



带有球式流体元件的电液阀

[德]K.H.Post

原文提要 本文介绍一种可用来组成流体逻辑回路和方向控制阀的新颖的球式流体元件。这种球式元件的优点是：切换时间特别短，用在高压系统中时在两个切换终端位置上都没有泄漏，结构简单，工作可靠，寿命长。文中谈到两种基本元件的工作原理，逻辑门的结构及用来控制执行元件的方向阀的各种功能，给出了诸如切换条件、球式元件与先导阀的匹配、增益以及实测切换时间之类的静态与动态特性。鉴于目前主要是用于快速响应的电液阀，所以简单地考察了控制球式元件的先导级的电磁铁的 shortest 动作时间。已经制成的多级电液阀的总切换时间为 1~20 毫秒，视系统压力和所需输出级尺寸而定。某些例子将说明这种球阀在液压机械控制中的应用。

引言

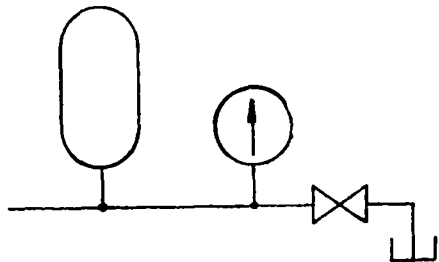
液压回路中诸如液流的起动、停止和流动

方向的改变之类的控制是用具有各种切换功能的方向阀来实现的。这些方向阀通常是滑阀式的，其中被控制部件是靠适当切槽的阀芯及阀芯位移而互相连接的。由于滑阀是静压平衡的，

积，从而把系统压力限制在安全范围内。在这种情况下，蓄能器的充气压力应等于或稍低于液压系统封闭回路中的最低工作压力。

用蓄能器缓和液压冲击时，蓄能器的充气压力应等于或稍高于蓄能器设置点的正常工作压力。

用蓄能器吸收压力脉动时，蓄能器的充气压力应等于系统平均压力的 60% 或系统最低工作压力。



检查蓄能器的充气压力时，可在如图所示的油路中接一个压力表。在慢慢打开截止阀把蓄能器中的压力油逐渐放回油箱的同时，注意观察压力表的指针。压力表指针先是慢慢地向低压端转动，达到某压力值后急速转到零压。指针转动速度发生突变时的压力读数，就是蓄能器的充气压力。

除上述方法外，也可以利用充气工具上的压力表直接检查充气压力。不过，每检查一次就要放掉一点气体，所以不宜用于容量较小的蓄能器。

有的人把压力表接在蓄能器的充气口来检测充气压力。但是，系统工作时剧烈的压力波动会使压力表指针剧烈摆动，所以不能说这是一种好方法。

(叶季供稿)

所以其操纵力小。它的结构简单,即使在必须实现复杂的开关功能时也是如此。但是它们有着原理上的缺陷:阀芯由于诸如长时间停留时的阻塞之类的原因而卡住;对污染敏感;在高压下使用时不是间隙泄漏就是配合公差必须很小。

这就是为什么日益需要这样的方向阀,它在不提高制造精度的前提下在功能可靠性、长寿命、无泄漏终端位置等方面具有改善了的性能,并具有极短的切换时间以提高切换频率。用适当的座阀可较好地满足这些要求。但与滑阀相比,每个阀芯台肩就得用一个单独的座阀式元件来代替。

座阀通常不带静压平衡,造成很大的油压作用力,其大小取决于阀的尺寸和系统压力。所以,阀座直径是受到一定限制的,例如在压力为300巴的系统中,电磁铁直接操纵的阀的阀座直径就不能超过2毫米。为压力平衡而在座阀中附加的柱塞有着与滑阀相同的缺点。用小尺寸先导阀控制的液压操纵的座阀式元件适于组成公称直径达20毫米乃至更大一些的多级阀。

在低压的气动系统中,若干种座阀——诸如图1a所示的膜片式元件之类的可动型流体元件——被用于实现复杂的切换功能。图1所示的其他流体元件——平板式元件(图1b)、圆盘式元件(图1c)、球式元件(图1d)——可用在高压的液压系统中。切换动作靠压差和液动力来实现,这一点是相同的。所不同的是可动件及阀座的形状。这些元件中,球式元件最有希望用于液压回路。其可动件——球——可从轴承厂购得,价钱便宜而且精度很高。在切换过程中,不对称液流作用在球面上的摩擦

