

煤液化调节阀流场演变特性的测试与分析*

刘秀梅¹, 彭佳佳¹, 贺杰², 李贝贝¹, 张雨佳¹, 向少斌¹, 刘威威¹

(1. 中国矿业大学机电工程学院 徐州, 221116)

(2. 徐州工程学院电气与控制工程学院 徐州, 221018)

摘要 利用粒子图像测速技术 (particle image velocimetry, 简称 PIV) 和涡量分析原理对调节阀不同工况下的流场信息进行测量, 研究了进口压力对液压调节阀速度场、涡量场及湍动能的影响。结果表明: 调节阀节流口处有对冲射流, 其在阀芯头部下游汇合后形成向下游的整体喷射; 节流口下游的油液轴向速度先减小后增大, 在喉部末端处附近趋于稳定; 在靠近壁面区域油液径向流动速度都较低, 在流道中心区域流动速度较高; 阀芯头部和下游流道存在由速度梯度引起的介质回流旋涡, 高涡量区域主要分布在阀芯头部和壁面处, 强的正涡与负涡呈 2 条斜形宽带分布; 阀芯头部为高涡量区且具有贴壁特征, 壁面附近高涡量区向下游延展; 随着调节阀进口压力的增大, 阀口流量、流场高速分布区域、旋涡的强度和尺度以及湍动能均随之增大。

关键词 调节阀; 粒子图像测速; 速度场; 涡量场; 湍动能

中图分类号 TH137.52; TH69

引言

煤液化调节阀作为煤液化系统中的核心零件, 当传输油煤浆时, 往往会出现气蚀、泄露等现象, 严重的会导致整个煤液化系统处于无法运行状态^[1-2]。调节阀具有较为复杂的内部流道结构, 流体在流经这些突然收缩和扩张的流道时会产生旋涡、回流等流动现象^[3], 严重影响调节阀的工作性能及使用寿命。目前, 国内煤液化调节阀使用寿命从 1 个月到半年不等, 且大多数依赖进口。因此, 为保证煤液化生产过程的稳定运行, 开展调节阀流场特性研究、提高煤液化调节阀的服役寿命已迫在眉睫。

阀内流场速度测量不仅直接关系到调节阀流道的轮廓设计和优化, 还制约着流体力学的发展。粒子图像测速技术 (particle image velocimetry, 简称 PIV) 作为非接触式流场可视化测量技术, 已广泛应用于两相流流动模式研究。El-Adawy 等^[4]采用 PIV 研究了中间阀的不同垂直面的平均流型分布、涡度等值线、湍流动能和转捩比等特征量的变化情况, 指出阀面中部较高的速度可以提高湍流动能。文献 [5-6] 用有限元法和 PIV 方法对 3 种开度下进口节流滑阀的流场进行了研究, 结果表明, 滑阀开度对阀内速度场分布有影响。付文智等^[7]利用有限元方法

研究了换向阀工作过程中流体速度沿圆周方向的分布规律。杨志达等^[8]将动网格技术应用到止回阀内部流场的模拟中, 获取了阀头、阀座的速度变化, 解决了阀门关闭时内部流场瞬时变化的问题。閻耀保等^[9]采用计算流体动力学与冲蚀理论, 研究了固体颗粒的速度等参数对射流管伺服阀冲蚀磨损的影响, 研究结果表明, 高速射流会使伺服阀出现增重或失重现象。魏丹等^[10]研究了不同开度下的调节阀流场情况, 获取了速度分布的可视化图像, 并分析得到调节阀的理论流量特性曲线。Lin 等^[11]分析了不同相对开度时的速度分布、速度流线分布, 得出在相对开度 2/8 之前, 阀门的内部流动特性不稳定, 需要进行优化, 在相对开度 2/8 后逐渐稳定。付豪等^[12]采用 PIV 实验测量了不同旋流数下时均流向速度场、流向速度脉动强度场以及涡量场的变化规律。偶国富等^[13]指出煤液化调节阀阀芯头部顶部附近存在高速回流, 阀芯的最大冲蚀磨损率发生在顶部。李琛等^[14]通过数值研究指出了煤化工业专用控制阀内最易磨损的区域, 从而为控制阀的结构优化设计及表面强化提供了理论依据。

目前, 湍流、涡流等流体力学基本问题是液压阀能量损失以及噪声产生的主要原因。许同乐^[15]数值模拟得到了液压锥阀内速度场、涡量场以及流线, 分

* 江苏省优势学科建设资助项目 (PAPD)

