水　利　学　报
2019年4月　SHUILI　XUEBAO　第50卷　第4期

文章编号:0559-9350(2019)04-0516-08

大口径活塞套筒式调流调压阀流动特性分析

李燕辉[1]，廖志芳[2]，蒋　劲[1]，王玉成[1]，罗　爽[1]
（1. 武汉大学 水力机械过渡过程教育部重点实验室，湖北 武汉　430072；2. 博纳斯威阀门股份有限公司，天津　300350）

摘要：调流调压阀用于实现管线不同流量和压力工况的转换，其良好的调节性能和流动特性对管道系统的高效运行意义重大。本文以2400LT-41X-10Q型大口径活塞套筒式调流调压阀为研究对象，通过数值分析软件Fluent结合RNG k-ε湍流模型及动网格，研究了不同开度下稳态工况及开、关阀过程中瞬态工况的流动特性。结果表明，由于活塞套筒的运动产生阻流作用，故开阀和关阀的动态流量系数均小于稳态值，而对应的动态流阻系数则均大于稳态值。同时，对应开阀和关阀过程，活塞套筒将受到反向的瞬态侧向力，且以轴向力为主。因固定套筒的需要，在全开度附近保留了一段空行程，使得竖向和水平的侧向力在该开度下出现了陡升的峰值，可能影响阀门驱动机构的操作或引起阀门的卡塞。另外，通过对比不同阀门开度下的阀内流速、压力、湍动能和湍流耗散率等流场分布来对该其工作原理和流动特性进行说明。分析结果为活塞套筒式调流调压阀的选型和使用提供了参考。

关键词：调流调压阀；流量系数；流阻系数；侧向力；流动特性
中图分类号：TU991.3　**文献标识码：**A　**doi：**10.13243/j.cnki.slxb.20180950

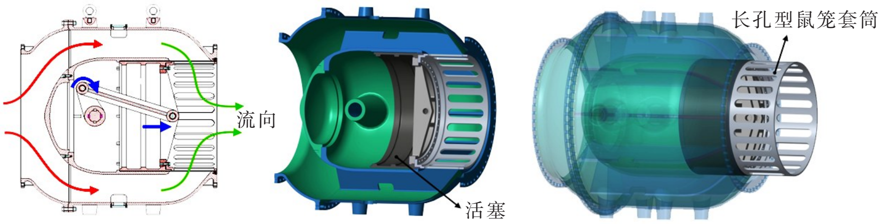
1　研究背景

随着我国众多长距离引、调水项目的落成，大口径调流调压阀的需求不断增加。其主要功能是满足管线系统中各种特殊工况的调节要求，如水泵启动保护、重力流消能、流量控制和管网压力平衡等。而活塞套筒式调流调压阀因具有水位控制、流量调节和持压泄压等多种功能，且无空化、无振动和耐泥沙等特点，在大型输水工程中得到广泛应用[1]。通常情况下，在输水管线起点设置调流调压阀主要用于调压，稳定工作压力，保证管道安全；而在出水口设置该阀主要用于调节流量，满足不同工况下流量保持恒定的要求[2]。本次研究的2400LT-41X-10Q(DN2400)大口径活塞套筒式调流调压阀具体结构如图1所示，其主要由阀体、活塞套筒、活塞导轨、曲柄连杆机构和其他阀内零件组成，由驱动装置通过曲柄连杆带动活塞及节流套筒在阀腔内轴向往复运动，以改变其出流面积。水流进入阀内首先通过轴向对称的环形流道，然后在套筒处流出。套筒上设置多个节流长孔，使喷出的水流对冲消能减压，通过改变活塞套筒的行程，使节流孔参与出流的面积改变，从而控制调流调压阀后的流量和压力。

目前，对调流调压阀的研究主要集中在工程应用方案、数学模型理论和中小口径阀型的稳态流动特性CFD分析等。在工程应用方面，杨富超等[3]介绍了套筒式调流调压阀在水电站压力钢管放空系统中的应用情况，并就汽蚀系数与隔膜式水力控制阀、针型阀等进行详细对比，同时讨论其在具体工程中的选型方案和运行特点。阎秋霞[4]对比大口径活塞型和锥形调流调压阀的结构、过流能力、消能效果等性能参数，并介绍国内外具体工程实例，阐明该阀在大型输水工程中使用的可靠性。靳卫华等[5]根据具体供水工程分析了不同形式调流调压阀的工作原理和性能特点，并总结调流调压阀的

