

异型分压阀口节流槽节流特性研究*

袁士豪¹ 殷晨波¹ 叶仪¹ 刘世豪²

(1. 南京工业大学车辆与工程机械研究所, 南京 210009; 2. 海南大学机电工程学院, 海口 570228)

摘要: 异型分压节流槽在分散节流阀口压降集中, 减小阀口空化剧烈程度方面具有非常重要的意义。通过分析 U 型和 V 型分压节流阀口各自通流截面的水力直径 D_h , 得出了 U 型节流槽和 V 型节流槽通流能力方面的差异。通过两种节流槽节流特性的研究发现: 对于 U 型节流槽, 当处于较大阀口开度时, 其通流能力受到限制, 会出现通流性能饱和现象; 而对于 V 型节流槽, 其水力直径 D_h 与阀口开度 X 具有较好线性关系, 并且其流量可控性要好于 U 型节流槽。另外从异型节流阀口的特点出发, 推导了适用于分压节流阀口的空化特性计算公式, 并在此基础上发现当阀口体积流量 Q 方向相反时, 在阀口过流截面上的空化特性是有差异的; 当液流体积流量 Q 从较大过流截面 A_1 流向相对较小的过流截面 A_2 时, 在节流主要截面 A_2 附近的空化指数 σ 要明显大于当体积流量翻转时在 A_2 附近的空化指数; 并从理论上解释了该现象的产生原因。

关键词: 多路换向阀 分压 节流槽 通流能力 水力直径 空化特性

中图分类号: TH137.52 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)01-0321-07

引言

多路阀是农业机械、工程机械液压控制系统中的关键控制部件, 它可以实现液压执行机构的复杂动作, 其性能的优劣对农业机械、工程机械的性能有较大影响。

对于农业机械液压系统已有很多学者研究了其特点, 并得出了不少研究成果^[1-5]。然而对于组成液压系统的关键液压元件——多路换向阀, 研究却不是很多。多路阀处于恶劣工况时, 其换向阀芯的阀口往往有较严重的空化腐蚀现象, 这会对换向阀寿命产生较大影响。目前对于液压流场空化现象已有学者研究, 并取得了一些进展^[6-8]。除此之外还有很多学者也研究了节流阀口的节流特性, 如冀宏、王东升等^[9-10]提出以节流槽内节流面的串并联效应确定二矩形节流槽阀口面积的原则, 推导出阀口面积的计算公式并编制了阀口面积的计算程序; 在此基础上对二矩形节流槽的流量特性进行了试验。

实际应用中常常采用分压节流形式来实现阀口分压, 降低空化剧烈程度。同全周阀口节流相比, 异型分压节流槽的水力直径较大, 抗阻塞性较好, 且容易获得较小的稳定流量。本文研究 U 型节流槽和 V 型节流槽这两种典型的分压节流形式; 计算各自的

通流截面面积和水力直径, 并在此基础上比较它们之间通流性能的差异。另外在经典空化数 σ 定义的基础上, 根据分压阀口的节流压降分配特点, 推导适用于表述分压阀口过流截面附近空化程度的空化指数计算式, 并在此基础上分析 U 型节流槽和 V 型节流槽的空化特性, 为异型分压节流阀口的设计提供理论指导。

1 异型分压节流阀口的通流特性分析

U 型分压节流槽边界线由半圆柱与阀芯台肩相贯而形成, 其结构如图 1 所示, 半径为 r 的半圆柱与阀芯相贯, 形成了 U 型节流槽。

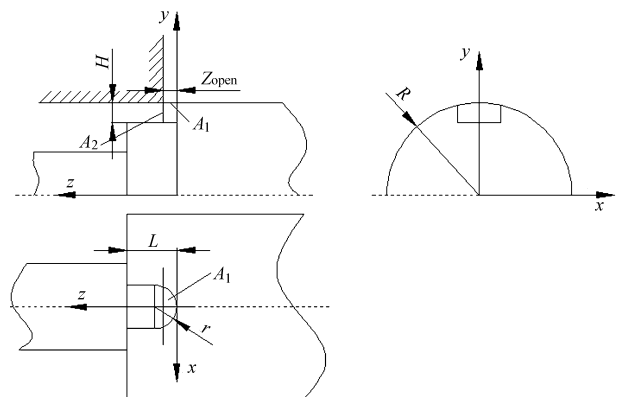


图 1 U 型分压节流槽结构简图

Fig. 1 U groove structural sketch

收稿日期: 2013-01-04 修回日期: 2013-01-21

* 国家自然科学基金资助项目(50875122)和江苏省科技支撑计划资助项目(BE2011187)

