgf)}$$

$$F_{t2}=8.7 \text{ (kgf)}$$

现将 F_{t1} 和 F_{t2} 分配到两根弹簧中，分配后的弹簧力-行程特性曲线见图 4-59。在两根弹簧中：一根弹簧受预压缩，预压缩量 $X_t=0.38$ (cm)，最小

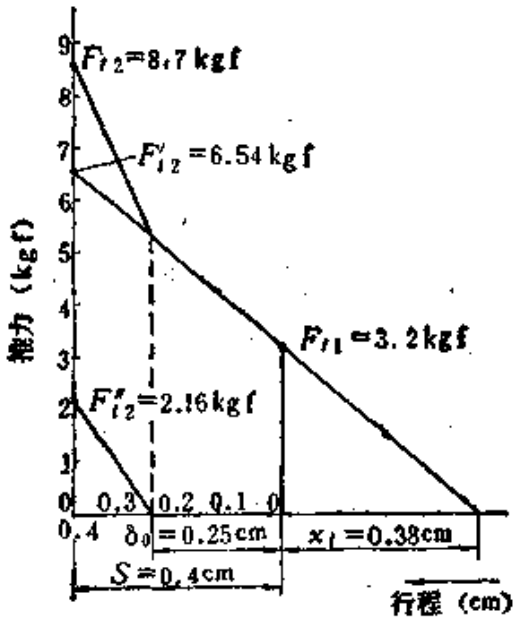


图 4-59 弹簧力-行程特性曲线

工作负荷 $F_{t1}=3.2$(kgf)，最大工作负荷 $F_{t2}=6.54$(kgf)，如图 4-1 中外面一根弹簧；另一根弹簧不受预压缩，脱开量 $\delta_0=0.25$(cm)，到阀芯行程终点的弹簧力 $F''_{t2}=2.16$(kgf)，如图 4-1 中里面一根弹簧。

显然，上述弹簧力的确定是一个试凑过程，这种以弹簧力去凑电磁铁推力的办法是很勉强的。实践表明，由于电磁铁推力储备不足，将影响到高压电磁阀的动作可靠性，在加工工艺水平较低和使用中油液污染控制不严的场合尤其是这样。

三、性能计算

1. 压力损失 Δp_s(参见图 4-1)

根据式(4-21)，可计算油液流过电磁阀的压力损失 Δp_s。当油液为 P→A 或 P→B 流动时

$$\Delta p_s=2\lambda_{y1}\gamma\frac{l_{y1}}{d_{s1}}\frac{V_{y1}^2}{2g}+2\xi\gamma\frac{V_1^2}{2g}\quad(\mathrm{kgf/cm^2})$$

式中 d_{s1} 为进出口管道的水力直径，对圆管即为管道内径 d_g，按公称流量 Q_g，选取 $d_g=1.3$ (cm)。

l_{y1} 为计算沿程压力损失的管道长度，根据有关试验标准的规定，压力表到阀的进出油口的距离为 $10d_g\sim30d_g$，现取

$$l_{y1}=20d_g=20\times1.3=26\quad(\mathrm{cm})$$

V_{y1} 为管道内的油液平均流速

$$V_{y1}=\frac{4\times16.67Q_g}{\pi d_g^2}=\frac{4\times16.67\times40}{3.14\times(1.3)^2}=503\quad(\mathrm{cm/sec})$$

λ_{y1} 为进出口管道内油液流动时的沿程摩擦阻力系数，可这样确定：雷诺数 $\mathrm{Re}=\frac{V_{y1}d_g}{\nu}=\frac{503\times1.3}{0.246}=2658$，因为 $2320<\mathrm{Re}<4000$，所以管道内的油液流动状态为层流到紊流的过渡区，可从图 1-12 查得 $\lambda_{y1}=0.032$。

ξ 为滑阀阀口局部阻力系数，可取 $\xi=5$。

V_j 为滑阀阀口局部压力损失的计算流速，即阀口处平均流速

$$V_j=\frac{16.67Q_o}{\pi D\,\delta_{max}}=\frac{16.67\times40}{3.14\times1.6\times0.2}=663.6\ (\text{cm/sec})$$

将上述值代入压力损失计算公式得

$$\Delta p_s=2\times0.032\times0.903\times10^{-3}\frac{26}{1.3}\frac{(503)^2}{2\times981}$$
$$+2\times5\times0.903\times10^{-3}\frac{(663.6)^2}{2\times981}$$
$$=2.1\,(\text{kgf/cm}^2)<[\Delta p_s]$$

当油液为 $B\to0$ 流动时

$$\Delta p_s'=2\lambda_{y1}\gamma\frac{l_{y1}}{d_{s1}}\frac{V_{y1}^2}{2g}+2\xi\gamma\frac{V_j^2}{2g}$$
$$+\lambda_{y2}\gamma\frac{l_{y2}}{d_{s2}}\frac{V_{y2}^2}{2g}\ (\text{kgf/cm}^2)$$

式中 d_{s2} 为阀体铸造回油流道的水力直径，$d_{s2}=\frac{4A}{W}$，A 是铸造流道截面积（$A=1\times2=2\,\text{cm}^2$），$W$ 是铸造流道湿周（$W=6\text{cm}$），所以

$$d_{s2}=\frac{4\times2}{6}=1.33\ (\text{cm})$$

V_{y2} 为铸造流道内油液流速

$$V_{y2}=\frac{16.67Q_o}{A}=\frac{16.67\times40}{2}=333.4\ (\text{cm/sec})$$

l_{y2} 为铸造流道长度，$\lambda_{y2}=12\,(\text{cm})$。

λ_{y2} 为铸造流道内油液流动时的沿程摩擦阻力系数，可这样确定：雷诺数 $\text{Re}=\frac{V_{y2}d_{s2}}{\nu}=\frac{333.4\times1.33}{0.246}=1803$，对于非圆形断面流道，只要在计算 Re 时，其中的直径用水力直径代

替，则圆形断面流道的临界雷诺数 $Re_l=2320$ 同样适用。因为 $Re=1803<2320$，所以在铸造流道内油液的流动状态为层流。根据式(1-61)

$$\lambda_{y2}=\frac{64}{Re}\frac{1.5a^2}{\left[1-\frac{192\,b}{\pi^5 a}\,\mathrm{th}\,\frac{\pi a}{2b}\right](a+b)^2}$$

式中 a——矩形铸造流道长边，$a=2$ (cm)；

b——矩形铸造流道短边，$b=1$ (cm)。

故 $$\lambda_{y2}=\frac{64}{1803}\frac{1.5\times 2^2}{\left[1-\frac{192\times 1}{(3.14)^5\times 2}\,\mathrm{th}\,\frac{3.14\times 2}{2\times 1}\right](2+1)^2}$$

$$=0.034$$

将上述值代入 $\Delta p_s'$ 式得

$$\Delta p_s'=2.16(\mathrm{kgf/cm^2})<[\Delta p_s]$$

2．内泄漏量 q_{ns}

根据式(4-22)

$$q_{ns}=\Sigma 0.654\frac{D\Delta r^3 p_s}{\mu l_f}=2\times 0.654\frac{1.6\times(6\times10^{-4})^3\times 320}{0.2265\times10^{-6}\times 0.17}$$

$$=3.75(\mathrm{cm^3/sec})<[q_{ns}]$$

3．换向时间 t_{dh}

根据式(4-27)

$$t_{dh}=\sqrt{\frac{m}{B}}\ln\left[\frac{x+r+\sqrt{x^2+2rx}}{r}\right]\ (\mathrm{sec})$$

式中 m 为阀芯和电磁铁衔铁质量，$m=3.22\times10^{-4}(\mathrm{kgf\cdot sec^2/cm})$；

B 为阀芯受力特性曲线的加速力梯度。为了得到阀芯受力特性曲线，应将图 4-58 电磁铁推力——行程特性曲线进行近似的线性关系处理，然后减去图 4-59 中相应行程时的弹簧力(由于采用双弹簧，弹簧力——行程特性曲线也要作近似

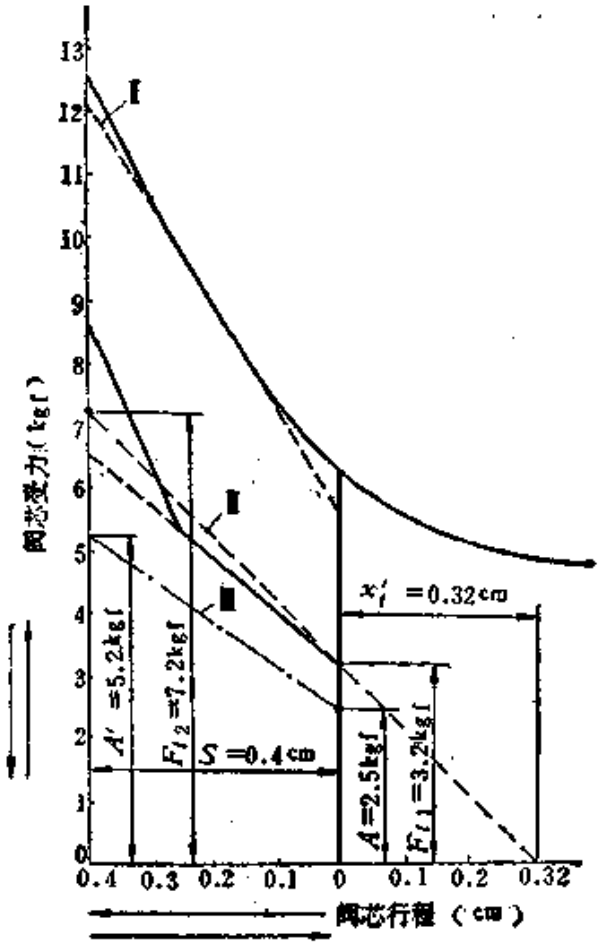


图 4-60

I—线性处理后的电磁铁推力——行程特性曲线
II—线性处理后的弹簧力——行程特性曲线
III—阀芯受力特性曲线

的线性关系处理），即为阀芯受力特性曲线，如图 4-60 中曲线 III。由曲线 III 得

$$B=\frac{A'-A}{S}=\frac{5.2-2.5}{0.4}=6.75\ (\text{kgf/cm})$$

r 为阀芯受力特性曲线 III 的起始加速力 $A(A=3\text{kgf})$ 与加速力梯度 B 的比值，$r=\frac{A}{B}=\frac{2.5}{6.75}=0.37(\text{cm})$；

x 为阀芯位移，到阀芯行程终点时，$x=S=0.4(\text{cm})$。

将上述值代入 t_{dh} 式得

$$t_{dh}=\sqrt{\frac{3.22\times10^{-4}}{6.75}}\times\ln\left[\frac{0.4+0.37+\sqrt{(0.4)^2+2\times0.37\times0.4}}{0.37}\right]$$

$$=0.0094(\text{sec})<[t_{dh}]$$

4．对中时间 t_{df}

根据式(4-37)

$$t_{df}=\sqrt{\frac{m}{K_t}}\arccos\left(1-\frac{x}{R}\right)\ (\text{sec})$$

式中 m 为阀芯和电磁铁衔铁质量，$m=3.22\times10^{-4}$ (kgf·sec²/cm)；

K_t 为经线性处理后的弹簧力——行程特性曲线 II（见图 4-60）的弹簧力梯度（即弹簧刚度）。

$$K_t=\frac{F_{t2}-F_{t1}}{S}=\frac{7.2-3.2}{0.4}=10\ (\text{kgf/cm})$$

R 为曲线 II 当量预压缩量 X_t' 和阀芯行程 S 之和，即 $R=X_t'+S$。从图 4-60 曲线 II 得 $X_t'=0.32$ (cm)，所以 $R=0.32+0.4=0.72$(cm)；

x 为阀芯位移，阀芯回到中间位置时，$x=S=0.4$ (cm)。

将上述值代入 t_{df} 式得

$$t_{df}=\sqrt{\frac{3.22\times10^{-4}}{10}}\arccos\left(1-\frac{0.4}{0.72}\right)=0.0064\ (\text{sec})$$

$$<[t_{df}]$$

通过三位四通电磁阀换向时间 t_{dh} 和对中时间 t_{df} 的计算，发现 $t_{dh}>t_{df}$，而一般在试验中 $t_{dh}<t_{df}$，这是因为在试验时，为了便于试验往往拆掉一只电磁铁，这样电磁铁推动阀芯时少了另一只电磁铁衔铁的质量。

5. 压力冲击量 Δp_z

若电磁阀 P 口的管道较长，根据式(4-40)

$$\Delta p_z = \sqrt{\rho K}\, V_0 \quad (\mathrm{kgf/cm^2})$$

式中 K 为油液的体积弹性模量，取 $K = 2\times10^4 (\mathrm{kgf/cm^2})$；

V_0 为管道内油液的平均流速，$V_0 = 503$ (cm/sec)。

将上述值代入 Δp_z 式得

$$\Delta p_z = \sqrt{0.921\times10^{-6}\times2\times10^4}\times503$$

$$= 68.4(\mathrm{kgf/cm^2}) < [\Delta p_z]$$

第五章　液压阀其他重要零件的设计与计算

弹簧影响着液压阀的动作和性能，连接螺钉则影响着结合面的密封性，所以设计出满足液压阀要求的弹簧和选用有足够强度的螺钉，是液压阀设计中的重要内容。本章介绍圆柱形螺旋压缩弹簧和碟形弹簧的设计与计算方法，并结合螺钉在液压阀中的受力状况，介绍它的强度计算方法。

第一节　圆柱形螺旋压缩弹簧

液压阀的弹簧往往是与阀的静态特性和动态特性密切相关的，因此，正确地设计液压阀的弹簧是阀设计中的重要环节。目前，液压阀以采用圆柱形螺旋压缩弹簧居多，这里根据圆柱形螺旋压缩弹簧（以下简称弹簧）的实际制造情况，介绍它的设计与计算方法。

一、液压阀对弹簧的要求

在液压阀的设计与计算方法中已经指出：为了保证液压阀所给定的技术性能指标，必须设计出符合阀的动作和性能要求的弹簧。因为在阀的静态特性方程中常包含着弹簧刚度、预压缩量以及工作行程这些量，所以在弹簧设计时必须给予保证。

在液压阀设计中，对弹簧常有如下要求：

1）弹簧的外径 D（或内径 D_1）要考虑到阀的结构布置；

2）弹簧的工作行程 h 要适应阀的开口量；

3) 弹簧刚度 K_t 和预压缩量 X_t 要满足力平衡方程的要求；

4) 弹簧的最小工作负荷 F_{t1} 和最大工作负荷 F_{t2} 要适应阀的动作要求。

以上要求，有时是互相制约的，甚至会出现矛盾，使弹簧设计很困难。这就要结合各种阀的具体情况，在保证主要参数的情况下，对其他次要参数进行调整。弹簧在设计时有反复，这是常有的事。根据阀的动作和性能要求，常把上述 1)、2)、3) 或者 1)、2)、4) 作为弹簧设计时的基本条件。各种不同液压阀对弹簧主要参数的要求，已在设计与计算方法中指出过。

二、圆柱形螺旋压缩弹簧的设计与计算方法

1. 弹簧端部结构的确定

弹簧端部结构有 YI-1、YI-2、YI-3 三种型式（见图 5-1）：YI-1 型的支承圈（死圈）每端为 3/4 圈，即 $n_1-n=1.5$（n_1——总圈数，n——有效圈数），两端磨平，有效圈从每端 $\frac{3}{4}$ 圈处开始计算；YI-2 型的支承圈每端为 1 圈，即 $n_1-n=2$，

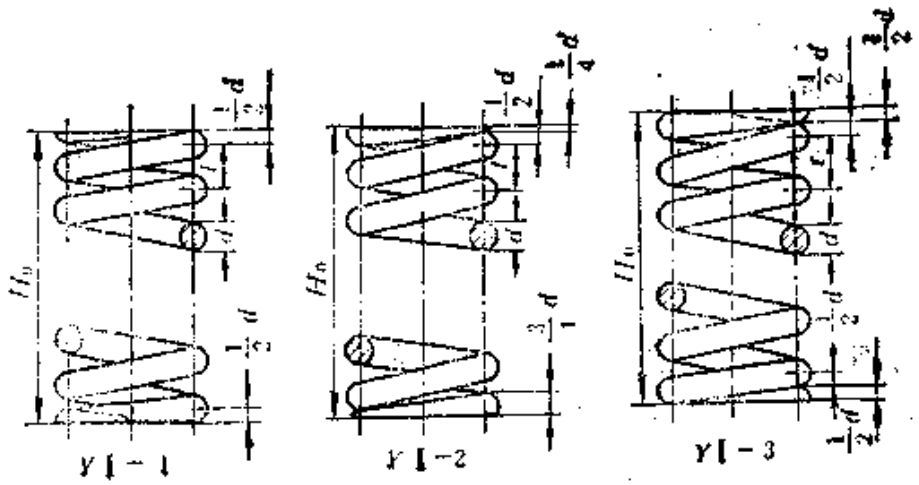


图 5-1　弹簧端部结构型式

两端磨平，尖端在邻圈贴紧，有效圈从每端1圈处开始计算；YI-3型的支承圈每端为$1\frac{1}{4}$圈，即$n_1-n=2.5$，两端磨平，尖端在邻圈贴紧至$\frac{1}{4}$圈处，有效圈从每端$1\frac{1}{4}$圈处开始计算。对于弹簧受力后要求变形均匀时，应采用YI-2型和YI-3型，最好采用YI-3型，只有当弹簧安装后的轴向尺寸受到严格限制而又要保证必要的工作行程时才采用YI-1型。

2．弹簧钢丝的材料及其机械性能

根据弹簧在液压阀中的受力情况（2类负荷），弹簧的材料一般采用碳素弹簧钢丝I组，其机械性能可如下确定：

抗拉强度σ_b按YB248-64选取；

允许扭转极限应力$\tau=0.5\sigma_b$；

允许扭转工作应力$[\tau]=0.4\sigma_b$；

剪切弹性模数G为

弹簧钢丝直径 $d\leqslant 2\,\text{mm}$，$G=8400\,\text{kgf/cm}^2$

$2\,\text{mm}<d<5.5\,\text{mm}$，$G=8200\,\text{kgf/cm}^2$

$5.5\,\text{mm}<d<10\,\text{mm}$，$G=8000\,\text{kgf/cm}^2$

3．弹簧的设计与计算

1）弹簧指数C

弹簧指数即旋绕比，是弹簧中径D_2与钢丝直径d的比值

$$C=\frac{D_2}{d} \tag{5-1}$$

为了使弹簧比较稳定，不致过软而产生振动，C值就不能太大；然而，为避免弹簧钢丝卷绕时产生剧烈弯曲，C值又不能太小。根据弹簧实际使用和生产的经验，不同弹簧钢丝直径d相应的C为：

d (mm)	0.2～0.4	0.45～1	1.1～2.2	2.5～6	7～16	18～42
C	7～14	4～13	5～10	4～12	4～8	4～6

2) 弹簧曲度系数 K'