收稿日期：2018-10-25；网络首发时间：2019-03-22
网络出版地址：http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1882.TV.20190322.1156.005.html
基金项目：国家自然科学基金资助项目(51879201)
作者简介：李燕辉(1990-)，博士生，主要从事水力机械过渡过程研究。E-mail：lee_yanhui@whu.edu.cn
通讯作者：蒋劲(1963-)，教授，博士生导师，主要从事水力机械过渡过程实验及数值模拟研究。E-mail：jinjiang@whu.edu.cn

选型经验和布置方案。在理论分析方面，杨开林[6]推导出多孔套筒式调流调压阀理想无量纲流量系数与开度和管路特性关联的解析公式，并求解得出其理想水锤控制效果，为阀门优化设计提供指导方向。



（a）阀内流动方向　（b）开阀状态　（c）关阀状态

图1　大口径活塞套筒式调流调压阀结构

在流动特性CFD分析方面，目前主流还是针对中小型口径的调流调压阀，如向国玲[7]利用Fluent软件分析了DN600的活塞套筒式调流调压阀在不同开度和不同流量下的稳态流场特性，并计算其压力损失及流阻系数，结果表明该阀流通能力过大导致减压能力较小，调流调压效果不明显，建议减少出流孔数或减小孔径。邓君[8]在分析DN450活塞套筒式调流调压阀在不同开度下的稳态流场特性的基础上，提出多层套筒和出口引流结构的优化方案，并验证该方案对消除阀内漩涡和空化的效果。另外，Chattopadhyay等[9]对比了标准$k-\varepsilon$和Realizable $k-\varepsilon$湍流模型对套筒式调流调压阀湍动能预测精度的影响，同时分析各特性参数之间的联动变化关系，包括流量系数、阀门开度、压降和湍流强度等。

可见，现有对活塞套筒式调流调压阀水力特性的研究仅依赖于稳态分析，且未涉及大口径阀型。因此，本文将对2400LT-41X-10Q型调流调压阀(DN2400)进行CFD数值模拟，结合不同开度的稳态仿真及开、关阀过程的瞬态仿真，全面分析大口径活塞套筒式调流调压阀的流动特性，求得动、静态流量系数曲线、流阻系数曲线、阀芯瞬态侧向力及相关的流场参数分布等。

2　仿真模型及参数设置

2.1　网格划分及工况设置　本次研究使用ICEM CFD网格生成软件对调流调压阀的流体域进行网格剖分，采用混合网格方法，即对调流阀复杂的内部结构采用非结构化网格进行剖分，其对复杂几何具有较强的适应性，而在进出口管段采用结构化网格。另外，考虑到套筒节流孔附近将产生较大的速度和压力梯度，故在该处进行局部网格加密，以保证网格质量和求解精度，网格模型如图2所示。另外，选取若干种网格数量方案，以阀门全开时的出口压力值为参考，进行网格无关性分析，结果如图3所示。可见，当网格数量在420万以上时，计算结果不受网格量的影响。而本次研究最终采用的网格数量为550万，达到无关性要求。同时，在阀门上下游添加一定长度的进出口管段流体域，以减小进出口漩涡回流对设定的边界条件的影响以及降低计算发散的风险[10-11]。为分析调流调压阀的动、静态流动特性，对以下3种工况进行仿真：(1)稳态工况。对40%～100%之间的7个阀门开度进行稳态流场分析，进、出口边界条件分别设为阀前压力6bar(工作压力设计值)和出口流量25 500 m^3/h(设计流量)。(2)关阀过程。设置阀门在5 s内由100%至40%开度，线性匀速关闭；进出口边界条件与稳态工况相同。(3)开阀过程。设置阀门在5 s内由40%至100%开度，线性匀速开启；进出口边界条件也与稳态工况相同。另外，对于开、关阀两种瞬态工况，阀芯的启闭运动均通过设置动网格模型和用户自定义函数(UDF)来实现，且根据最小网格尺寸设置固定时间步长为0.001 s，而每个步长内的迭代次数为50次。

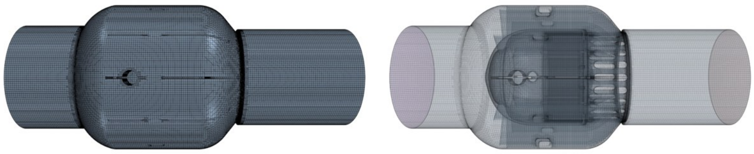


图2　调流调压阀流体域网格划分(100%开度)