作者简介: 袁士豪, 博士生, 主要从事液压设备基础性研究, E-mail: yuanshihao1983@163.com

通讯作者: 殷晨波, 教授, 博士生导师, 主要从事化工设备研究, E-mail: Chbyin@163.com

相对于 U 型节流槽, V 型节流槽的边界包络线要复杂一些,由两个与阀芯轴线正交的圆锥曲面相贯而成, V 型节流槽的边界线方程的非线性程度很高,因此很难得到精确的解析解。

图 2 中 V 型节流槽的边界包络线解析方程非常复杂,在实际运用中,没有必要得到节流阀口几何结构参数的精确解析解。由于一般节流阀口特征尺寸相对于阀芯尺寸而言是比较小的,因此可将节流阀口的曲线段近似简化成直线段,从而有利于简化阀口节流特性的分析复杂性,几何机构简化后的节流槽结构示意图如图 3 所示。

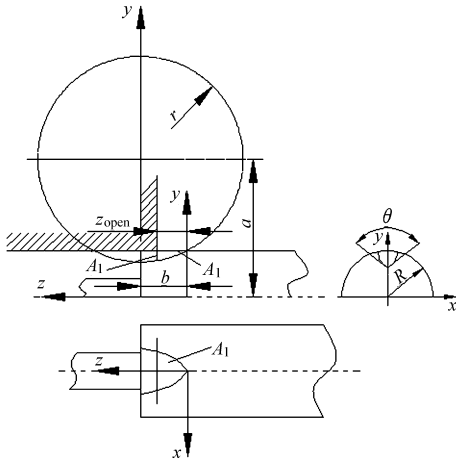


图 2 V 型分压节流槽结构简图
Fig.2 V groove structural sketch

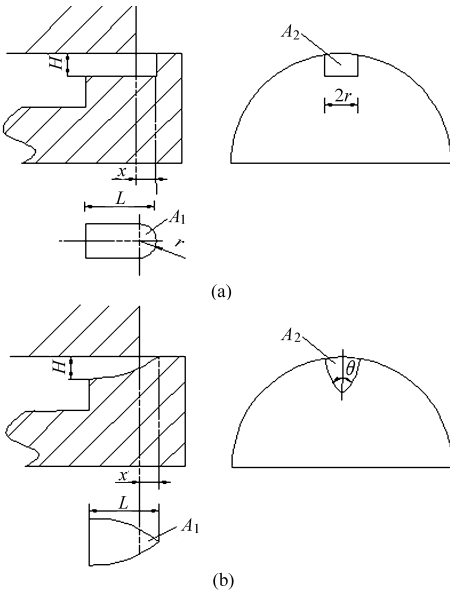


图 3 U 型和 V 型节流槽几何特征参数
Fig.3 U and V grooves geometric feature
(a) U 型节流槽 (b) V 型节流槽

从图 3 看出, U 型节流槽的节流形状由节流半径 r 、节流槽长度 L 和节流深度 H 决定;而 V 型节流槽则近似简化成由节流槽深度 H 、节流侧面夹角 θ 和节流槽长度 L 确定其开口形状。从图中亦可看

出,单节的异型分压节流阀口,其过流截面为 A_1 和 A_2 ,即阀口节流作用主要发生在这两个通流截面上。

衡量节流阀口节流性能好坏的指标通常有通流能力和阀口空化气蚀特性。对于节流阀口能够获得的较小稳定流量能力,通常使用过流截面水力直径 D_h 来衡量,水力直径 D_h 的定义为

$$D_h = \frac{4A_e}{P_{wetted}} \quad (1)$$

式中 A_e ——过流截面积

P_{wetted} ——该过流截面的液流湿润周长

阀口开度 X 的变化率越大,节流阀口的通流能力越强。

要计算出 U 型和 V 型节流槽的水力直径,依据式 (1) 就必须先得到过流截面面积 A_e 和过流截面湿润周长 P_{wetted} 。根据图 3 中所示的节流槽几何结构,可推导出 U 型节流槽和 V 型节流槽过流截面 A_1 和 A_2 的计算式

$$\begin{cases} A_1(X) = \begin{cases} R^2 \arccos\left(\frac{R-X}{R}\right) - (R-X)\sqrt{X(2R-X)} & (X < R) \\ \frac{\pi R^2}{2} + 2R(X-R) & (R \leq X \leq L) \end{cases} \\ A_2(X) = \begin{cases} 2H\sqrt{X(2R-X)} & (X < R) \\ 2RH & (R \leq X \leq L) \end{cases} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} A_1(X) = \frac{X^2}{L} H \tan \frac{\theta}{2} \\ A_2(X) = \left(\frac{H}{L} X\right)^2 \tan \frac{\theta}{2} \end{cases} \quad (3)$$

式(2)中 U 型节流槽过流截面 A_1 、 A_2 随着阀口开度 X 的变化,其计算式有变化;式(3)中 V 型节流槽,其节流截面的面积变化相对比较统一,始终可以用一个公式表示。