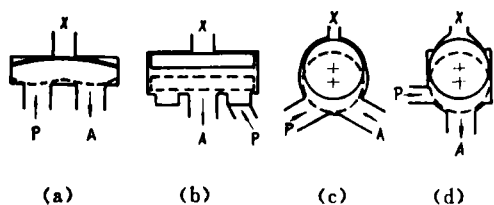


图1 各种可动型流体元件

力使球旋转。于是,球不断地变换着与阀座撞击的部位,没有发现阀座会因划痕而缩短寿命(只是在数百万次循环之后,球表面原始抛光状态的光泽才稍减)。

与滑阀相比,这种球式元件有下列优点:

1. 动作可靠性提高了,因为球的运动不存在液压卡紧问题。处于两个终端位置时,球与孔之间的通道中没有液体在持续不断地泄漏流动,这就消除了阻塞效应。此通道的关键公差要比滑阀大十倍。球与孔壁的接触面积缩小成一个点。收敛通道中的大颗粒异物将被由高压操纵着的球推走或压入壁面材料。
2. 可在任何压力下使用。
3. 寿命延长了,因为在工作过程中,阀座不断被球撞击而重新研光。
4. 切换时间非常短,约为0.5~10毫秒,视元件尺寸和压力水平而定。
5. 不泄漏

球式流体元件

基本球式元件的结构和功能见图2。球1

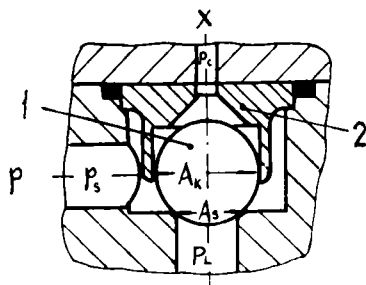


图2 球式“非”元件

由控制油口X中的控制压力 p_c 来操纵。当控制压力 p_c 等于或高于进口压力 p_s 时,它是关闭的。由于主液流压力损失和液流偏转引起液动力,甚至一股小流动也会产生闭合力。在闭合位置上,控制油口与进油口的压力相等,不出现从进油口P经球与孔之间的通道到控制油口X的泄漏流动。如果控制压力 p_c 不超过进口压

力 p_c 就需要主液流有流动才能关闭球式元件。如果控制压力 p_c 低,进口压力和出口压力的作用力将打开球式元件。切换后,就位于控制油口阀座2上的球把高压进油口与低压控制油口隔开,在此终端位置上仍然不出现泄漏。该元件叫做“非”元件,因为高的控制压力使元件关闭,而在出油口出现低压,反之亦然。

除了这种非元件外,还有一种能直接保留信号的“是”元件也是用得着的。图3表示由靠推杆进行力的联系的两个球组成的“是”元件。作用于球2截面上的高控制压力 p_c 打开球1,反之亦然。在两个终端位置上,控制球2压在相应的阀座上,防止着出油口A与控制油口X之间的泄漏流动。

按照流体元件的分类,这两种基本元件都属于半静压流体元件。因为主液流必须有流动才能切换到一个终端位置。如果把某些阀元件随便连接到液压回路里,则切换功能将受出口阻抗的反作用的影响。例如,如果出油口封闭,非元件就无法关闭。必须用泄油通路把出油口接到回油管上,才能泄掉出口压力而使球阀关闭。

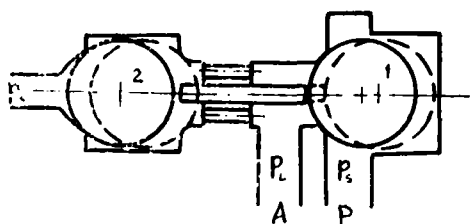


图8 球式“是”元件

逻辑功能与方向阀的结构

现有的所有液压方向阀和液压逻辑回路中所需的所有逻辑门,均可用这两种基本元件通过适当的连接来实现。图4画出了作为半静压元件的逻辑门,它们带有泄油通路以便根据切换位置得到确定的出口压力。处于高出口压力的切换位置时,出现经过泄油通路的泄漏流

动。为了得到在两个终端位置上都没有泄漏流动的静压元件,必须用辅助的球式元件代替泄油通路,如图4所示。这种静压元件的切换功能与输出阻抗无关,从而减少了把若干个元件连接成复杂回路时所遇到的困难。