收稿日期: 2021-09-13; 修回日期: 2021-11-01

析了产生涡旋的位置和强度,找出了造成能耗的主要原因。谢龙等^[16-17]利用PIV技术对阀体后90°圆截面弯管的内部流场进行测量,在不同阀体开度和流速等工况下获取了弯管内大量瞬态速度场数据,指出流体流经蝶阀在弯管中形成卡门涡街,涡结构信息包含在本征正交分解低阶模态中。孔祥东等^[18]实验指出,圆头渐扩形阀口不但具有较好的流量特性,而且降低了旋涡的面积与强度。Yuan等^[19]通过对涡量输运方程的分析,讨论了锥阀中空化与涡量的相关性,发现了空化增长过程中涡量的抑制作用,加深了对空化-涡相互作用的认识。

目前,有关于煤液化调节阀内部流动特性的研究主要针对煤液化内部流场分布规律进行数值模拟,实验研究主要通过文丘里管和扰流物结合的方式来模拟调节阀内流场整体变化情况。但是,实际的煤液化调节阀流道结构比较复杂,且调节阀流道中的速度场和涡量场方面研究较少。笔者采用PIV技术研究调节阀流体速度场和周围流体涡量场等性能参数的变化情况,揭示运行参数对调节阀运行性能的影响规律,分析调节阀的薄弱环节,为提高调节阀的结构优化设计及抗空蚀性能提供参考。

1 实验装置与方法

1.1 实验系统

实验装置及调节阀流道结构如图1所示,其中实验装置主要由液压系统和PIV测量系统两部分组成,见图1(a)。液压实验装置包括液压泵站、风冷却器、蓄能器、溢流阀、流量计、压力变送器、压力表、实验阀和单向节流阀等。实验阀两端压力由压力表进行实时测量,以此进行不同工作压力下调节阀流场特性实验研究。PIV实验装置包括连续性固体激光器、高速相机、透镜组及示踪粒子等,示踪粒子使用平均粒径为20 μm的空心玻璃微珠。根据煤液化实际使用的调节阀的几何结构,采用透明的有机玻璃加工了可观测的透明调节阀,流道结构见图1(b),其尺寸是原始几何尺寸的1/10。根据相似原理,透明实验阀与实际调节阀流场演变规律相似^[2,20-21]。实验时首先在流场中播撒适量的空心玻璃微珠示踪粒子,激光器发出的激光通过由球面透镜和平凹柱面透镜组成的片光源镜头组,形成光片照亮流场,在待测流场区域光面的厚度约为1 mm左右,在与光片垂直的方向,高速相机拍摄下粒子的多次曝光图像,从而得出粒子(即流体)在流场中各

点的速度矢量。

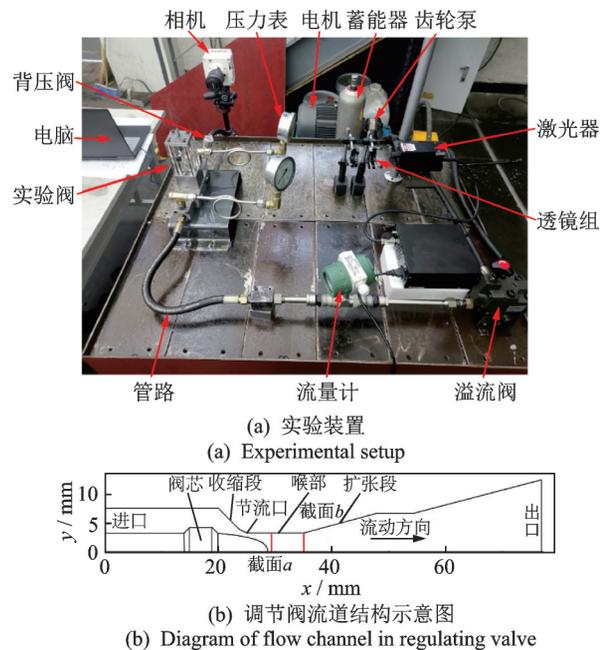


图1 实验装置及调节阀流道结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of experimental setup and flow channel of the regulating valve