当处于节流阀口开度 X 时,两种节流截面 A_1 、 A_2 上的液流湿周 $P_{wetted1}$ 、 $P_{wetted2}$ 计算公式为

$$\begin{cases} P_{wetted1}(X) = \begin{cases} 2\left(R \arctan \frac{\sqrt{X(2R-X)}}{R-X} + \sqrt{X(2R-X)}\right) & (X < R) \\ \pi R + 2(X-R) + 2R & (R \leq X \leq L) \end{cases} \\ P_{wetted2}(X) = \begin{cases} 2(H + 2\sqrt{X(2R-X)}) & (X < R) \\ 2(2R + H) & (R \leq X \leq L) \end{cases} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} P_{wetted1}(X) = 2\left(\frac{H}{L} \tan \frac{\theta}{2} + \sqrt{1 + \left(\frac{H}{L} \tan \frac{\theta}{2}\right)^2}\right) X \\ P_{wetted2}(X) = 2\frac{H}{L} \left(\sec \frac{\theta}{2} + \tan \frac{\theta}{2}\right) X \end{cases} \quad (5)$$

将式(2)~(5)代入式(1),得到 U 型和 V 型节流槽水力直径 D_h 的计算式

$$D_{h1}(X) = \begin{cases} \frac{R^2 \arccos\left(\frac{R-X}{R}\right) - (R-X) \sqrt{X(2R-X)}}{2\left(R \arctan \frac{\sqrt{X(2R-X)}}{R-X} + \sqrt{X(2R-X)}\right)} & (X < R) \\ \frac{\frac{\pi R^2}{2} + 2R(X-R)}{\pi R + 2(X-R) + 2R} & (R \leq X \leq L) \end{cases} \quad (6)$$

$$D_{h2}(X) = \begin{cases} \frac{2H \sqrt{X(2R-X)}}{2(H + 2 \sqrt{X(2R-X)})} & (X < R) \\ \frac{2RH}{2(2R+H)} & (R \leq X \leq L) \end{cases}$$

$$D_{h1}(X) = \frac{\frac{X}{L} H \tan \frac{\theta}{2}}{2\left(\frac{H}{L} \tan \frac{\theta}{2} + \sqrt{1 + \left(\frac{H}{L} \tan \frac{\theta}{2}\right)^2}\right)}$$

$$D_{h2}(X) = \frac{\left(\frac{H}{L}\right)^2 X \tan \frac{\theta}{2}}{2 \frac{H}{L} \left(\sec \frac{\theta}{2} + \tan \frac{\theta}{2}\right)} \quad (7)$$

U 型节流槽和 V 型节流槽处于某个节流阀口开度时,等效水力直径 D_h 计算式由式(6)和式(7)确定。将 U 型节流槽和 V 型节流槽几何结构参数(U 型: $L = 6 \text{ mm}$, $H = 2 \text{ mm}$, $R = 3 \text{ mm}$; V 型: $L = 6 \text{ mm}$, $H = 2 \text{ mm}$, $\theta = 80^\circ$)代入式(6)和式(7),利用 Matlab 可得到水力直径 D_h 随着阀口开度 X 的变化曲线如图 4 和图 5 所示。

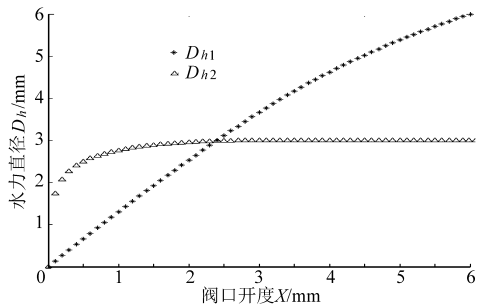


图 4 U 型节流槽水力直径 D_h 随阀口开度的变化

Fig. 4 U groove hydraulic diameters under variable openings

从图 4 中可以看出,对于 U 型节流槽,其节流截面 A_1 、 A_2 上的水力直径 D_{h1} 、 D_{h2} 的大小存在转移现象。在小的阀口开度时,水力直径 D_{h2} 要大于 D_{h1} ,随着阀口开度 X 的增加,过流截面 A_2 上的水力直径 D_{h2} 趋向于稳定,且 D_{h1} 的值开始大于 D_{h2} ;随着阀口开度的继续增加, D_{h1} 与 D_{h2} 之间差值持续增加。由于过流截面 A_1 和 A_2 属于串联连接,由串联的性质可知,节流阀口的最终流量特性基本上是由过流截面 A_2 决定的。对于 U 型节流槽,在阀口开度增大时,其较小过流截面 A_2 上的水力直径 D_{h2} 不再发

