

# 电液伺服阀功率级阀口的设计研究

## ——介绍一种宽调速比阀的阀口设计

沈德均

**提要** 各种不同的应用场合对电液伺服阀提出一些特殊要求, 因此具有特殊性能的电液伺服阀相继出世。本文介绍宽调速比伺服阀的阀口设计, 并给出几种结构方案, 并讨论其适用场合及工艺实施方法。

各种不同的使用场合对电液伺服阀提出一些标准以外的要求。例如, 大负载振动台要求大流量宽频带伺服阀, 水中机械人的各关节要求体积特别小重量特别轻的伺服阀。其他如非线性流量增益伺服阀、耐油液污染伺服阀、高分辨率伺服阀及多余度伺服阀等, 都是为了满足电液伺服系统的一些特殊要求而提出的[1]。这类阀大都是在传统的伺服阀基础上经过某些改进或特殊设计而成的。本文主要介绍功率级阀口的设计对电液伺服阀特性的影响。

### 电液伺服阀功率级的结构形式

两级流量控制电液伺服阀大多采用四节流口滑阀为功率级。圆柱滑阀与喷嘴挡板阀、射流管阀、涡流阀等相比, 具有输出功率大、零位泄漏少、压力增益高、流量线性

好等优点。而采用三台肩滑阀(图1)不仅阀芯长度适中, 而且结构稳定性好[2]。

四节流口滑阀的负载流量为[3]:

$$Q_L = C_d A_1 \sqrt{(P_s - P_L)/\rho} - C_d A_2 \sqrt{(P_s + P_L)/\rho} \quad (1)$$

式中  $Q_L$ ——负载流量 ( $\text{cm}^3/\text{sec}$ )

$C_d$ ——流量系数

$A_1$ ——节流口1的面积 ( $\text{cm}^2$ )

$A_2$ ——节流口2的面积 ( $\text{cm}^2$ )

$P_s$ ——供油压力 ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ )

$P_L$ ——负载压力 ( $\text{kgf}/\text{cm}^2$ )

$\rho$ ——油液密度 ( $\text{kgf} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}^4$ )

负载压力-流量曲线的线性化方程为

$$\Delta Q_L = K_q \Delta x_v - K_c \Delta P_L \quad (2)$$

$$\text{式中 } K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \quad \frac{\text{cm}^3/\text{sec}}{\text{cm}} \quad (3)$$

$$K_c = -\frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \quad \frac{\text{cm}^3/\text{sec}}{\text{kgf}/\text{cm}^2} \quad (4)$$

分别称为流量增益和流量-压力系数。而

$$K_p = \frac{K_q}{K_c} = \frac{\partial P_L}{\partial x_v} \quad \frac{\text{kgf}/\text{cm}^2}{\text{cm}} \quad (5)$$

称为压力增益。 $K_q$ 、 $K_c$ 、 $K_p$ 统称阀系数。

开口情况不同的滑阀具有不同的阀系数。

#### 带矩形窗孔的理想零开口阀

对于带宽度为  $w$  cm 的矩形窗孔的理想零开口阀来说,

$$A_1 = \begin{cases} wx_v & \text{当 } x_v \geq 0 \\ 0 & \text{当 } x_v < 0 \end{cases}$$

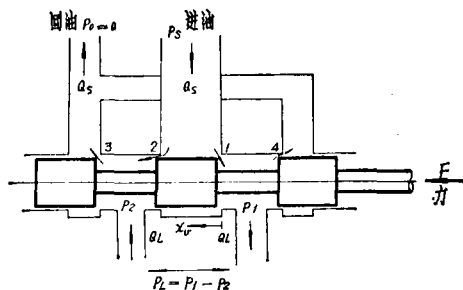


图1 三台肩四节流口圆柱滑阀

$$A_2 = \begin{cases} 0 & \text{当 } x_v \geq 0 \\ -wx_v & \text{当 } x_v < 0 \end{cases}$$

