

节流槽阀口静态流动特性研究*

叶 仪 殷晨波 刘 辉 邹 根 姜雪峰

(南京工业大学车辆与工程机械研究所, 南京 211816)

摘要: 研究了3种具有代表性结构特征节流阀口的静态流动特性。采用流场仿真分析了阀口处的压降分布特性, 并描述了节流面位置随开度的变化过程。推导了阀口过流面积公式, 分析了3种节流阀口的节流特征。从流量-压差特性出发, 结合试验研究和理论分析, 推导出了流量系数与雷诺数的数学关系式, 得到了流量系数稳定值 C_{dst} , 并探讨了流量系数随开度的变化规律。在理论计算值和试验结果相互吻合的基础上, 进一步研究了阀口稳态液动力和节流刚度特性, 并利用试验测量结果验证了其正确性。研究表明: 球形槽的通流能力强, 初始段流量系数大, 适用于需要快速建立系统压力的情况; 三角形槽节流刚性足, 流量增益平稳, 适用于需要精确控制的场合; 渐扩U形槽既能保证启闭时的灵敏性, 也能满足运行的平稳性。

关键词: 节流阀口 静态流动特性 压降分布 流量系数 液动力 节流刚度

中图分类号: TH137.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)06-0308-09

引言

液压系统工作性能的优劣在很大程度上由液压控制阀决定, 而液压控制阀对系统中油液流动的控制本质上取决于其阀口节流形式和及其功能特性。节流槽式阀口由于具有结构多样性、流量调节范围宽、过流面积梯度易于控制、小流量时稳定性好、能实现复杂的流量控制等优点, 被广泛应用。国内外学者针对节流槽形状结构与其压力分布、流量特性、稳态液动力等静态特性间的关系展开了研究^[1-16]。

以上研究中所针对的节流槽均集中为U型、V型及其多级组合型式, 涉及的型式较单一, 且缺乏对节流槽静态特性进行较系统的研究。本文选取3种具有不同结构特征的节流槽作为研究对象, 从仿真分析节流槽阀口压力分布入手, 利用试验研究和理论推导, 对阀口的过流面积特性、流量特性、稳态液动力、节流刚度进行研究。

1 过流面积特性

1.1 节流槽结构形式

选取的3种典型结构特征的单节节流槽如图1所示。其中球形、三角形节流槽为渐扩形结构, 渐扩U形节流槽的结构相对复杂, 是采用圆柱立铣刀沿径向加工一定深度后再沿阀芯轴线方向倾斜式切削

阀芯台肩而成, 其结构特征可以视作U型槽与渐扩形槽的并联叠加。为突出反映结构特征对静态特性影响的差异性, 设置节流槽沿轴向的特征长度相等(L 均为3 mm), 为减少阀芯径向不平衡力对试验的影响, 阀芯上沿周向对称加工有2个节流槽。

1.2 压力分布特性

节流阀口对油液流动的控制是通过调节阀口开度从而改变过流面积梯度来实现的, 因此确定过流面积随阀口开度的变化规律是开展阀口静态研究工作的基础。节流阀口的节流通道较长, 沿程截面变化复杂, 一般存在多个节流作用的几何面(以下简称节流面), 导致油液流经阀口区域的流动形态及压力分布变化复杂。以往研究中针对单节节流槽, 通常认定节流面始终为过节流边的轴向截面和径向截面^[17], 而实际上随着阀口开度变化, 节流面的位置是动态变化的, 选取恒定位置的截面为节流面存在一定的近似性, 缺乏验证。当油液流经节流面时, 由伯努利方程知, 流速将急剧上升, 并伴随压力的迅速下降, 因此阀口节流面实际即为压降集中分布的位置。为获得准确的阀口节流面位置, 从阀口压力分布特性入手, 采用数值模拟分析阀口处的压降分布, 以推断节流面的所在。

应用四面体网格对节流阀口流道进行网格划分, 在靠近壁面和阀口进出边界的过程中逐渐加密

收稿日期: 2013-08-09 修回日期: 2013-09-12

*国家自然科学基金资助项目(50875122)、江苏省科技支撑计划资助项目(CXZZ13_0432)

作者简介: 叶仪, 博士生, 主要从事流体力学和液压传动控制研究, E-mail: yeiyi_@126.com

通讯作者: 殷晨波, 教授, 博士生导师, 主要从事微纳制造和液压系统控制研究, E-mail: yinchenbo@njut.edu.cn

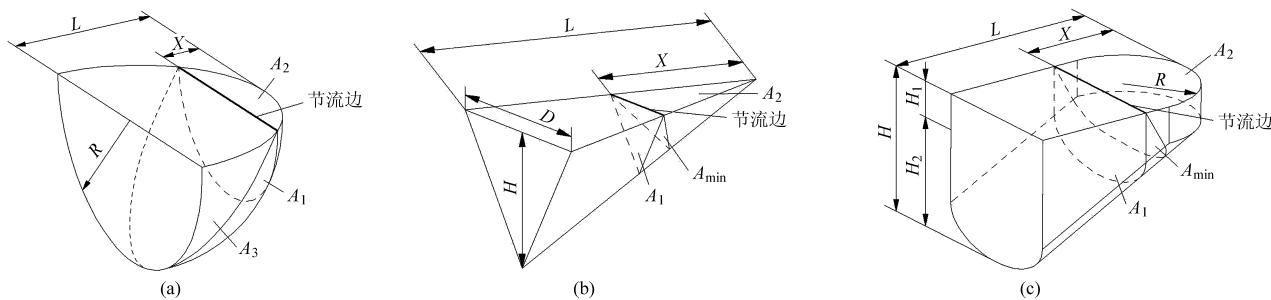


图 1 节流槽几何结构

Fig. 1 Geometric construction of throttling grooves

(a) 球形节流槽 (b) 三角形节流槽 (c) 渐扩 U 形节流槽

网格。选择 RNG $k - \varepsilon$ 湍流模型, 施加进出口压力边界条件, 设置求解精度为 10^{-5} , 选取 46 号液压油为工质, 密度 ρ 为 896 kg/m^3 , 参考温度 30°C 时的动力粘度 μ 为 $0.062 \text{ kg/(m \cdot s)}$ 。对模型采用不同网格尺寸进行网格无关性检测, 确保所得数值解独立于网格密度。选取阀口开度过程中 5 个位置 ($X = 0.6, 1.4, 2.0, 2.8, 3.1 \text{ mm}$) 为分析对象, 如图 2 所示为对应位置处节流槽阀口对称面上的压力分布云图。图 2 左列为球形节流槽, 中列为三角形节流槽, 右列为渐扩 U 形节流槽。