生变化,出现流量饱和现象,这对节流过程是很不利的。对于 V 型分压节流槽,其节流截面的水力直径随阀口开度变化的曲线如图 5 所示。

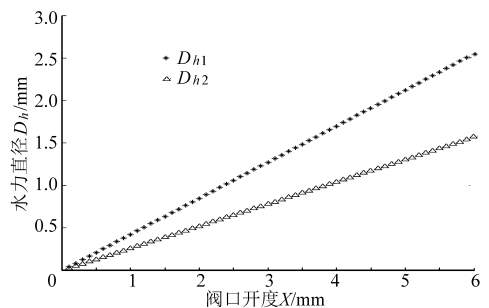


图 5 V 型节流槽水力直径 D_h 随阀口开度的变化

Fig. 5 V groove hydraulic diameters under variable openings

图 5 中给出了 V 型节流槽节流截面上的水力直径随着阀口开度的变化趋势。从图中可以看出 V 型节流槽的水力直径 D_h 与阀口开度 X 之间的线性符合程度很好,相对于 U 型节流槽,V 型节流槽可获得稳定流量范围更广的较小节流流量,且 V 型节流槽在阀口开度范围内亦不会出现流量饱和。

由以上分析可得知,对于 U 型和 V 型分压节流槽,其通流特性表现出很大的不同,总的来说 V 型分压节流槽的通流性能比 U 型节流槽好一些,且由 V 型节流槽的水力直径变化特性可以看出,V 型节流槽的流量调节性能比 U 型节流槽好。

2 异型分压节流阀口空化特性分析

采用异型分压阀口来取代全周节流阀口实现阀口节流,是因为异型节流阀口具有多个节流截面,可以分散节流阀口总的压降,以防止节流压降在某个过流截面上的过分集中。由串联合流阀口的特性可知,过流截面 A_1 、 A_2 上的压降 Δp_1 、 Δp_2 的分配满足

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{C_{q2} A_2}{C_{q1} A_1}\right)^2 \quad (8)$$

式中 C_{q1} 、 C_{q2} ——节流阀口的流量系数

按照经典空化数 σ 的定义,流场中某处的空化

指数是无穷远处压力 p_∞ 与流体气液分离压 p_g 的差值与该处流体动压力 $\rho u_\infty^2/2$ 的比值,即

$$\sigma = \frac{p_\infty - p_g}{\frac{1}{2}\rho u_\infty^2} \quad (9)$$

显然式(9)对于计算分压节流阀口的空化程度是不适用的,式中的流场质点速度 u_∞ 是不容易计算的。为此本文从经典空化数的定义出发,推导了适用于分压阀口节流的空化数计算式。忽略油液的质量,则根据理想伯努利方程可知

$$p_i - p_\infty = \frac{\rho(u_\infty^2 - u_i^2)}{2} \quad (10)$$

式中 p_i ——节流阀口处的流场压力
 u_i ——节流阀口处的液流速率

由于节流阀口处的节流面积相对于节流阀口通道内的通流面积要小得多,因此液流速率 u_∞ 相比于 u_i 要小得多,由此伯努利方程(10)可变为

$$p_\infty - p_i = \frac{\rho u_i^2}{2} \quad (11)$$

比较式(9)和式(11),则可以定义适合于分压阀口空化数计算的空化指数计算式

$$\sigma = \frac{p_\infty - p_i}{p_\infty - p_g} \quad (12)$$

本文中所研究的 U 型节流槽和 V 型节流槽均有两个过流截面,将式(12)修正为

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_g} \\ \sigma_2 = \frac{p_2 - p_3}{p_2 - p_g} \end{cases} \quad (13)$$

使空化数计算式分别可以计算过流截面 A_1 和 A_2 上的空化指数。

式中 p_1 可看做是节流阀口的入口压力, p_2 则近似认为是两个过流截面 A_1 、 A_2 之间区域内的平均压力, p_3 则视作节流阀口背压。将式(13)做数学变形处理,再考虑到阀口的压降分配原则式(8),最终可以得到异型分压阀口的空化指数计算式

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{1 - \frac{1}{1+k^2}}{1 - \frac{p_g}{p_1}} \\ \sigma_2 = \frac{1 - (1+k^2)\frac{p_3}{p_1}}{1 - (1+k^2)\frac{p_g}{p_1}} \end{cases} \quad (14)$$

式中 $k = C_{q2}A_2 / (C_{q1}A_1)$

得出式(14)的前提是液流的方向是从过流截面 A_1 到过流截面 A_2 ,当液流体积流量 Q 的流向从

过流截面 A_2 到过流截面 A_1 时,节流阀口空化数的计算式(14)也要做相应的调整,即

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{1 - (1+k^2)\frac{p_3}{p_1}}{1 - (1+k^2)\frac{p_g}{p_1}} \\ \sigma_2 = \frac{1 - \frac{1}{1+k^2}}{1 - \frac{p_g}{p_1}} \end{cases} \quad (15)$$