于是, 负载流量公式(1)可改写为

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{(P_s - P_L)/\rho} \quad (6)$$

流量增益为

$$K_q = C_d w \sqrt{(P_s - P_L)/\rho} \quad (7)$$

流量-压力系数为

$$K_c = \frac{C_d w x_v \sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)} \quad (8)$$

压力增益为

$$K_p = \frac{2(P_s - P_L)}{x_v} \quad (9)$$

而零位阀系数为

$$K_{q0} = C_d w \sqrt{P_s/\rho} \quad (10)$$

$$K_{c0} = 0 \quad (11)$$

$$K_{p0} = \infty \quad (12)$$

**带矩形窗孔的实际零开口阀**

实际零开口阀的零位流量-压力系数为

$$K_{cc} = \frac{\pi w r_c^2}{32\mu} \quad (12)$$

式中  $r_c$ ——阀芯阀套的径向间隙(cm)

$\mu$ ——油液的绝对粘度(kgf·sec/cm<sup>2</sup>)

于是, 实际零开口阀的压力增益为

$$K_{p0} = \frac{32\mu C_d \sqrt{P_s/\rho}}{\pi r_c^2} \quad (13)$$

**带矩形窗孔和预开口U的阀**

带预开口Ucm的滑阀的节流口面积为

$$A_1 = w(U + x_v)$$

$$A_2 = w(U - x_v)$$

于是, 负载流量公式(1)可改写为

$$Q_L = C_d w (U + x_v) \sqrt{(P_s - P_L)/\rho} - C_d w (U - x_v) \sqrt{(P_s + P_L)/\rho} \quad (14)$$

阀系数为

$$K_q = C_d w \sqrt{(P_s - P_L)/\rho} + C_d w \sqrt{(P_s + P_L)/\rho} \quad (15)$$

$$K_o = \frac{C_d w (U + x_v) \sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)}$$

$$+ \frac{C_d w (U - x_v) \sqrt{(P_s + P_L)/\rho}}{2(P_s + P_L)} \quad (16)$$

$$K_p = \frac{\frac{\sqrt{P_s - P_L} + \sqrt{P_s + P_L}}{(U + x_v) \sqrt{P_s - P_L} + (U - x_v) \sqrt{P_s + P_L}}}{\frac{2(P_s - P_L)}{2(P_s - P_L)} + \frac{2(P_s + P_L)}{2(P_s + P_L)}} \quad (17)$$

零位阀系数为

$$K_{q0} = 2C_d w \sqrt{P_s/\rho} \quad (18)$$

$$K_{c0} = \frac{C_d w U \sqrt{P_s/\rho}}{P_s} \quad (19)$$

$$K_{p0} = \frac{2P_s}{U} \quad (20)$$

**不同开口情况的对比**

比较上述不同开口情况的阀系数, 可以看出以下规律。

矩形窗孔零开口阀的流量增益是恒定的。零位流量增益与额定流量增益一致。零位压力增益较高, 使系统能对负载扰动快速响应, 从而提高在脉动负载或其他负载扰动之下的定位精度<sup>[4]</sup>。不过, 零位流量-压力系数偏低, 不利于增加系统的阻尼。同时流量-压力系数相对变化较大, 也不利于系统阻尼的稳定。

矩形窗孔正开口阀的零位流量增益比零开口阀高一倍, 有利于减小系统误差。零位流量-压力系数较大, 而且流量-压力系数变化较小, 有利于增加系统阻尼和阻尼的稳定。另外, 油液通道不易堵塞、阈值不大、分辨率高、不会由于遮盖而出现死区, 这些都对系统有利。但是正开口阀压力增益较低, 使系统对负载扰动较为敏感。零位流量增益高于开口区以外的流量增益, 致使系统在离开开口区后性能变差并引入非线性。零位泄漏引起功率损失, 甚至可能要影响稳定性<sup>[5]</sup>。这些都是对系统不利的。