1.2 特征场分析

本研究激光器功率为2 W,每种工况采集样本量为10 000张,利用开源的PIVlab完成PIV处理,包括预处理、矢量计算和后处理3个阶段。由于原始图像受到多种噪声源的影响,如粒子的多重反射、背景光等,因此采用高通滤波、降噪等算法对原始图像进行预处理,提高原始图像质量以及数据信噪比。对预处理后的图像采用整体相关算法分析,获取时间平均速度数据,并进行相应的后处理去除噪声矢量。PIV流场计算参数如表1所示。

表1 PIV流场计算参数

Tab.1 PIV flow field calculation parameters

帧率/fps	曝光时间/μs	Δt/μs	查询窗口像素	重叠率/%
140 000	5	7.14	128×128	50

根据互相关法计算其空间位移,得到进口压力为1.2 MPa、出口压力为1 MPa情况下调节阀内流场速度场分布云图和矢量图如图2所示。上游流道的油液流速较低,进入节流孔口时,由于节流孔处的节流效应,油液经节流孔后形成对冲射流,在阀芯头下游中心位置汇合后形成向下游的整体喷射。由于调节阀节流孔处面积最小,根据伯努利方程,最小流通面积处出现速度最大值,孔口附近形成高速

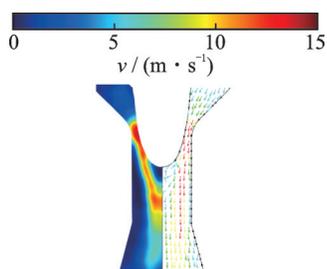


图 2 调节阀流场速度云图和矢量图

Fig.2 Flow velocity and vector diagram in the regulating valve

流。随着下游通流面积的增加,流速最大值随通流面积的增大逐渐降低,高速流区域方向沿阀芯头部壁面向下游流道发展。由于强烈的剪切作用,在节流口下游管道近壁区域形成对称的回流区,同时对冲射流汇集后部分油液逆流回上游,由于阀门壁面阻止油液流动并使其转向,因此在阀芯顶端和节流口下游的近壁面区域的流体形成涡流区。

空化的周期性溃灭会使阀内压力产生振荡,影响系统的稳定性,同时空化的周期性脱落、溃灭也是引起压力脉动、振动和噪声的重要原因,严重影响调节阀的使用寿命。较高的相对流速是导致压强降低出现空化的最主要因素,因此研究阀内的流速十分必要。调节阀最小过流面上的平均速度理论值可以通过 $v=Q/A$ 计算,其中: v 为流场中的理论平均速度值; Q 为流量; A 为最小过流面积。速度平均值随进口压力的变化如图 3 所示。可以看出,随着进口压力的增加,油液平均速度值呈线性增加趋势。此外,关于理论计算和实验获得的油液最大值是一致的,说明实验测量结果是可靠的。

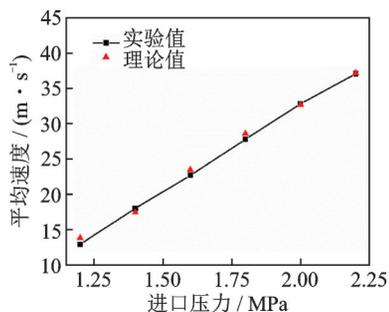


图 3 速度平均值随进口压力的变化

Fig.3 Average speed varies with inlet pressure

2 结果与分析

2.1 阀口压力流量特性

图 4 为不同工况下调节阀流量随进口压力变化曲线。随着压力的增加,调节阀阀口流量随之增

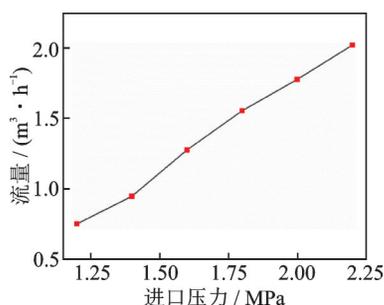


图 4 流量随进口压力变化曲线

Fig.4 The relationship between flow rate and inlet pressure

加。在相对开度为 50% 时,当进口压力从 1.2 MPa 增加到 2.2 MPa,调节阀的流量从 0.75 m³/h 增加到 2.02 m³/h。

2.2 速度场分析

图 5 为不同进口压力下调节阀流场的速度分布云图。尽管进口压力不同,但是调节阀流道中速度分布情况类似。随着进出口压力差的增大,流场中高速区和低速区的分布基本保持不变,进口为低速区,节流口处为高速区。进出口压差值越大,节流口的最高流速值越大,且调节阀内高速流区域范围变大且稳定地向下游扩展。因为增大进出口压差导致更多的压力势能在节流口处转化为动能,致使流场最大速度值增大,高速主流区域增加。