式中 $k = C_{q1}A_1 / (C_{q2}A_2)$

将式(2)、(3)分别代入式(14)和式(15),并分别取 p_1 、 p_3 、 p_g 为 5 MPa、0.1 MPa、 1.5×10^4 Pa,由此得到了当液流体积流量 Q 的方向相反时,在过流截面 A_1 、 A_2 上的空化指数 σ_1 和 σ_2 ,如图 6 所示。

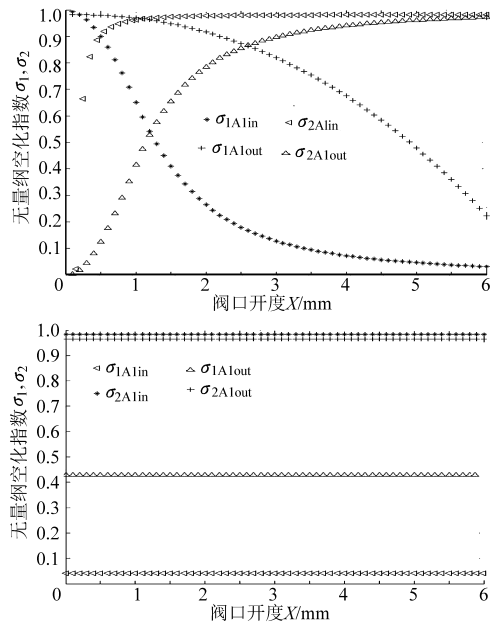


图 6 U 型节流槽和 V 型节流槽空化指数

Fig. 6 U and V grooves cavitation indexes under liquid flows into and out from section A_1

从 U 型节流槽和 V 型节流槽的空化特性曲线中可以看出,对于 U 型节流槽:在过流截面 A_1 附近,当液流方向是流入过流截面 A_1 时,其空化指数 σ_{1A1in} 要小于当液流流出过流截面 A_1 时的空化数 σ_{1A1out} ;相反当液流流入过流截面 A_1 时,在过流截面 A_2 上的空化指数 σ_{2A1in} 要大于当液流流出过流截面 A_1 时的空化指数 σ_{2A1out} 。在流入流出过流截面 A_1 时,对于 U 型节流槽而言,其空化气蚀的剧烈区域始终集中在过流截面 A_2 上,但是在液流方向不同时,其空化的剧烈程度还是表现出了明显的不同。同样是过流截面 A_2 ,当液流流入过流截面 A_1 时,其过流截面上的空化剧烈程度要明显高于流出过流截面 A_1 时,且在流出过流截面 A_1 时在 A_2 上不容易产

生空化饱和现象;而在流入过流截面 A_1 时,节流截面 A_2 的空化数 σ_{2A1in} 在很小的阀口开度 X 时就达到空化饱和现象。虽然在过流截面 A_1 上当液流流入 A_1 时的空化指数 σ_{1A1in} 要小于流出 A_1 截面时的空化指数 σ_{1A1out} ,但从总体来看空化气蚀剧烈程度始终是流入 A_1 截面时要大于流出 A_1 截面时。当液流流入 A_1 时,在很小的阀口开度 X 下,空化气蚀现象就迅速向过流截面 A_2 上集中,随后 A_2 上空化指数 σ_{2A1in} 迅速达到饱和,而 A_1 上的空化剧烈程度却迅速下降,整个阀口开度的变化过程除了在阀口开度很小的一段时间内,流入过流截面 A_1 时的空化特性基本上体现在过流截面 A_2 上。而液流流出过流截面 A_1 时的空化特性相对于流入过流截面 A_1 ,其空化指数的变化要均衡一些。在小阀口开度时,液流流出过流截面 A_1 时,在 A_1 过流截面会出现短暂的空化饱和现象,随着阀口开度的增加在 A_1 过流截面的空化剧烈程度降低,而在过流截面 A_1 上的空化指数虽然也会上升,但其上升的速率明显小于液流流入 A_1 时,且在液流流出过流截面 A_1 时 U 型分压节流槽发生空化饱和的概率要小于流入过流截面 A_1 时。而对于 V 型分压节流槽而言,当液流流入过流截面 A_1 时,在过流截面 A_2 上的空化数 σ_{2A1in} 要大于流出截面 A_1 时的空化指数 σ_{2A1out} ;当液流流出过流截面 A_1 时,在 A_1 截面上的空化指数 σ_{1A1out} 要明显大于液流流入 A_1 时的空化指数 σ_{1A1in} 。由图 6 亦可以看出对于 V 型节流槽,其空化气穴的集中区域始终位于过流截面 A_2 附近,即 V 型节流槽节流性能的好坏主要取决于过流截面 A_2 上的空化特性。由图 5 可以明显看出,当液流流出过流截面 A_1 时,在过流截面 A_2 上的空化指数 σ_{2A1out} 要小于流入 A_1 截面时的 A_2 附近的空化指数 σ_{2A1in} 。总的来说不管是 U 型节流槽还是 V 型节流槽,其在液流体积流量 Q 流出过流截面 A_1 时的空化特性要好于液流体积流量 Q 流入过流截面 A_1 时的空化特性。