零开口阀虽然具有优异的特性, 但是实际生产中理想零开口是很难做到的。为了得到零开口特性, 一般把阀加工成带有一定的负开口, 并使负开口量尽量地小, 这就出现了负开口阀。负开口阀零位附近增益低, 对

外部扰动不敏感, 压力增益较高。但有死区, 液流通道不畅, 易堵塞而阈值会增大, 零位流量压力系数很小。由于使用中的磨损, 这种阀的零位特性可能变化很大, 从负开口逐渐变成零开口以至正开口。

## 宽调速比阀的阀口结构形式

宽调速比系统对伺服阀的要求是既能给出相当低的转速又能给出相当高的转速, 特别是在物理模拟技术中调速比要求很宽, 最高速度和最低速度之比大于1000, 甚至10000或100000。这就要求伺服阀的额定流量和最小稳定流量之比相当大。但是, 一般矩形窗孔伺服阀的这个比值并不高, 开环工作时只有100~200。另外, 为了提高系统的调速比, 必须提高伺服阀的分辨率(即阈值小)。为此提出如下几种阀口形式。

### 零开口变增益阀

一般来说, 伺服阀的流量增益越低, 则其最小稳定流量越小。因此, 零开口变增益阀设计成在零位附近流量增益较低, 而离开零位一定距离之后流量增益又恢复正常值。其特性如图2所示。这要求阀套窗孔为“品”字形, 即在零位附近方孔较窄而偏离零位一定距离后方孔恢复正常宽度。

根据一般随动系统的设计经验, 在整个工作变程中环路增益的变化不应大于2:1<sup>[2]</sup>, 即方孔宽度之比不要超过2。在伺服阀上采取这种方法至少可以使转速比提高一倍。

阀套上开有图3所示的窗孔时, 节流口面积为

$$A = \begin{cases} w_1 x_v & \text{当 } x_v < U \\ w_2 x_v - (w_2 - w_1)U & \text{当 } x_v \geq U \end{cases}$$

于是, 流量增益为

$$K_q = \begin{cases} C_d w_1 \sqrt{(P_s - P_L)/\rho} & \text{当 } x_v < U \\ C_d w_2 \sqrt{(P_s - P_L)/\rho} & \text{当 } x_v \geq U \end{cases} \quad (21)$$

流量压力系数为

$$K_o = \begin{cases} \frac{C_d w_1 x_v \sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)} & \text{当 } x_v < U \\ \frac{C_d [w_2 x_v - (w_2 - w_1)U]}{2(P_s - P_L)} \times \frac{\sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)} & \text{当 } x_v \geq U \end{cases} \quad (22)$$

压力增益为

$$K_p = \begin{cases} \frac{2(P_s - P_L)}{x_v} & \text{当 } x_v < U \\ \frac{2(P_s - P_L)}{w_2 x_v - (w_2 - w_1)U} & \text{当 } x_v \geq U \end{cases} \quad (23)$$

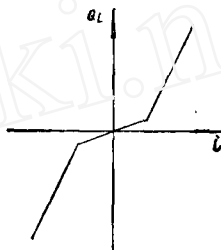


图2 零开口变增益阀流量特性

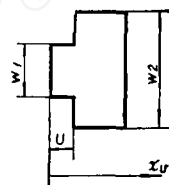


图3 零开口变增益阀方孔

如是理想零开口阀, 则零位阀系数为

$$K_{q0} = C_d w_1 \sqrt{(P_s - P_L)/\rho} \quad (24)$$

$$K_{o0} = 0 \quad (25)$$

$$K_{p0} = \infty \quad (26)$$

流量增益由于方孔宽度减小而降低了。对于同样的最小位移  $x_{vmin}$  来说, 输出流量减小了, 使最小稳定流量减小了。由于低增益段长度  $U$  很小(一般最好在额定位移的8~10%之内), 所以额定流量下降不多, 从而提高了额定流量与最小稳定流量之比。流量增益的变化较大会对系统性能有所影响, 如能有非线性的放大器与该阀相配, 使在整个变程中增益仍能基本保持不变, 那就更好了。