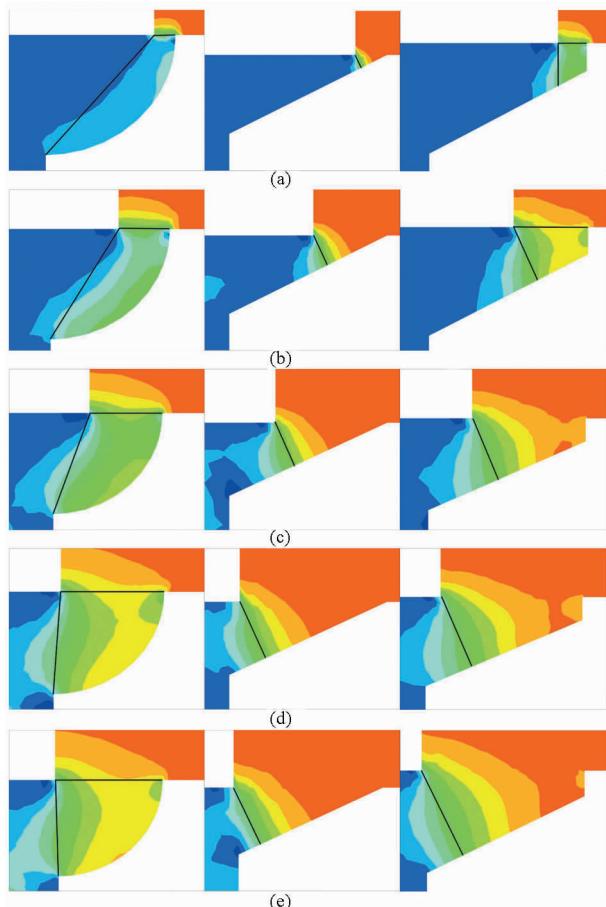


图 2 阀口压力分布云图

Fig. 2 Pressure distribution at notches

(a) $X = 0.6 \text{ mm}$ (b) $X = 1.4 \text{ mm}$ (c) $X = 2.0 \text{ mm}$
 (d) $X = 2.8 \text{ mm}$ (e) $X = 3.1 \text{ mm}$

球形槽在阀口开度范围内, 压降集中分布在 A_2 和 A_3 截面上, 随开度增加压降的分配比重发生了变化, 从 A_2 截面逐渐转移到 A_3 截面。球形槽虽然属于渐扩形结构, 但阀口压降由 A_2, A_3 截面共同承担, 具备二级节流的典型特征。

三角形节流槽是典型的渐扩形节流槽, 相应的压力分布特性也比较单一, A_1, A_2 截面不起节流作用, 压降始终集中在过节流边且垂直于底边的截面 A_{\min} 上, 为典型单级节流。

从图中可以看出渐扩 U 形节流槽存在阀口迁移现象, 在开度较小时, 压力集中分布在 A_1 和 A_2 截面上, 且 A_2 处的压降比重大于 A_1 , 二级节流特征在压力分布中占主导; 随着开度增加, A_2 截面的节流作用逐渐减弱, 而 A_1 截面上的压降逐渐向 A_{\min} 截面上迁移, 此过渡阶段仍表现为二级节流特征; 在开度的后段, A_2 面积持续增大, 其节流作用消失, 渐扩槽结构对压力分布的影响占主导, 呈现单级节流特征, A_{\min} 为压降集中面。

1.3 过流面积解析

目前, 在节流阀口过流面积特性的研究中, 有效做法是利用节流面串、并联效应将多个节流面简化替代为一个等效节流面, 假设两端压差完全施加在等效节流面上。在单级节流中, 面积等效值即为最小节流面面积。

阀口中节流边所在面为圆弧面, 且围成曲面的相贯线为空间曲线, 很难获得过流面积具体解析解, 要采用数值积分或解非线性函数的手段, 不利于研究工作的开展。文中在计算过流面积时对阀口结构采用以直代曲的处理, 将阀口上圆弧面简化为平面。针对周向跨度最大的球形阀口, 验证由简化处理引起的轴向截面 A_2 和斜截面 A_3 的误差均不超过 4%, 对 3 种阀口形式具有适用性。基于阀口压力分布特性的分析, 对过流面积进行解析, 鉴于计算过程较为复杂, 仅给出球形槽的过流面积计算公式为

$$\left\{ \begin{array}{l} A_2 = 9 \arccos \frac{3-X}{3} - (3-X) \sqrt{9-(3-X)^2} \\ A_3 = \frac{81}{9+(3-X)^2} \left[\pi - \arccos \frac{(3-X)^2}{9} \right] + \frac{(3-X)^2 \sqrt{9-(3-X)^2}}{\sqrt{9+(3-X)^2}} \\ A_{eq} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{A_2^2} + \frac{1}{A_3^2}}} \end{array} \right. \quad (1)$$