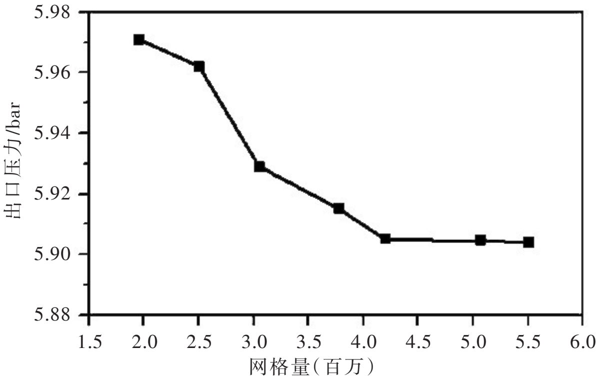


图3　网格无关性分析

2.2　数值方法　本次研究使用计算流体动力学软件Fluent对大口径调流调压阀进行三维流场数值模拟，因涉及节流孔附近的对冲射流、分离流和旋流等复杂流动，故采用RNG k-ε湍流模型。该模型可用于捕捉压力梯度高、流线弯曲程度大及高应变、强剪切等复杂流动。此外，张征宇[12]等也通过数值分析和实验，对比了不同湍流模型的预测精度，确定RNG k-ε湍流模型对调节阀流场分析的适用性。在该湍流模型中，湍动能k和湍流耗散率ε对应的输运方程[13]为：

$$\frac{(\rho k)}{\partial t}+\frac{(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_k\,\mu_{eff}\,\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+\rho\varepsilon \tag{1}$$

$$\frac{(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_\varepsilon\,\mu_{eff}\,\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\frac{C_{1\varepsilon}^{*}\varepsilon}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\,\rho\,\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{2}$$

式中：G_k是由平均速度梯度引起的湍动能生成项；α_k(1.39)，α_ε(1.39)和$C_{2\varepsilon}$(1.68)为对应的经验常数；等效湍流黏度μ_{eff}和修正经验常数$C_{1\varepsilon}^{*}$表示为：。

$$\mu_{eff}=\mu+\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3}$$

$$C_{1\varepsilon}^{*}=C_{1\varepsilon}-\frac{\eta\left(1-\eta/\eta_0\right)}{1+\beta\eta^3} \tag{4}$$

在RNG k-ε湍流模型中，使用修正的等效湍流黏度μ_{eff}来考虑平均流动中的旋流，而生成项则由流动状况和时间平均应变率E_{ij}的空间分布共同影响。另外，k-ε湍流模型主要用于模拟充分发展的湍流运动，而在阀内壁面边界处湍流脉动影响不如分子黏性大，即可能处于层流状态，因此使用非平衡壁面函数来考虑边界处的压力梯度效应和分离、再附着等复杂流动。为提高计算精度，对压力、动量、湍动能和湍流耗散率等的离散均使用二阶精度格式，而压力和速度的耦合方案采用PISO算法。

3　流动特性仿真结果分析

3.1　流量系数、流阻系数及侧向力　流量特性和阻力特性是调节阀的主要技术指标[14-15]，对应的量化评价参数为流量系数和流阻系数。一般通过试验或数值模拟得到阀门某个开度下的稳态流量和压差，从而求得对应的流量系数和流阻系数[16-18]。而单用稳态的流量系数和流阻系数评价调流调压阀的调节特性是不全面的，应同时结合开关阀瞬态过程来综合考虑。阀门流量系数和流阻系数的计算公式如下：