为了验证理论分析所得到的空化特性曲线(图 6),对 U 型和 V 型节流槽进行了试验研究,得到了在不同阀口压差条件下节流阀口流量试验曲线,如图 7 和图 8 所示。

从图 7 中可以看出:在阀口开度 X 的中间区域,液流流出过流截面 A_1 时的体积流量 Q_{uA1out} 要稍大于流入过流截面 A_1 时的体积流量 Q_{uA1in} ;当处于小阀口开度 X 或接近阀口全开时,液流流入过流截面 A_1 时的体积流量 Q_{uA1in} 与流出 A_1 时的体积流量 Q_{uA1out} 基本上相当。这从图 6 中可以得到解释:在阀口开度 X 较小时,当液流流入过流截面 A_1 时,过流截面 A_1 和 A_2 上的空化指数 σ_{1A1in} 和 σ_{2A1out} 的数值都

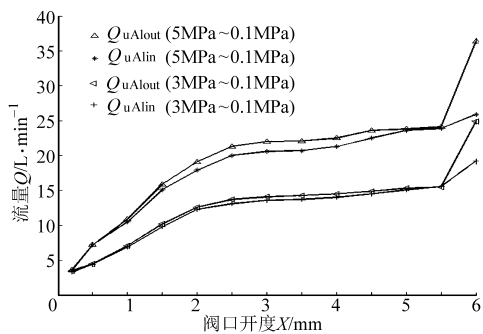


图 7 流入流出 A_1 过流截面时 U 型节流槽流量试验值

Fig. 7 Experimental flow rates in U groove under flux in and out A_1

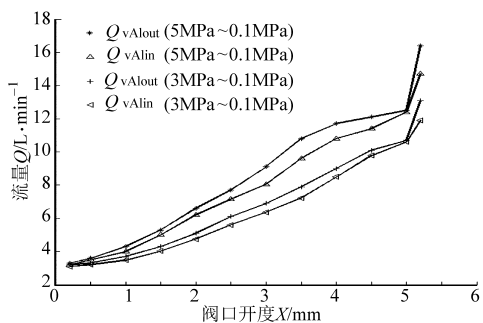


图 8 流入流出 A_1 过流截面时 V 型节流槽流量试验值

Fig. 8 Experimental flow rates in V groove under flux in and out A_1

比较大,且 A_1 、 A_2 上的空化剧烈程度分布相对较均衡, σ_{1A1in} 和 σ_{2A1out} 的数值与当液流流出 A_1 时在截面 A_1 上的空化指数 σ_{1A1out} 非常接近,即在小阀口开度时流入流出 A_1 截面的液流在 U 型节流槽内的空化剧烈程度相近,其抵消空化气泡影响后的实际通流截面很接近,宏观上即表现为小阀口开度时流入流出过流截面 A_1 的体积流量在数值上基本相等;当阀口开度接近全开时,流入流出过流截面 A_1 时的空化剧烈集中区始终在过流截面 A_2 上,且体积流量相反时空化指数 σ_{2A1in} 、 σ_{2A1out} 基本相同,宏观表现为接近阀口全开时流入流出截面 A_1 的体积流量 Q_{uA1in} 和 Q_{uA1out} 基本相等;当阀口开度 X 处于中间区域时,流入截面 A_1 时,空化饱和区很快就集中在过流截面 A_2 上,此时 U 型节流槽的体积流量 Q_{uA1in} 基本达到饱和状态,不再随着阀口开度的增加而继续增加。而当液流流出过流截面 A_1 时,由图 6 可知,在过流截面 A_1 和 A_2 上的空化指数并没有出现很大差值,即在液流流入 A_1 时,过流截面上的空化剧烈程度比较均衡,并没有出现明显的空化剧烈程度集中区,且 σ_{1A1out} 和 σ_{2A1out} 均小于液流流入 A_1 时的 σ_{2A1in} ,从宏观角度看就表现为在阀口开度的中间区域内流入过流截面 A_1 的体积流量 Q_{uA1in} 要稍小于流出过流截面 A_1 的体积流量 Q_{uA1out} 。