曲度系数 K' 是包含弹簧指数 C 的一个系数，根据理论推导(见下面弹簧钢丝直径 d 的计算)

$$K'=1+\frac{2d}{3D_2} \tag{5-2}$$

但弹簧实际受力情况与理论分析的受力情况稍有差别，经过试验采用下面经验公式更精确

$$K'=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C} \tag{5-3}$$

式(5-3)是目前国内外普遍采用的曲度系数 K' 的计算式。

3) 弹簧钢丝直径 d

弹簧极限负荷 F_j 的合力作用于弹簧的中心(见图5-2)，对弹簧轴线的切面来说，既受到力矩 $M=\frac{D_2}{2}F_j$ 的作用，又受到极限负荷 F_j 的作用。如果弹簧受力后所产生的剪切应力 τ 认为是均匀地分布在弹簧支承圈上的，则力矩 M 对切面所产生的剪切应力为

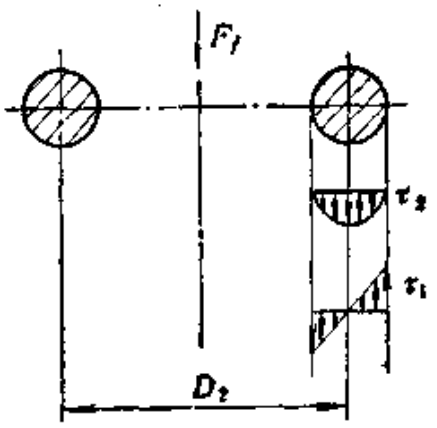


图 5-2

$$\tau_1=\frac{M}{W_p}=\frac{D_2F_j}{2\frac{\pi d^3}{16}}=\frac{8D_2F_j}{\pi d^3} \tag{5-4}$$

式中 W_p——弹簧钢丝剖面的断面惯性矩。

极限负荷 F_j 对切面所产生的剪切应力为

$$\tau_2=\frac{4F_j}{3\dfrac{\pi d^2}{4}}=\frac{16F_j}{3\pi d^2} \tag{5-5}$$

弹簧切面上的剪切应力 τ 为

$$\tau=\tau_1+\tau_2=\frac{8D_2F_j}{\pi d^3}+\frac{16F_j}{3\pi d^2}$$

$$=\frac{8D_2F_j}{\pi d^3}\left(1+\frac{2d}{3D_2}\right)=K'\frac{8D_2F_j}{\pi d^3} \tag{5-6}$$

式中 $K'=1+\dfrac{2d}{3D_2}$

前面提到，曲度系数 K' 应采用式(5-3)经验公式。将式(5-1)代入式(5-6)得

$$d=\sqrt{\frac{8F_jCK'}{\pi\tau}} \tag{5-7}$$

在式(5-7)中，若 F_j 以最大工作负荷 F_{t2} 代替，则式中 τ 应改为$[\tau]$，这样

$$d=\sqrt{\frac{8F_{t2}CK'}{\pi[\tau]}}=1.6\sqrt{\frac{F_{t2}CK'}{[\tau]}} \tag{5-8}$$

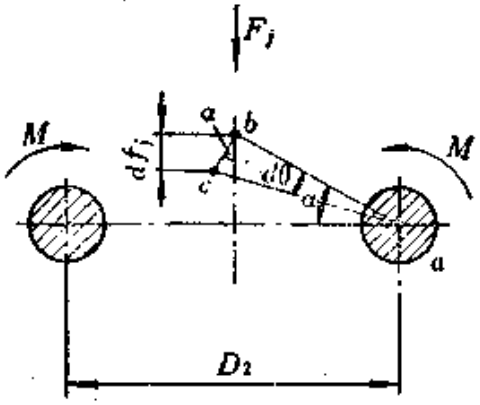


图 5-3

4) 弹簧中径 D_2 和内径 D_1

$$D_2=D-d$$

$$=D_1+d \tag{5-9}$$

$$D_1=D_2-d \tag{5-10}$$

5) 弹簧刚度 K_t

如图 5-3 所示，弹簧微分长度 dl 上的扭转应变量为

$$\gamma_r=\frac{d\theta r}{dl} \tag{5-11}$$

式中 $d\theta$——弹簧微分长度 dl 在弹簧轴线切面上相应的扭转角；

r——弹簧钢丝半径，$r=\frac{d}{2}$。

根据扭转变形的虎克定律

$$\tau_1=G\gamma_r \tag{5-12}$$

因为 $\tau_1=\frac{M}{W_p}$，所以

$$\frac{M}{W_p}=G\gamma_r=\frac{d\theta r}{dl}G$$

$$d\theta=\frac{Mdl}{W_prG}=\frac{Mdl}{J_pG} \tag{5-13}$$

式(5-13)中

$$J_p=W_pr=\frac{\pi d^3}{16}\cdot\frac{d}{2}=\frac{\pi d^4}{32} \tag{5-14}$$

J_p 称为弹簧钢丝剖面的极惯性矩。

由图 5-3 可知，相应于弹簧微分长度 dl 的弹簧轴向极限变形量为

$$df_j=\overline{bc}\cos\alpha\approx\overline{ab}\,d\theta\cos\alpha=\frac{D_2}{2}d\theta \tag{5-15}$$

式中 α——弹簧的螺旋角。

将式(5-13)代入式(5-15)得

$$df_j=\frac{D_2}{2}\cdot\frac{Mdl}{J_pG}=\frac{D_2}{2}\cdot\frac{\frac{D_2}{2}F_jdl}{J_pG}=\frac{D_2^2F_jdl}{4J_pG} \tag{5-16}$$

将式(5-16)在弹簧有效圈数的展开长度上积分

$$f_j=\int_0^{L'}\frac{D_2^2F_jdl}{4J_pG}=\frac{D_2^2F_jL'}{4J_pG} \tag{5-17}$$

弹簧有效圈数的展开长度 L' 为

$$L'=\frac{\pi D_2n}{\cos\alpha} \tag{5-18}$$

因为 $\alpha=6°\sim9°$，所以 $\cos\alpha\approx1$，这样

$$L'\approx\pi D_2n \tag{5-19}$$

将式(5-19)和式(5-14)代入式(5-17)得

$$f_j=\frac{8D_2^3F_jn}{Gd^4} \tag{5-20}$$

由式(5-20)得

$$K_t=\frac{F_j}{f_j}=\frac{Gd^4}{8D_2^3n} \tag{5-21}$$

6) 弹簧允许极限负荷下的极限变形量 f_j 和允许极限负荷下的单圈变形量 f'_j

由式(5-7)得

$$F_j=\frac{d^2\pi\tau}{8CK'}=\frac{d^3\pi\tau}{8D_2K'} \tag{5-22}$$

将式(5-22)代入式(5-20)得

$$f_j=\frac{\tau\pi D_2^2n}{GdK'} \tag{5-23}$$

允许极限负荷下的单圈变形量 f'_j 为

$$f'_j=\frac{f_j}{n}=\frac{\tau\pi D_2^2}{GdK'} \tag{5-24}$$

7) 弹簧在最大工作负荷下的变形量 f_2 和最小工作负荷下的变形量 f_1

弹簧在极限负荷下工作，容易产生疲劳破坏，因此对于2类负荷，弹簧的最大工作负荷应取为

$$F_{t2}\leqslant 0.8F_j \tag{5-25}$$

这样 $f_2=\dfrac{F_{t2}}{K_t}=\dfrac{F_{t2}}{F_j}f_j$，即

$$f_2\leqslant 0.8f_j \tag{5-26}$$

弹簧在开始变形的一段范围内，弹簧力与变形量的线性关系较差，设计中要使弹簧避开这一段而工作。根据弹簧制造实践，认为弹簧最小工作负荷应取为

$$F_{t1}\geqslant 0.3F_j \tag{5-27}$$

这样

$$f_1=\frac{F_{t1}}{K_t}=\frac{F_{t1}}{F_j}f_j,$$

即

$$f_1\geqslant 0.3f_j \tag{5-28}$$

8) 弹簧有效圈数 n

由式(5-21)得

$$n=\frac{Gd^4}{8D_2^3K_t} \tag{5-29}$$

在弹簧工作行程 h 给定的情况下，过少的有效圈数将使弹簧的螺旋角 α 增大，这对于弹簧的受力变形是不利的，会影响到它的强度，一般弹簧的螺旋角应为 $\alpha=6°\sim9°$；另外，如果有效圈数太少，弹簧受压变形后各圈不利于同心，弹簧外径 D 的偏差会加大，在以外径定位的场合，易于发生弹簧与外壁的摩擦，从而影响弹簧正常工作；根据弹簧制造的实际情况，当 $n\leqslant 2$ 时，会达不到设计的弹簧力，实际的弹簧力比设计的弹簧力要降低 25%。

鉴于以上情况，弹簧的有效圈数应为

$$n\geqslant 3\sim 4 \tag{5-30}$$

9) 弹簧总圈数 n_1

为了使弹簧受力后变形均匀，弹簧两端尖端处最好错位 180°，即要求总圈数 n_1 以 0.5 为尾数，n_1 和 n 的关系是

$$n_1=n+(1.5\sim2.5) \tag{5-31}$$

10) 弹簧间隙 δ

当弹簧有限位装置时，为了使弹簧受力与变形量更接近于线性关系，应使间隙 δ 为

$$\delta=f_j'+\frac{1}{n}+0.02d^2 \tag{5-32}$$

式(5-32)是西德 DIN 2089 提出的经验公式。

当弹簧无限位装置时，应使间隙 δ 为

$$\delta = f_i' \tag{5-33}$$

11) 弹簧节距 t

$$t = \delta + d \tag{5-34}$$

一般 t 约为 $\frac{D_2}{2} \sim \frac{D_2}{3}$

12) 弹簧自由高度 H_0 和压并高度 H_b

H_0 和 H_b 是与弹簧两端面的磨平量相关的，所以，要计算 H_0 和 H_b，先要确定弹簧每端的理论磨平量。从增大弹簧端面的接触面积来说，似乎应使端面弹簧钢丝的头部到磨尖为止，但是当头部磨尖后，弹簧两端头部尖角会刮伤被接触零件的表面，同时对弹簧的端部结构为 YI-1 和 YI-2 型来说，在头部磨尖的一小段范围内，受力后易变形，从而会增加弹簧在圆周方向变形的不均匀性。为此，弹簧端面的理论磨平量不是到头部磨尖为止，而是磨到使头部保留 $\frac{1}{4}d$（d 弹簧钢丝直径），也就是说每端磨到 $\frac{3}{4}$ 圈。确定了理论磨平量以后，从图 5-1 可知：对于 YI-1 型弹簧

$$H_0 = nt + d \tag{5-35}$$

$$H_b = (n+1)d \tag{5-36}$$

对于 YI-2 型弹簧

$$H_0 = nt + 1.5d \tag{5-37}$$

$$H_b = (n+1.5)d \tag{5-38}$$

对于 YI-3 型弹簧

$$H_0 = nt + 2d \tag{5-39}$$

$$H_b = (n+2)d \tag{5-40}$$

对式(5-35)～式(5-40)经过转换，可得出 YI-1、YI-2、YI-3

型弹簧自由高度 H_0 和压并高度 H_b 的计算通式为

$$H_0=\delta n+(n_1-0.5)d \tag{5-41}$$

$$H_b=(n_1-0.5)d \tag{5-42}$$

弹簧在制造时端面的实际磨平量是一个不定值，这是因为弹簧钢丝的直径存在偏差，并且钢丝在卷绕时直径会变形。如果只控制弹簧每端的磨平量，则加工后弹簧的实际压并高度往往大于理论计算的压并高度。所以，弹簧在制造时每端的磨平量总是大于 $\frac{3}{4}d$，即每端磨到大于 $\frac{3}{4}$ 圈，到达到弹簧的理论计算压并高度为止。

13) 压缩弹簧细长比 b

细长比 b 是检验弹簧稳定性的一个指标，它是自由高度 H_0 与中径 D_2 的比值，即

$$b=\frac{H_0}{D_2} \tag{5-43}$$

根据弹簧细长比 b，其稳定性可按图 5-4 经验曲线来检验。在图 5-4 中，横坐标为细长比 b，纵坐标为弹簧在最大工作负荷下的变形量 f_2 与自由高度 H_0 的百分比。当两者的交点在曲线 2 之下时，则认为弹簧稳定性可靠；当两者的交点在曲线 2 之上与曲线 1 之下时，则对于两端磨平的压缩弹簧需有导向装置；当两者的交点在曲线 1 之上时，则认为弹簧工作时不稳定。图 5-4 弹簧稳定性判别曲线来源于西德

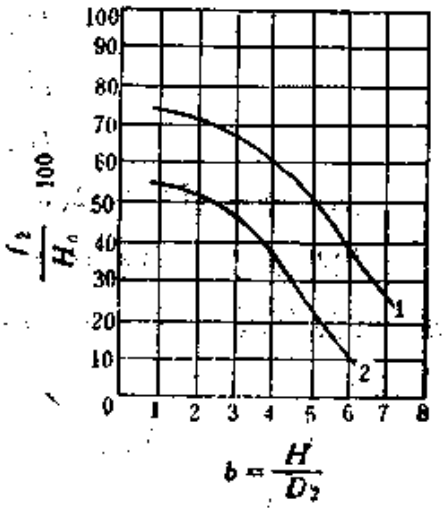


图 5-4 弹簧稳定性判别曲线

DIN 2089，它是在理论计算和试验修正的基础上得出的。

14）弹簧螺旋角

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{t}{\pi D_2}$$

$$\alpha=\operatorname{arc}\operatorname{tg}\frac{t}{\pi D_2} \tag{5-44}$$

前面已提到，螺旋角要求为 $\alpha=6°\sim9°$。

15）弹簧展开长度 L

$$L=\frac{\pi D_2 n_1}{\cos\alpha} \tag{5-45}$$

16）弹簧压并时的外径 D'

$$D'=\sqrt{D^2+0.1\left[\frac{H_0-(n_1-n)d}{n}\right]^2} \tag{5-46}$$

式(5-46)是经验公式，来源于西德 DIN 2089。设计时应保证安置弹簧的零件的孔径大于 D'。

17）弹簧允许极限负荷下的高度 H_j、最大工作负荷下的高度 H_2 和最小工作负荷下的高度 H_1

$$H_j=H_0-f_j \tag{5-47}$$

$$H_2=H_0-f_2 \tag{5-48}$$

$$H_1=H_0-f_1 \tag{5-49}$$

18）弹簧自振频率 v

如果弹簧的自振频率 v 与液压系统的压力脉动频率接近，就会出现共振，所以验算压力控制阀中弹簧的自振频率是必要的。

弹簧振动时受到三个力的作用：即惯性力 F_g、弹簧力 F_t 和阻尼力 F_Z。这三个力的关系是

$$F_g=F_t-F_Z \tag{5-50}$$

惯性力 F_g 表征着弹簧的动能，弹簧力 F_t 表征着弹簧的

变形位能。如果不计阻尼力 F_z，则弹簧的动能就等于弹簧的变形位能。由于阻尼力 F_z 的存在，动能和变形位能在相互转换中逐渐减弱，直至消失。这时，弹簧的振动就停止了。

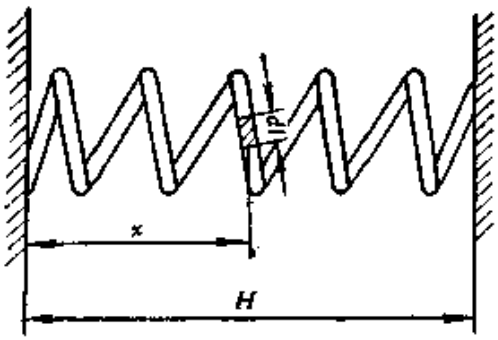


图 5-5

现假定弹簧两端固定（如图 5-5 所示），在离左端 x 处取一微分长度 dl。dl 长度质量上的惯性力 F_g 为

$$F_g = m\frac{\partial^2 f}{\partial t^2} = \frac{\pi d^2}{4}\,dl\,\frac{\gamma}{g}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial t^2}$$

$$= \frac{\pi d^2 \gamma dl}{4g}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial t^2} \tag{5-51}$$

式中 γ——弹簧钢丝的重度；

f——弹簧的变形量，它是弹簧长度 l 的函数，即 $f=\varphi(l)$；

g——重力加速度。

弹簧微分长度 dl 的变形量 df 为

$$df = \frac{\partial f}{\partial l}dl$$

今取一圈弹簧计算，即 $dl=\pi D_2$，则

$$df = \pi D_2\frac{\partial f}{\partial l}$$

为区别弹簧微分长度 dl 的弹簧力 F_t，把式(5-20)中的允许极限负荷 F_j 代以一般弹簧力 F，F 是弹簧长度 l 的函数，即 $F=\varphi(l)$。弹簧微分长度 dl 的弹簧力 F_t 为

$$F_t=\frac{\partial F}{\partial l}dl$$

由式(5-20)的关系可得

$$\frac{\partial F}{\partial l}=\frac{Gd^4}{8D_2^3\cdot 1}\cdot\frac{\partial(df)}{\partial l}=\frac{Gd^4}{8D_2^3}\pi D_2\frac{\partial^2 f}{\partial l^2}$$

$$=\frac{\pi Gd^4}{8D_2^2}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial l^2}$$

所以

$$F_t=\frac{\pi Gd^4}{8D_2^2}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial l^2}dl \tag{5-52}$$

弹簧阻尼力包括材料的内摩擦力、外部接触介质阻力、弹簧两端圈的摩擦力以及各种能量损失，它与运动速度成正比。若设μ为单位弹簧钢丝长度在单位时间内的阻力，则弹簧微分长度dl的阻尼力为

$$F_z=\mu\frac{\partial f}{\partial t}dl \tag{5-53}$$

将式(5-51)、式(5-52)、式(5-53)代入式(5-50)得

$$\frac{\pi d^2\gamma dl}{4g}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial t^2}=\frac{\pi Gd^4}{8D_2^2}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial l^2}dl-\mu\frac{\partial f}{\partial t}dl$$

$$\frac{\pi d^2\gamma}{4g}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial t^2}=\frac{\pi Gd^4}{8D_2^2}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial l^2}-\mu\frac{\partial f}{\partial t} \tag{5-54}$$

可以认为弹簧质量按弹簧长度平均分布，则图5-5中x一段的弹簧长度l为

$$l=\frac{\pi D_2 n}{H}x$$

所以

$$\frac{\partial l}{\partial f}=\frac{\pi D_2 n}{H}\cdot\frac{\partial x}{\partial f}$$

$$\frac{\partial f}{\partial l}=\frac{H}{\pi D_2 n}\cdot\frac{\partial f}{\partial x}$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial l^2}=\frac{\partial\left(\frac{H}{\pi D_2 n}\cdot\frac{\partial f}{\partial x}\right)}{\partial l}=\frac{H}{\pi D_2 n}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}\cdot\frac{\partial x}{\partial l}$$

$$=\frac{H^2}{\pi^2 D_2^2 n^2}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \tag{5-55}$$