图5表示液压回路中常用的某些方向阀。实际上阀仅用非元件组成,因为采用是元件将使阀臃肿和昂贵。

图6说明如何用由四个非元件组成的四位四通方向阀来控制一个执行元件。两对球式元件分别由电磁铁操纵的球阀控制。当两个控制压力一高一低时,活塞就沿方向1或方向2运动。当两个控制压力都高时,四个球式元件都关闭,在这个中间阀位下活塞运动被锁定。活塞上有负载时,中间的两个球式元件的球孔间通道的泄漏会使活塞缓缓移动。在出现泄漏的球式元件的输入管或控制管里加设两个非元件即可达到执行元件的绝对液压锁定。还存在着第二个中间阀位,当所有四个球式元件都打开时,泵在没有压力的情况下向油箱输油。

在活塞运动换向的过程中,阀可以切换到这两个中间位置中的一个。采用封闭阀位可以得到“硬”换向的阀正遮盖。用四个球式元件

功能	符号	半静压元件	静压元件
非	$X \rightarrow Y$		
是	$X \rightarrow Y$		
与	$X_1, X_2 \rightarrow Y$		
与非	$X_1, X_2 \rightarrow Y$		
或	$X_1, X_2 \rightarrow Y$		
或非	$X_1, X_2 \rightarrow Y$		
双稳			

图4 带球式流体元件的逻辑门

功能	符 号	结 构
二位三通		
二位三通		
四位三通		
二位三通		
二位三通		
四位四通		
二位四通		

图5 带球式流体元件的方向阀

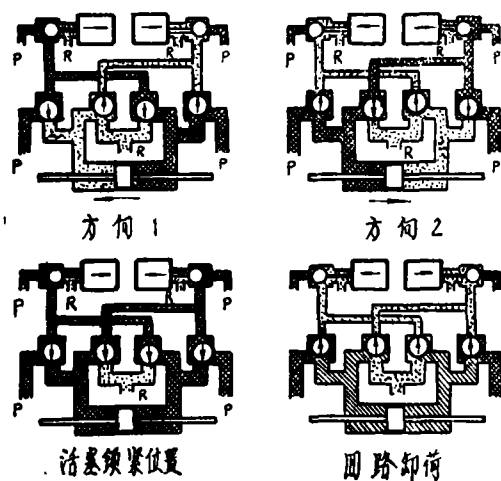


图6 四位四通电磁球阀控制执行元件

都打开的中间阀位可以得到“软”换向的阀负载盖。正遮盖或负遮盖的比例可用电气方法（控制电磁铁的切换时间）或液压方法（节制控制流动）加以控制。

把所需要的所有球式元件连同先导阀集装在一个块体内，即可组成一个液压逻辑回路。球式元件可以以图1所示的形式插装，也可以以包括阀座在内的芯式元件的形式插装。另一

种趋势是制造出具有常用的切换功能的整个阀来。那末，所要求的液压回路逻辑功能就必须通过安装适当的阀组来实现。

静态与动态特性

为了得到正确的切换功能，必须知道基本球式元件的切换条件。元件开启和关闭条件可根据作用在球上的油压力之和求出。参看图2，假定压力 p_s ， p_L 和 p_c 作用于相应的面积 A_K 和 A_S 上而不受流动的影响。流动引起的压力分布（尤其是在阀座区）的一切变化统由液动力 $F_{strö}$ 来加以考虑。这一因素已在用各种尺寸和各种阀座形状的球阀所进行的广泛的试验中测得。对于非元件来说下列切换条件是正确的。作用力之和： $\Sigma F = -p_c \cdot A_K + p_L \cdot A_S + p_s \cdot$

$$\cdot (A_K - A_S) - F_{strö} \quad (1)$$

$$\text{开始关闭: } p_c/p_s > 1 - A_S/A_K \cdot (1 - p_L/p_s) - F_{strö}/p_s \cdot A_K \quad (2)$$

$$\text{完全关闭: } p_c/p_s > 1 - A_S/A_K \cdot (1 - p_L/p_s) \quad (3)$$

$$\text{开始打开: } p_c/p_s < 1 - A_S/A_K \cdot (1 - p_L/p_s) \quad (4)$$

$$\text{完全打开: } p_c/p_s < 1 - A_S/A_K \cdot (1 - p_L/p_s) - F_{strö}/p_s \cdot A_K \quad (5)$$