不同进口压力下阀芯头部中心线处轴向速度分

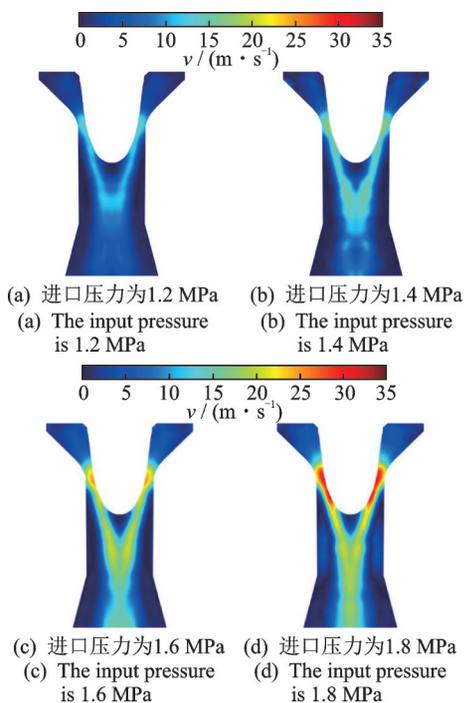


图 5 不同进口压力下流场速度云图

Fig.5 Flow velocity in the regulating valve with different inlet pressure

布如图6所示,其中红色的方框为起始段1 mm的局部放大图。改变压差对下游流场速度变化的整体趋势基本不产生影响,4种工况均是由阀芯头部开始速度先减小后增大,在喉部末尾处附近(轴向距离33~34 mm附近),通流面积基本不再变化,速度值逐渐趋于稳定。最终速度也随压差的增大而逐渐增大,由10.67 m/s增大至16.9 m/s,这主要是由于进出口压差的增大促进了阀内流体的流动。此外,以速度为0作为边界来表征回流区位置,速度值为负值即为回流^[22]。由局部放大图可以看出,对称轴上由起始处开始一段距离内速度为负值,说明不同进出口压差下的调节阀流场中阀芯头部下游均存在介质回流。随着进口压力由1.2 MPa增至1.8 MPa,下游流道中心轴线处最大回流速度由-0.16 m/s变为-0.48 m/s;下游流道中心轴线处回流区的长度随着压差的增大略有增大,由0.35 mm增至0.75 mm,说明旋涡的尺度随之增大。

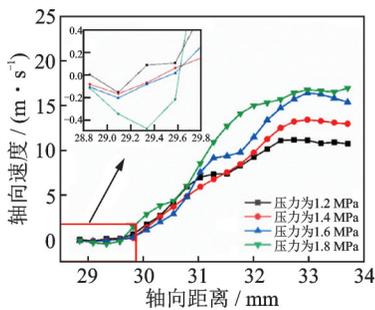


图6 不同进口压力下阀芯头部中心线处轴向速度分布

Fig.6 Axial velocity distribution along the center line of the spool head under different inlet pressures

为了进一步分析进口压力对流场中速度分布的影响,笔者分析了图1(b)中2个截面位置处油液速度径向分布情况。不同位置处径向速度分布如图7所示。不同的进出口压差条件下,沿着调节阀出口方向在 $x=29$ mm和 $x=35$ mm两处径向截面的速度分布分别如图7(a,b)所示。可以看出,靠近阀芯头部区域,由于壁面的黏性阻力及剪切作用,在靠近壁面区域流体的流动速度都较低,而在流道中心区域流体流动速度相对较高,且随着截面距节流阀口的距离逐渐增大。随着进出口压差的增大,油液速度的最大值逐渐增大。由图2可知:油液经节流孔后形成对冲射流,在阀芯头部下游中心位置汇合后形成向下游的整体喷射,所以截面 b 处速度最大值出现在中心轴线附近。在径向方向,由于剪切作用,速度逐渐减小。