采用 Matlab 编制各节流阀口的过流面积计算

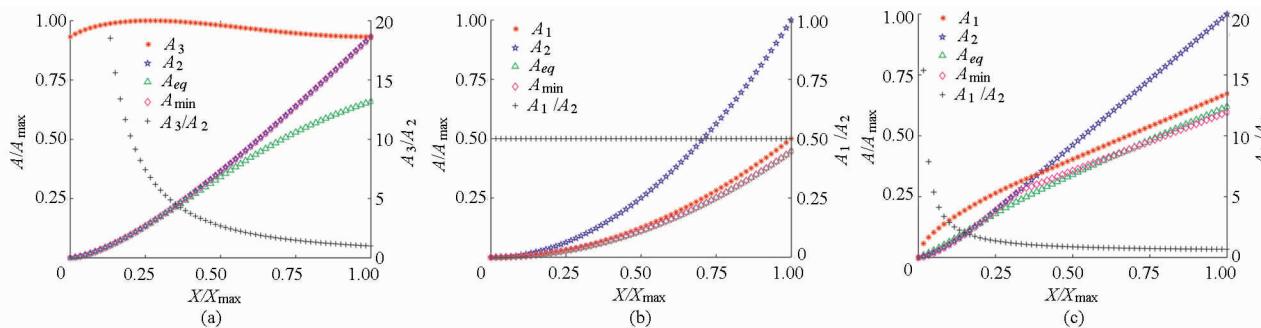


图 3 过流面积随阀门开度的变化曲线

Fig. 3 Flow areas vs opening

(a) 球形节流槽 (b) 三角形节流槽 (c) 渐扩 U 形节流槽

对于渐扩 U 形节流槽,从压力分布的变化可以看出在 $X = 2.0$ mm 处存在一个转折阀门开度,当 $X < 2.0$ mm 时,等效阀门面积近似为 A_1 、 A_2 的串联值 A_{eq} ;当 $X > 2.0$ mm 时,等效阀门面积为最小节流面 A_{min} 面积。

2 节流阀口静态特性

2.1 试验装置

如图 4 所示为节流阀口静态流动特性试验装置原理图。节流阀口的进出口压力分别通过变量泵(流量 0~150 L/min, 精度等级 0.2)和背压阀调节,系统的最高压力由安全阀设定为 30 MPa;软管和过滤器可有效抑制试验装置的机械振动及油液的脉动对阀门区域流场的干扰;通过步进电动机驱动滚珠丝杆来调整滑阀的移动;压力传感器(量程 0~60 MPa, 精度等级 0.2)布置在阀腔上,被试阀门的流量由流量计(量程 0~150 L/min, 精度等级 0.2)测量;力传感器(量程 0~150 N, 精度等级 0.1)测量阀门上的轴向力,采用补偿法^[18]测试稳态液动力;试验选用工质为 46 号液压油。

考虑到节流槽在极限开度时试验结果受自身形状误差(如边界处圆角)的影响较大,设定开口度 0.4~2.8 mm 的范围作为研究对象,并在此范围内选取了 $X=0.6, 1.4, 2.2$ mm 3 个特征位置进行分析。

程序,在绘制过流面积曲线时,设置 A/A_{max} 和 X/X_{max} 为纵坐标和横坐标,如图 3 所示。球形节流槽的最小节流面始终为 A_2 ,斜面 A_3 的面积随开度变化不大, A_2 与 A_3 间面积差值持续减小至零,在开度后半程,过流面积比 A_3/A_2 逐渐趋向 1,起到了很好的二级分压作用,等效阀门面积应取为 A_2 和 A_3 的串联等效值 A_{eq} 。

三角形节流槽的过流面积变化规律较简单, A_1 、 A_2 间的相对大小保持不变, A_1 、 A_2 、 A_{min} 随开口度 X 呈二次方的增长, A_1 与 A_2 的串联等效值与最小节流面面积相等。

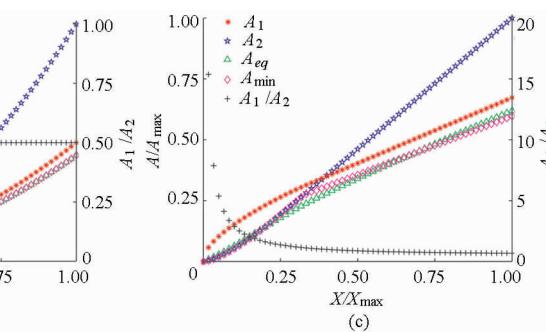


图 4 试验装置原理图

Fig. 4 Testing apparatus sketch

- 1. 变量泵 2. 安全阀 3. 流量计 4. 压力传感器 5. 滑阀
- 6. 力传感器 7. 滑台 8. 步进电动机 9. 底座 10. 背压阀
- 11. 软管 12. 过滤器 13. 滚珠丝杆

2.2 流量特性分析

运用 Matlab 对试验所得数据进行处理,如图 5 所示为 3 种节流槽在特征位置处的压差-流量特性曲线。可以看出,压差相同时,球形槽的通流能力最强,随后依次为渐扩 U 形槽和三角形槽。