流量系数：

$$K_v=Q\sqrt{\frac{1}{\Delta p}\times\frac{\rho}{\rho_0}} \tag{5}$$

式中：Q为体积流量，m^3/h；ρ为对应工况的水密度，kg/m^3；ρ_0为15 ℃时水的密度，kg/m^3；Δp为阀门前后净压差，bar。

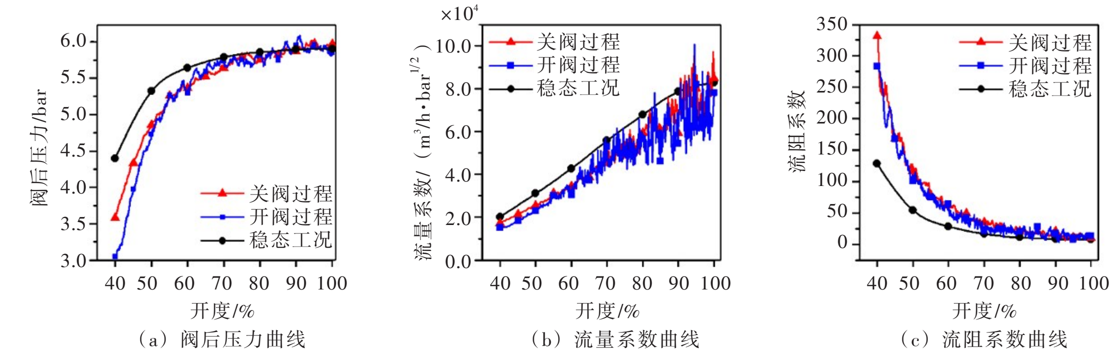
流阻系数：

$$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \tag{6}$$

式中：Δp 为阀门前后净压差，Pa；v 为管道平均流速，m/s。

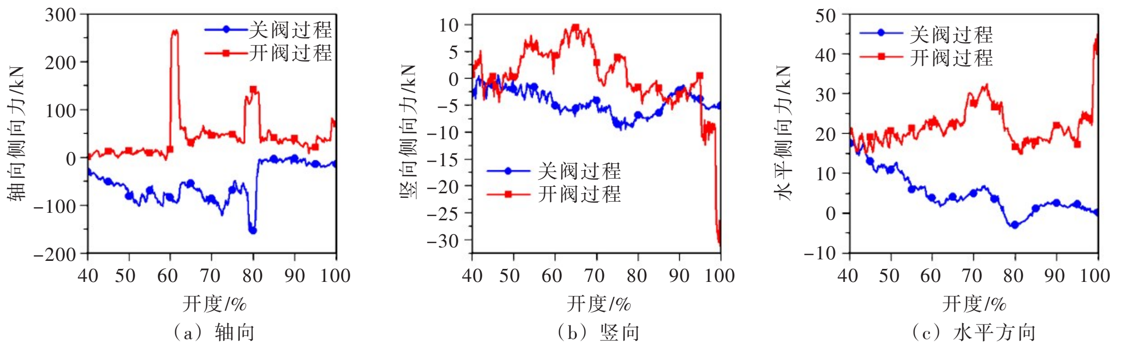
本次研究中，设定了固定的进口压力(6 bar)和过流量(25 500 m^3/h)，只需提取动、静态工况中不同开度的阀后压力便可求得对应的流量系数和流阻系数。该活塞套筒式调流调压阀的阀后压力、动静态流量和流阻系数变化曲线如图4所示。由图4(a)可知，大开度下(>80%)调流调压阀的静态阀后压力与开关阀过程的瞬态值基本相等，且随开度变化压力曲线相对平直，即大开度的调压效果不明显。随着开度减小，调流调压阀阻力增大，阀后压力均明显下降。相对于稳态工况，阀芯的启闭动作对阀门过流产生较大的流动阻碍和压力损失，故开阀和关阀过程的阀后瞬态压力小于稳态工况。当开、关阀过程结束，随着时间推移，阀后压力将会逐渐恢复到稳态值。另外，开阀过程中阀后压力是逐渐增大的趋势而关阀过程则逐渐减小，因受上一开度的压力状况影响明显，在小开度时(<50%)开阀压力显著小于关阀压力。

在图4(b)中可见开、关阀过程的动态流量系数曲线基本重合，而两者均小于静态值。说明相对于稳态工况，活塞套筒的开、关运动均短暂减小了调流调压阀的过流能力。另外，随着阀门开度增大，动态流量系数曲线的波动逐渐增大，这是由于在较大的过流量中活塞套筒的运动对流动的扰动更大。根据静态流量系数曲线，可知该调流调压阀流量特性的整体线性度较好。由于需要固定节流套筒而在全开度附近保留了一段阀芯空行程，所以流量系数曲线在最大开度附近变化平缓，这也与图4(a)中阀后压力曲线的大开度平直段相对应，变化较小的过流量使阀的阻力损失变化不大。而线性的流量特性说明该大口径调流调压阀在小开度时流量变化明显(流量变化量相对值较大)，调节灵敏度高；而在大开度时，流量变化缓慢(流量变化量相对值较小)，调节灵敏度低，即大开度下调节能力不足，可能不能满足某些工况的调节要求。在图4(c)中，动态流阻系数均大于静态值，这与流量系数相对应，运动的活塞套筒使瞬态流动阻力大于稳态流动阻力，则瞬态过流能力比稳态情况要小。值得注意的是，在小开度下，关阀过程的动态流阻系数略大于开阀过程，而设定的边界条件为固定的进口压力和体积流量，且图4(a)中开阀的出口压力要小于关阀出口压力，即开阀压力损失Δp要大于关阀工况，而流阻系数公式(8)中v为速度模量，固定的体积流量意味着进口流速的轴向分量