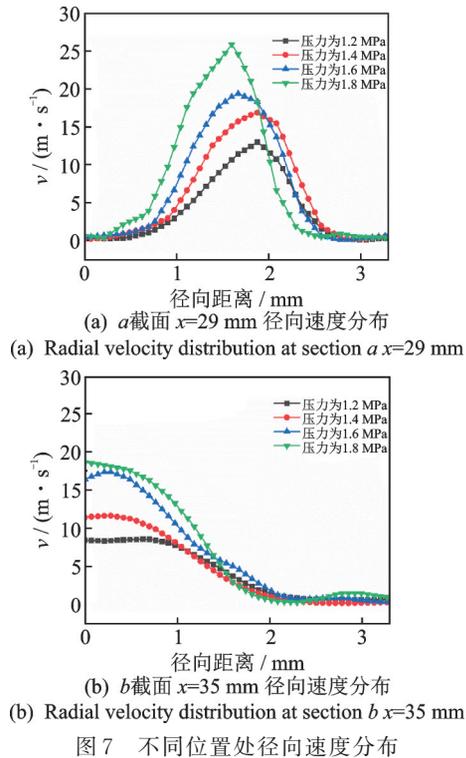


图7 不同位置处径向速度分布

Fig.7 Radial velocity distribution at different positions

2.3 涡量场分析

涡量 ω 是流速的旋度,反映流场中各处流体微团绕其中心旋转的快慢,其在二维平面涡量的定义可表示为

$$\omega_z = \partial v_y / \partial x - \partial v_x / \partial y \quad (1)$$

其中: v_x 、 v_y 分别为 x 方向和 y 方向上的速度分量。

图8为不同进口压力下流场涡量云图。逆时针旋转涡量为正,顺时针旋转涡量为负,正负涡成对出现。调节阀下游流场存在2个高涡量区域,说明这些区域的流体流动方向与主流流动方向相反,旋涡结构径向对称,强的正涡与负涡呈2条斜形的宽带分布。涡量主要存在于内剪切层和外剪切层中并随着其发展而衰减,说明剪切层涡在节流口开始形成,随着流体向下游流动而增大。外剪切层起始于节流口,而内剪切层起始于阀芯头部。正负涡传播时形状尺度大致相同,只是涡量值大小不同。涡量越大,流场的扰动程度越剧烈,越容易发生流动分离现象。对比速度云图和涡量云图可以看出,径向速度是促进主流区流体与管壁附近区域流体相互交换和混合产生涡量的主要动力。阀腔内部高速区域与高涡量区域相吻合,说明速度梯度是产生回流的重要因素,主流区流体与管壁附近区域流体相互交换和混合更加充分,更有利于形成涡流。综合分析可得

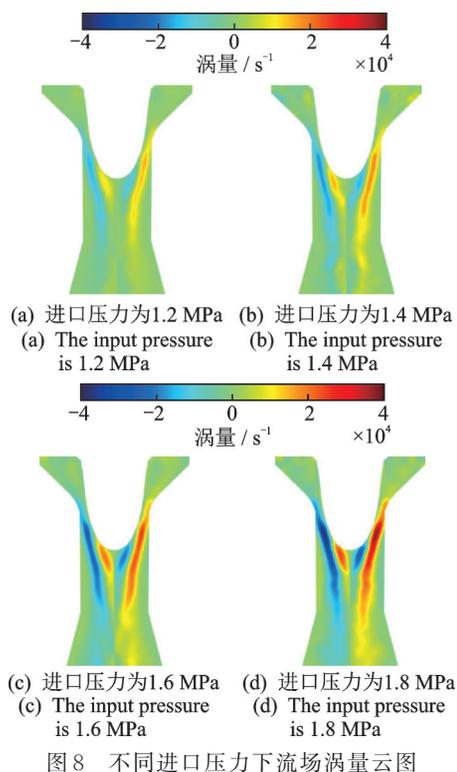


Fig.8 Vorticity cloud image of flow field at different inlet pressures

调节阀内产生旋涡的原因有:①由于流道几何结构改变,由流体的惯性力所导致的流体转向和回流;②阀内的高速射流与周围低速流体的剪切作用。

随着进出口压差的增大,正涡量的强度增大,范围扩大,负涡量的变化也类似,旋涡的涡核位置向下游发展。正负涡量分布的位置和所占流场比例均增加,即旋涡的强度和尺度增加。这是由于流体速度差异逐渐增大,剪切作用逐渐增强,进一步说明进口压力直接影响旋涡的分布特征。