测试数据点的分布规律符合顶点为原点的二次曲线,因此采用最小二乘法进行曲线拟合。压降 Δp 与流量 Q 的拟合关系式可表达为

$$\Delta p = a_1 Q^2 + a_2 Q \quad (2)$$

表 1 列出了系数 a_1 、 a_2 的拟合值,拟合的回归系数 R 均不小于 0.994,所获得压差-流量关系式绘制

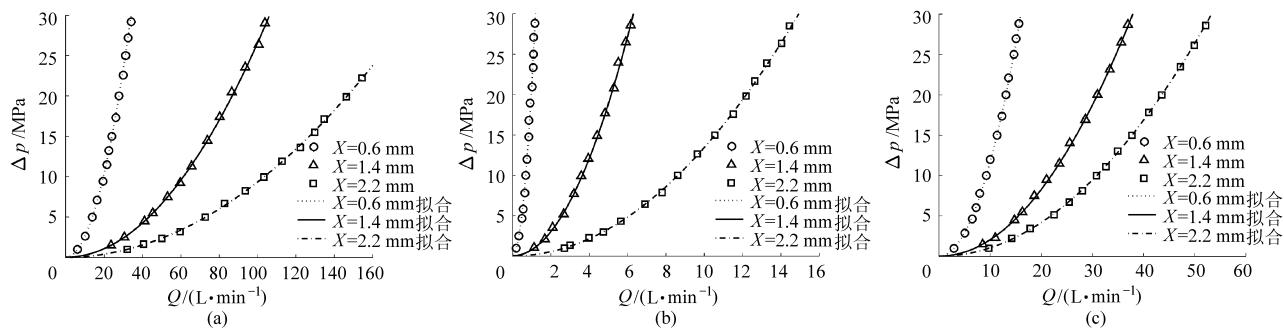


图 5 流量-压差曲线

Fig. 5 Curves of flow rate vs pressure drop

(a) 球形节流槽 (b) 三角形节流槽 (c) 渐扩 U 形节流槽

表 1 多项式系数的拟合值

Tab. 1 Polynomial coefficients for date interpolation

阀口 结构	开度 <i>X/mm</i>	<i>a</i> ₁ / (MPa·min ² ·L ⁻²)	<i>a</i> ₂ / (MPa·min·L ⁻¹)
球形槽	0.6	2.573 × 10 ⁻²	7.299 × 10 ⁻³
	1.4	2.647 × 10 ⁻³	7.397 × 10 ⁻⁴
	2.2	9.170 × 10 ⁻⁴	1.700 × 10 ⁻³
三角形槽	0.6	2.083 × 10 ¹	8.606 × 10 ⁻¹
	1.4	7.605 × 10 ⁻¹	9.459 × 10 ⁻²
	2.2	1.347 × 10 ⁻¹	2.654 × 10 ⁻²
渐扩 U 形槽	0.6	1.168 × 10 ⁻¹	3.962 × 10 ⁻³
	1.4	2.103 × 10 ⁻²	5.121 × 10 ⁻³
	2.2	1.058 × 10 ⁻²	2.785 × 10 ⁻³

的曲线(图 5)与试验数据吻合很好。

油液流经节流槽的特性可利用孔口流量公式

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3)$$

式中 C_d —— 流量系数 A —— 阀口过流面积

由式(3)可知,节流阀口的流量特性由参数 C_d 、 A 、 ρ 决定,其中 C_d 、 A 是节流阀口的固有属性,只与阀口结构相关。 A 反映了阀口的通流能力, A 越大通流能力越强;而 C_d 反映了阀口局部的阻力特性, C_d 越大其阀口部位的局部液阻越小。在阀口两端压差一定时,参数 A 和 C_d 越大,则流经节流阀口的流量越多。

式(3)经变换可表达为

$$\frac{\Delta p}{Q^2} = \frac{\rho}{2C_d^2 A^2} \quad (4)$$

同样,通过试验数据拟合多项式(1)也可得到 Δp 与 Q^2 比值的表达式

$$\frac{\Delta p}{Q^2} = a_1 + \frac{a_2}{Q} \quad (5)$$

联立式(3)、(4),可以得到流量系数 C_d 随 Q 的变化式

$$C_d = \frac{1}{A} \sqrt{\frac{\rho}{2(a_1 + \frac{a_2}{Q})}} \quad (6)$$

分析式(6)可以得知,在油液选定,节流槽的结构及开口度也已知的情况下,相应的参数 A 、 a_1 、 a_2 、 ρ 便随之确定,流量系数 C_d 只由流量 Q 决定。不断增大流量 Q ,流量系数将逐渐趋近于一个稳定值,对式(5)求极限可得

$$C_{dst} = \lim_{Q \rightarrow \infty} C_d = \frac{1}{A} \sqrt{\frac{\rho}{2a_1}} \quad (7)$$

此时,雷诺数较大,流量变化引起流量系数的变化十分微小,油液在节流阀口处的流动属于完全湍流状态。利用式(7)计算 3 种节流槽在特征位置处的流量系数稳定值,结果如表 2 所示。

表 2 流量系数稳定值

Tab. 2 Stable values of discharge coefficient

阀口结构	开度 <i>X/mm</i>	<i>C</i> _{dst}
球形槽	0.6	0.747
	1.4	0.682
	2.2	0.620
三角形槽	0.6	0.720
	1.4	0.692
	2.2	0.666
渐扩 U 形槽	0.6	0.651
	1.4	0.646
	2.2	0.652

将稳定值代入式(6)得

$$C_d = \frac{1}{A} \sqrt{\frac{\rho}{2a_1 \left(1 + \frac{a_2}{a_1 Q}\right)}} = C_{dst} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{a_2}{a_1 Q}}} \quad (8)$$

式(8)描述了流量系数随流量的变化关系,但无法直观表达流量系数随流动状态的变化,因此有必要引入表征流动状态的参数。流经节流阀口油液的雷诺数 Re 为

$$Re = \frac{v\rho D_h}{\mu} \quad (9)$$

其中

$$v = \frac{Q}{2A_{\min}} \quad (10)$$

$$D_h = \frac{4A_{\min}}{C} \quad (11)$$

式中 v ——流速 D_h ——水力直径

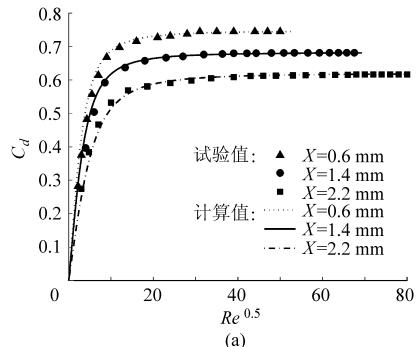
节流阀口内最高流速位于过流面面积最小处,而流场内流动状态是由最高流速决定的,因此文中在计算雷诺数时所涉及到的截面面积和湿周长度均在最小过流截面处取值。