### 预开口线性增益阀

这种方案在阀套上仍开“品”字形窗孔, 大小方孔宽度之比仍为2:1。但小方孔部分采取预开口。于是小方孔部分的流量增

益与大方孔部分相同,从而获得线性增益。预开口会使零位压力增益降低,但只要预开口量 $U$ 与最大位移 $x_{vmax}$ 相比很小(如10~8%或更小一些),并且最大位移 $x_{vmax}$ 选得足够大,压力增益就不会下降得过多。这种阀的流量特性是线性的(图4)。

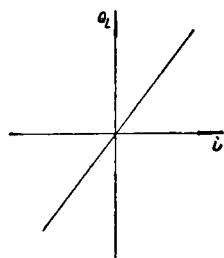


图4 预开口线性增益阀流量特性

滑阀节流口面积为

$$A_1 = \begin{cases} w_1(U+x_v) & \text{当 } x_v < U \\ w_1U + w_2(x_v - U) & \text{当 } x_v \geq U \end{cases} \quad (27)$$

$$A_2 = \begin{cases} w_1(U-x_v) & \text{当 } x_v < U \\ 0 & \text{当 } x_v \geq U \end{cases} \quad (28)$$

于是,负载流量公式(1)可改写为

$$Q_L = \begin{cases} \frac{C_d w_1 (U+x_v) \sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)} - \frac{C_d w_1 (U-x_v) \sqrt{(P_s + P_L)/\rho}}{2(P_s + P_L)} & \text{当 } x_v < U \\ \frac{C_d [w_1 U + w_2 (x_v - U)] \sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)} & \text{当 } x_v \geq U \end{cases} \quad (29)$$

流量增益为

$$K_q = \begin{cases} \frac{C_d w_1 \sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)} + \frac{C_d w_1 \sqrt{(P_s + P_L)/\rho}}{2(P_s + P_L)} & \text{当 } x_v < U \\ \frac{C_d w_2 \sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)} & \text{当 } x_v \geq U \end{cases} \quad (30)$$

流量压力系数为

$$K_o = \begin{cases} \frac{C_d w_1 (U+x_v) \sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)} + \frac{C_d w_1 (U-x_v) \sqrt{(P_s + P_L)/\rho}}{2(P_s + P_L)} & \text{当 } x_v < U \\ \frac{C_d [w_1 U + w_2 (x_v - U)] \sqrt{(P_s - P_L)/\rho}}{2(P_s - P_L)} & \text{当 } x_v \geq U \end{cases} \quad (31)$$

压力增益为

$$K_p = \begin{cases} \frac{[\sqrt{P_s - P_L} + \sqrt{P_s + P_L}]/\left[ \frac{(U+x_v)\sqrt{P_s - P_L}}{2(P_s - P_L)} + \frac{(U-x_v)\sqrt{P_s + P_L}}{2(R_s + R_L)} \right]}{2(R_s - P_L)w_2} & \text{当 } x_v < U \\ \frac{2(R_s - P_L)w_2}{w_1 U + w_2 (x_v - U)} & \text{当 } x_v \geq U \end{cases} \quad (32)$$

零位阀系数为

$$K_{q0} = 2C_d w_1 \sqrt{P_s/\rho} \quad (33)$$

$$K_{o0} = \frac{C_d w_1 U \sqrt{P_s/\rho}}{P_s} \quad (34)$$

$$K_{p0} = \frac{P_s}{U} \quad (35)$$

从以上各式可见,零位流量压力系数不再是零,而有一定的数值 $C_d w_1 U \sqrt{P_s/\rho} / P_s$ ,这对系统的稳定是有利的。可以设计一定的 $U$ 值,使零位时的系统阻尼系数增大一些。不过, $U$ 值增大会使压力增益下降。因此,选择 $U$ 值时要在压力增益与阻尼系数间权衡利弊。