图 8 所示为 V 型节流槽体积流量试验值曲线,

当液流体积流量流向相反时,其相对应的体积流量 Q_{vA1out} 和 Q_{vA1in} 存在差异,并不是完全相等,且在整个阀口开度的范围流出过流截面 A_1 的体积流量 Q_{vA1out} 始终要比流入过流截面 A_1 时的体积流量 Q_{vA1in} 大一些,这一现象可以从节流槽过流截面空化特性曲线(图6)中得到解释:V型节流槽过流截面 A_1 、 A_2 上的空化指数为一定值,与阀口开度 X 无关;又由于V型分压节流槽的空化特性主要体现在过流截面 A_2 上,由图6可以看出,当液流流入过流截面 A_1 时,在过流截面 A_2 上的空化指数 σ_{2A1in} 要大于流出过流截面 A_1 时的空化指数 σ_{2A1out} ,由此可知当液流流出过流截面 A_1 时,在空化现象集中区过流截面 A_2 处的空化气蚀剧烈程度相比液流流入过流截面 A_1 时要小一些,由此可以推断当液流流出过流截面 A_1 时,V型节流阀口的实际等效过流截面面积 A_e 要比流入过流截面 A_1 时的大一些,由阀口节流流量计算式可知液流流出过流截面 A_1 时的体积流量要比流入过流截面 A_1 时的体积流量大一些。

当液流体积流量 Q 的流向反转时出现节流阀口流量差异的现象,以图9为例,解释为何液流流向会对阀口流量 Q 产生影响。

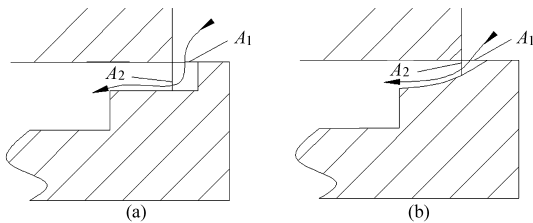


图9 节流槽液流流动路径

Fig. 9 Liquid flow path of two-stage throttling groove

(a) U型节流槽 (b) V型节流槽

如图9所示,当阀口液流流动路径从收缩断面 A_1 到收缩断面 A_2 时,由于收缩断面 A_1 要大于收缩断面 A_2 (对于U型节流槽只在开始的一小段区间内 $A_1 < A_2$,其余大部分的阀口开度下 A_1 大于 A_2),所以液流在 A_1 断面所受的束流收缩作用要弱于在过流截面 A_2 上所受的束流收缩作用。过流截面越小则束流收缩作用越强,即在该过流截面附近的液流速度 u 越快,由伯努利方程可知液流动能 $u^2/2$ 的增加必然导致该流场内的液流压力能 p/ρ 降低;因为束流收缩断面 A_2 要大于 A_1 ,液流在由 A_1 进入 A_2 的时候将再次被压缩,即液流速度 u 将进一步加快,由此加剧了在过流截面 A_2 上的压力能减小,由此知过流截面 A_2 上的空化指数 σ_2 要大于过流截面 A_1 上的空化指数 σ_1 。当液流流向相反时,即液流体积流量 Q 从过流截面 A_2 流向过流截面 A_1 时,由于过流截面 A_1 的束流压缩作用要大于 A_2 的束流压缩作

用,当液流通过 A_2 后其束流收缩作用减弱,这导致了在过流截面 A_1 和过流截面 A_2 之间的区域内液流压力 p 有了一定程度的恢复,从而在一定程度上抑制了过流截面 A_2 附近的空化剧烈程度,相反对于过流截面 A_1 而言,两个过流截面之间过渡区域内的压力增加必然导致在 A_1 附近的流场空化剧烈程度有一定的增大。由于分压节流槽过流截面之间是串联的,其通流能力往往是由较小过流截面决定的,由此对于分压节流槽而言其流量的大小主要取决于过流截面 A_2 的实际通流截面大小。由以上分析知道当液流流入过流截面 A_1 时,较小过流截面 A_2 上的空化指数 σ_{A1in} 要大于当液流流出 A_1 时的空化指数 σ_{A1out} ,即流出 A_1 时节流阀口实际的通流面积要大于流入 A_1 时的实际通流面积。

3 结论

以异型分压节流阀口为研究对象,具体分析了U型节流槽和V型节流槽的通流能力和在分压节流截面上的空化特性分布。为了研究异型分压节流槽的通流能力,推导了过流截面 A_1 、 A_2 的面积计算式和相应的过流截面 A_1 、 A_2 上的湿周 $P_{wetted1}$ 、 $P_{wetted2}$ 。由此得出了节流截面 A_1 、 A_2 上的等效通流水力直径 D_{h1} 和 D_{h2} 。

(1) 对于U型节流槽和V型节流槽,其过流截面上的水力直径表现出不同的变化时特性:对于U型节流槽,其存在阀口流量饱和现象。在小阀口开度的时候,节流阀口的通流能力由过流截面 A_1 决定,其水力直径 D_{h1} 与阀口开度的线性符合程度较好;随着阀口开度 X 的增加,水力直径 D_{h1} 持续增加,而过流截面 A_2 上的水力直径 D_{h2} 却趋向于一个定值,在大阀口开度时U型节流槽的通流能力由过流截面 A_2 决定,且阀口开度较大时,U型节流槽容易发生流量饱和。