式(9)、(10)、(11)联立可变换得到雷诺数与流量的关系式为

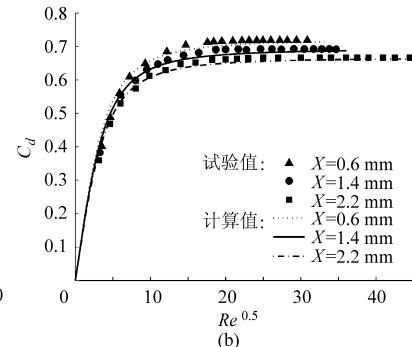
$$Q = \frac{\mu C Re}{2\rho} \quad (12)$$

代入式(8)得

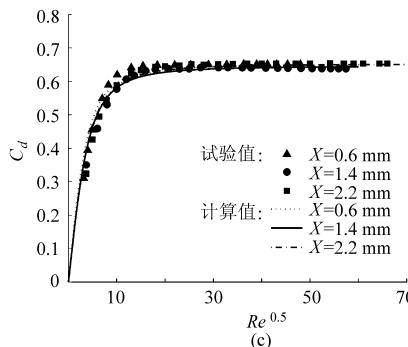
$$C_d = C_{dst} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{2\rho a_2}{a_1 \mu C Re}}} \quad (13)$$



(a)



(b)



(c)

图 6 流量系数随雷诺数的变化

Fig. 6 Effect of Re on discharge coefficients

(a) 球形节流槽 (b) 三角形节流槽 (c) 渐扩 U 形节流槽

研究阀口全开度范围内流量特性的变化规律对于设计具备丰富流量控制功能的液压阀有重要意义。在 $0.4 \sim 2.8$ mm 的开口范围内,以 0.2 mm 为间隔取测试点,调节阀口的进出口压差,确保所有开口处的流量系数都达到了稳态值。将测试数据、过流面积计算值代入式(3),即获得了流量系数-开度($C_d - X$)特性曲线如图 7 所示。

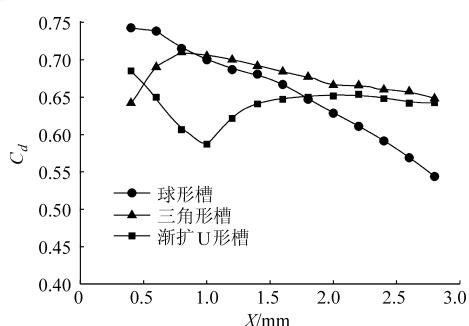


图 7 流量系数随开度的变化曲线

Fig. 7 Discharge coefficient distributions with variable opening

从图 7 中曲线的变化趋势,可以分析出开度对

将 C_{dst} 、 a_1 、 a_2 参数值代入式(13),获得不同结构的节流阀口在特征开度处的流量系数与雷诺数的变化曲线如图 6 所示,以 $Re^{0.5}$ 为横坐标。将试验结果运用孔口流量公式进行处理,所得数据点同样绘制在图中,可以看出试验值与计算值有很好的一致性。值得注意的是在所有样本中,油液流动状态的转捩点均处在 $Re^{0.5} \in (10, 30)$ 的区域,这是因为节流槽内通道狭小,油液流速较高,且流动受到槽内壁面的约束,流向不断发生变化,层流状态极易受到破坏,液体质点间的黏性作用力减弱,惯性力起主导作用,导致转捩点提前。此外,从图中也可看出,随开口度的增大,球形槽的流量系数达到稳态值 C_{dst} 的点越滞后,而三角形槽和渐扩 U 形槽则无明显的先后顺序。在所选取的 3 个特征位置上,球形槽的流量系数变化范围最宽,其次为渐扩 U 形槽,三角形节流槽的流量系数几乎相等。

流量系数的影响规律:

(1) 球形槽的流量系数随阀口开度近似呈线性关系, C_d 从 0.743 近似线性地减小至 0.544, 变化幅度最宽。在小开度时, $A_3 \gg A_2$, 水平截面 A_2 承担主要节流作用, 接近于薄壁小孔的节流特性, 此时节流阀口液阻较小, C_d 较大。随着阀口的开启, A_2 迅速增大, 面积比 A_3/A_2 逐渐趋向 1, 二级节流越显著, C_d 持续减小。

(2) 三角形槽在刚开启时 ($X < 0.8$ mm), 流量系数从 0.639 快速增加到 0.71, 阀口存在堵塞现象。而在 $X > 1.0$ mm 的后程中一直减小, 但变化梯度平缓, 减幅小于 0.05。

(3) 渐扩 U 形槽在 $X < 1.0$ mm 内, 流量系数从 0.683 迅速降至 0.587; 随着 X 的增大, 流量系数逐渐上升, 当 $X = 1.8$ mm 时, C_d 恢复到 0.648, 在后半段内基本保持不变。根据面积特性知, 在初始阶段, 压降在最小过流面 A_2 上分配的比重较大; 随着开度增加, A_2 增幅较大, 约在 $X = 1.0$ mm 处, A_1 与 A_2 面积

相等,压降较平均地分配在 A_1 、 A_2 面上,呈现出良好的二级节流特性,节流液阻达到最大, C_d 下降到最低值。此后, A_2 继续大幅度增加,最小过流面发生转变, A_1 、 A_2 的差值变大,二级节流特性削弱,当开口超过 2.0 mm,节流面始终为斜面,呈现单级节流特征, C_d 表现为先上升后基本保持不变。

不同的流量特性可以满足不同的工作特性,球形槽在小开度时流量系数大,有利于提高开启时响应速度,快速建立系统的工作压力;三角形槽的启动性能较缓和,初始段过后,流量系数变化平缓,能够保证流量控制的稳定性;渐扩 U 形槽在开口很小时流量系数大,随后迅速降低,可有效减缓启闭时的振动与冲击,且在后半程内有优良的流量微调性能,能提高执行机构运动的控制性。