将式(5-55)代入式(5-54)得

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2}+\frac{4\mu g}{\pi d^2\gamma}\cdot\frac{\partial f}{\partial t}=\frac{4g}{\pi d^2\gamma}\cdot\frac{Gd^4H^2}{8\pi D_2^4 n^2}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2}-\frac{\pi\mu g n D_2}{\frac{\pi^2 d^2}{4}nD_2\gamma}\cdot\frac{\partial f}{\partial t}$$

$$=\frac{1}{\frac{\pi^2 d^2}{4}nD_2\gamma}\cdot\frac{Gd^4}{8D_2^3 n}gH^2\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}$$

因为

弹簧刚度 $$K_t=\frac{Gd^4}{8D_2^3 n}$$

弹簧重量 $$W=\frac{\pi^2 d^2}{4}nD_2\gamma$$

所以 $$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2}+\frac{\pi\mu g n D_2}{W}\cdot\frac{\partial f}{\partial t}=\frac{K_t H^2 g}{W}\cdot\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}$$

设 $b=\frac{\pi\mu g n D_2}{W}$，$a^2=\frac{K_t H^2 g}{W}$，则

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2}+b\frac{\partial f}{\partial t}=a^2\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \tag{5-56}$$

弹簧的阻尼力较小，故 F_z 可忽略不计，即认为 $\mu=0$，$b=0$。这样，式(5-56)可简化为

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2}=a^2\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \tag{5-57}$$

式(5-57)是一个典型的纵波传递微分方程式，它表明弹簧变形量 f 是距离 x 的函数，又是时间 t 的函数。可取

$$f=\varphi(x)\cdot\psi(t)$$

所以

$$\frac{\partial f}{\partial t}=\varphi(x)\frac{\partial\psi(t)}{\partial t}$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2}=\varphi(x)\frac{\partial^2\psi(t)}{\partial t^2}$$

$$\frac{\partial f}{\partial x}=\psi(t)\cdot\frac{\partial\varphi(x)}{\partial x}$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}=\psi(t)\cdot\frac{\partial^2\varphi(x)}{\partial x^2}$$

代入式(5-57)得

$$\varphi(x)\cdot\frac{\partial^2\psi(t)}{\partial t^2}=a^2\psi(t)\cdot\frac{\partial^2\varphi(x)}{\partial x^2}$$

上式两边除以$\varphi(x)\cdot\psi(t)$得

$$\frac{1}{\psi(t)}\cdot\frac{\partial^2\psi(t)}{\partial t^2}=\frac{a^2}{\varphi(x)}\cdot\frac{\partial^2\varphi(x)}{\partial x^2}\qquad(5\text{-}58)$$

要满足式(5-58)的条件是两边都等于一个常量，现设此常量为$(-\omega^2)$，则

$$\frac{1}{\psi(t)}\cdot\frac{\partial^2\psi(t)}{\partial t^2}=-\omega^2$$

$$\frac{\partial^2\psi(t)}{\partial t^2}+\omega^2\psi(t)=0\qquad(5\text{-}59)$$

$$\frac{a^2}{\varphi(x)}\cdot\frac{\partial^2\varphi(x)}{\partial x^2}=-\omega^2$$

$$\frac{\partial^2\varphi(x)}{\partial x^2}+\frac{\omega^2\varphi(x)}{a^2}=0\qquad(5\text{-}60)$$

式(5-59)和式(5-60)为二阶常系数齐次线性微分方程，它们的特解分别为

$$\psi(t)=e^{\pm\alpha t}$$

$$\varphi(x)=e^{\pm\beta x}$$

$$\alpha=\pm i\omega$$

$$\beta = \pm i\frac{\omega}{a}$$

根据欧拉公式，式(5-59)和式(5-60)的通解分别为

$$\psi(t) = A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t \tag{5-61}$$

$$\varphi(x) = A_2 \sin \frac{\omega}{a} x + B_2 \cos \frac{\omega}{a} x \tag{5-62}$$

式(5-61)和式(5-62)中，A_1、B_1、A_2、B_2为常数，可由边界条件决定。因为

$$f = \varphi(x) \cdot \psi(t)$$

所以

$$f = (A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t)\left(A_2 \sin \frac{\omega}{a} x + B_2 \cos \frac{\omega}{a} x\right) \tag{5-63}$$

弹簧的边界条件是两端固定，即

当 $x = 0$ 时，$f = 0$，代入式(5-63)

$$0 = (A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t)\ (0 + B_2)$$

所以 $B_2 = 0$

当 $x = H$ 时，$f = 0$，代入式(5-63)

$$0 = (A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t) A_2 \sin \frac{\omega}{a} H$$

上式等于零的必要和充分条件是

$$\sin \frac{\omega H}{a} = 0 \tag{5-64}$$

要满足式(5-64)的条件是

$$\frac{\omega H}{a} = \pi,\ 2\pi,\ 3\pi,\ \cdots,\ m\pi,\ \text{即}$$

$$\omega = \frac{\pi a}{H},\ \frac{2\pi a}{H},\ \frac{3\pi a}{H},\ \cdots,\ \frac{m\pi a}{H}$$

ω 为弹簧的圆频率，一阶($m = 1$)的弹簧自振频率 v 为

$$v=\frac{\omega}{2\pi}=\frac{\pi a}{2\pi H}=\frac{1}{2H}\sqrt{\frac{K_t H^2 g}{W}}$$

$$=\frac{1}{2}\sqrt{\frac{Gd^4}{8D_2^3 n}\cdot\frac{4g}{\pi^2 d^2 n D_2\gamma}}=\frac{d}{2\pi n D_2^2}\sqrt{\frac{Gg}{2\gamma}}\ (\mathrm{Hz})\quad(5\text{-}65)$$

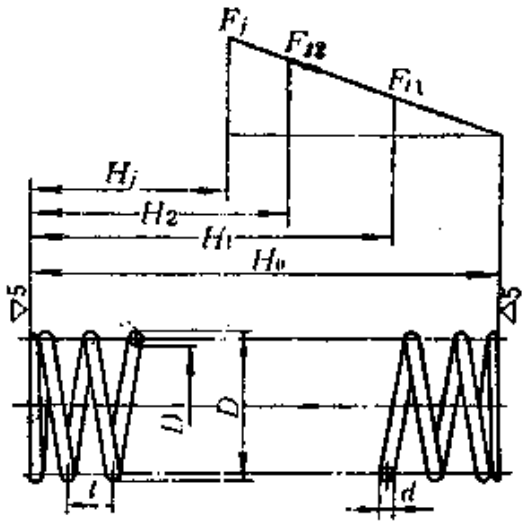


图 5-6　弹簧工作图

4．弹簧的工作图和技术要求

弹簧的工作图如图 5-6。在图中：当弹簧外径导向时，则标注 D；当内径导向时，则标注 D_1。在图 5-6 中还应标注重要尺寸 D(或 D_1)、H_0 的公差值。因为在液压阀中弹簧对性能有很大影响，所以这些重要尺寸的公差应按 1 级精度要求选取。D(或 D_1)和 H_0 的不同精度等级的公差值见表 5-1 和 5-2。

弹簧技术要求应包括下列内容：

(1) 展开长度；

(2) 旋向；

(3) 有效圈数；

(4) 总圈数；

(5) 热处理(低温回火)；

(6) 表面处理(喷丸、发黑)；

(7) 强压处理；

(8) 轴线对两端面的不垂直度(按有关标准 1 级精度要求)；

表 5-1 D、D_1 公差　　单位：毫米

精度等级	弹簧指数 $(C=D_2/d)$		最小公差值
	4～8	>8～16	
1	$\pm 0.01\,D_2$	$\pm 0.015\,D_2$	±0.20
2	$\pm 0.015\,D_2$	$\pm 0.02\,D_2$	±0.30
3	$\pm 0.02\,D_2$	$\pm 0.03D_2$	±0.40

表 5-2 H_0 公差　　单位：毫米

自由高度 (H_0)	1 级 精 度	2 级 精 度	3 级 精 度
<20	±0.7	±1.2	±1.8
>20～60	±1.0	±1.5	±2.5
>60～120	±1.5	±2.5	±4.0
>120～200	±2.0	±3.5	±6.0
>200～300	±3.0	±4.5	±9.0
>300～450	±4.0	±7.0	±12
>450～600	±5.5	±9.0	±15
>600	$\pm 0.01\,H_0$	$\pm 0.015\,H_0$	$\pm 0.025\,H_0$

(9) 工作负荷的允许偏差(按有关标准 1 级精度要求)；

(10) 其他未注公差(按有关标准 2 级精度要求)。

弹簧经喷丸处理以后，可使表面结构更加紧密和均匀，从而可以提高强度。目前在弹簧制造中，一般只对合金钢弹簧进行喷丸处理，可使强度提高 40% 左右，而对碳素钢弹簧，一般不进行喷丸处理。考虑到液压阀中弹簧的重要性，碳素钢弹簧也应进行喷丸处理。另外，目前弹簧喷丸处理时由于受到喷珠限制，故只对弹簧间隙 δ 大于 2 毫米的弹簧，才进行喷

丸处理。

弹簧的强压处理是将弹簧压并 6～48 小时，以消除弹簧在工作中的残余变形。对于弹簧间隙 $\delta \leqslant f'_j$ 时，因为弹簧在压并时不会超过允许极限负荷，所以在技术要求中只需注明"强压处理"即可；但是对于弹簧间隙 $\delta > f'_j$ 时，因为弹簧在压并时将超过允许极限负荷，所以在技术要求中应注明强压处理时的弹簧高度，这个高度按允许极限负荷下的高度 H_j 给出。

为便于弹簧的设计计算，现将有关计算公式汇总在表 5-3 中。

表 5-3

序号	所求项目（符号）	单位	计算公式
1	允许扭转极限应力（τ）	kgf/mm²	$\tau=0.5\sigma_b$，σ_b 按 YB248-64 选取
2	允许扭转工作应力[τ]	kgf/mm²	$[\tau]=0.8\tau=0.4\sigma_b$
3	弹簧指数（C） $C=\frac{D_2}{d}$		d：0.2～0.4 ｜ 0.45～1 ｜ 1.1～2.2 ｜ 2.5～6 ｜ 7～16 ｜ 18～42 C：7～14 ｜ 4～13 ｜ 5～10 ｜ 4～12 ｜ 4～8 ｜ 4～6
4	曲度系数（K'）		$K'=\frac{4C-1}{4C-4}+\frac{0.615}{C}$
5	钢丝直径（d）	mm	$d=\sqrt{\frac{8F_{t2}CK'}{\pi[\tau]}}=1.6\sqrt{\frac{F_{t2}CK'}{[\tau]}}$
6	中径（D_2）	mm	$D_2=D-d=D_1+d$
7	内径（D_1）	mm	$D_1=D_2-d$
8	刚度（K_t）	kgf/mm	$K_t=\frac{Gd^4}{8D_2^3n}=\frac{F_{t2}-F_{t1}}{h}$
9	允许极限负荷（F_j）	kgf	$F_j \geqslant 1.25F_{t2}$
10	允许极限负荷下的极限变形量（f_j）	mm	$f_j=\frac{F_j}{K_t}=\frac{\tau\pi D_2^2n}{GdK'}$

（续）

序号	所求项目（符号）	单位	计算公式	
11	最大工作负荷下的变形量（f_2）	mm	$f_2=\frac{F_{t2}}{K_t}\leqslant 0.8f_j$	
12	最小工作负荷下的变形量（f_1）	mm	$f_1=\frac{F_{t1}}{K_t}\geqslant 0.3f_j$	
13	允许极限负荷下的单圈变形量（f'_j）	mm	$f'_j=\frac{\tau\pi D_2^2}{GdK'}=\frac{8D_2^2F_j}{Gd^4}$	
14	有效圈数（n）		$n=\frac{Gd^4}{8L_2^3K_t}\geqslant 3\sim 4$	
15	总圈数（n_1）		$n_1=n+(1.5\sim 2.5)$，必须以 0.5 为尾数	
16	间隙（δ）	mm	有定位装置	$\delta=f'_j+\frac{1}{n}+0.02d^2$
			无定位装置	$\delta=f'_j$
17	节距（t）	mm	$t=\delta+d$，一般 $t=\frac{D_2}{2}\sim\frac{D_2}{3}$	
18	自由高度（H_0）	mm	$H_0=\delta n+(n_1-0.5)d$	
19	压并高度（H_b）	mm	$H_b=(n_1-0.5)d$	
20	细长比（b）		$b=\frac{H_0}{D_2}$	
21	螺旋角（α）	°	$\alpha=\operatorname{arc\,tg}\frac{t}{\pi D_2}$，一般 $\alpha=6°\sim 9°$	
22	展开长度（L）	mm	$L=\frac{\pi D_2 n_1}{\cos\alpha}$	
23	压并外径（D'）	mm	$D'=\sqrt{D^2+0.1\left[\frac{H_0-(n_1-n)d}{n}\right]^2}$	
24	允许极限负荷下的高度（H_j）	mm	$H_j=H_0-f_j$	
25	最大工作负荷下的高度（H_2）	mm	$H_2=H_0-f_2$	
26	最小工作负荷下的高度（H_1）	mm	$H_1=H_0-f_1$	
27	自振频率（v）	Hz	$v=\frac{d}{2\pi nD_2^2}\sqrt{\frac{Gg}{2\gamma}}$	

第二节　碟形弹簧

碟形弹簧是一种用钢板冲压成的锥形薄片（如图 5-7 所示），它能承受轴向负荷，其负荷可以是静负荷、轻微交变负荷或交变负荷。

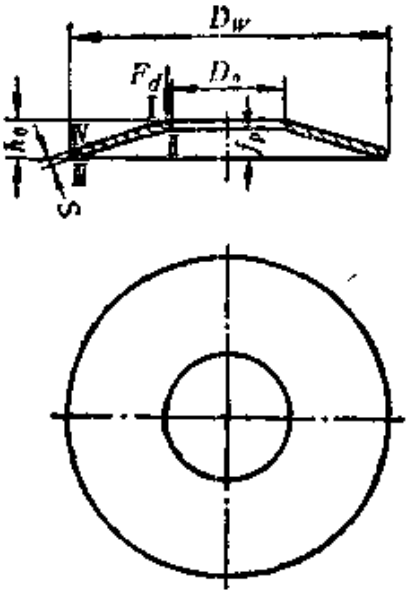


图 5-7　单片碟形弹簧

单片碟形弹簧的变形量较小，所能承受的负荷也有限，因此，在实际应用中为适应各种负荷大小及对碟形弹簧变形量的要求，常将单片碟形弹簧同向重叠成弹簧组（如图 5-22 所示）或反向堆叠成弹簧柱（如图 5-23 所示），还可以将碟形弹簧组反向堆叠成弹簧柱（如图 5-24 和图 5-25 所示）。

下面介绍碟形弹簧在液压阀中的应用和它的设计与计算方法。

一、碟形弹簧在液压阀中的应用

弹簧对液压阀的性能有很大的影响。我们以远程调压阀为例，来分析弹簧对压力-流量特性的影响。图 5-8 是远程调压阀的结构图，图 5-9 是锥阀芯和阀座部分的放大。根据第一章第一节阀口流量公式(1-15)可以推得锥阀口的流量公式为

$$Q=C\pi D\delta\sin\alpha\sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} \tag{5-66}$$

式中 Q 是流量，C 是流量系数，D 是阀座孔直径，δ 是锥阀口开口量，α 是锥阀芯锥角半角，p_1 是进口压力，ρ 是油液密度。

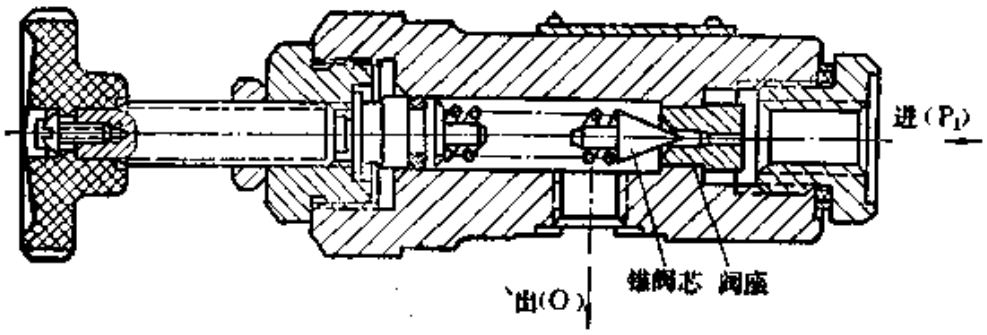


图 5-8

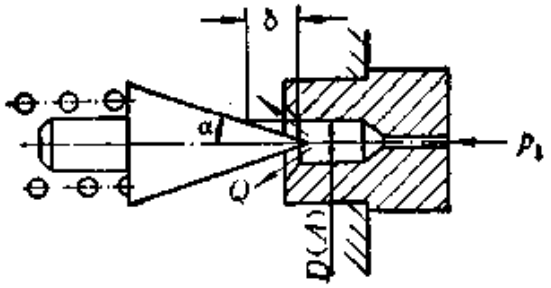


图 5-9

锥阀芯的受力平衡方程为

$$K_t(X_t+\delta)=Ap_1-\rho Qv\cos\alpha$$

$$=Ap_1-\rho QC_v\sqrt{\frac{2p_1}{\rho}}\cos\alpha$$

$$=Ap_1-C_vQ\cos\alpha\sqrt{2\rho p_1} \tag{5-67}$$

式中 A 是阀座孔直径 D 处的断面积，C_v 是速度系数。将式(5-66)代入式(5-67)得

$$K_t(X_t+\delta)=Ap_1\left(1-4CC_v\frac{\delta}{D}\sin 2\alpha\right)$$

$$=Ap_1C_F \tag{5-68}$$

式中 $C_F=\left(1-4CC_v\frac{\delta}{D}\sin 2\alpha\right)$是锥阀的推力系数，$K_t$ 是弹簧刚度，X_t 是弹簧预压缩量。

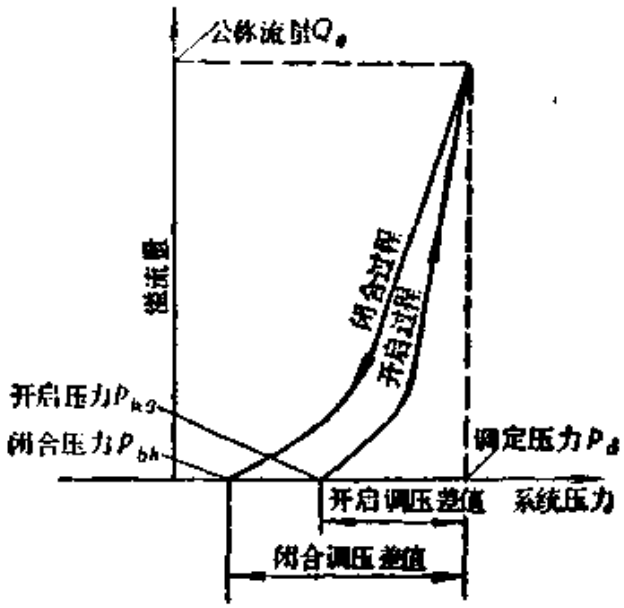


图 5-10

远程调压阀实际上是直动式溢流阀，其压力-流量特性曲线如图 5-10 所示。现分析开启过程：如果不考虑摩擦力的影响，则刚要溢流时锥阀芯的受力平衡方程为

$$K_t X_t = A p_{kq}$$

开启压力 p_{kq} 为

$$p_{kq} = \frac{K_t X_t}{A}$$

由式(5-68)可知，调定压力 p_d 为

$$p_d = \frac{K_t(X_t + \delta_{max})}{AC'_F}$$

式中 δ_{max} 是调定压力 p_d 时锥阀口开口量，C'_F 是相应的推力系数。由上述两式得开启调压差值为

$$p_d - p_{kq} = \frac{K_t(X_t + \delta_{max})}{AC'_F} - \frac{K_t X_t}{A}$$

$$= \frac{K_t(X_t - X_t C'_F + \delta_{max})}{AC'_F} \qquad (5\text{-}69)$$

显然，对于溢流阀来说，希望图 5-10 压力-流量特性曲线越陡越好. 亦即要使开启调压差值（或闭合调压差值）越小越好。式(5-69)清楚地表明，在给定开口量 δ_{max} 下，弹簧刚度的增大，将使开启调压差值增大。