（a）阀后压力曲线　（b）流量系数曲线　（c）流阻系数曲线

图4　动、静态工况阀后压力及特性曲线



（a）轴向　（b）竖向　（c）水平方向

图5　开、关阀过程活塞套筒瞬态侧向力对比

v_x保持一致，但关阀过程使其径向和切向分量(v_y和v_z)减小，所以总体速度模量$v_{关}$比开阀过程$v_{开}$小，这就导致了关阀流阻系数计算结果大于开阀情况。总体来说，在同一开度，关阀运动使过流面积趋于减小，而开阀则使过流面积趋于增大，所以关阀流阻系数略大于开阀工况。

在调节阀开、关过程中，阀芯会受到不平衡的瞬态侧向力，影响驱动机构的操作能力或造成阀芯在某个方向上的卡塞，而瞬态侧向力与阀内流向、压差、阀芯运动速度和阀门开度等因素有关[19-21]。在本次研究中，对活塞套筒表面X、Y、Z方向的压力差值进行积分，求得开、关阀过程中各方向的瞬态侧向力，如图5所示。因为水流在调流调压阀的轴向(X向)进出，而开关阀过程中活塞套筒也沿轴向运动($-X$方向开阀，$+X$方向关阀)，故轴向侧向力整体上比竖向(Y向)和水平(Z向)侧向力大一个数量级。同时，因开、关阀过程活塞套筒的运动方向相反，其各向的侧向力作用方向也相反。就轴向侧向力而言，开、关阀过程中在80%开度附近均出现局部峰值，即需要相应地增大驱动力来保持活塞套筒的运动。而在开阀过程，60%开度附近出现轴向侧向力峰值，说明在水流中逆向运动的活塞套筒在该位置受到最大的水流冲击挤压作用。另外，由于阀芯空行程的存在，开阀过程对应的竖向和水平侧向力均在100%开度附近出现陡升峰值，而驱动力仅作用于轴向，故调流调流阀在将要完全开启时可能出现卡塞，此时应减小开阀速度使流态缓慢过渡，以减小阀芯受到的瞬态不平衡力。

3.2 流场分布 首先通过开、关阀过程及稳态工况的三维速度场分布来分析大口径活塞套筒式调流调压阀的流动特性，因篇幅限制，只选取50%开度和90%开度情况进行说明，分别如图6和7所示。