2.3 稳态液动力

液动力是决定液压控制阀性能优劣的关键因素之一,不仅影响阀芯的操纵力还会引起元件的自激振动^[19],准确计算液动力是提高控制精度及提出有效补偿的前提。如图 8 所示,液动力作用的控制体是由阀芯壁面、阀口水平面和阀体底面围城的区域。由动量定理可得稳态液动力的计算式为

$$F_f = \rho Q v_1 \cos\theta_1 - \rho Q v_2 \cos\theta_2 \quad (14)$$

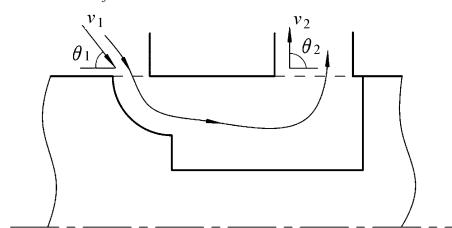


图 8 阀口流动示意图

Fig. 8 Schematic diagram of flow in notch

由于阀口出流速度 v_2 远小于入口速度 v_1 ,且下游流动受阀芯壁面约束,出流角度 θ_2 接近 90°,故出口的动量很小,忽略式(12)的第 2 项。值得注意的是,入口速度 v_1 并非节流阀口处的射流速度,而是控制体入口平面(即 A_2)上的流速,代入式(3),稳态液动力可进一步表示为

$$F_f = \frac{2 C_d^2 A^2 \cot\theta_1}{A_2} \Delta p \quad (15)$$

当开度一定时, C_d 、 A 、 A_2 、 θ_1 均为定值,令系数 $K_s = 2 C_d^2 A^2 \cot\theta_1 / A_2$ 为常数,稳态液动力 F_f 与压差 Δp 呈正比。由于阀腔内流动情况在试验中无法观测,采用 CFD 模拟来确定节流阀口的射流角 θ_1 。表 3 给出了 3 种节流槽在不同开度时的射流角,其中球形槽的射流角变化范围达到了 14°,初始开度时角度变化较大,在中间开度段非常接近于冯·密瑟斯推导的理论射流角 69°;三角形槽受底边斜面的导流作

用显著,在整个行程中射流角较小,且保持在 44°左右;渐扩 U 形槽的射流角从 67°至 61.1°,大致呈线性减小。

表 3 不同开度下的入射角

Tab. 3 Jet angle with different opening

开度/mm	球形槽/(°)	三角形槽/(°)	渐扩 U 形槽/(°)
0.4	78.5	44.6	67.0
0.6	74.8	45.2	66.4
0.8	72.0	44.2	66.1
1.0	70.3	43.9	65.8
1.2	69.1	43.8	65.3
1.4	67.9	42.5	64.9
1.6	67.2	43.4	64.1
1.8	66.6	44.4	63.4
2.0	66.2	44.5	63.0
2.2	65.7	44.2	62.7
2.4	65.3	43.9	62.5
2.6	64.9	44.5	62.2
2.8	64.6	43.6	61.1

图 9 为计算值与试验值的比较。可以看出,理论计算能够很好地反映稳态液动力的变化趋势。三角形槽和渐扩 U 形槽的稳态液动力随开度近似线性增加,且相比于球形槽要小得多。在小开度时,三角形槽的稳态液动力出现负值,趋向于阀口的开启。相同压差下,试验值比计算值要小,并随开口打开差值逐渐增大,分析其原因是由于:流体在下游撞击阀芯壁面后流出控制体,在出口处会形成回流和漩涡,改变了出口动量;随着流量的增加,出流速度变大,回流和漩涡更加剧烈;此外,随着开口度增加,出口面积减小,受阀芯棱边的导流,出口角度逐渐偏离 90°,导致实际出流动量增大,试验与计算的差值越来越大。在接近阀口全开时,液阻较小,流量迅速增大,稳态液动力试验值大幅增加。

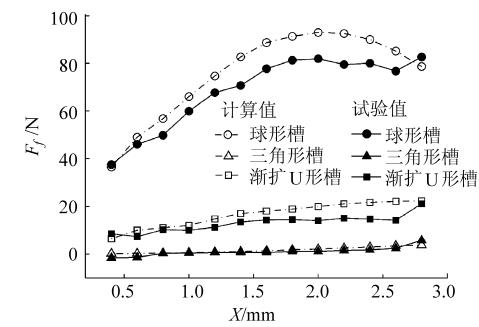


图 9 稳态液动力随阀口开度的变化

Fig. 9 Steady flow force with variable opening

2.4 节流刚度

当节流阀口的流量对外部负载有很强的依赖性,即两端压差微小的变化也将引起流量的剧烈振荡,这会导致流量控制的不稳定,此特性可由节流刚

度来表征。其反映了节流阀口抵抗负载变化而保持流量稳定不变的能力^[20], 定义为两端压差与流经阀口流量的变化量之比。由孔口流量式(2)推得节流阀口的节流刚度

$$T = \frac{d\Delta p}{dQ} = \frac{\sqrt{2\rho}}{C_d A} \Delta p^{0.5} \quad (16)$$