圆柱形螺旋压缩弹簧，其弹簧力和变形量成线性关系，即弹簧刚度是常数。对于远程调压阀来说，因为作用在阀芯上的液压力直接由弹簧力来平衡，所以要设计出预压缩量大而刚度小的圆柱形螺旋压缩弹簧常常是不可能的。而碟形弹簧的弹簧力和变形量不成线性关系，它的刚度是变化的，可以保证碟形弹簧有较大的预压缩力，而到给定的阀口开口量 δ_{max} 时（即到碟形弹簧最大变形量时），弹簧力的增加不大，这样就可以使远程调压阀的开启调压差值（或闭合调压差值）减小。总之，对于阀芯轴向位移较小的液压阀，采用碟形弹簧以后，可以使弹簧变形量-弹簧负荷特性曲线满足设计要求，从而使液压阀的性能得到改善。这就是在某些液压阀中，我们要推荐应用碟形弹簧的原因。

图 5-11 是碟形弹簧在先导式溢流阀中的应用实例。碟形弹簧用在先导控制部分，此先导控制阀即为一般所说的远程调压阀。由于先导阀采用碟形弹簧，使先导阀刚开启时的导阀前腔压力到先导阀全开时的导阀前腔压力增高不多，在通过先导阀的流量是一个给定值时，这就使主阀从开启到通过公称流量的开启调压差值减小。同理，可使主阀的闭合调压差值减小。这样，先导阀采用碟形弹簧与采用圆柱形螺旋压缩弹簧相比，溢流阀的启闭特性有了改善。此外，因为导阀前腔压力变化不大，还改善了溢流阀的稳定性和它的动特性，例如调定压力回升时间和卸压时间可以减短，调定压力的压力超调量可以减低。

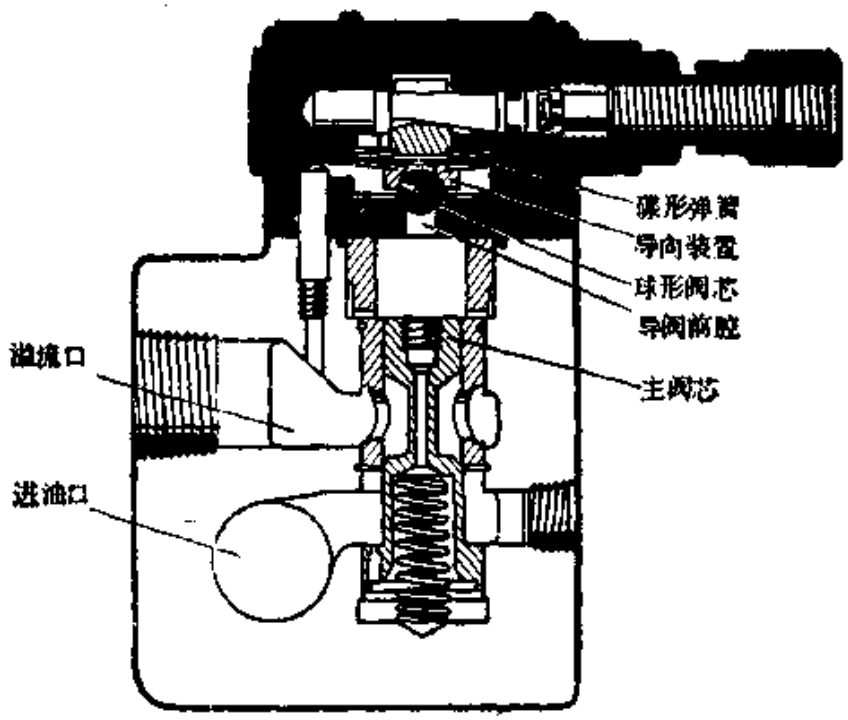


图 5-11　碟形弹簧在先导式溢流阀中的应用

图 5-12 是碟形弹簧在压力继电器中应用的示意图。这是碟形弹簧和圆柱形螺旋压缩弹簧的组合使用。这两种弹簧匹配后，可以设法得到如图 5-13 所示的弹簧变形量-弹簧负荷特性曲线。由此特性曲线可以看出，在微动开关断开和接通的过程中，两种弹簧的各自变形量为 f_2-f_1，此时加于组合弹簧的负荷变化很少，从而使微动开关断开时的油液压力和

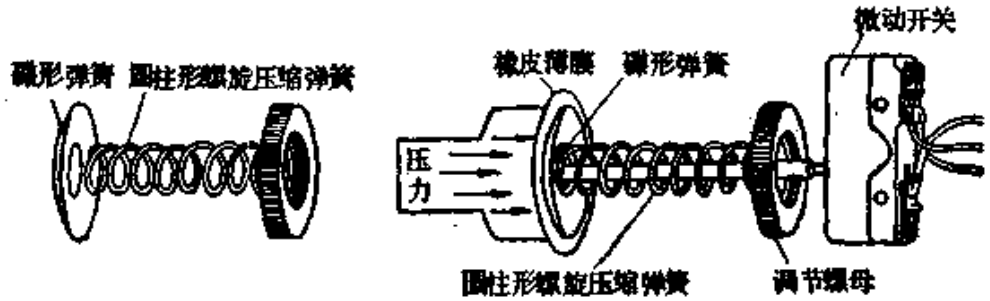


图 5-12　碟形弹簧在压力继电器中的应用示意图

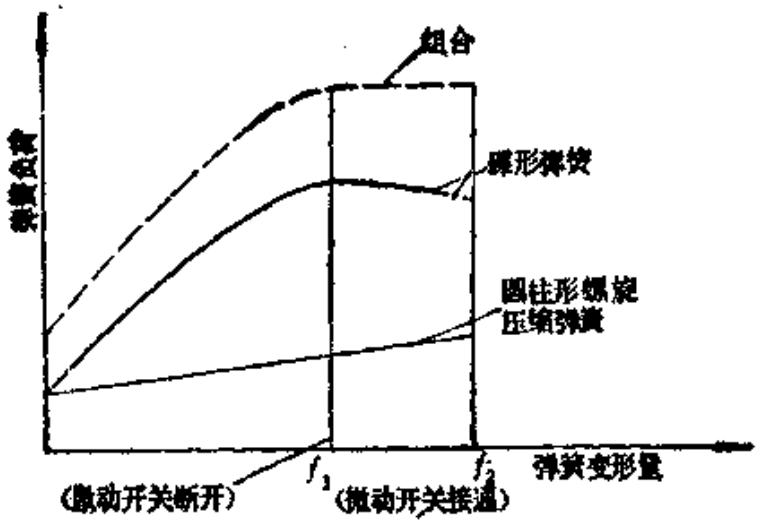


图 5-13　弹簧变形量-弹簧负荷特性曲线

接通时的油液压力变化很小。这样，就可以提高压力继电器的灵敏度。

因为碟形弹簧的变形量不大，而能承受的负荷却较大，所以它适用于高压并且阀芯轴向位移较小的液压阀中。今后随着碟形弹簧制造水平的不断提高，例如能把碟形弹簧的厚度做到 0.3 毫米以下，则碟形弹簧负荷和变形量的适应范围会更大，这时碟形弹簧在液压阀中的应用范围就可以扩大。

二、碟形弹簧的设计与计算

这里根据液压阀的要求，介绍碟形弹簧的设计与计算方法。

(一)单片碟形弹簧的设计与计算

单片碟形弹簧的设计要求是：

1) 最大工作负荷 F_{d2} 和最小工作负荷 F_{d1}；

2) 工作行程 $h_d=f_2-f_1$ (f_2 是 F_{d2} 下的变形量，f_1 是 F_{d1} 下的变形量)。

设计单片碟形弹簧时(参见图 5-7)：弹簧外径 D_w、内径 D_n 常根据液压阀的结构来确定；弹簧单片厚度 S 和到压平位置的变形量 f_p 可根据实际加工的可能性先作假定，一般应使 $\frac{f_p}{S}\leqslant 2$，常用的是 $\frac{f_p}{S}\approx 0.4$ 或 $\frac{f_p}{S}\doteq 0.75$。在碟形弹簧成为标准系列的情况下，D_w、D_n、S、f_p 可在标准系列中选取，然后核算是否满足设计要求。

单片碟形弹簧的计算方法如下：

1．单片碟形弹簧的弹簧工作负荷 F_d(参见图 5-7)

$$F_d=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^4}{\alpha D_w^2}\frac{f}{S}\left[\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{S}\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+1\right] \tag{5-70}$$

式中 E——弹簧材料的弹性模量；

μ——泊松比，对弹簧钢可取 $\mu\approx 0.3$；

S——单片弹簧厚度；

D_w——弹簧外径；

α——与弹簧外径 D_w 对内径 D_n 比值 $\sigma=\frac{D_w}{D_n}$ 有关的系数，见下面有关部分；

f——单片弹簧变形量；

f_p——单片弹簧到压平位置的变形量。

2．单片碟形弹簧到压平位置时的弹簧负荷 F_{dp}

$$F_{dp}=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^3 f_p}{\alpha D_w^2} \tag{5-71}$$

上式符号含义同式(5-70)。

3．单片碟形弹簧 F_d/F_{dp} 与 f/f_p 的关系曲线

任意选定比值 f/f_p，即可根据式(5-70)和式(5-71)求出不同比值 f_p/S 时的相应比值 F_d/F_{dp}。一般取 $f_p/S=m$，$m=$

0.4; 0.75; 1; 1.25; 1.5; 1.75; 2, 则 $S=\frac{f_p}{m}$, $\frac{f}{S}=\frac{f}{f_p}m$, 代入式(5-70)可得

$$\frac{F_d}{F_{dp}}=\frac{\frac{4E}{1-\mu}\frac{S^4}{\alpha D_w^2}\frac{f}{S}\left[\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{S}\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+1\right]}{\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^3 f_p}{\alpha D_w^2}}$$

$$=\frac{f}{f_p}\left[\left(m-m\frac{f}{f_p}\right)\left(m-\frac{m}{2}\frac{f}{f_p}\right)+1\right]$$

$$=\frac{f}{f_p}\left[m^2\left(1-\frac{f}{f_p}\right)\left(1-\frac{1}{2}\frac{f}{f_p}\right)+1\right] \tag{5-72}$$

由式(5-72)即可绘制 $\frac{F_d}{F_{dp}}-\frac{f}{f_p}$ 关系曲线，如图5-14所示。

由实验发现：当 $f/f_p<0.75$ 时，单片碟形弹簧计算的特性曲线与实际测量的特性曲线比较接近；当 $f/f_p>0.75$ 时，计算的特性曲线与实际测量的特性曲线差别随着 f/f_p 不断加大而增大。图5-15反映了这种情况，因为当 $f/f_p>0.75$ 时，碟形弹簧将相互松开或在底板上松开，从而引起连续的力臂缩短。这就是把 f/f_p 的比值限制在0.75以内的原因。

4．与碟形弹簧外径 D_w 对内径 D_n 比值 δ 有关的系数 α、β 和 γ

$$\alpha=\frac{1}{\pi}\frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1}-\frac{2}{\ln\delta}} \tag{5-73}$$

$$\beta=\frac{1}{\pi}\frac{6}{\ln\delta}\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right) \tag{5-74}$$

$$\gamma=\frac{1}{\pi}\frac{6}{\ln\delta}\frac{\delta-1}{2} \tag{5-75}$$

式(5-73)～式(5-75)中，$\delta=\frac{D_w}{D_n}$。由式(5-73)～式(5-75)，

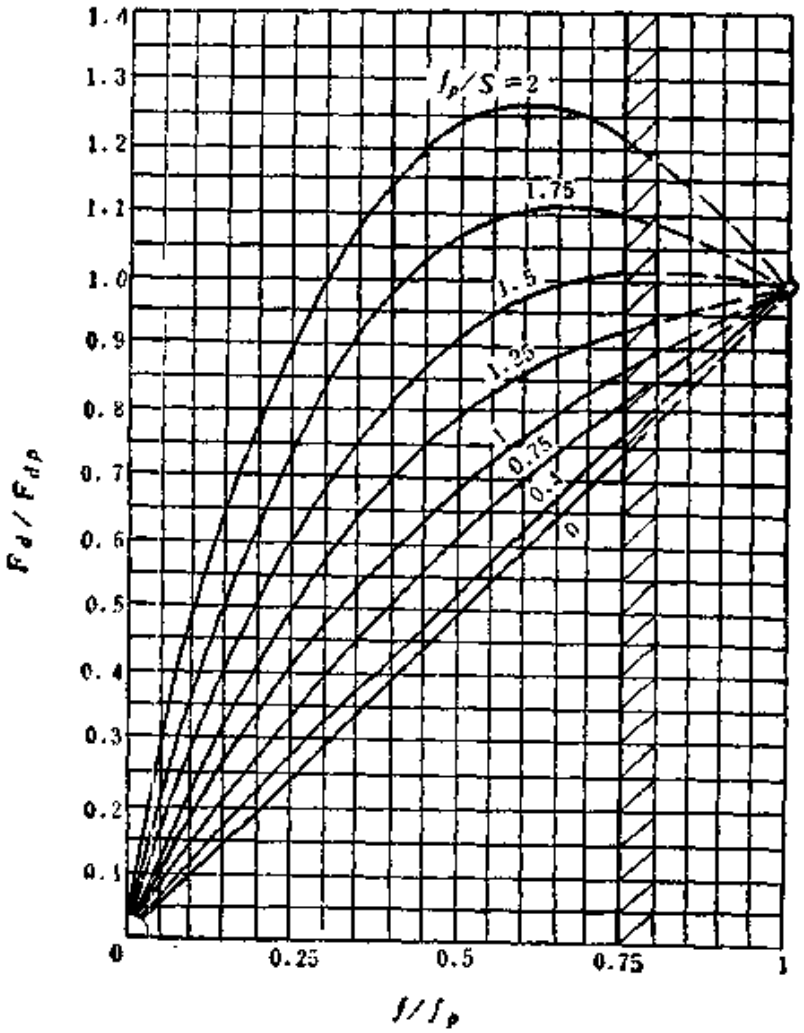


图 5-14　$F_d/F_{dp}-f/f_p$ 关系曲线

可以作出系数 α、β、γ 与 δ 的关系曲线，如图 5-16 a)、b) 所示。α、β、γ 与 δ 的关系也可从表 5-4 查得。

5. 单片碟形弹簧最大工作负荷 F_{d2} 时的变形量 f_2 和最小工作负荷 F_{d1} 时的变形量 f_1

根据 $\delta=\dfrac{D_W}{D_e}$ 值从图 5-16 a) 查得相应的系数 α，将 α 值代入式(5-71)，求得单片碟形弹簧到压平位置时的弹簧负荷

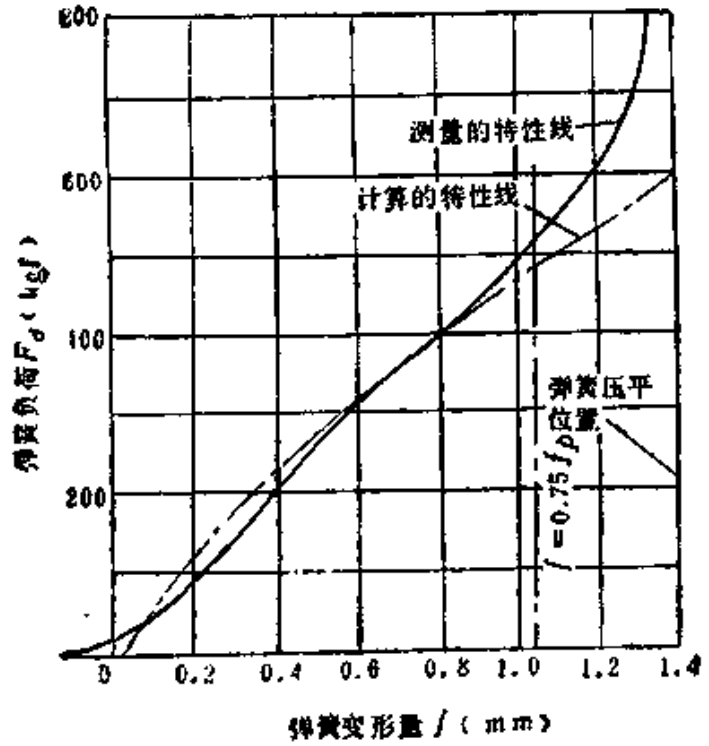


图 5-15　单片碟形弹簧计算的和实际测量的特性曲线的比较

F_{dp}；求出比值 $\frac{F_{d2}}{F_{dp}}$ 和 $\frac{F_{d1}}{F_{dp}}$，再根据取定的 $\frac{f_p}{S}=m$ 值，从图 5-14 查得相应的比值 $\frac{f_2}{f_p}$ 和 $\frac{f_1}{f_p}$，假定查得比值为 $\frac{f_2}{f_p}=M_2$，$\frac{f_1}{f_p}=M_1$，则