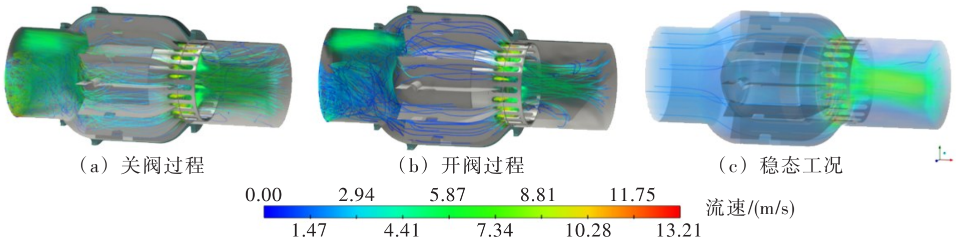


图6 50%开度下动、静态三维速度场对比

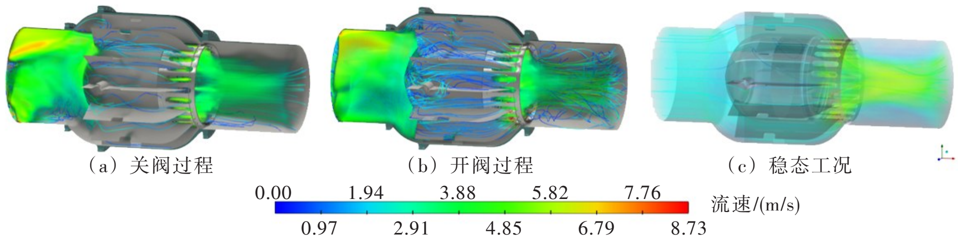


图7 90%开度下动、静态三维速度场对比

由图6(c)和7(c)可见，该调流调压阀各开度下的稳态流动状况类似，水流首先平稳通过环形流道，流道中的平均流速分别约为1.5 m/s(50%开度工况)和2.5 m/s(90%开度工况)，然后在套筒节流孔处对冲出流，并在对冲区域下游形成局部高速尾流区。因节流孔处过流面积最小，则该处产生最大流速，50%和90%开度对应的最大流速分别为13.2 m/s和8.7 m/s。另外，小开度下阀门压差大，尾流核心区内的射流速度更高，本次研究中50%和90%开度下对应的射流速度分别为8.5 m/s和5.8 m/s左右。调整活塞套筒行程，将改变对节流孔冲射流速度，从而改变消能效果，达到调流调压的目的。与稳态工况不同，在阀门开、关的动态过程中，进口段均产生局部高速区域。由于重力的影响，上侧环形流道的阻力略小于下侧，故开、关阀过程进口段的局部高速区域主要分布在上侧。对比图6(a)和7(a)、图6(b)和7(b)，当开度增大时，无论开阀还是关阀过程，因过流能力增大而导致局部高速入流区域向整个进口段进行扩张。另外，开、关阀过程由于活塞套筒的运动产生推动作用，节流孔处的射流速度均大于稳态工况。而三者出口下游流态相同，高速尾流均集中在管轴中心区域，未与管壁区域的低速流动充分混合。

调流调压阀实际上在固定开度下工作，且根据不同工况要求来调整开度。下文将通过不同开度

的稳态流场分布来了解该大口径活塞套筒式调流调压阀的工作原理和流动特性。不同开度的流速及压力分布如图8和9所示，各开度下，水流通过节流孔前的速度和压力均匀分布，大小与进口参数基本相同，说明环形流道具有平稳导流作用，但不参与增速降压过程。小开度时，套筒出口处节流程度强烈，形成喷射对冲，速度增大，压力急剧下降，消能降压效果明显；大开度时，节流孔通流面积增大，射流速度下降，对冲消能减弱，出口压力增大并逐渐恢复至接近入口压力。

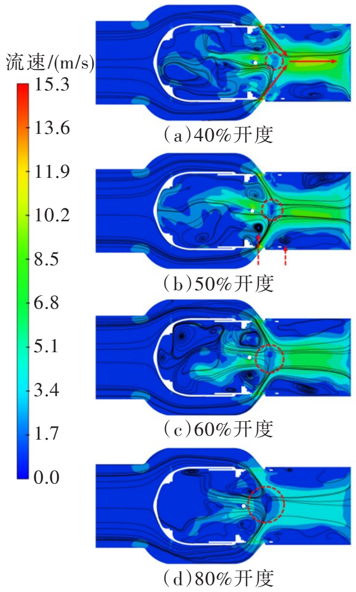


图8　不同开度的速度分布对比

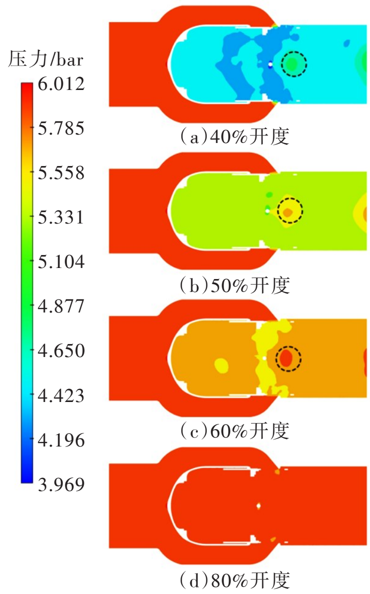


图9　不同开度的压力分布对比

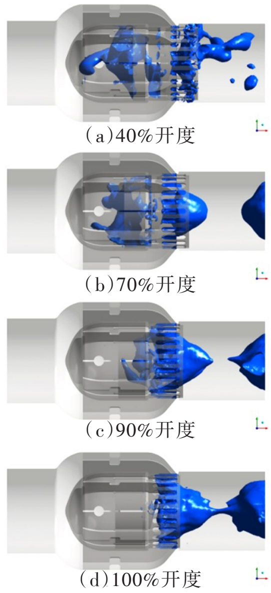


图10　不同开度的出口压力等值面分布对比

另外，由于惯性作用，水流经过环形流道向节流孔喷射出流时将在套筒中心偏下游位置处汇合，如图8(a)中箭头所示，该高速对冲区域与周围低流速区域发生混合，产生强烈的剪切效应，使低速区域形成涡流，如图8(b)中箭头所示。又因对冲区的汇合转向流态阻碍了其上游区域的流动，所以在上游区域形成流速极低的“低速空穴区”，如图8中圆圈标记所示，且“低速空穴区”随着阀门开度增大而扩展。而对冲区内部分动能转化为压能，形成局部高压区，如图9中标记所示，随着开度增大，高压区压力值与周边压力逐渐接近，最后阀后整体压力趋于进口压力值。取阀门不同开度下的出口压力作等值面图，如图10所示，随着开度增大，套筒下游的等压力区域聚集明显，说明沿轴向的压力过渡自然，压力梯度变化较小；而小开度时等压力区分布零散，表明存在局部高、低压区域阻碍压力的均匀过渡，即压力梯度变化较大。