涡量最大值和径向涡量分布情况如图 9 所示。阀芯头部产生的漩涡(简称头部涡)及阀座壁面附近产生的漩涡(简称壁面涡)的涡量最大值随进口压力的变化曲线见图 9(a)。可见:随着进口压力由 1.2 MPa 增至 2.2 MPa,高涡量区域延展,正涡最大涡量值由 $11\ 985\ \text{s}^{-1}$ 增大至 $37\ 777\ \text{s}^{-1}$,负涡最大涡量值由 $15\ 896\ \text{s}^{-1}$ 增大至 $49\ 468\ \text{s}^{-1}$;头部和壁面涡量均随进口压力增大而上升,说明增大进口压力后,调节阀流道内油液流态混乱程度略微增加。图 9(b)为不同压力工况下截面 *a* 上径向涡量分布。可见:截面 *a* 穿过 2 个高涡量区域,随着径向距离的增加,涡量值先增加后下降,分别对应于正涡量区和负涡量区;随着进口压力的增大,涡量极值逐步增大,漩涡强度增大。

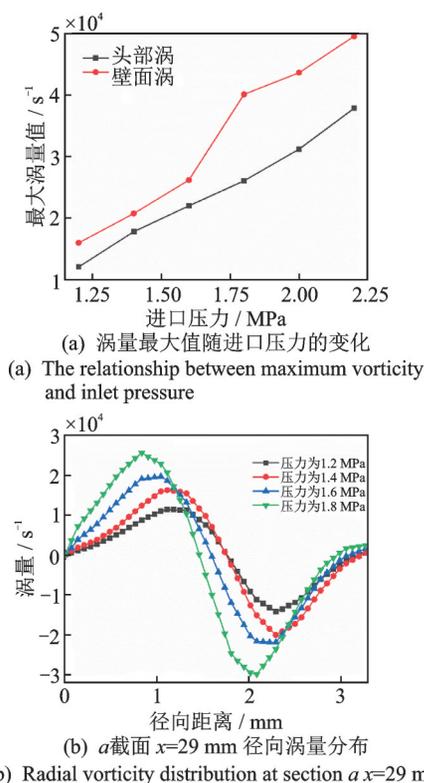


Fig.9 Change of maximum vorticity and Radial vorticity

2.4 湍动能分析

湍流的形成伴随着无数大小尺度不同的漩涡随时间变化做无规则运动,从而导致流体间不断混合,与之相关联的浓度、均匀度以及压强等也随时间变化做不规则的变化。湍动能是反应湍流脉动强度的主要物理量,其定义为

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2)$$

其中: u', v', w' 分别为径向、轴向和切向 3 个方向上的脉动速度值。

因本实验采用的是 2D-PIV 设备,只能测出流场在径向和轴向 2 个方向上的脉动速度值,所以假设各方向上的脉动速度值相同,即 $u' = v' = w'$,式(2)可进一步简化为

$$k = \frac{3}{4}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2}) \quad (3)$$

不同径向位置湍动能分布如图 10 所示。由图可知,湍动能的分布基本不随进口压力的增大而改变。截面 *a* 上的湍动能沿着 *y* 轴正向先上升后下降,这主要是因为湍动能与速度的变化率正相关。结合速度场和涡量场的分析可知:在径向截面的中心为流体高速区,高速流体与周围低速流体掺混,速度变化率较大,湍动能较大,所以湍动能先呈上升趋势;随着

径向距离的增加,速度变化率减小,湍流脉动强度降低,湍动能下降。此外,随着进口压力的增加,截面 a 上湍动能值随之增加,这主要是由于调节阀内部的流量和流速增加,流体受到的扰动增大,湍流脉动加剧,湍动能极值出现在径向1~2 mm之间。截面 b 上的湍动能沿着 y 轴正向先有一个微升,然后整体呈下降趋势,这主要是因为在下游流场高速区不断向中心轴线偏折,径向截面上速度梯度的极值也向中心偏移,因此截面 b 出现湍动能极值早于截面 a ,壁面附近流场扰动作用小,湍动能不断下降。