$$f_2=M_2f_p \tag{5-76}$$

$$f_1=M_1f_p \tag{5-77}$$

应使(f_2-f_1)满足单片碟形弹簧工作行程的设计要求，即

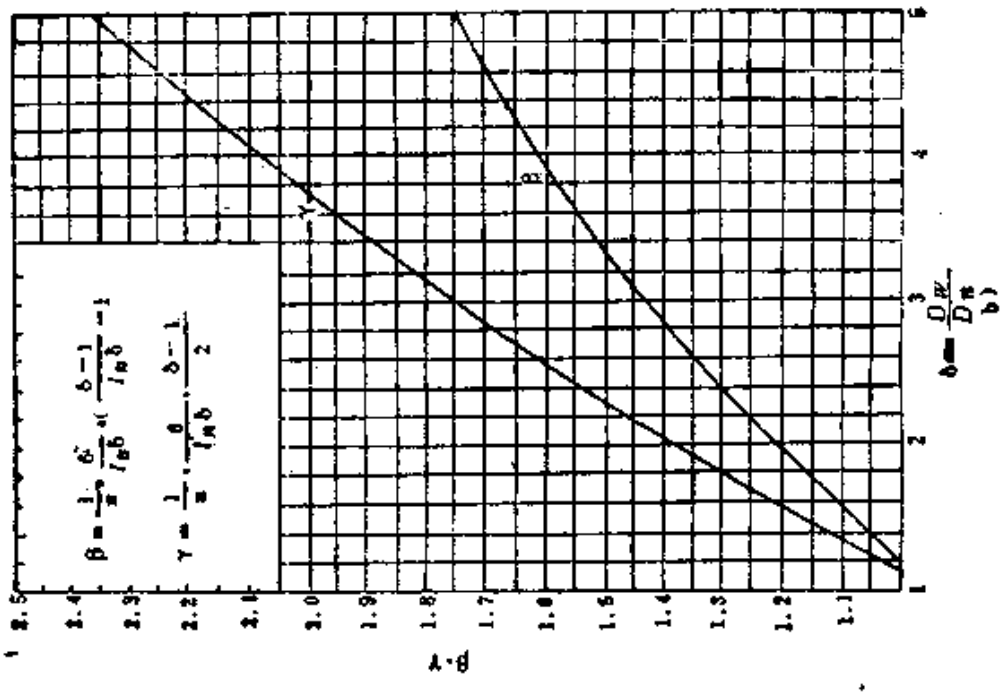
$$h_d=f_2-f_1 \tag{5-78}$$

并使

$$f_2\leqslant 0.75f_p \tag{5-79}$$

6．计算应力的切面点（见图 5-7）及其计算应力

为了对设计的碟形弹簧进行强度计算，使其满足强度要



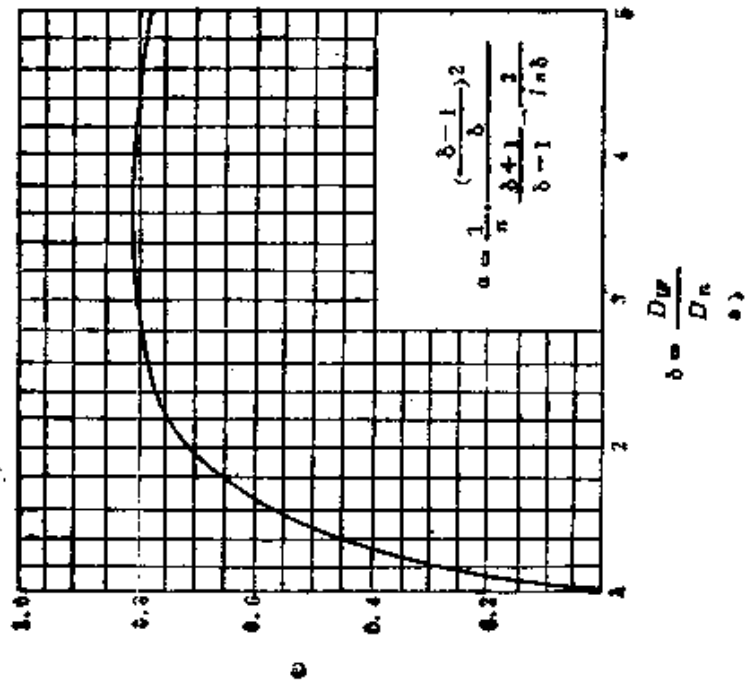


图 5-16

a) α—δ 关系曲线 b) β、γ—δ 关系曲线

表 5-4

δ	α	β	γ	δ	α	β	γ
1.2	0.29	1.02	1.05	2.7		1.37	1.63
1.3	0.39	1.04	1.09	2.8	0.78	1.39	1.67
1.4	0.46	1.07	1.14	2.9		1.41	1.70
1.5	0.53	1.10	1.18	3.0		1.43	1.74
1.6	0.57	1.12	1.22	3.1	0.79	1.45	1.77
1.7	0.61	1.15	1.26	3.2		1.46	1.81
1.8	0.65	1.17	1.30	3.4		1.50	1.87
1.9	0.67	1.20	1.34	3.6	0.80	1.54	1.94
2.0	0.69	1.22	1.38	3.8		1.57	2.00
2.1	0.71	1.24	1.42	4.0		1.60	2.07
2.2	0.73	1.26	1.45	4.2	0.80	1.64	2.13
2.3	0.74	1.29	1.49	4.4		1.67	2.19
2.4	0.75	1.31	1.53	4.6	0.80	1.70	2.25
2.5	0.76	1.33	1.56	4.8	0.79	1.73	2.31
2.6	0.77	1.35	1.60	5.0		1.76	2.37

求，需要确定计算应力的切面点。单片碟形弹簧计算应力的切面点为图 5-7 中所示的 I、II、III、IV 点。应该计算其中哪一点的应力，这是与负荷情况有关的。碟形弹簧在液压阀中所受到的常为轻微交变负荷，其计算应力的切面点为点 I（受到静负荷时情况也同样）。点 I 的计算应力公式为

$$\sigma_{\mathrm{I}}=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{\alpha D_n^2}\frac{f}{S}\left[-\beta\left(\frac{f_2}{S}-\frac{f}{2S}\right)-\gamma\right] \quad (5\text{-}80)$$

式中的系数 α 在前面已确定，系数 β 和 γ 可根据 $\delta=\frac{D_w}{D_n}$ 值，从图 6-16 b）查得。若将已确定的 f_2/S、$f_2/2S$ 代替式(5-80)中的 f/S 和 $f/2S$，即可求得单片碟形弹簧在最大工作负荷 F_{d2}（相应的变形量为 f_2）时的应力，即

$$\sigma_1=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{\alpha D_W^2}\frac{f_2}{S}\left[-\beta\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f_2}{2S}\right)-\gamma\right] \quad (5\text{-}81)$$

按式(5-81)求得的应力应满足下列强度条件

$$\sigma_1\leqslant[\sigma] \quad (5\text{-}82)$$

式中 $[\sigma]$是碟形弹簧在受静止或轻微交变负荷时，弹簧材料的许用应力。当弹簧材料为 60Si2MnA，$[\sigma]=190\sim200$(kgf/mm²)。

对于已成标准系列的碟形弹簧，只要所受到的是静止或轻微的交变负荷，并且在最大工作负荷 F_{d2} 下的变形量 $f_2\leqslant 0.75f_p$，则不必再计算 σ_1，因为在把碟形弹簧搞成标准系列时是应该考虑到这一点的。

虽然碟形弹簧在液压阀中所受到的不是交变负荷，这里我们还是要提一下交变负荷的情况，以作参考。所谓交变负荷是指负荷长期在最小工作负荷 F_{d1} 到最大工作负荷 F_{d2} 之间循环变化，亦即相应的变形量在 f_1 到 f_2 之间循环变化。碟形弹簧受交变负荷时，要考虑疲劳断裂问题。同样，先要确定碟形弹簧受交变负荷时的计算应力切面点。这时图 5-7 中的切面点 II、III 处的应力，对疲劳断裂起着决定作用，至于应计算其中的哪一点，主要取决于比值 $\frac{D_W}{D_n}$ 和 $\frac{f_p}{S}$，如图 5-17 所示。这个图是通过实验得出的，对于已搞成系列标准的碟形弹簧，有必要提供这种图，以便于计算。如果没有这方面的资料，则可分别计算切面点 II 和 III 的应力 σ_{II}、σ_{III}，计算公式如下

$$\sigma_{II}=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{\alpha D_W^2}\frac{f}{S}\left[-\beta\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+\gamma\right] \quad (5\text{-}83)$$

$$\sigma_{III}=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{\alpha D_W^2}\frac{f}{S}\frac{1}{\delta}\left[(2\gamma-\beta)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{1}{2S}\right)+\gamma\right] \quad (5\text{-}84)$$

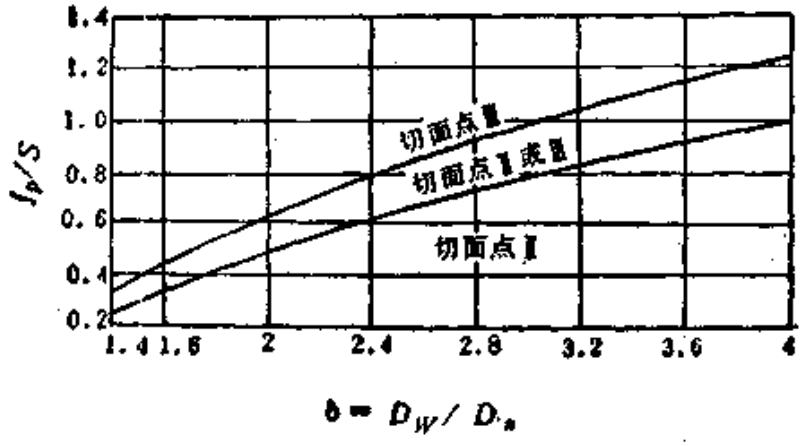


图 5-17　交变负荷时计算应力的切面点

式(5-83)和式(5-84)中，系数 α、β、γ 在前面已根据 $\delta=\frac{D_W}{D_n}$ 值确定，如果将已确定的 f_1 和 f_2 分别代替这两式中的 f，则可求得切面点 II、III 各自的下限应力 σ_z 和上限应力 σ_{zh}。上限应力 σ_{zh} 和下限应力 σ_z 的差值即为动应力 σ_d

$$\sigma_d=\sigma_{zh}-\sigma_z \tag{5-85}$$

按式(5-85)求得的动应力应满足下列强度要求

$$\sigma_d\leqslant[\sigma_d] \tag{5-86}$$

式中 $[\sigma_d]$ 是碟形弹簧在受交变负荷时，弹簧材料的许用动应力。$[\sigma_d]$ 有两个概念：一个概念是持久强度许用应力(或称持久强度值)，只要在这个应力以下，认为碟形弹簧的寿命是"无限"的，一般的规定是它必须能承受给定的最高循环次数，甚至更多的循环次数而不断裂；另一个概念是有限持久许用应力(或称有限持久强度值)，只要在这个应力范围内，认为碟形弹簧的寿命是"有限"的，一般的规定是它在到达给定的较少的循环次数后允许断裂。显然，$[\sigma_d]$ 与交变负荷的循环次数有关，也与碟形弹簧在实际工作时的下限应力到上限应力的变化幅度有关，还与弹簧的材料和单片弹簧的厚度有关。考

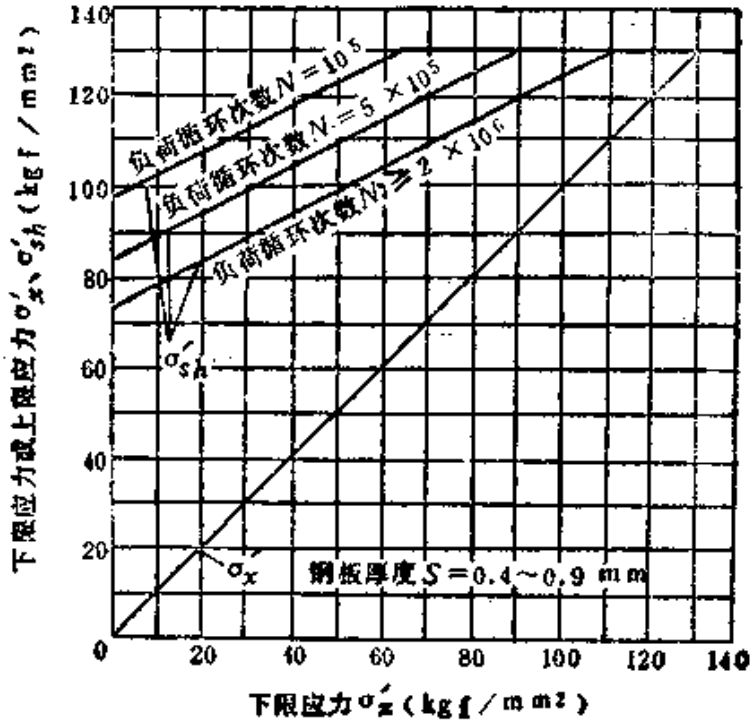

下限应力或上限应力 σ'_x、σ'_{sh}（kgf／mm²）
下限应力 σ'_x（kgf／mm²）
负荷循环次数 $N=10^5$
负荷循环次数 $N=5\times10^5$
负荷循环次数 $N\geqslant2\times10^6$
σ'_{sh}
σ'_x
钢板厚度 $S=0.4\sim0.9$ mm
0
20
40
60
80
100
120
140

图 5-18

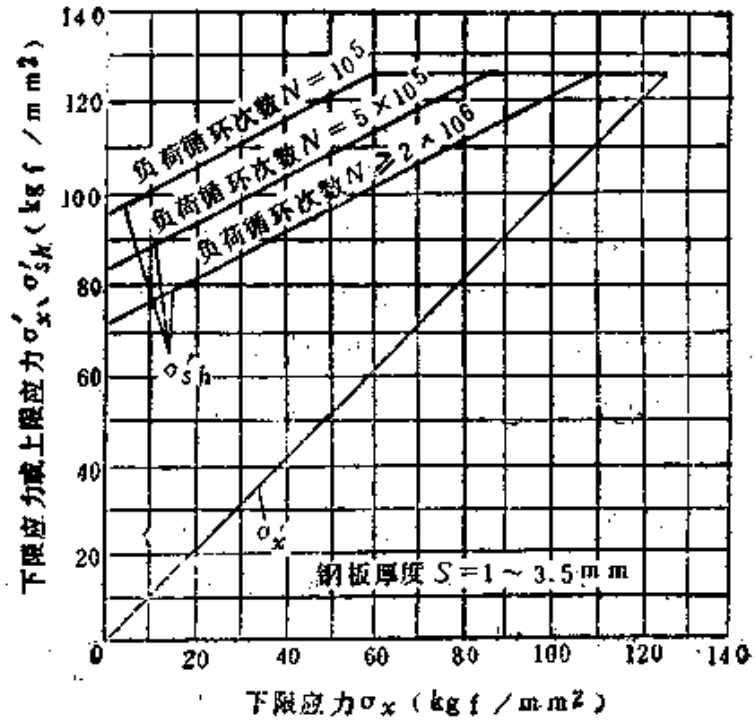

下限应力或上限应力 σ'_x、σ'_{sh}（kgf／mm²）
下限应力 σ_x（kgf／mm²）
负荷循环次数 $N=10^5$
负荷循环次数 $N=5\times10^5$
负荷循环次数 $N\geqslant2\times10^6$
σ'_{sh}
σ'_x
钢板厚度 $S=1\sim3.5$ mm
0
20
40
60
80
100
120
140

图 5-19

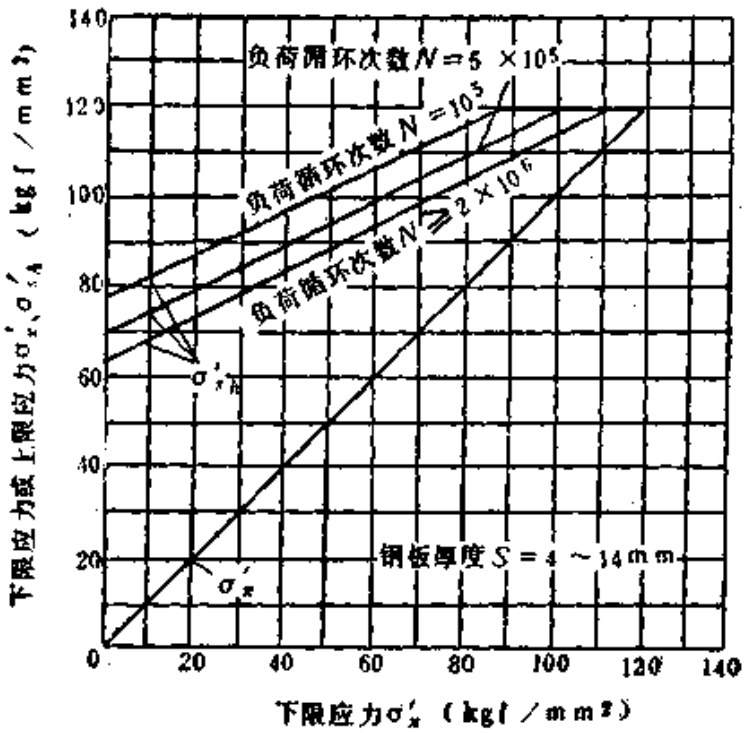


图 5-20

虑这些因素后，可以在试验机上用相等的正弦交变负荷，通过统计计算求得试验的下限应力 σ'_s 与上限应力 σ'_{sh} 的关系，从而可以得出 $[\sigma_d]$。图 5-18～图 5-20 表示了碟形弹簧材料为 67SiCr5 和 50CrV4、在给定的单片弹簧厚度 S 和交变负荷循环次数 N 下，下限应力 σ'_s 与上限应力 σ'_{sh} 的关系。这些图线适用于单片碟形弹簧和 $i\leqslant6$ 个单片碟形弹簧所组成的反向堆叠弹簧柱，并且要求最小工作负荷时的变形量 $f_1=(0.15\sim0.2)f_2$，这是为了防止弹簧变形从 f_2 向 f_1 返回过程中由于拉伸内应力而引起切面点 I 的分离。

根据单片碟形弹簧的厚度 S、交变负荷的循环次数 N，并取前面求得的切面点 II 或 III 的下限应力 σ_s 等于试验下限应力 σ'_s，可以在图 5-18～图 5-20 中查得相应的试验上限应力 σ'_{sh}。这样，碟形弹簧的许用动应力为

$$[\sigma_d]=\sigma'_{sh}-\sigma'_p \tag{5-87}$$

但是，碟形弹簧实际受到的交变负荷常与试验机上所给的正弦形交变负荷是有差别的，并且碟形弹簧实际受到的交变负荷也常常伴随着冲击，再加上碟形弹簧自振的原因，致使碟形弹簧受到的实际负荷高于计算负荷。因此，在这样的交变负荷下，图 5-18～图 5-20 还应考虑相应的安全系数后才能使用。另外，对于 $i>6$ 个单片碟形弹簧所组成的反向堆叠弹簧柱，因图线上规定的强度没有达到，所以也要考虑一个安全系数。上述安全系数应根据碟形弹簧生产和使用的经验提出。

7．单片碟形弹簧的弹簧刚度 K_d

$$K_d=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^3}{\alpha D_w^2}\left[\left(\frac{f_p}{S}\right)^2-3\frac{f_p}{S}\frac{f}{S}+\frac{3}{2}\left(\frac{f}{S}\right)^2+1\right] \tag{5-88}$$

由式(5-88)可见，当单片碟形弹簧的变形量 f 发生变化时，弹簧刚度 K_d 是跟着变化的，其变化情况是与比值 f_p/S 相关的，比值 f_p/S 越小，f 变化时 K_d 接近于常数，此时弹簧变形量 f 与弹簧负荷 F_d 之间接近于线性关系。当 $\frac{f_p}{S}\leqslant 0.4$ 时，可以认为 f 与 F_d 接近于线性关系，这种场合，只要求得 K_d 后，就可用 $F_d\approx K_d f$ 来求出不同 f 时近似的 F_d。但是，当 $\frac{f_p}{S}>0.4$ 时，把 f 与 F_d 看成线性关系有较大误差，这时，f 与 F_d 的关系应用式(5-70)来描述。