这种结构不存在由于加工引起的正遮盖而出现的死区,因而具有相当高的分辨率(实践证明阈值可小至0.1~0.2%,至少不难达到0.4%以下)。阀的分辨率的提高有可能使系统最低转速下降一半以上。而增益在零位附近也不降低,使系统特性不降低,所以这种结构是很可取的。

#### 预开口变增益阀

这种阀的结构是采用预开口使滑阀分辨率提高,预开口小方孔宽度是大方孔的四分之一,从而进一步减小零位附近的最小稳定流量。当然,压力增益降低一些,并且要引入流量非线性(图5)。

这种阀的各种阀系数及零位阀系数的表达式与式(30)~(35)完全相同,只是 $w_1 =$

$$\frac{1}{4}w_2。$$

这种阀兼有前两种阀的优点而使系统的低速性更好,但压力增益较低和引入非线性会影响系统性能。

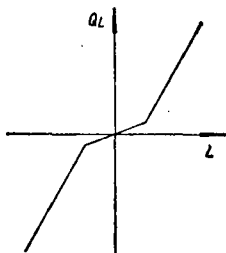


图 5 预开口变增益阀流量特性

## 各种阀口造形的适用性

上述三种阀口造形的共同点是减小最小稳定流量。这在开环使用时效果是明显的,一般可把液压马达的调速比从原来的 100~200 提高到 200~400 甚至 500 以上。

但是,三者特性不同,适应性也不同。对于起动压差高、零位泄漏量不大的液压马达,可以采用零开口变增益阀(图 6 中的①、④)。这类阀的压力增益高,这样在提供出足够压差时输出流量小,可使最低转速降低。设液压马达的起动压差为  $\Delta P$ ,压力增益高的阀产生  $\Delta P$  需要的电流为  $i_1$ ,对应的流量  $Q_1$  就小,而压力增益低的阀产生同

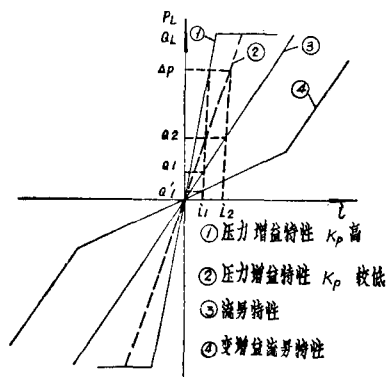


图 6 几种阀特性的比较

样压差需要电流  $i_2$ ,对应的流量  $Q_2$  大于  $Q_1$ 。如果使用变增益阀则对应的流量为  $Q'_1$ 。

对于起动压差不高,而零位泄漏量较大的液压马达,特别是负载腔之间的泄漏不太大而负载腔与回油腔之间泄漏量较大的马达,选用预开口线性阀或预开口变增益阀会有很好的效果。虽然这类阀的压力增益较低,但对于低起动压差的液压马达来讲已足够,加之这类阀有相当高的分辨率,可使最低转速降低。由于它带有预开口,经得起负载腔到回油腔的泄漏,仍能输出足够的流量去推动液压马达。

这类阀具有一定数值且变化不是很大的零位流量压力系数,构成一个阻尼,对系统稳定性是有利的。但是由于预开口,系统刚度可能要小一些。

这类阀的设计是针对宽调速比系统的,对于位置反馈系统同样是适用的。在实践中曾在单自由度模拟转台上试用一个零开口变增益阀,达到调速比 60000~100000 的优良结果。

带有预开口的阀,零位泄漏较大,会使瞬态轴向液动力的影响较大,甚至影响系统的稳定性<sup>[5]</sup>,这一点应当注意。

## 工艺实施

变增益阀虽然有其优点,但因加工较为困难,所以目前尚未广泛应用。一般伺服阀功率级的最大位移为 0.50~1.00 毫米,一些小型伺服阀最大位移仅有 0.20~0.30 毫米,因而  $U=10\% x_{max}$  只有 0.02~0.03 毫米,最大也不过 0.10 毫米。这样的“品”字形窗孔是不好加工的,无论是电火花穿孔,线切割后再修磨,或是分段阀套焊接,都有困难。下面推荐两种工艺实施方案可供参考。