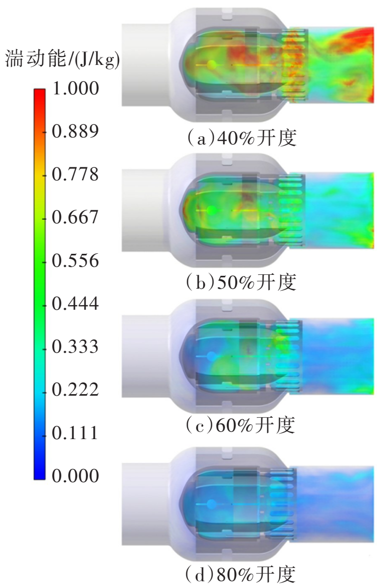


图11　稳态工况不同开度的湍动能分布对比

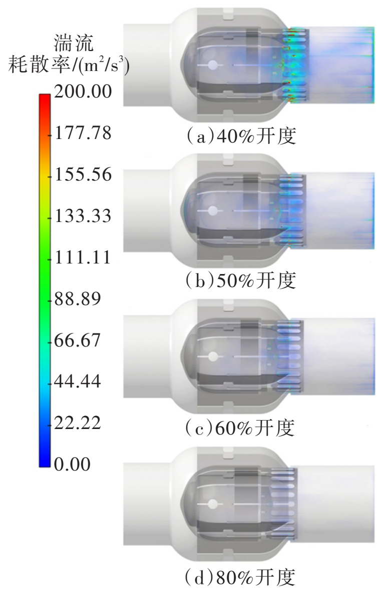


图12　稳态工况不同开度的湍流耗散率分布对比

不同开度对应的湍动能和湍流耗散率如图11和12所示。小开度下，对冲出流湍动剧烈，大部分湍流动能未被耗散而带往下游，随着开度增加过流量增大，湍流能量减弱。而进口段及环形流道因过流平稳，并未产生明显的湍流流动。另外，湍流耗散基本只产生在套筒节流孔处，并随开度增大而耗散作用减弱，侧面印证了大开度下流阻减小、消能降压效果变差的结论。

4 结论

本文通过流体动力学软件Fluent，对2400LT-41X-10Q型大口径活塞套筒式调流调压阀在设计工况(进口压力6 bar，过流量25 500 m^3/h)下的流动特性进行全面分析，分别考虑了不同开度的稳态工况和阀门启、闭过程的瞬态工况，求得其动、静态流量系数、流阻系数、阀芯瞬态侧向力以及各开度下的稳态流场分布等。具体结论如下：

(1)开、关阀过程的动态流量系数小于静态值，且随开度增大，动态流量系数曲线波动增大。该调流调压阀流量特性线性度较好，小开度时调节灵敏度高而大开度时灵敏度减小。

(2)开、关阀过程的动态流阻系数大于静态值，三者随开度增大而减小。关阀过程时过流面积趋于减小，开阀则使过流面积趋于增大，故关阀流阻系数略大于开阀工况。

(3)开、关阀过程中，活塞套筒在轴向、竖向和水平方向均受到作用方向相反的瞬态侧向力，轴向侧向力比另外两个方向力大一个数量级，其在60%和80%开度附近产生波动峰值，可能影响阀门驱动机构的操作能力。开阀工况中，受全开度附近的阀芯空行程影响，竖直和水平瞬态侧向力在调流调压阀将要完全开启时出现陡升峰值，需注意阀芯的卡塞问题。

(4)就速度场分布而言，各开度下的稳态流动类似，较高流速主要集中在套筒节流孔出口的对冲区及阀后尾流区，而开、关阀过程则增加了进口段的局部高速区域。另外，在对冲汇流区上游侧形成“低速空穴区”，随阀门开度增大而扩展。在50%和90%开度下，阀体环形流道的平均流速分别为1.5 m/s和2.5 m/s，套筒节流孔最大射流速度分别为13.2 m/s和8.7 m/s，而尾流核心区的射流速度分别为8.5 m/s和5.8 m/s左右。

(5)调流调压阀通过改变套筒节流孔的过流面积来实现流量和压力的调节，文中通过流速、压力、出口压力等值面、湍动能和湍流耗散率等变量的分布，综合分析了该阀门在不同开度下的流动特性。

总体而言，2400LT-41X-10Q型大口径活塞套筒式调流调压阀具有较好的流量线性特性和较大的压力调节范围。对实际工程需要的其他流量和流阻特性线型，后续可从节流孔形状、数量和分布规律等方向进行优化设计。