8．单片碟形弹簧的自由高度 h_0

$$h_0=f_p+S \tag{5-89}$$

9．单片碟形弹簧的工作图

单片碟形弹簧的工作图如图 5-21 所示。在工作图中须

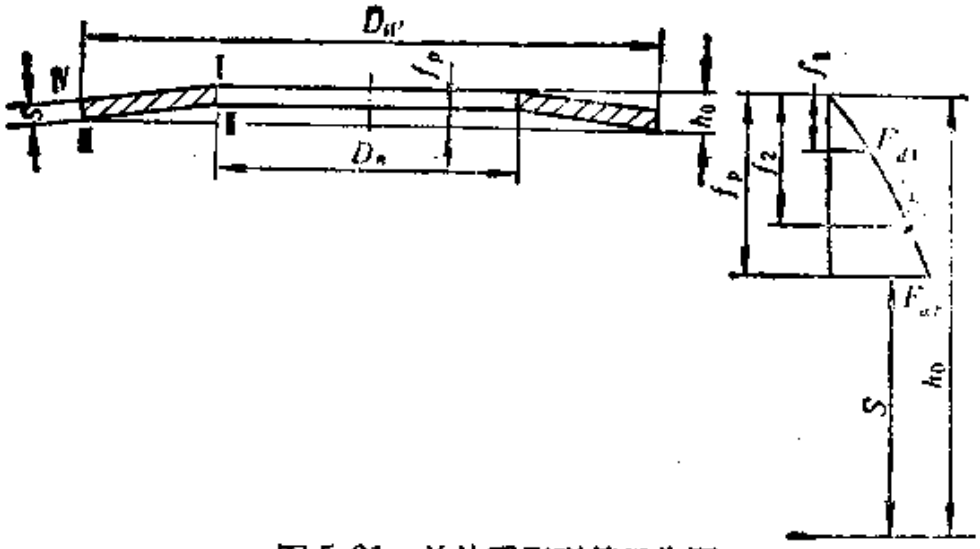


图 5-21　单片碟形弹簧工作图

注出有关尺寸的公差和负荷公差。现将主要尺寸的公差和负荷公差推荐如下：

(1) 碟形弹簧厚度 S 的公差(见表 5-5)

表 5-5

碟形弹簧厚度 S (mm)	S 的公差 (mm)	碟形弹簧厚度 S (mm)	S 的公差 (mm)
0.3 0.4	+0.020 −0.030	1.1 1.25	+0.040 −0.050
0.5 0.6	+0.025 −0.035	1.5 1.75	+0.045 −0.055
0.7 0.8	+0.030 −0.040	2	+0.050 −0.060
0.9	+0.035 −0.045	2.25 2.5	+0.055 −0.065
1	+0.035 −0.045	3 3.5	+0.065 +0.075
		4～14	±0.080

(2) 碟形弹簧自由高度 h_0 的公差(见表 5-6)

表 5-6

碟形弹簧厚度 S (mm)	h_0 的公差 (mm)
<1	+0.075 −0.025
≥1 并<2.25	+0.10 −0.05
≥2.25 并<4	+0.15 −0.05
4~14	±0.20

(3)碟形弹簧外径 D_W 和内径 D_n 的公差(见表 5-7)

表 5-7

碟形弹簧的精度		D_W 或 D_n 的精度
D_W	普通精度	$d8$
	高精度	$d7$
D_n	普通精度	$D8$
	高精度	$D7$

(4) 碟形弹簧在 $f\approx0.75f_p$ 时的负荷公差(见表 5-8)

表 5-8

碟形弹簧厚度 S (mm)	$f\approx0.75f_p$ 时的负荷公差 (%)
0.5~0.9	+25 −7.5
1~3.5	+15 −7.5
4~14	±5

（二）组合碟形弹簧的设计与计算

单片碟形弹簧单独使用的情况是比较少的。前面曾指出，为适应各种负荷大小对碟形弹簧变形量的要求，常将单片碟形弹簧组合成弹簧组或弹簧柱。所谓弹簧组是若干单片碟形弹簧的同向重叠（如图 5–22 所示）；所谓弹簧柱是若干单片碟形弹簧的反向堆叠（如图 5–23 所示）或者是若干弹簧组的反向堆叠（如图 5–24 所示）。

组合碟形弹簧的设计要求是：

1）最大总工作负荷 F_{zd2} 和最小总工作负荷 F_{zd1}；

2）总工作行程 $h_{zd}=f_{z2}-f_{z1}$（f_{z2} 是 F_{zd2} 时总变形量，f_{z1} 是 F_{zd1} 时的总变形量）；

3）总工作负荷 F_{zd}——总变形量 f_z 特性曲线。

对于组合碟形弹簧，因为总工作负荷 F_{zd} 和总变形量 f_z 要分配到单片碟形弹簧上，所以前面单片碟形弹簧的设计与计算仍是基础。这里的任务是：根据设计要求选择合适的碟形弹簧组合形式；将总工作负荷 F_{zd} 和总变形量分配到单片碟形弹簧上，作为单片碟形弹簧的设计计算依据；根据总工作行程 $h_{zd}=(f_{z2}-f_{z1})$ 的要求，并按单片碟形弹簧工作行程 $h_d=(f_2-f_1)$ 算出单片碟形弹簧数 i（或弹簧组数 i）；绘制工作图，在此图中的总工作负荷 F_{zd}——总变形量 f_z 特性曲线应满足设计要求。

下面给出组合碟形弹簧的有关计算公式

1．弹簧组

图 5–22 为弹簧组。把单片碟形弹簧组合成弹簧组以后，要考虑摩擦力的影响，它主要取决于单片碟形弹簧同向重叠片数 n，碟形弹簧的表面质量和润滑情况

图 5–22

也有关系。在这里我们引入摩擦因素 μ_0，把原来不考虑摩擦力影响的单片碟形弹簧工作负荷 F_d 乘上摩擦因数 μ_0，即为受摩擦力影响的实际工作负荷，此实际工作负荷作为单片碟形弹簧的设计计算依据。μ_0 可通过试验确定，推荐值是：

单片碟形弹簧同向重叠片数 $n=2$，$\mu_0\approx0.85$

$n=3$，$\mu_0\approx0.75$

$n=4$，$\mu_0\approx0.70$

弹簧组在受到给定的总工作负荷 F_{zd} 时，F_{zd} 平均分摊到每片碟形弹簧上，弹簧组的总变形量 f_z 等于每片碟形弹簧的变形量 f。即

$$F_{zd}=nF_d\mu_0 \tag{5-90}$$

$$f_z=f \tag{5-91}$$

弹簧组自由高度 H_0 为

$$H_0=h_0+(n-1)S \tag{5-92}$$

式中 h_0 是单片碟形弹簧自由高度，S 是单片碟形弹簧厚度。

2．弹簧柱

(1) 单片碟形弹簧反向堆叠的弹簧柱

图 5-23 为单片碟形弹簧反向堆叠的弹簧柱。这种弹簧柱在受到给定的总工作负荷 F_{zd} 时，F_{zd} 都作用到每片碟形弹簧上，弹簧柱的总变形量 f_z 等于每片碟形弹簧变形量 f 的总和。即

图 5-23

$$F_{zd}=F_d \tag{5-93}$$

$$f_z=if \tag{5-94}$$

式中 i 是反向堆叠的单片碟形弹簧数。

弹簧柱自由高度 H_0 为

$$H_0=ih_0 \tag{5-95}$$

(2) 弹簧组反向堆叠的弹簧柱

图 5-24 为弹簧组反向堆叠的弹簧柱。这种弹簧柱在受到给定的总工作负荷 F_{Zd} 时，F_{Zd} 都作用到每个弹簧组上，然后再平均分摊到每片碟形弹簧上，弹簧柱的总变形量 f_Z 等于每个弹簧组变形量的总和，而每个弹簧组的变形量又等于每片碟形弹簧的变形量 f。即

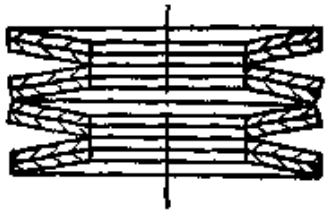


图 5-24

$$F_{Zd}=nF_d\mu_0 \tag{5-90}$$

$$f_Z=if \tag{5-94}$$

弹簧柱自由高度 H_0 为

$$H_0=i[h_0+(n-1)S] \tag{5-96}$$

(3) 厚度不等的单片碟形弹簧反向堆叠的弹簧柱

图 5-23 所示的弹簧柱，单片碟形弹簧厚度都是相等的，可以采用厚度不等的单片碟形弹簧反向堆叠成类似的弹簧柱。这时，弹簧柱的总工作负荷 F_{Zd}、总变形量 f_Z 和自由高度 H_0 分别为

$$F_{Zd}=F_d \tag{5-93}$$

$$f_Z=\sum_{k=1}^{i} f_k \tag{5-97}$$

$$H_0=\sum_{k=1}^{i} h_{0k} \tag{5-98}$$

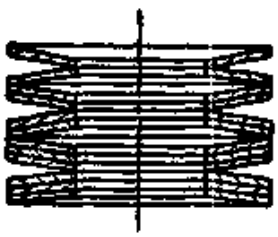


图 5-25

(4) 不同重叠片数 n 的弹簧组反向堆叠的弹簧柱

图 5-25 为不同重叠片数 n 的弹簧组反向堆叠的弹簧柱。这种弹簧柱，其内的单片碟形弹簧厚度相等，并依次增

加弹簧组的重叠片数 n。这时：弹簧柱的总工作负荷 F_{Za}、总变形量 f_z 和自由高度 H_0 与每个弹簧组的总工作负荷 F'_{Za}、总变形量 f'_{Zk} 和自由高度 H'_{0k} 的关系是

$$F_{Za}=F'_{Za} \tag{5-99}$$

$$f_z=\sum_{k=1}^{i} f'_{Zk} \tag{5-100}$$

$$H_0=\sum_{k=1}^{i} H'_{0k} \tag{5-101}$$

每个弹簧组的总工作负荷 F'_{Za}、总变形量 f'_{Zk} 和自由高度 H'_{0k} 与单片碟形弹簧的工作负荷 F_a、变形量 f 和自由高度 h_0 的关系是

$$F'_{Za}=nF_a\mu_0 \tag{5-102}$$

$$f'_{Zk}=f \tag{5-103}$$

$$H'_{0k}=h_0+(n-1)S \tag{5-104}$$

显然，上面最后两种形式的弹簧柱，在单片碟形弹簧的设计计算时必须考虑到厚度最薄或变形量最大的碟形弹簧的许用应力，并应使最大变形量不超过 $0.75f_p$。设计时可以适当加大 f_p 或者在结构上采取措施（例如碟形弹簧中加隔圈或设置分级导向杆）以防止变形量不超过 $0.75f_p$。

因为碟形弹簧受压后，内径 D_n 将变小，所以设置导杆时，导杆外径与碟形弹簧内径之间要有间隙。此间隙的大小随 D_n 的大小而变，可取表 5-9 中的经验值。

根据上面给出的不同碟形弹簧组合形式的总工作负荷 F_{Za} 和总变形量 f_z 计算公式可知：

1）与单片碟形弹簧相比，图 5-22 所示的弹簧组在变形量相同的情况下，可以承受更大的工作负荷；

2）与单片碟形弹簧相比，图 5-23 所示的弹簧柱在工作

表 5-9

内径 D_n (mm)	间隙 ≈ (mm)
4.2～14.2	0.2
16.3～18.3	0.3
20.4～25.4	0.4
28.5	0.5
31～64	1
72～127	2

负荷相等的情况下，可以产生更大的变形量；

3）与图 5-23 所示的弹簧柱相比，图 5-24 所示的弹簧柱在变形量相同的情况下，可以承受更大的工作负荷，这种弹簧柱能适应较大工作负荷和较大变形量的要求；

4）厚度不等的单片碟形弹簧反向堆叠的弹簧柱和图 5-25 所示的不同重叠片数 n 的弹簧组反向堆叠的弹簧柱，可以得到刚度变化较大的工作负荷-变形量特性曲线。

按上述特点，根据设计要求可选择合适的碟形弹簧组合形式。

三、碟形弹簧计算公式的推导

碟形弹簧受到负荷时的变形情况是比较复杂的，然而可以作出一些近似的基本假定，来对负荷与变形的关系进行分析。这些近似的基本假定是：

1）弹簧负荷均匀分布在内圆周和外圆周上，形成一个力矩；

2）研究一个径向切面（如图 5-26），此切面在形成的一个力矩的作用下，绕中分线 x-x 上的一定点 O 转动，中分线上侧受压而缩短，中分线下侧受拉而伸长，中分线本身不变；

3) 弹簧变形时所引起的径向应力和剪切应力较小，计算中不予考虑；

4) 弹簧的应变和应力关系是两维的，即可以采用板体应力应变公式。

试验表明，根据以上基本假定所推得的弹簧负荷和变形量之间的关系式，在弹簧外径 D_w 对内径 D_n 的比值 $\delta=\frac{D_w}{D_n}\leqslant 2$ 的情况下，计算结果与试验结果很接近。

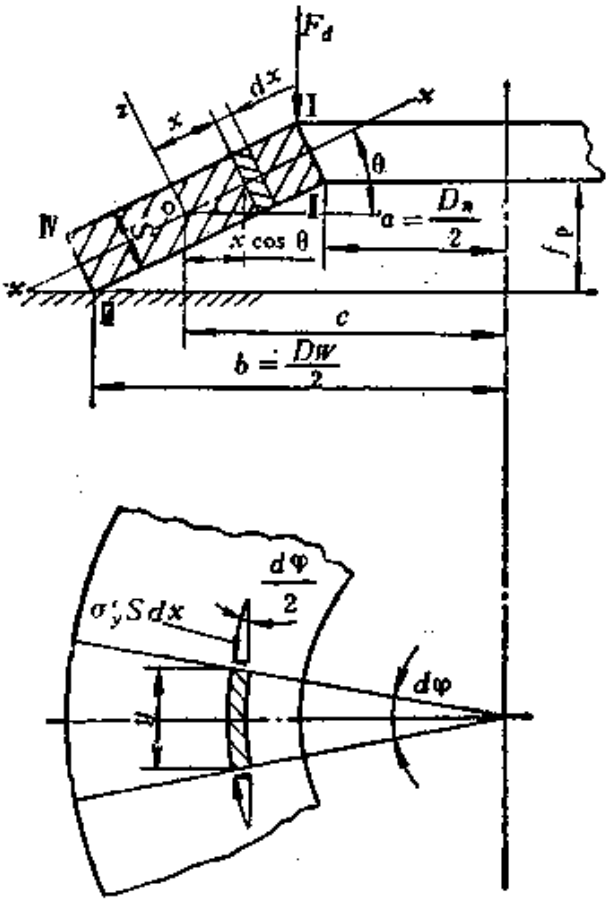


图 5-26

1．弹簧负荷 F_d 的计算

在图 5-26 中取一中心角为 $d\varphi$ 的弧形微分体进行研究。

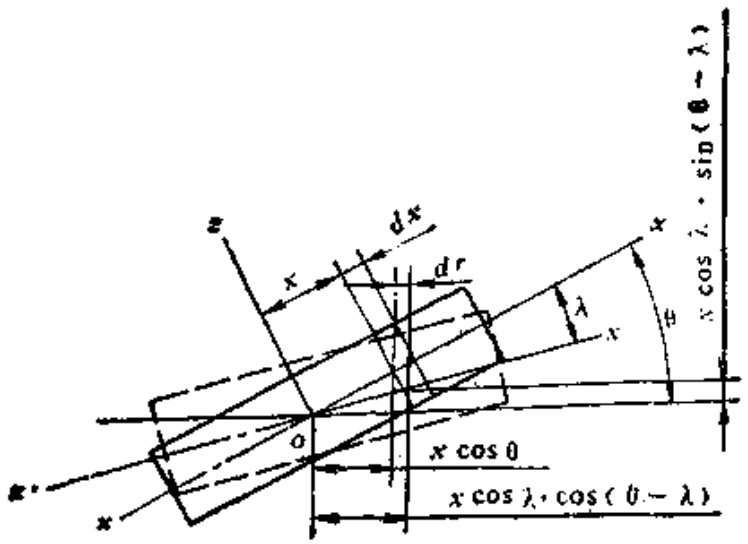


图 5-27

设该弧形微分体在径向切面上到切面转动中心 O 的距离为 x，微分体的弧长为 y，宽度为 dx，厚度为 S。弹簧受到负荷 F_a 后，径向切面将绕 O 点旋转 λ 角(见图 5-27)。这时，微分体弧长 y 的变形有两部分：

1) 微分体径向位移 dr，使中分面 x-x 上侧受压而缩短，下侧受拉而伸长，从而产生压应力和拉应力；

2) 微分体弧长 y 产生挠度，即 y 产生弯曲，从而产生弯曲应力。

由图 5-26 可知，在内圆单位长度上的负荷为 $\frac{F_a}{2\pi a}$，相应于中心角 $d\varphi$ 时内圆 $a\,d\varphi$ 上的负荷为 $\frac{F_a}{2\pi a}a\,d\varphi = F_a\frac{d\varphi}{2\pi}$。同理，相应于中心角 $d\varphi$ 时外圆 $b\,d\varphi$ 上的负荷也为 $F_a\frac{d\varphi}{2\pi}$。这样，作用在中心角为 $d\varphi$ 的这个扇形上的径向力矩为

$$M_r = F_a\frac{d\varphi}{2\pi}(b-a) \qquad (5\text{-}105)$$

由上式得 F_a 为

$$F_d=\frac{2\pi M_r}{(b-a)d\varphi}$$

令 $\delta=\frac{b}{a}=\frac{D_w}{D_n}$，则

$$F_d=\frac{2\pi M_r}{a(\delta-1)d\varphi} \tag{5-106}$$

由图 5-26 可知，在弹簧未受负荷时微分体弧长 y 为

$$y=(c-x\cos\theta)d\varphi \tag{5-107}$$

式中 c 是径向切面的转动中心到轴线的距离。

由图 5-27 可知，在弹簧受到负荷 F_d 后，径向切面绕 O 点旋转 λ 角，此时微分体弧长 y' 为

$$\begin{aligned}y'&=[c-x\cos\lambda\cos(\theta-\lambda)]d\varphi\\&=[c-x\cos\lambda(\cos\theta\cos\lambda+\sin\theta\sin\lambda)]d\varphi\\&=(c-x\cos^2\lambda\cos\theta-x\cos\lambda\sin\theta\sin\lambda)d\varphi\end{aligned} \tag{5-108}$$

微分体弧长的变量 Δy 为

$$\begin{aligned}\Delta y=y'-y&=(-x\cos^2\lambda\cos\theta-x\cos\lambda\sin\theta\sin\lambda+x\cos\theta)\,d\varphi\\&=-[x\cos\lambda\sin\theta\sin\lambda-x\cos\theta(1-\cos^2\lambda)]d\varphi\\&=-\left[x\cos\lambda\sin\theta\sin\lambda-x\cos\theta\left(1-\frac{1+\cos^2\lambda-\sin^2\lambda}{2}\right)\right]d\varphi\end{aligned}$$