标准的液动力据试验结果求出：

$$F_{strö}/p_s \cdot A_K + 0.19 (1 - p_L/p_s)^{1.032} \quad (6)$$

式中 $A_K = 2 \cdot A_S$ ， $x/D_s = 0.2$ ， $v = 20$ 厘米/秒， $\rho = 0.86$ 克/厘米³

式（2）至式（5）这些切换条件用图象表示在图7上。切换特性的滞环是液动力引起的。对于是元件或其他用变化的压力连接油口（例如负载压力 p_L 接进油口，回油压力 $p_R = 0$ 接出油口）的情况来说，可用同样方法求出切换条件和切换图。

先导阀的匹配

当球式元件处于关闭位置而先导阀切换到

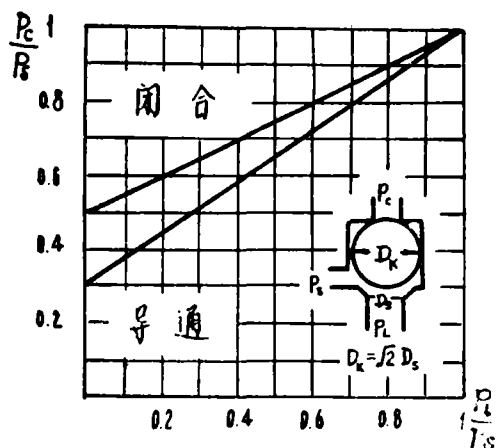


图7 非元件的切换图

低压时, 在开启的过程中, 控制压力 p_c 的值取决于先导阀液导 K_c 与球 - 孔间隙的液导 K_p 的比值 (图 8)。控制压力必须变成符合切换条件的数值才能实现切换功能。于是先导阀的 $Q/\Delta p$ 特性必须与球 - 孔间隙的泄漏流量很好地匹配。关闭是没有问题的, 因为此时控制管中没有持续不断的泄漏液流。

先导阀 (图 8) 及球 - 孔间隙的 $Q/\Delta p$ 特性已由试验求得。球 - 孔间隙的流量取决于压降、粘度、间隙及球相对于孔中心的位置。与对中位置相比, 球偏心时流量增加到 2 (层流) 至 4 (紊流) 倍。试验表明, 球在这些极端位置之间振荡。进行先导阀的匹配时必须考虑偏心位置的流量。

这种球式元件的增益与球 - 孔间隙有直接的关系。当压力增益 $\Delta p_L/\Delta p_c < 1$ 时, 仅在切换过程中流量增益才有定义, 因为切换过后就没有控制流量了。出油口直径 D_{NA} 与先导阀公称直径 D_{NC} 的比值更有实际意义。该比值 V_N 取决于球 - 孔间隙和球的绝对尺寸。关系曲线见图 9。已经制成的阀中相对间隙的典型数值约

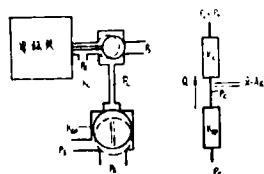


图8 用二位三通电磁球阀先导控制的球式非元件

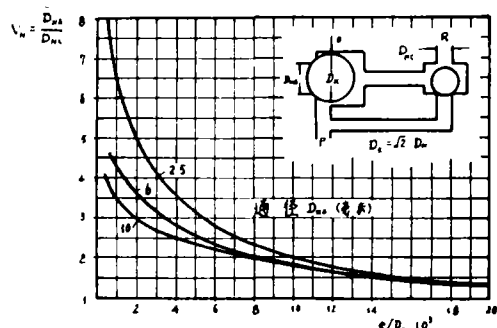


图9 增益

为 $e/D_k = 10^{-3}$ 。

动作时间

如果考虑到球的加速度, 即可估计动态切换动作。

$$\text{球的质量: } m_k = \rho_k \cdot 0.5236 \cdot D_k^3 \quad (7)$$

$$\text{液动力: } \frac{F_{str} \sigma}{p_i \cdot A_s} = C \cdot \left(\frac{x}{x_0} \right)^{0.15}$$

$$\left(1 - \frac{p_L}{p_i} \right) \quad (8)$$

式中 $C \approx 0.38$

$$\begin{aligned} \text{球的加速度: } x'' = & 0.468 \frac{p_s}{\rho_k \cdot D_N^2} \left[1 + \frac{p_L}{p_i} - \right. \\ & \left. - 2 \frac{p_c}{p_i} - C \cdot \left(\frac{x}{x_0} \right)^{0.15} \cdot \left(1 - \frac{p_L}{p_i} \right) \right] \quad (9) \end{aligned}$$