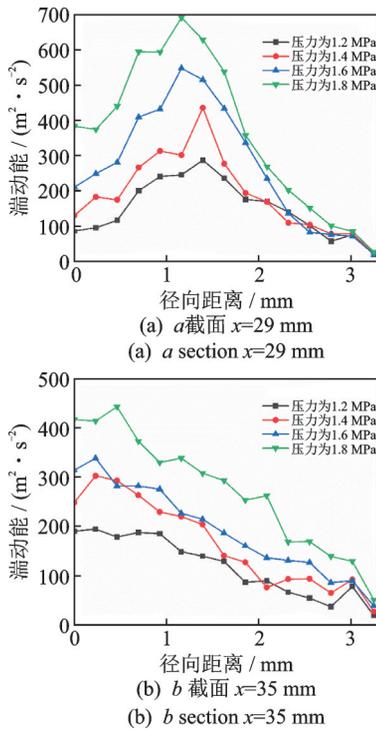


图10 不同径向位置湍动能分布

Fig.10 Distribution of turbulent kinetic energy at different radial positions

3 结论

1) 调节阀上游流道的油液流速较低,由于节流孔处的节流效应,油液经节流孔后形成对冲射流,在阀芯头部下游中心位置汇合后形成向下游的整体喷射。由于强烈的剪切作用,在阀芯顶端和节流口下游的近壁面区域的流体形成涡流区。

2) 由阀芯头部开始,油液轴向速度先减小后增大,在喉部末尾处附近速度值逐渐趋于稳定。靠近阀芯头部区域,由于壁面的黏性阻力及剪切作用流动速度较低,而在流道中心区域流体流动速度都相对较高。

3) 调节阀下游流场存在2个高涡量区域,旋涡结构径向对称,强的正涡与负涡呈2条斜形的宽带

分布,正负涡传播时形状尺度大致相同,只是涡量值大小不同。径向速度是促进主流区流体与管壁附近区域流体相互交换和混合产生涡量的主要动力。

4) 随着进口压力的增大,高速分布区域以及旋涡尺度和强度逐渐增大。随着进口压力的增大,阀芯头部介质回流速度值、回流区的长度以及不同径向截面位置速度值随之增大,湍动能值也随之增大。

参 考 文 献

- [1] YIN Y B, YUAN J Y, GUO S R. Numerical study of solid particle erosion in hydraulic spool valves [J]. *Wear*, 2017(392/393): 174-189.
- [2] ZHENG Z J, OU G F, YE H J, et al. Investigation on failure process and structural optimization of a high pressure letdown valve [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2016, 66: 223-239.
- [3] 田鹏, 黄俊, 施卫东. 非对称分叉流管无阀压电泵的设计及试验[J]. *振动、测试与诊断*, 2020, 40(6): 1178-1183.
TIAN Peng, HUANG Jun, SHI Weidong. Design and experiment of valveless piezoelectric pump with asymmetric bifurcated flow tube [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2020, 40(6): 1178-1183. (in Chinese)
- [4] EL-ADAWY M, HEIKAL M R, AZIZ A R A. Experimental investigation of the in-cylinder tumble motion inside GDI cylinder at different planes under steady-state condition using stereoscopic-PIV[J]. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2019, 12(1): 41-49.
- [5] 高殿荣, 侯桂庆, 杨林杰, 等. 进口节流式滑阀内流场的有限元计算与PIV研究[J]. *机械工程学报*, 2004, 40(6): 10-18.
GAO Dianrong, HOU Guiqing, YANG Linjie, et al. Finite element numerical simulation and PIV investigation of flow field inside metering-in spool valve [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2004, 40(6): 10-18. (in Chinese)
- [6] GAO D R, QIAO H J, LU X H. Finite element numerical simulation and PIV measurement of flow field inside metering-in spool valve [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 22(1): 102-108.
- [7] 付文智, 李明哲, 蔡中义, 等. 滑阀式换向阀三维流体速度场的数值模拟[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2007, 39(1): 149-152.
FU Wenzhi, LI Mingzhe, CAI Zhongyi, et al. Numerical simulation on 3D fluid velocity field in spool valve [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2007, 39(1): 149-152. (in Chinese)