上式中 θ 角和 λ 角都很小，故可取：$\cos\theta\approx1$；$\cos\lambda\approx1$；$\sin\theta\approx\theta$；$\sin\lambda\approx\lambda$。代入上式得

$$\begin{aligned}\Delta y&=-x\left(\theta\lambda-\frac{\lambda^2}{2}\right)d\varphi\\&=-x\lambda\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)d\varphi\end{aligned} \tag{5-109}$$

因为图 5-26 和图 5-27 中的弧形微分体取在径向切面转动中心 O 的右边，所以式(5-109)为“−”号。“−”号表示负变量，即微分体弧长缩短。如果弧形微分体取在图 5-26 和图 5-27 中径向切面转动中心 O 的左边，则式 (5-109) 应为

"+号"。"+"号表示正变量，即微分体弧长伸长。下面按弧形微分体在径向切面转动中心 O 的右边进行分析。

弧形微分体在圆周切线方向的应变量 ε_y 为

$$\varepsilon_y=\frac{\Delta y}{y}=\frac{-x\lambda\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)d\varphi}{(c-x)d\varphi}$$

$$=\frac{-x\lambda\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)}{c-x} \tag{5-110}$$

根据虎克定律，利用板体应力应变公式，则弧形微分体在圆周切线方向的应力 σ'_y 为

$$\sigma'_y=\frac{E}{1-\mu^2}\varepsilon_y=\frac{-E\lambda\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)x}{(1-\mu^2)(c-x)} \tag{5-111}$$

式中 E 是弹簧材料的弹性模量，μ 是弹簧材料的泊松比，对弹簧钢可取 $\mu\approx0.3$。

σ'_y 在弧形微分体端面上产生的切向力为 $\sigma'_y S\,dx$（见图 5-26），此力投影到弧形微分体的径向中分切面上，其径向合力为

$$2\sigma'_y S\,dx\sin\frac{d\varphi}{2}\approx\sigma'_y S\,dx\,d\varphi$$

上式中因 $d\varphi$ 角很小，所以取 $\sin\frac{d\varphi}{2}\approx\frac{d\varphi}{2}$。这个径向合力所引起的使径向中分切面绕 O 点转动的力矩 dM'_r 为

$$dM'_r=\sigma'_y S\,dx\,d\varphi\,x\cos\lambda\sin(\theta-\lambda)$$

由图 5-27 可见，上式中的 $x\cos\lambda\sin(\theta-\lambda)$ 为绕 O 点转动的力臂。因为可取 $\cos\lambda\approx1$，$\sin(\theta-\lambda)\approx\theta-\lambda$，所以

$$dM'_r=\sigma'_y S d\varphi(\theta-\lambda)x\,dx \tag{5-112}$$

将式(5-111)代入式(5-112)，并取力矩为正值，得

$$dM'_r = \frac{E\lambda\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)S\,d\varphi(\theta-\lambda)x^2\,dx}{(1-\mu^2)(c-x)} \tag{5-113}$$

将式(5-113)在整个径向切面上积分，即可求得在整个径向切面上的径向力矩 M'_r 为

$$M'_r=\int_{x=-(b-c)}^{x=c-a} dM'_r=\int_{x=c-b}^{x=c-a}\frac{E\lambda\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)S\,d\varphi(\theta-\lambda)x^2\,dx}{(1-\mu^2)(c-x)}$$

$$=\frac{ES\,d\varphi\lambda(\theta-\lambda)\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)}{1-\mu^2}\int_{x=c-b}^{x=c-a}\frac{x^2}{c-x}\,dx$$

$$=-\frac{ES\,d\varphi\lambda(\theta-\lambda)\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)}{1-\mu^2}\left[\frac{1}{2}(c-x)^2-2c(c-x)\right.$$

$$\left.+c^2\ln(c-x)\right]_{c-b}^{c-a}$$

$$=\frac{ES\,d\varphi\lambda(\theta-\lambda)\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)}{1-\mu^2}\left[\frac{1}{2}(b^2-a^2)-2c(b-a)\right.$$

$$\left.+c^2(\ln b-\ln a)\right]$$

$$=\frac{ES\,d\varphi\lambda(\theta-\lambda)\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)}{1-\mu^2}\left[\frac{1}{2}(b^2-a^2)-2c(b-a)\right.$$

$$\left.+c^2\ln\delta\right] \tag{5-114}$$

上面提到，弹簧受到负荷后，微分体弧长 y 要产生弯曲。现设微分体弧长 y 未受到负荷时在 z 向的曲率半径为 R，并假定 R 的中心落在弹簧轴线上(如图 5-28 所示)，则曲率为

$$\frac{1}{R}=\frac{\sin\theta}{c-x\cos\theta}\approx\frac{\theta}{c-x} \tag{5-115}$$

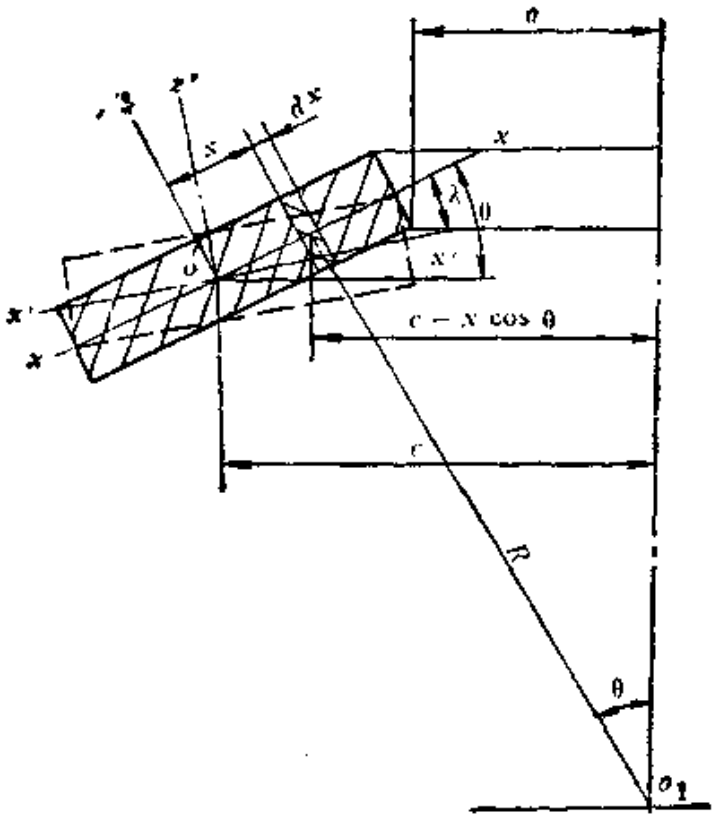


图 5-28

设受到负荷后微分体弧长 y' 在 z' 向的曲率半径为 R'，也假定 R' 的中心落在弹簧轴线上，则可得曲率为

$$\frac{1}{R'}=\frac{\sin(\theta-\lambda)}{c-x\cos(\theta-\lambda)}\approx\frac{\theta-\lambda}{c-x} \tag{5-116}$$

微分体弧长从 y 变到 y' 的曲率变化量为

$$\Delta\frac{1}{R}=\frac{1}{R}-\frac{1}{R'}=\frac{\theta}{c-x}-\frac{\theta-\lambda}{c-x}=\frac{\lambda}{c-x} \tag{5-117}$$

这个曲率变化量是由于在微分体弧长的端面上作用了一个力矩 dM_i'' 所引起的。对于板体，$\Delta\dfrac{1}{R}$ 与 dM_i'' 的关系为

$$\Delta\frac{1}{R}=\frac{\lambda}{c-x}=\frac{dM_t''}{\frac{E}{1-\mu^2}\frac{dxS^3}{12}}$$

$$dM_t''=\frac{ES^3\lambda dx}{12(1-\mu^2)(c-x)} \tag{5-118}$$

dM_t'' 作用在微分体径向的合力矩为

$$dM_r''=2dM_t''\sin\frac{d\varphi}{2}\approx dM_t''\,d\varphi=\frac{ES^3\lambda dx\,d\varphi}{12(1-\mu^2)(c-x)} \tag{5-119}$$

上式中因 $d\varphi$ 很小，所以取 $\sin\frac{d\varphi}{2}\approx\frac{d\varphi}{2}$。将式 (5-119) 在整个径向切面上积分，即可求得在整个径向切面上的径向力矩 M_r'' 为

$$\begin{aligned}M_r''&=\int_{x=-(b-a)}^{x=c-a}dM_r''=\int_{x=c-b}^{x=c-a}\frac{ES^3\lambda\,d\varphi\,dx}{12(1-\mu^2)(c-x)}\\&=\frac{ES^3\lambda\,d\varphi}{12(1-\mu^2)}\int_{x=c-b}^{x=c-a}\frac{dx}{c-x}=\frac{ES^3\lambda\,d\varphi}{12(1-\mu^2)}\\&\quad\times[-\ln(c-x)]_{c-b}^{c-a}\\&=\frac{ES^3\lambda\,d\varphi}{12(1-\mu^2)}(\ln b-\ln a)\\&=\frac{ES^3\lambda\,d\varphi}{12(1-\mu^2)}\ln\delta\end{aligned} \tag{5-120}$$

式(5-114)径向力矩 M_r' 与式 (5-120) 径向力矩 M_r'' 之和应等于式(5-105)负荷径向力矩 M_r，即

$$M_r''+M_r''=M_r$$

$$\frac{ES\,d\varphi\lambda(\theta-\lambda)\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)}{1-\mu^2}\left[\frac{1}{2}(b^2-a^2)-2c(b-a)+c^2\ln\delta\right]$$

$$+\frac{ES^3\lambda\,d\varphi}{12(1-\mu^2)}\ln\delta=F_a\frac{d\varphi}{2\pi}(b-a)$$

由上式可求得 F_a 为

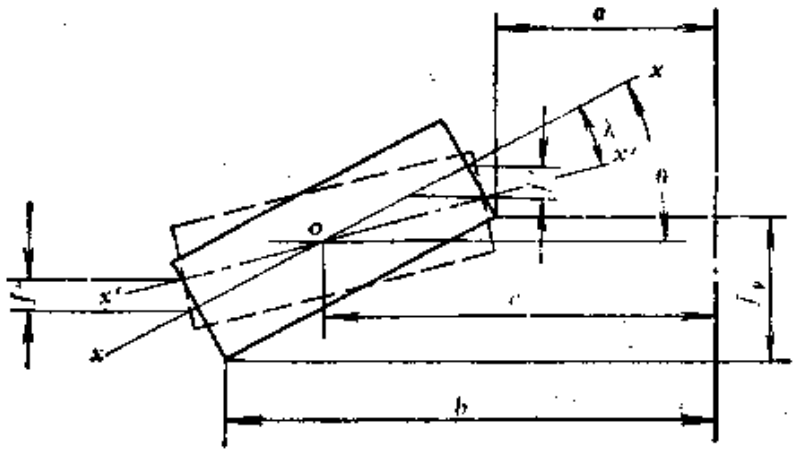


图 5-29

$$F_d=\frac{E}{1-\mu^2}\frac{2\pi\lambda}{b-a}\left\{\left[\frac{1}{2}(b^2-a^2)-2c(b-a)+c^2\ln\delta\right]\right.$$
$$\left.\times(\theta-\lambda)\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)S+\frac{S^3}{12}\ln\delta\right\} \tag{5-121}$$

式 (5-121) 应该成为弹簧负荷 F_d 与变形量 f 的关系式，为此，要找出式中的 λ 与 f 的关系，并解出 c 值。现设弹簧的变形量 f 由图 5-29 中的 f' 和 f'' 所组成，即 $f=f'+f''$，并且弹簧在变形过程中不考虑 a、b 的变化。这样，可从图 5-29 中推算出以下几个关系式：

$$\theta\approx\operatorname{tg}\theta=\frac{f_p}{b-a}=\frac{f_p}{a(\delta-1)}=\frac{f_p}{\frac{b}{\delta}(\delta-1)}$$
$$=\frac{f_p}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right) \tag{5-122}$$

$$\lambda\approx\operatorname{tg}\lambda\approx\frac{f}{b-a}=\frac{f}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right) \tag{5-123}$$

$$\theta-\lambda=\frac{f_p}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)-\frac{f}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)=\frac{f_p-f}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right) \tag{5-124}$$

$$\theta-\frac{\lambda}{2}=\frac{f_p}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)-\frac{f}{2b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)=\frac{1}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)\left(f_p-\frac{f}{2}\right)$$
(5-125)

可以按切向应力 σ'_y 作用在径向切面上的合力必等于零的原理，找出径向切面转动中心 O 点的位置，即求出 c 值。

$$\int_{x=-(b-c)}^{x=c-a}\sigma'_y S\,dx=0$$

$$\int_{x=-(b-c)}^{x=c-a}\sigma'_y S dx=\int_{x=c-b}^{x=c-a}\frac{E\lambda\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)x}{(1-\mu^2)(c-x)}S\,dx=0$$

要使上式等于零，应使

$$\int_{x=c-b}^{x=c-a}\frac{x\,dx}{c-x}=0$$

$$\int_{x=c-b}^{x=c-a}\frac{x\,dx}{c-x}=[c-x-c\ln(c-x)]_{c-b}^{c-a}$$

$$=a-b+c(\ln b-\ln a)=a-b+c\ln\delta=0$$

$$c=\frac{b-a}{\ln\delta}=a\frac{\delta-1}{\ln\delta}\qquad(5\text{-}126)$$

将式(5-123)～式(5-126)代入式(5-121)得

$$F_d=\frac{E}{1-\mu^2}\frac{\delta 2\pi}{b(\delta-1)}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)\frac{f}{b}$$

$$\times\left\{\left[\frac{1}{2}a^2(\delta^2-1)-2a^2\frac{(\delta-1)^2}{\ln\delta}+a^2\frac{(\delta-1)^2}{\ln\delta}\right]\right.$$

$$\left.\times\frac{1}{b^2}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2(f_p-f)\left(f_p-\frac{f}{2}\right)S+\frac{S^3}{12}\ln\delta\right\}$$

$$=\frac{E}{1-\mu^2}\frac{S^4}{b^2}\frac{f}{S}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2 2\pi$$

$$\times\left\{\left[\frac{1}{2}a^2(\delta^2-1)-a^2\frac{(\delta-1)^2}{\ln\delta}\right]\right.$$

$$\left.\times\frac{1}{b^2}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2(f_p-f)\left(f_p-\frac{f}{2}\right)\frac{1}{S^2}+\frac{\ln\delta}{12}\right\}$$

$$=\frac{E}{1-\mu^2}\frac{S^4}{b^2}\frac{f}{S}\left\{\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2 2\pi\right.$$

$$\times\left[\frac{1}{2}\frac{a^2}{b^2}(\delta^2-1)\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2-a^2\frac{(\delta-1)^2}{\ln\delta}\frac{1}{b^2}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2\right]$$

$$\left.\times\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{S}\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+\frac{\pi\ln\delta}{6}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2\right\}$$

$$=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^4}{D_w^2}\frac{f}{S}\left[\left(\frac{\delta+1}{\delta-1}-\frac{2}{\ln\delta}\right)\pi\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{S}\right)\right.$$

$$\left.\times\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+\frac{\pi\ln\delta}{6}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2\right] \tag{5-127}$$

可以对上式中的 $\left(\frac{\delta+1}{\delta-1}-\frac{2}{\ln\delta}\right)\pi\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2$ 和 $\frac{\pi\ln\delta}{6}\times\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2$ 的倒数，用作图法描出随 δ 的变化情况，结果发现这两条曲线是很接近的。这里我们令

$$\alpha=\frac{1}{\pi}\frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1}-\frac{2}{\ln\delta}}+\frac{6}{\pi\ln\delta}\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2$$

将 α 代入式 (5-127) 中即可得弹簧负荷 F_d 的计算公式 (5-70)

$$F_d=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^4}{\alpha D_w^2}\frac{f}{S}\left[\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{S}\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+1\right] \tag{5-70}$$

当 $f=f_p$ 时，由式(5-70)可得单片碟形弹簧到压平位置时的弹簧负荷 F_{dp} 的计算公式(5-71)

$$F_{dp}=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^3 f_p}{\alpha D_w^2} \tag{5-71}$$

2. 弹簧应力 σ_y 的计算

弹簧应力 σ_y 应为弧形微分体在圆周切线方向的应力 σ'_y

与 σ''_y 之和。σ'_y 是弧形微分体在圆周切线方向发生压缩或拉伸变形所引起的，如前面式(5-111)；σ''_y 是微分体弧长发生弯曲变形所引起的，即由力矩 dM''_t 所引起。在弧形微分体端面上的最大弯曲应力 $\sigma''_{y\max}$ 为

$$\sigma''_{y\max}=\frac{dM''_t}{\frac{S^2dx}{6}}$$

将式(5-118)代入上式得

$$\sigma''_{y\max}=\frac{ES^3\lambda\,dx}{12(1-\mu^2)(c-x)}\cdot\frac{6}{S^2dx}=\frac{ES\lambda}{2(1-\mu^2)(c-x)} \tag{5-128}$$

以 $2Z$ 代替上式中的 S，即可得离中分面 x-x (参见图 5-26) 为 Z 时的弯曲应力 σ''_y

$$\sigma''_y=\frac{-E\lambda Z}{(1-\mu^2)(c-x)} \tag{5-129}$$

因为式(5-111)所表达的 σ'_y 是压应力，所以这里的 σ''_y 也表达成压应力，即在式(5-129)中加"－"号。这样

$$\sigma_y=\sigma'_y+\sigma''_y=\frac{-E\lambda\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)x}{(1-\mu^2)(c-x)}-\frac{E\lambda Z}{(1-\mu^2)(c-x)}$$

$$=\frac{-E\lambda}{(1-\mu^2)(c-x)}\left[\left(\theta-\frac{\lambda}{2}\right)x+Z\right] \tag{5-130}$$

显然，σ_y 随 x、Z 而变化。

(1) 当 $x=c-a$，$Z=\frac{S}{2}$ 时，即可求得图 5-26 中切面点 I 的应力 σ_1。

在切面点 I，σ'_y 和 σ''_y 均为压应力，这样可以直接应用式(5-130)。将式(5-123)和式 (5-125) 代入式 (5-130)，再以 $x=c-a=a\,\frac{\delta-1}{\ln\delta}-a=\frac{b}{\delta}\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)$ 代入，得

$$\sigma_1=-\frac{E}{(1-\mu^2)a}\frac{f}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)$$
$$\times\left[\frac{b}{\delta}\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)\frac{1}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)\left(f_p-\frac{f}{2}\right)+\frac{S}{2}\right]$$
$$=-\frac{E}{(1-\mu^2)a}\frac{f}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2$$
$$\times\left[\frac{1}{\delta}\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)\left(f_p-\frac{f}{2}\right)+\frac{\delta-1}{2\delta}S\right]$$
$$=-\frac{E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{b^2}\frac{f}{S}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2$$
$$\times\left[\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+\frac{\delta-1}{2}\right]$$
$$=\frac{-4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{D_w^2}\frac{f}{S}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2\frac{\pi\ln\delta}{6}$$
$$\times\left[\frac{6}{\pi\ln\delta}\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+\frac{6}{\pi\ln\delta}\frac{\delta-1}{2}\right]$$
(5-131)

$$\beta=\frac{6}{\pi\ln\delta}\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right),\quad \gamma=\frac{6}{\pi\ln\delta}\frac{\delta-1}{2},$$ 并且

$$\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2\frac{6}{\pi\ln\delta}\doteq\frac{1}{\pi}\frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1}-\frac{2}{\ln\delta}}=\alpha,$$ 代入式(5-131)即可得切面点 I 的应力计算公式(5-80)

$$\sigma_1=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{\alpha D_w^2}\frac{f}{S}\left[-\beta\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)-\gamma\right]\qquad(5\text{-}80)$$