(2) 而对于V型节流槽,其过流截面 A_1 、 A_2 上的等效水力直径 D_{h1} 、 D_{h2} 始终与阀口开度 X 保持较好的线性关系,且V型节流槽其通流能力始终由过流截面 A_2 决定。由于V型节流槽的水力直径始终与阀口开度呈线性关系,所以其对流量的可控性要强于U型节流槽。

(3) 基于经典空化数 σ ,推导了适用于分压节流阀口空化特性表征的空化指数计算形式,并在此基础上得到了U型节流槽和V型节流槽在液流体积流量 Q 流向相反时的空化特性变化曲线。发现无论对U型节流槽或是V型节流槽,当液流流入过流截面 A_1 时在过流截面 A_2 上的空化指数始终要大于液流流出过流截面 A_1 时过流截面 A_2 上的空化指

数, 即当液流流出过流截面 A_1 时, 节流阀口的实际通流截面要大于液流流入过流截面 A_1 时的阀口实际通流截面; 从节流阀口流量试验曲线上也验证了该结论。

参 考 文 献

- 1 Dasgupta K, Karmakar R. Modeling and dynamics of single-stage pressure relief valve with directional damping[J]. Simulation Modeling Practice and Theory, 2002, 10(1~2): 51~67.
- 2 Jin-Keun C, Arcind Jayaprakash, Chahine G L, et al. Scaling of cavitation erosion progression with cavitation intensity and cavitation source[J]. Wear, 2012, 278~279: 53~61.
- 3 Masjedian J, Rahimzadeh H. Waveform analysis of cavitation in a globe valve[J]. Ultrasonics, 2009, 49(6~7): 577~582.
- 4 Catania A E, Ferrari A, Spessa E. Temperature variations in the simulation of high-pressure injection-system transient flows under cavitation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(7~8): 2 090~2 107.
- 5 Li Zhang, Jing Luo, Yuan Ruibo, et al. The CFD analysis of twin flapper-nozzle valve in pure water hydraulic[J]. Procedia Engineering, 2012, 31: 220~227.
- 6 Fu Xin, Du Xuewen, Zou Jun, et al. Simulation and experiment of bubbly flow inside throttling groove [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 20(5): 37~41.
- 7 郑淑娟, 刘楷安, 孙雪丽. 基于 CFD 的液压锥阀内部流场的数值模拟分析[J]. 华北水利水电学院学报, 2008, 29(2): 56~58. Zheng Shujuan, Liu Kai'an, Sun Xueli. Numerical simulation of the flow field inside the hydraulic poppet valve based on CFD[J]. Journal of North China Institute of Water Conservancy and Hydro Electric Power, 2008, 29(2): 56~58. (in Chinese)
- 8 刘桓龙, 李惟祥, 柯坚, 等. 液压锥阀空化特性的计算与分析[J]. 液压与气动, 2012(9): 1~6. Liu Huanlong, Li Weixiang, Ke Jian, et al. Simulation and analysis on cavitation property of hydraulic poppet valve[J]. Hydraulics & Pneumatics, 2012(9): 1~6. (in Chinese)
- 9 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)
- 10 冀宏, 张继环, 王东升, 等. 滑阀矩形节流槽阀口的流量系数 [C] // 第六届全国流体传动与控制学术会议, 2010: 74~77. Ji Hong, Zhang Jihuan, Wang Dongsheng, et al. Flow coefficient of rectangular notch orifice in spool valve [C] // The 6th National Fluid Drive and Control Academic Conference, 2010: 74~77. (in Chinese)

Studies on the Throttling Performance of Non-circumferential Throttling Port

Yuan Shihao¹ Yin Chenbo¹ Ye Yi¹ Liu Shihao²

(1. Institute of Automobile and Construction Machinery, Nanjing University of Technology, Nanjing 210009, China

2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Hainan University, Haikou 570228, China)

Abstract: Relative to circular throttling port, partial pressure throttling groove is significant for releasing pressure drop contraction in throttling port, and decreasing cavitation probability. For typical non-circumferential throttling ports U groove and V groove, their flow abilities (hydraulic diameters) were studied, and it was observed that for U groove, the flow ability is limited under a larger opening, as actual flow ability is depend on minor hydraulic diameter and it is a fixed value; for V groove, hydraulic diameters has a good linear relationship with port opening that means V groove has a wider flow range than U groove does, in other words, V groove is easier to obtain stable smaller flow rate; based on classic cavitation index, new-form cavitation index calculation formula, which is applicable to partial pressure throttling port, was deduced, and the cavitation indexes of U groove and V groove were calculated respectively, and it was found that whether U or V groove, for different flow directions cavitation indexes are different; when fluid flows from the larger section A_1 to section A_2 cavitation index near section A_2 is remarkably larger than that when fluid reversal. At last, this phenomena was theoretically explained.

Key words: Multi-way valve Partial pressure Throttling groove Flow ability Hydraulic diameter Cavitation characteristic