球的加速度, 从而切换时间, 取决于诸如元件尺寸 (直径 D_N) 和系统压力 p_i 之类的恒定参数和诸如控制压力 p_c 和负载压力 p_L 之类的变参数。总切换时间等于开始运动前的滞后时间和球的提升时间之和。滞后时间是由先导阀引起的, 因为球开始运动之前控制压力必须变化以满足切换条件。

在运动过程中, 球排开液体而造成一股液流 $x' \cdot A_K$ (图 8), 它降低球的速度。这股被排挤的油液流过先导阀, 与切换过程中的正常泄漏液流相叠加。先导阀液导 K_c 决定着这种阻尼效应, 以至于提升时间随着液导 K_c 的加大而缩短。

提升时间已在装有特殊的前导装置 (由电

机驱动的转阀)的试验台上测出,该装置能在40毫秒里在整个范围内改变控制压力。图10给出了具有4毫米球径的一个非元件的某些试验结果。输出用一个节流孔板来加载,使得在球式元件的开启位置时负载压力具有数值 $p_L/p_s = 0.5$ 。先导阀液导 K_c 的阻尼效应示于图10。在关闭过程中,由于球-孔间隙中的附加流量补充了被排挤的油液,使得这种阻尼效应减小。带球式元件的整个方向阀的试验结果在其他文献中给出。

全部动态测试的结果表明,球式元件的提升时间要比现有的电磁先导阀的动作时间短得多。为了发展具有极快响应的多级电液球阀,已集中力量研制快速动作的电磁铁。

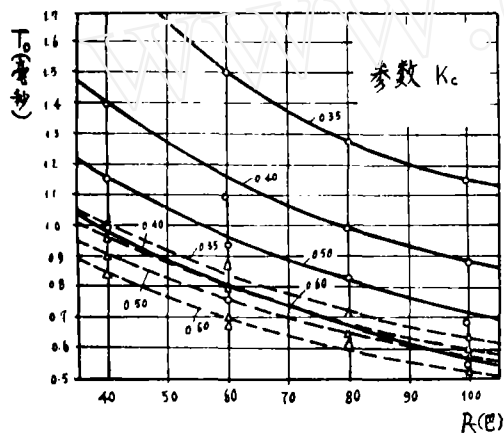


图10 非元件的实测球提升时间

电磁先导阀

在大多数液压设备中,信号处理是由电子装置进行的。如果希望切换时间很短的话,先导阀中的电液信号转换是个大问题。先导级中所用的阀件是个球(图8),它是用电磁驱动装置来操纵的。在获得极短的切换时间和小尺寸方面,直流电磁铁和永磁双稳力矩马达是最有希望的。

克服恒定的反作用力而动作的直流电磁铁的总动作时间,包括开始运动前的滞后时间和尔后的提升时间。如果规定了诸如输入电功率

N_{el} , 液压力 F 及阀升程 x_h 之类的主要参数,则可用最佳化步骤算出电磁铁的最短切换时间。实测值的偏离不超过 $\pm 10\%$ 的某些计算(假设: 1. 励磁到饱和磁通 $B = 20000$ 高斯; 2. 总气隙 $x = x_h + x_v$, $x_h = 0.45$ 毫米, $x_v = 0.05$ 毫米; 3. 衔铁长度 $= 2 \times$ 衔铁直径)结果示于图11。电磁铁励磁到这样的程度,即在运动结束时出现磁通饱和。

在这个复杂的领域里的全部研究成果表明,反作用力,从而球阀的公称直径,必须尽量小。实际上先导阀的微型化是有下限的,即公称直径须大于 $0.5 \sim 1$ 毫米,因为过小的阀制造困难,而且污染影响的增加使可靠性降低。这些小先导阀输出的小液压功率经过若干液压级(由球式元件组成)放大,以便在输出级达到所希望的公称直径。