式中, $C_d A$ 随开度 X 变化, 令 $C_d A = K(X)$, 因此刚度 T 可写成以 $X, \Delta p$ 为自变量的函数

$$T(X, \Delta p) = \sqrt{2\rho} \frac{\Delta p^{0.5}}{K(X)} \quad (17)$$

对 3 种节流槽在不同开度、不同压差下的试验数据代入上式, 所得节流刚度绘制如图 10 所示, 并对同一节流槽的刚度值进行曲面拟合, 有利于直观分析。

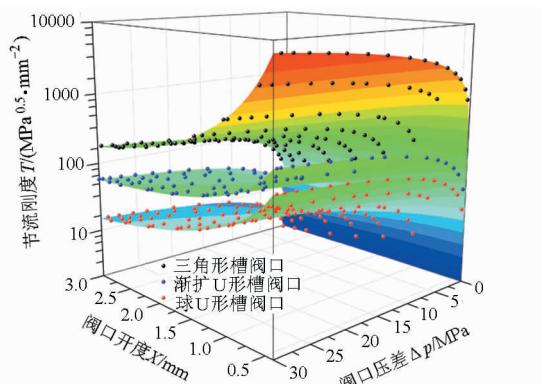


图 10 压差和开度变化下的节流刚度曲面

Fig. 10 Throttling stiffness under variable pressure drop and opening

可以看出, 相同条件下三角形槽的节流刚度最大, 随后依次是渐扩 U 形槽、球形槽, 但它们随开度及压差的变化趋势几乎相同。同一节流槽, 两端压差 Δp 越大则节流刚度 T 越大, 且在小压差时具有较高的变化率, 因此为保证节流阀口具有足够的刚度, 通常限定了正常工作时的最小压力差。当阀口前后压差相同时, 开度越小, 节流刚度越大, 并随阀口的打开迅速减小。当阀口接近全开时, 节流刚度几近饱和, 阀口压差对其影响十分微弱。其中三角形槽在较小开度时的刚性优, 最易获得稳定流量, 尤其适用于需要高定位精度的小幅动作中, 但需要考虑阀口较小时可能引起的堵塞现象。

经过以上研究可以对 3 种节流阀口的流量特性、稳态液动力、节流刚度等特性及其适用的场合进行归纳如表 4 所示。

表 4 节流阀口性能及适用场合

Tab. 4 Characteristics and applications of notches

特性	球形槽	三角形槽	渐扩 U 形槽
通流能力	优	一般	良
稳态液动力	一般	优	良
节流刚度	一般	优	良
初始流量增益	优	一般	优
流量稳定性	一般	优	优
适用场合	系统压力建立 速度快	流量控制精度 要求高	响应快速, 运行平稳

3 结论

(1) 提出了从压降分布特性入手, 采用数值模拟手段定性的分析阀口处的压力分布, 以确定阀口节流面位置的方法, 具有较好的准确性和通用性。

(2) 通过对过流面积特性的分析发现: 球形槽为典型的二级节流, 三角形槽为典型的单级节流, 而渐扩 U 形的节流特征在不同开口段表现出差异性, 且存在阀口迁移。

(3) 对阀口的压差-流量特性进行了多项式拟合, 在此基础上结合孔口流量公式获得了流量系数稳定值 C_{dst} , 并推导了固定开度下流量系数 C_d 与雷诺数 Re 的关系式, 与试验结果吻合很好, 发现节流槽内流动的转换均处在 $Re^{0.5} \in (10, 30)$ 区域, 较理论值有很大的提前。

(4) 在理论推导与试验结果相互吻合的基础上, 进一步简化了液动力的计算公式, 并代入由流场仿真确定的阀口射流角, 得到了稳态液动力随开度的变化曲线, 很好地反映了稳态液动力试验值的变化趋势。

(5) 研究发现: 球形槽的通流能力强, 初始段流量增益大, 但稳态液动力大, 且节流刚度差, 适用于需要快速响应的系统; 三角形槽的节流刚性足, 流量变化平稳, 适用于流量微调性能好, 需要精确控制的场合; 渐扩 U 形槽的特性介于两者之间, 既保证了启闭时的灵敏性, 也满足了运行的平稳性。

参 考 文 献

- Pan Xudong, Wang Guanglin, Lu Zesheng. Flow field simulation and a flow model of servo-valve spool valve orifice [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(10): 3249–3256.
- 朱钰. 液控换向阀内流场及动态特性的数值模拟 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2012, 44(5): 133–139.
Zhu Yu. Numerical simulation of flow field and dynamic characteristics of pilot operated directional valve [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2012, 44(5): 133–139. (in Chinese)
- Amirante R, Del Vescovo G, Paoluzzi R. Stationary axial flow force analysis on compensated spool valves [J]. International Journal of Fluid Power, 2006, 47(1): 17–25.