(2) 当 $x=c-a$, $Z=-\frac{S}{2}$ 时，即可求得图 5-26 中切面点 II 的应力 σ_{II}。

在切面点 II，σ_y' 仍为压应力，而 σ_y'' 为拉应力，所以只要将式(5-80)中的"$-\gamma$"改为"$+\gamma$"，即得切面点 II 的应力计算

公式(5-83)

$$\sigma_{II}=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{\alpha D_W^2}\frac{f}{S}\left[-\beta\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+\gamma\right] \quad (5\text{-}83)$$

(3) 当 $x=c-b$，$Z=-\frac{S}{2}$ 时，即可求得图 5-26 中切面点 III 的应力 σ_{III}。

在切面点 III，σ'_y 和 σ''_y 均为拉应力。因为设定的 $x=c-b$ 和 $Z=-\frac{S}{2}$ 都为负值，当代入式(5-130)后使 σ'_y 和 σ''_y 都成正值，所以仍可应用式(5-130)。将式(5-123)和式(5-125)代入式(5-130)，再以 $x=c-b=a\frac{\delta-1}{\ln\delta}-b=b\left(\frac{1}{\delta}\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)$ 代入，得

$$\begin{aligned}
\sigma_{III}&=\frac{-E}{(1-\mu^2)b}\frac{f}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)\\
&\quad\times\left[b\left(\frac{1}{\delta}\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)\frac{1}{b}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)\left(f_p-\frac{f}{2}\right)-\frac{S}{2}\right]\\
&=\frac{-E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{b^2}\frac{f}{S}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2\frac{1}{\delta}\\
&\quad\times\left[\delta\left(\frac{1}{\delta}\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)-\delta\frac{\delta-1}{2\delta}\right]\\
&=\frac{-4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{D_W^2}\frac{f}{S}\frac{1}{\delta}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2\frac{\pi\ln\delta}{6}\\
&\quad\times\left[\frac{6}{\pi\ln\delta}\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-\delta\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)-\frac{6}{\pi\ln\delta}\frac{\delta-1}{2}\right]\\
&=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{D_W^2}\frac{f}{S}\frac{1}{\delta}\left(\frac{\delta}{\delta-1}\right)^2\frac{\pi\ln\delta}{6}\\
&\quad\times\left[\frac{6}{\pi\ln\delta}\left(\delta-\frac{\delta-1}{\ln\delta}\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+\frac{6}{\pi\ln\delta}\frac{\delta-1}{2}\right]
\end{aligned} \quad (5\text{-}132)$$

式中 $\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2\frac{6}{\pi\ln\delta}\approx\frac{1}{\pi}\frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1}-\frac{2}{\ln\delta}}=\alpha$

$$\frac{6}{\pi\ln\delta}\frac{\delta-1}{2}=\gamma$$

$$\frac{6}{\pi\ln\delta}\left(\delta-\frac{\delta-1}{\ln\delta}\right)=\frac{6}{\pi\ln\delta}\left[(\delta-1)-\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)\right]$$

$$=\frac{6}{\pi\ln\delta}\frac{2(\delta-1)}{2}-\frac{6}{\pi\ln\delta}\left(\frac{\delta-1}{\ln\delta}-1\right)=2\gamma-\beta$$

代入式 (5–132) 中即可得切面点 III 的应力计算公式(5–84)

$$\sigma_{\mathrm{III}}=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{\alpha D_w^2}\frac{f}{S}\frac{1}{\delta}\left[(2\beta-\gamma)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+\gamma\right] \quad (5\text{–}84)$$

(4) 当 $x=c-b$, $Z=\frac{S}{2}$ 时，即可求得图 5–26 中切面点 IV 的应力 σ_{IV}。

在切面点 IV，σ_v' 仍为拉应力，而 σ_v'' 为压应力，所以只要将式(5–84)中的"$+\gamma$"改为"$-\gamma$"，即得切面点 IV 的应力计算公式为

$$\sigma_{\mathrm{IV}}=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^2}{\alpha D_w^2}\frac{f}{S}\frac{1}{\delta}\left[(2\beta-\gamma)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)-\gamma\right] \quad (5\text{–}133)$$

3．弹簧刚度 K_d 的计算

把式(5–70)对 f 取导数，即可求得弹簧刚度 K_d 的计算公式(5–88)

$$K_d=\frac{dF_d}{df}=\frac{d\left\{\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^4}{\alpha D_w^2}\frac{f}{S}\left[\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{S}\right)\left(\frac{f_p}{S}-\frac{f}{2S}\right)+1\right]\right\}}{df}$$

$$=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{S^3}{\alpha D_w^2}\left[\left(\frac{f_p}{S}\right)^2-3\frac{f_p}{S}\frac{f}{S}+\frac{3}{2}\left(\frac{f}{S}\right)^2+1\right] \quad (5\text{–}88)$$

第三节　螺　　钉

液压元件中的可拆连接部位，常用螺钉来紧固。液压元件的连接螺钉，不仅要保证连接牢固，而且要保证接合面密封可靠。此外，螺钉材料与被连接件材料也应适当搭配，以免有一方过早损坏。

在高压液压阀中，常由于螺钉强度不足产生残余变形，而造成压力油的泄漏。当然，泄漏的原因是多种多样的，但是，螺钉对密封的可靠性起着重要的作用，设计中必须引起注意。

下面从螺钉的受力分析入手，介绍连接螺钉的强度计算方法。

一、受力分析

液压元件连接螺钉所受的作用力包括元件内部油液压力引起的拉力（工作载荷）及旋紧螺钉时产生的预紧力和预紧力矩。所以，计算螺钉的应力时应考虑工作载荷和预紧力所造成的拉应力及预紧力矩所造成的剪切应力。

当应力小于材料的屈服极限时，螺钉及被连接件的变形与所受作用力成比例。旋紧螺钉时，在预紧力 F_Y 的作用下，螺钉伸长 e_L（图 5–30）。同时，被连接件受到同样大小的压缩力的作用而缩短 e_F（图 5–31）。可以把图 5–30 与图 5–31 合并成图 5–32。从图中可以得出螺钉刚度 c_L 和被连接件刚度 c_F 为

$$c_L = \tan \alpha_L = F_Y / e_L \tag{5–134}$$

$$c_F = \tan \alpha_F = F_Y / e_F \tag{5–135}$$

承受工作载荷 F_G 时螺钉进一步伸长，而被连接件所受的压缩则有所放松。此时，螺钉的伸长量增加 e'_L，被连接件的压缩量减少 e'_L，原来的预紧力 F_Y 减小为剩余锁紧力 F_Z。这

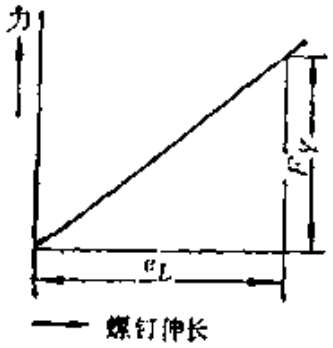


图 5-30　螺钉在预紧力作用下的变形

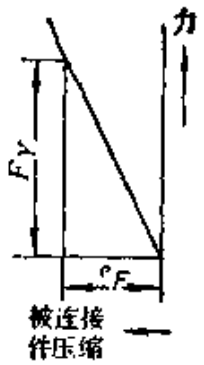


图 5-31　旋紧螺钉时被连接件的变形

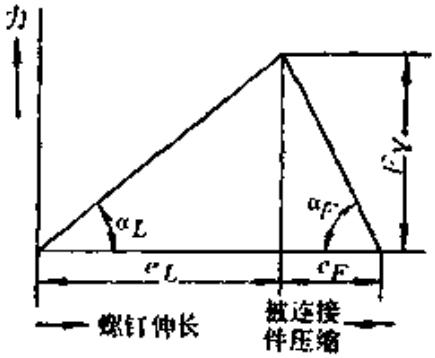


图 5-32　旋紧螺钉时螺钉及被连接件的变形

样，螺钉所受拉力 F 等于 F_G 与 F_Z 之和，比 F_Y 大 F_J（图 5-33），即

$$F = F_G + F_Z = F_Y + F_J \tag{5-136}$$

当油液压力在 0 与最高压力之间变化时，螺钉所受载荷在 F_Y 与 F 之间变化。变化的幅度 F_J 称为循环作用力。从图 5-33 中的三角形相似关系可得

$$F_J = \frac{c_L}{c_L + c_F} F_G \tag{5-137}$$

把式(5-137)代入式(5-136)得

$$F = F_Y + \frac{c_L}{c_L + c_F} F_G \tag{5-138}$$

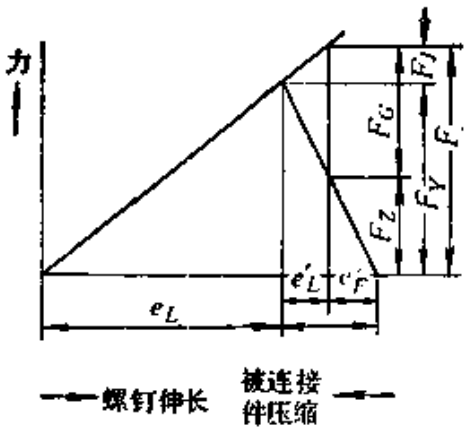


图 5-33 螺钉及被连接件受力与变形的关系

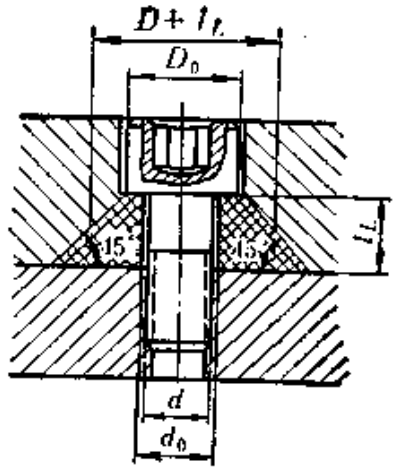


图 5-34 被连接件的变形范围

可以证明

$$\left.\begin{aligned} c_L &= \frac{AE_L}{l_L} \\ c_F &= \frac{A_F E_F}{l_L} \end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}139)$$

式中 A——螺钉有效截面积；

E_L——螺钉材料的弹性模数；

l_L——被连接件厚度；

A_F——被连接件变形范围当量截面积，它等于 $(\pi/4)[(D+l_L)^2-d_0^2]$（参见图 5-34）；

E_F——被连接件材料的弹性模数。

对于现有的高压阀结构来说，

$$\frac{c_L}{c_L+c_F}=0.11\sim0.3$$

预紧力矩可按下式计算：

$$M_Y=F_Y(d_2/2)\tan(\alpha+\rho) \qquad (5\text{-}140)$$

式中 d_2——螺纹中径；

α——螺纹螺旋角；

ρ——当量摩擦角。

二、强度计算

进行强度计算时，工作载荷 F_G 是已知数。

为了保证连接牢固和接合面密封可靠，螺钉预紧力不应小于工作载荷。考虑到液压系统油液压力的波动，螺钉预紧力 F_Y 可按下式确定：

$$F_Y = \varphi F_G \tag{5-141}$$

式中 φ——压力冲击系数，针对液压元件的压力冲击情况，可取为 1.2。

循环作用力 F_J 按下式确定：

$$F_J = \varphi\eta \frac{c_L}{c_L + c_F} F_G \tag{5-142}$$

式中 η——应力集中系数，可取为 1.76。

式(5-142) 是考虑到 F_J 的疲劳效应和压力冲击的影响，在式(5-137)中引入系数 η 与 φ 而得出的。

把式(5-141)和式(5-142)代入式(5-136)，得轴向总载荷为

$$F = \varphi\left(1 + \eta \frac{c_L}{c_L + c_F}\right) F_G \tag{5-143}$$

轴向总载荷造成的螺钉拉应力为

$$\sigma_0 = \frac{\varphi\left(1 + \eta \dfrac{c_L}{c_L + c_F}\right) F_G}{0.95 \dfrac{\pi}{4} d_1^2} \tag{5-144}$$

式中 d_1——螺纹内径。

式(5-144)中的 0.95 是考虑到按螺纹内径来计算的截面积与螺钉有效截面积的差异而引入的修正系数。

把式(5-141)代入式(5-140)，得预紧力矩为

$$M_Y=\varphi F_G(d_2/2)\tan(\alpha+\rho) \tag{5-145}$$

式中 $d_2=d-0.6495t$

$$\alpha=\text{arc}\tan\frac{t}{\pi d_2}=1.5^\circ\sim3.5^\circ$$

$$\rho=\text{arc}\tan\frac{\tan\rho'}{\cos\beta}$$

而 d——螺纹外径；

t——螺距；

ρ'——螺纹摩擦角，可取 $\tan\rho'=0.1$；

β——螺纹牙形半角，对于公制螺纹，其值为 30°。

预紧力矩所造成的螺钉剪切应力为

$$\tau_Y=\frac{\varphi F_G(d_2/2)\tan(\alpha+\rho)}{0.925\frac{\pi}{16}d_1^3} \tag{5-146}$$

式中的 0.925 是考虑到按螺纹内径 d_1 来计算抗扭截面矩量所带来的误差而引入的修正系数。

按第四强度理论，螺钉的组合应力为

$$\sigma_Z=\sqrt{\sigma_0^2+3\tau_Y^2} \tag{5-147}$$

进行强度计算时，先按式(5-144)和式(5-146)分别求出螺钉拉应力与剪切应力，再用式(5-147)求出螺钉组合应力。所求得的组合应力应满足下列强度条件：

$$\sigma_Z\leqslant\frac{\sigma_s}{n} \tag{5-148}$$

式中 σ_s——螺钉材料的屈服极限；

n——安全系数。

因为在计算应力的过程中已经考虑了液压冲击、应力集中等因素的影响，所以安全系数可以取得小一些，对于液压阀可取 $n=1.4$。

三、简易计算

上面介绍的强度计算方法还是比较烦琐的。如果能找出组合应力与按工作载荷算出的计算应力之间的比例关系，并把比例系数折算到许用应力中，将使计算大为简化。这里，我们引入计算应力 σ 的概念.

$$\sigma=4F_0/\pi d_1^2 \tag{5-149}$$

取 $\varphi=1.2$, $\eta=1.76$, $\frac{c_L}{c_L+c_F}=0.25$, 代入式(5-144)得

$$\sigma_0=\frac{1.2(1+1.76\times0.25)}{0.95}\cdot\frac{4F_0}{\pi d_1^2}=1.82\sigma \tag{5-150}$$

取 $d_2\approx1.1d_1$, $\alpha=2.5°$, $\rho=6.6°$, 代入式(5-146)得

$$\tau_T=\frac{1.2(1.1d_1/2)\tan(2.5°+6.6°)}{0.925\times\frac{1}{4}d_1}\cdot\frac{4F_0}{\pi d_1^2}$$

$$=0.457\sigma \tag{5-151}$$

将式(5-150)和式(5-151)代入式(5-147)得

$$\sigma_z=\sqrt{(1.82)^2+3\times(0.457)^2}\,\sigma$$

$$=1.985\sigma \tag{5-152}$$

把式(5-152)代入式(5-148)得

$$1.985\sigma\leqslant\frac{\sigma_s}{1.4} \tag{5-153}$$

式(5-153)可改写成:

$$\sigma\leqslant\frac{\sigma_s}{1.4\times1.985}=0.36\sigma_s \tag{5-154}$$

合并式(5-149)与式(5-154)得

$$\frac{4F_0}{\pi d_1^2}\leqslant0.36\sigma_s \tag{5-155}$$

式(5-155)就是进行简易计算时的螺钉强度条件。它说明，按螺钉工作载荷和螺纹内径算出的计算应力应小于螺钉

材料屈服极限的 0.36 倍。

四、材料选取

螺钉材料多用 35 号、45 号碳钢或高强度合金钢。螺钉材料除应满足强度要求以外，还应使其与被连接件材料适当搭配，二者的极限应力应满足下列关系：

$$\frac{\sigma_s}{\sigma_b} \leqslant 2.8 \qquad (5\text{-}156)$$

式中 σ_s——螺钉材料的屈服极限；

σ_b——被连接件材料的强度极限。

根据式(5-156)的要求，结合我国的实际情况，320 kgf/cm² 高压液压阀的连接螺钉材料可选用 15MnB 和 15MnVB，被连接件(如阀体、阀盖)材料可选用 HT 30-54。这时

$$\sigma_s = 8000(\text{kgf/cm}^2)$$

$$\sigma_b = 3000(\text{kgf/cm}^2)$$

$$\frac{\sigma_s}{\sigma_b} = 2.65 < 2.8$$

故能满足式(5-156)的要求。

参 考 文 献

[1] «液压阀设计与计算说明», 液压阀联合设计组, 1977 年。

[2] «液压阀选型报告», 液压阀联合设计组, 1974 年。

[3] «液压阀试验报告», 液压阀联合设计组, 1977 年。

[4] «差动式溢流阀的设计», 液压阀联合设计组, 液压资料, 1975 年。

[5] «定压输出式减压阀的设计», 液压阀联合设计组, 液压资料, 1975 年。

[6] «国内外液压阀综述», 一机部机械院机电所液压室, 液压与气动, 1976 年。

[7] «液压阀新系列概述», 宋一平, 液压与气动, 1978 年。

[8] «液压元件连接螺钉的强度计算», 液压阀联合设计组, 液压与气

动，1977 年。
[9] «液体与气体力学»，Л. Г. 洛强斯基著，林鸿荪、张炳煊等译。
[10] Technische Hydro-und Aeromechanik, Walther Kaufmann。
[11] Angewandte Hydraulik, R. Dubs。
[12] Principles of fluid mechanics, Wen-Hsiung Li, Sau-Hai Lam。
[13] Hydraulic Control Systems, Herbert E. Merritt。
[14] Tellerfedern Masse Güteeigenschaften, DIN 2093。
[15] Vorlesungen über Maschinenelemente, M. ten Bosch。
[16] Maschinenelemente, Entwerfen, Berechnen und Gestalten im Maschinenbau, G. Niemann。
[17] Berechnung und Gestaltung der Maschinenteile auf Dauerhaltbarkeit, Richard Hänchen。
[18] Mechanical Springs, A. M. Wahl。
[19] 油、空圧システム計算図表(选集)。
[20] Гидромеханика, А. Н. Патрашев。