- [8] 杨志达,陈炳德,黄伟,等.对冲式止回阀低流量关闭过程动态特性分析[J].哈尔滨工程大学学报,2014,35(3):331-335.
YANG Zhida, CHEN Bingde, HUANG Wei, et al. Dynamic characteristic analysis of closing process for the reverse check valve[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2014, 35(3): 331-335.(in Chinese)
- [9] 阎耀保,付嘉华,金瑶兰.射流管伺服阀前置级冲蚀磨损数值模拟[J].浙江大学学报(工学版),2015,49(12):2252-2260.
YIN Yaobao, FU Jiahua, JIN Yaolan. Numerical simulation of erosion wear of pre-stage of jet pipe servo valve [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2015, 49(12): 2252-2260.(in Chinese)
- [10] 魏丹,宋花平,赵军.新型压力调节阀内部流场的数值模拟[J].化工进展,2015,34(5):1264-1268.
WEI Dan, SONG Huaping, ZHAO Jun. Numerical simulation of interior flow field in new type pressure regulating valve [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2015, 34(5): 1264-1268.(in Chinese)
- [11] LIN Z, MA G F, CUI B L, et al. Influence of flashboard location on flow resistance properties and internal features of gate valve under the variable condition [J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2016, 33: 108-117.
- [12] 付豪,何创新,刘应征.低旋流数旋进射流流动特性的PIV实验研究[J].实验流体力学,2021,35(3):39-45.
FU Hao, HE Chuangxin, LIU Yingzheng. PIV experimental study on flow characteristics of a low swirl number precessing jet [J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2021, 35(3): 39-45.(in Chinese)
- [13] 偶国富,饶杰,章利特,等.煤液化高压差调节阀空蚀/冲蚀磨损预测[J].摩擦学学报,2013,33(2):155-161.
OU Guofu, RAO Jie, ZHANG Lite, et al. Numerical investigation of cavitation erosion/solid particle erosion in high differential pressure control valves in coal liquefaction[J]. Tribology, 2013, 33(2): 155-161.(in Chinese)
- [14] 李琛,高强.煤化工专用控制阀多相流流场特性研究[J].中国计量学院学报,2014,25(2):176-180.
LI Chen, GAO Qiang. Study on flow field characteristics of control valves in coal chemical industry[J]. Journal of China Jiliang University, 2014, 25(2): 176-180.(in Chinese)
- [15] 许同乐.液压破碎锤内锥阀中流道流场的数值分析[J].润滑与密封,2006(3):105-107,110.
XU Tongle. A numerical analysis of fluid flow on the poppet valve channel in hydraulic hammer[J]. Lubrication Engineering, 2006(3): 105-107, 110.(in Chinese)
- [16] 谢龙,靳思宇,于建国,等.阀体后90°圆形弯管内部流场PIV分析[J].上海交通大学学报,2011,45(9):1395-1399.
XIE Long, JIN Siyu, YU Jianguo, et al. PIV analysis of inner flow field in 90° bending duct of circular-section with fore-end valve [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2011, 45(9): 1395-1399.(in Chinese)
- [17] 谢龙,靳思宇,王玉璋,等.阀体后90°圆形弯管内部流场PIV测量及POD分析[J].实验流体力学,2012,26(3):21-25,31.
XIE Long, JIN Siyu, WANG Yuzhang, et al. PIV measurement and POD analysis of inner flow field in 90° bending duct of circular-section with fore-end valve [J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2012, 26(3): 21-25, 31.(in Chinese)
- [18] 孔祥东,宋豫,艾超,等.比例阀异形阀口流量特性PIV可视化实验研究[J].农业机械学报,2015,46(5):328-335.
KONG Xiangdong, SONG Yu, AI Chao, et al. Visualization experiment of flow characteristics of special shaped valve port in proportional valve using PIV technology [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(5): 328-335.(in Chinese)
- [19] YUAN C, SONG J C, ZHU L S, et al. Numerical investigation on cavitating jet inside a poppet valve with special emphasis on cavitation-vortex interaction [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 141: 1009-1024.
- [20] DAI X Y, WANG Z M, LIU F S, et al. Simulation of throttling effect on cavitation for nozzle internal flow [J]. Fuel, 2019, 243: 277-287.
- [21] QIU T, SONG X, LEI Y, et al. Influence of inlet pressure on cavitation flow in diesel nozzle [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 109: 364-372.
- [22] 翟维阔,胡阁,彭剑勇,等.回流燃烧室流动特性试验[J].航空动力学报,2019,34(10):2081-2090.
ZHAI Weikuo, HU Ge, PENG Jianyong, et al. Experiment on flow characteristics of a reverse-flow combustor [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(10): 2081-2090.(in Chinese)



第一作者简介:刘秀梅,女,1982年7月生,博士、教授。主要研究方向为机电一体化、流体传动及控制。曾发表《Experimental study on unsteady characteristics of the transient cavitation flow》(《Flow Measurement and Instrumentation》2021, Vol.80)等论文。

E-mail: liuxm@cumt.edu.cn