- 4 冀宏. 液压阀芯节流槽气穴噪声特性的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2004.
 Ji Hong. Investigation into the cavitation noise in grooves of spool valve[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2004. (in Chinese)
- 5 冀宏, 王东升, 刘小平, 等. 滑阀节流槽阀口的流量控制特性[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 198–202.
 Ji Hong, Wang Dongsheng, Liu Xiaoping, et al. Flow control characteristic of the orifice in spool valve with notches [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 198–202. (in Chinese)
- 6 Ye Qifang, Chen Jiangping. Dynamic analysis of a pilot-operated two-stage solenoid valve used in pneumatic system [J]. Simulation Modeling Practice and Theory, 2009, 17(5): 794–816.
- 7 闻德生, 李永安, 张月忠, 等. 锥形阀口滑阀的特性研究及流场数值模拟[J]. 机床与液压, 2010, 38(21): 49–51.
 Wen Desheng, Li Yongan, Zhang Yuezhong, et al. Numerical simulation of flow field and research on characteristics of conical spool valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(21): 49–51. (in Chinese)
- 8 Baudry X, Mare J C. Linking CFD and lumped parameters analysis for the design of flow compensated spool valves [C] // Proceedings of the 1st FPNI-PhD Symposium, 2000: 249–258.
- 9 Liu Yinsui, Yang Yousheng, Li Zhuangyun. Research on the flow and cavitation characteristics of multi-stage throttle in water-hydraulics[J]. Proc. IMechE, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2006, 220(2): 99–108.
- 10 Ryu S, Ochiaim, Ueno K. Analysis of flow force in valve with notches on spool [C] // Proceedings of the 6th International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2010: 435–438.
- 11 冀宏, 傅新, 杨华勇. 非全周开口滑阀稳态液动力研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(6): 13–17.
 Ji Hong, Fu Xin, Yang Huayong. Study on steady flow force of non-circular opening spool valve [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(6): 13–17. (in Chinese)
- 12 Antonio Posa, Paolo Oresta, Antonio Lippolis. Analysis of a directional hydraulic valve by a direct numerical simulation using an immersed-boundary method[J]. Energy Conversion and Management, 2013, 65: 497–506.
- 13 冀宏, 傅新, 杨华勇, 等. 非全周开口滑阀压力分布测量研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(4): 99–102.
 Ji Hong, Fu Xin, Yang Huayong, et al. Mearsurement on pressure distribution of non-circular opening spool valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(4): 99–102. (in Chinese)
- 14 Massimo Borghi, Massimo Milani, Roberto Paoluzzi. Influence of notches shape and number of notches on the metering characteristics of hydraulic spool valves[J]. International Journal of Fluid Power, 2005, 3(2): 5–18.
- 15 弓永军, 周华, 杨华勇. 阀芯结构对纯水溢流阀抗汽蚀特性的影响研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(8): 50–54.
 Gong Yongjun, Zhou Hua, Yang Huayong. Study on cavitation resistive property of water hydraulic relief valve with different piston structure[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(8): 50–54. (in Chinese)
- 16 Amirante R, Moscatelli P G, Catalano L A. Evaluation of the flow forces on a direct (single stage) proportional valve by means of a computational fluid dynamic analysis[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(3): 942–953.
- 17 陈晋市, 刘昕晖, 元万荣, 等. 典型液压节流阀口的动态特性[J]. 西南交通大学学报, 2012, 47(2): 325–332.
 Chen Jinshi, Liu Xinhui, Yuan Wanrong, et al. Dynamic characteristics of typical hydraulic notches[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2012, 47(2): 325–332. (in Chinese)
- 18 周盛, 徐兵, 杨华勇. 高速开关阀液动力补偿[J]. 机械工程学报, 2006, 42(增刊1): 5–8.
 Zhou Sheng, Xu Bing, Yang Huayong. Flow force compensation of high speed on/off valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(Supp. 1): 5–8. (in Chinese)
- 19 方文敏, 成琳琳, 傅新, 等. 带U形节流槽的滑阀稳态液动力研究[J]. 浙江大学学报, 2010, 44(3): 574–580.
 Fang Wenmin, Chen Linlin, Fu Xin, et al. Investigation on steady-state flow force of spool valve with U-grooves[J]. Journal of Zhejiang University, 2010, 44(3): 574–580. (in Chinese)
- 20 袁士豪, 殷晨波, 刘世豪. 液压阀口二级节流特性[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(6): 716–720.
 Yuan Shihao, Yin Chenbo, Liu Shihao. Two-step throttle properties of hydraulic valve ports [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(6): 716–720. (in Chinese)

Stationary Flow Characteristics of Notches on Throttling Grooves

Ye Yi Yin Chenbo Liu Hui Zhou Gen Jiang Xuefeng

(Institute of Automobile and Construction Machinery, Nanjing University of Technology, Nanjing 211816, China)

Abstract: Aimed at three different notches with typical structural features, the stationary flow characteristics were investigated thoroughly and critically. The computational fluid dynamics approach was used to investigate the pressure distributions in notches, and the changing rules of the restriction locations were obtained. After deducing the calculation formulas of flow area, the metering characteristics of

notches were studied. Based on the relation of flow rate vs pressure drop characteristic, the discharge coefficient as a function of Reynolds' number was obtained by using experimental study and theoretical analysis methods. The stable value of the discharge coefficient was also given, and its variation pattern with variable openings was discussed. Based on high consistency between theoretical values and experimental results, the steady flow force and throttling stiffness were investigated, and the results agreed with observed ones were obtained. It was shown that spheroid-notch was applicable under the case of rapid pressure establishing as its discharge coefficient was high when the opening was small, and its flow ability was excellent. Triangle-notch was suitable for the circumstances of high precise control due to high throttling stiffness and smooth increase of flow rate. Divergent U-notch was applied to the conditions of rapid response and stability. The research can be extended to structure optimization and characteristics study of notches, and also provide some useful references for the design of high-performance hydraulic control valves.

Key words: Notch Stationary flow characteristics Pressure distribution Discharge coefficient Flow force Throttling stiffness

(上接第198页)

Effect of Mineral-based Additives on Organic Matter Degradation during Pig Manure Aerobic Composting

Li Ronghua¹ Zhang Guangjie¹ Wang Quan¹ Zhang Zengqiang² Mao Hui¹

(1. College of Resources and Environment, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China

2. Key Laboratory of Plant Nutrition and the Agri-environment in Northwest China, Ministry of Agriculture, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: In order to investigate the effect of mineral-based additives on organic matter degradation during composting of pig manure under aerobic condition, pig manure was mixed with corn stalk powder and the mixture was composted for 90 days after amending with mineral-based additives such as flyash, weathered brown coal, and bentonite at 2.5% addition amounts. And the organic matter degradation characteristics were evaluated by chemical analysis and FTIR methods. The results showed that the additives had no remarkable influence on composts temperature evolution. During the thermophilic phase, temperatures above 55°C were rapidly established and continued over a week with the maximum temperatures up to 70°C in all the composts. TOC and WSC decreased as composting progress, whereas the TOC decrease was enhanced in order of flyash, bentonite and weathered brown coal. Mineral additives improved the composts humification. Germination index of *Ardisiasquamulosa presl* seeds showed a significant negative correlation with WSC, and presented significant positive correlations with PHA and DP. The organic matter of the pig manure-additive mixture was characterized by a high polymerisation degree of the humic-like substances, with a relative high proportion of humic acids in relation to fulvic acids. The FTIR analysis showed that the contents of the compounds with —OH, —CH₃ and —CH₂ groups decreased with time, while the contents of the compounds with —C=O, —C—O—C, —COO and aromatic groups increased with time, and the organic matter degradation process could be last for 60 days during composting. The GI values increased with composting time, while the developments were significant inhibited during the initial stage when mineral-based additives were added. After 90 days composting GI values were over 0.5 indicating the maturity composts for all treatments.

Key words: Mineral-based additives Pig manure Compost Organic matter degradation Infrared spectroscopy