装在系统压力为50巴的珩磨机上的已经制成的二级电磁球阀(如图6所示)的总切换时间达到8毫秒,其先导级的公称直径为2毫米,输出级的公称直径为10毫米。先导级的切换时间是 $3 \sim 4$ 毫秒。先导阀的寿命试验表明,经1亿5千万次循环之后没有损坏也没有可测出来的磨损。

具有6毫米公称直径的中间放大级和直径

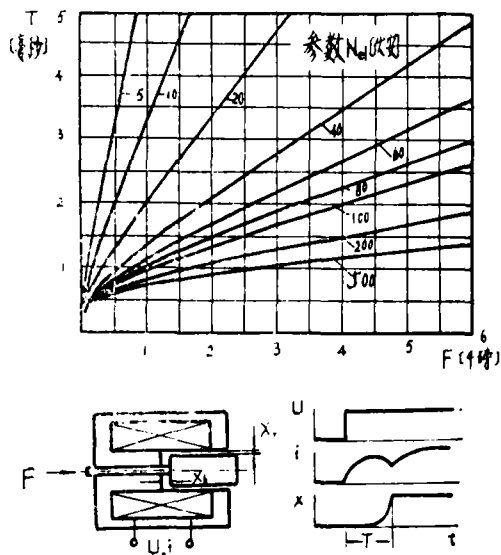


图11 直流电磁铁的最短动作时间

为20毫米的输出级的一个三级电磁球阀，在压力为300巴的系统中的总切换时间达到15毫秒。这种阀是作为液压机的安全阀而经受考验的。

一种很有趣的设计是图12所示的二位三通电磁球阀。为了缩小电磁铁尺寸和减少电功率消耗，先导级采用液压双稳触发器，它可用两个电磁铁来置位。当切换位置1需要变换时，就用脉冲宽度为4毫秒的短电流脉冲给电磁铁2通电，使推杆所联系的两个球向左运动。控制压力的变化使中间的两个球式元件依次切换到相反的位置。此时电磁铁2即可断电，因为右侧控制管中压力的升高将保持切换后的位置。输出级的两个球同时切换。当第一级的球径为2毫米，输出级的球径为4毫米时，在压力为210巴的系统中，总切换时间达到2.5毫秒。

如果用永磁双稳力矩马达来操纵先导阀，切换时间可以缩短，输入电功率可以减小。永久磁通保持衔铁和液压级处于其终端位置。电控制线圈中的短电流脉冲使衔铁动作到相反的位置。当第一级球径为1毫米，第二级球径为4毫米时，在压力为210巴的系统中，实测总切换时间为1毫秒。

这种阀的较大的规格，先导级球径为4毫米，输出级球径为35毫米，在压力为300巴的系统中达到的总切换时间对闭合过程来说是11毫秒，对开启过程来说是16毫秒。

应 用

简言之，这种球式流体元件已问世三年了，但在液压系统中的应用还是刚刚开始。当前主要是用在需要极短的切换时间和很高的可靠性的场合里。

公称直径为10毫米的球阀所控制的液压执行元件往复运动的频率达45赫兹，换向点精度为0.1毫米。具体用于珩磨机、超精加工机床、液压破碎机、打夯机和打桩机。可靠性要求特别高的应用有液压机的安全阀和电厂中的液压传动电力开关。