### 方孔错位

就是在阀套上穿出两个或两组宽度不同

的方孔，其控制棱边不在一个平面上，而有一定的轴向错位 $U$ （图7）。两个或两组方孔合成一个“品”字形窗孔。只要分别加工好各个方孔，并控制好四处 $U$ 值尺寸就可以了， $U$ 尺寸是可以通过分别修磨得到的。

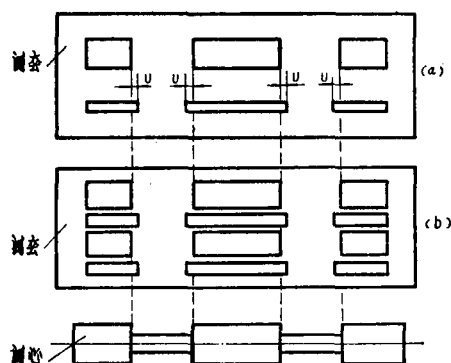


图7 方孔错位阀套展开图  
a. 两个方孔合成 b. 两对方孔合成

### 阀芯阶梯台肩

就是阀套上方孔组的控制棱边在同一平面内，轴向无错位。但是阀芯台肩是阶梯式的（图8），即在配磨好的阀芯上进行磨削。这可在光学曲线磨床或高精度外圆磨床上加工，但要保证阀芯不作旋转运动。这同样可得“品”字形控制窗孔的结果，只是此时小方孔是在阀芯上实现的，其预开口量 $U$ 由修磨阀芯来得到。当然小方孔的宽度 $w_1$ 必须通过严格控制 $\Delta$ 来保证，由于 $w_1$ 的允差比较大，所以加工并不困难。

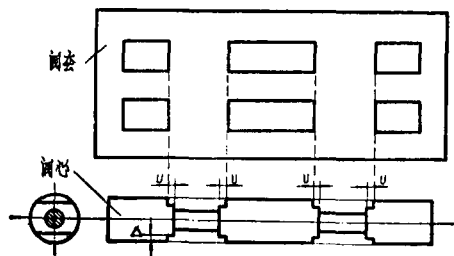


图8 阀芯阶梯台肩

## 结 论

针对系统宽调速比的要求提出了变增益阀的设想。为了满足系统的要求而设计了三种结构形式的变增益阀，即零开口变增益阀、预开口线性增益阀及预开口变增益阀。

零开口变增益阀零位流量增益低，离开零位一定距离后流量增益恢复正常，因而提高了调速比。这在开环与闭环工作时都能收到明显的效果，但系统增益是非线性的。

预开口线性增益阀，灵敏度高、阈值小、线性好，能提高调速比，但零位泄漏较大。

预开口变增益阀兼有二者的优点，能提高调速比，但零位泄漏较大且增益是非线性的。

可以用方孔错位或阶梯台肩实现品字形窗孔。

限制调速比增大还有很多别的因素，如阀芯、阀套摩擦力等。本文仅从降低最小稳定流量和提高分辨率的角度提出几种方法。另外，降低液压马达负载腔的零位压力，往往可以降低最低转速。这只要使滑阀进油节流口开得比回油节流口小些就行，但要注意防止系统发生自激振荡。

## 参 考 文 献

- [1] (日)田崎靖朗：液压伺服阀，《液压与气动》1979年第1期
- [2] (美)J. F. 布拉克伯恩等编著 陈莉、薛沐雍译：液气动控制，科学出版社1965
- [3] (美)H. E. 梅里特著 陈燕庆译：液压控制系统，科学出版社1976
- [4] F. J. Niemas, Jr., Understanding Servovalver and using them properly, 《Hydraulics & Pneumatics》V30 n11 November 1977
- [5] 汪云：四通滑阀内部泄漏与零位振荡，《液压与气动》1979年第1期