作者所在的研究所，为了设计属于数字式电操纵飞机驾驶系统的数字式液压执行元件，而研制特快动作的球阀（图12和图13）。

在上述某些应用中工作一年，球式元件没有出毛病。

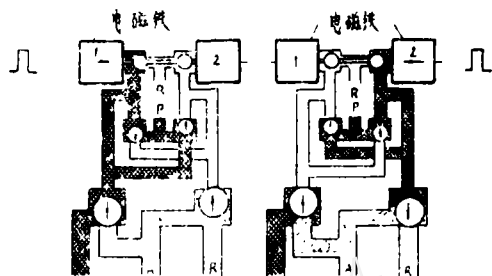


图12 液压双稳二位三通电磁球阀

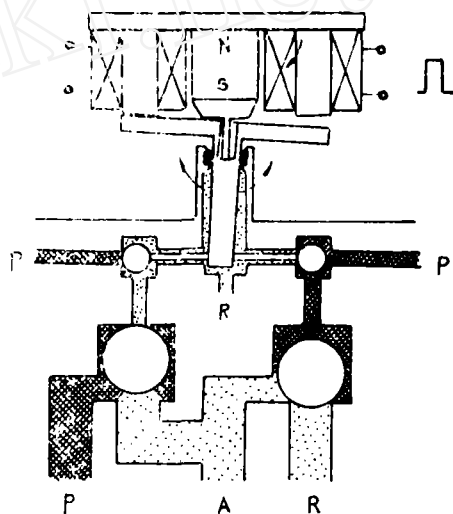


图13 永磁双稳二位三通球阀

结 论

近年来，用座阀实现方向阀功能的作法多了起来，因为传统的滑阀不能满足许多液压控制问题的要求。除了球式流体元件外，还用芯式元件组成方向阀。这些芯式阀本来是调压阀或溢流阀，现在用来实现方向切换功能。

采用这种方法，必须把相当数量的元件组合起来才能实现复杂的切换功能。从设计到使用，所有有关人员必须熟知元件的功能及其相互作用。这是推广应用的一个障碍。

这种球式流体元件不仅在和滑阀竞争，而

液控单向阀的种种用法

〔日〕 大山荣司

1. 引言

液控单向阀,顾名思义,是单向阀的一种。它的基本机能与单向阀完全一样,允许沿一个方向的液流自由通过而阻止相反方向的液流。不过,它还具有一种很灵活的机能,即根据需要引入控制压力时,也允许反向流动。因而,在液压回路里,当着希望几乎不漏地阻止必要的往返两个方向流动中的一个方向上的流动时,或者当着希望按一定的规则把流动通路打开或完全关闭时,即可采用液控单向阀。

下面介绍液控单向阀的结构、几个典型用例以及使用须知。

2. 结构与工作原理

图1为最普通的内泄式液控单向阀的结构。在没有控制压力作用的状态下,从进口来的油液克服弹簧力推开阀芯流向出口,但出口来的油液由于阀芯紧密接触阀座而不能流向进口。然而,把控制压力引入控制口时,控制活塞把承受着出口压力和弹簧力而被压向阀座的阀芯推开,使反向流动成为可能。

此时必要的控制压力为

$$p_{PI} > (p_o - p_i) \frac{a}{A} + p_i + \frac{S}{A} \quad (1)$$

式中 p_{PI} — 控制压力 (公斤力/厘米²)

且将使液压控制在新的应用场合里具有竞争能力。

(孙自力译自Proceedings of the 1st National Fluid Power Systems and Controls Conference, 1973, 宋玉校)

p_i — 进口压力 (公斤力/厘米²)

p_o — 出口压力 (公斤力/厘米²)

A — 控制活塞承压面积 (厘米²)

a — 阀芯承压面积 (厘米²)

S — 阀芯及控制活塞的摩擦阻力、自重及弹簧力 (公斤力)

通常设计成当 $p_i = 0$ 时只要 $p_{PI} \geq 0.4 p_o$ 即可反向流动。

另外,在管路阻力较大或有节流阀、背压阀等的情况下, p_i 值也加大,无法满足式(1)的条件,故不可能实现反向流动。在这种情况下,可以采用结构如图2所示的外泄式液控单向阀。外泄式液控单向阀所需要的控制压力为

$$p_{PI} > (p_o - p_i) \frac{a}{A} + p_i \frac{A_R}{A} + \frac{S}{A} \quad (2)$$

式中 p_{PI} — 控制压力 (公斤力/厘米²)

A_R — 控制活塞杆承受压力 p 的面积 (厘米²)

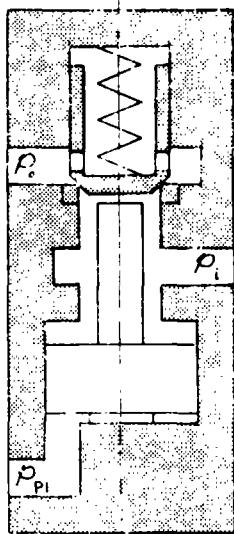


图1 内泄式液控单向阀

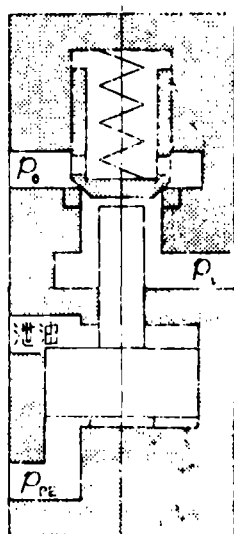


图2 外泄式液控单向阀