参 考 文 献：

[1] 董祥．调流调压阀的应用[J]．科技情报开发与经济，2010，20(21)：197-198．

[2] 陈庆华．长距离输水管道调压调流阀设置探讨[J]．水利科技，2011(3)：37-38，43．

[3] 杨富超，马轫韬，高普新，等．套筒式调流调压阀在水利水电工程中的应用[J]．水利水电工程设计，2018，37(2)：33-35．

[4] 阎秋霞．大口径调流阀应用研究[J]．水利建设与管理，2012，32(5)：20-22．

[5] 靳卫华，谢鸿玺，冯玉林，等．供水工程中调流调压阀的选型及应用[J]．中国设备工程，2018(4)：103-105．

[6] 杨开林．适应水击控制的多喷孔套筒式调流阀设计原理[J]．水利水电技术，2010，41(7)：36-39．

[7] 向国玲．D600调流调压阀流场分析[J]．模具工程，2012(3)：85-88．

[8] 邓君．活塞式调节阀流场特性分析与结构优化[D]．株洲：湖南工业大学，2015．

[9] CHATTOPADHYAY H，KUNDU A，SAHA B K，et al．Analysis of flow structure inside a spool type pressure regulating valve[J]．Energy Conversion & Management，2012，53(1)：196-204．

[10] 宋学官，汪林，姜正浩，等．蝶阀流动特性的数值模拟及分析[J]．流体机械，2008(5)：25-29．

[11] HUANG C, KIM R H. Three-dimensional analysis of partially open butterfly valve flows[J]. Journal of Fluids Engineering, 1996, 118(3): 562-568.
[12] 张征宇，张治权，吴湘莲，等. 湍流模型对阀门数值模拟精度的影响[J]. 阀门，2008(1): 18-19.
[13] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD软件原理与应用[M]. 北京：清华大学出版社，2004.
[14] 杨纪伟. 调节阀流量调节特性评价[J]. 阀门，1999(4): 11-15.
[15] 杨纪伟. 调节阀流量调节理论研究[J]. 流体机械，2003，31(3): 24-26.
[16] 冯卫民，周春灌，程千，等. 调节阀流量特性分析及网孔型套筒阀优化计算[J]. 中国农村水利水电，2015(1): 172-175.
[17] 张勤昭，刘福生，王宏. 三偏心蝶阀的流场和阻力特性研究[J]. 流体机械，2013(11): 1-5
[18] 张伟政，俞树荣，张希恒，等. 调节阀内部流场的数值模拟与试验分析[J]. 兰州理工大学学报，2008，34(3): 65-68.
[19] 邹志超，王福军，王玲. 泵站有压输水系统启动过程中蝶阀非定常流场研究[J]. 水利学报，2018，49(6): 678-686.
[20] AMIRANTE R, VESCOVO G D, LIPPOLIS A. Flow forces analysis of an open center hydraulic directional control valve sliding spool[J]. Energy Conversion & Management, 2006, 47(1): 114-131.
[21] LISOWSKI E, CZYZYCKI W, RAJDA J. Three dimensional CFD analysis and experimental test of flow force acting on the spool of solenoid operated directional control valve[J]. Energy Conversion & Management, 2013, 70: 220-229.

Flow characteristics analysis of large-diameter flow and pressure regulating valve with piston sleeve

LI Yanhui[1], LIAO Zhifang[2], JIANG Jin[1], WANG Yucheng[1], LUO Shuang[1]

(1. *Key Lab of Hydraulic Transients, Ministry of Education, Wuhan University, Wuhan* 430072, *China*;
2. *BENSV Valve Stock CO., LTD., Tianjin* 300350, *China*)

Abstract: Various flow and pressure conditions of pipeline can be adjusted by the flow and pressure regulating valve whose hydraulic regulation performance and flow characteristics greatly influence the efficient operation of pipeline system. In this research, the large-diameter flow and pressure regulating valve with piston sleeve of 2400LT-41X-10Q type was investigated by the CFD code Fluent, combined with RNG k-ε turbulence model and dynamic mesh. And flow characteristics of the valve was analyzed by comparing the steady-state conditions in different valve openings as well as transient conditions of the opening and closing processes. The results indicate that the dynamic flow coefficients in opening and closing processes are both less than the corresponding static flow coefficients in steady-state conditions, while the dynamic resistance coefficients are larger than the static ones instead, which is caused by the flow obstruction from piston sleeve movement. Corresponding to the opening and closing processes respectively, opposite transient lateral forces will exert on the piston sleeve and the force component in axial direction is significantly greater than those in other two directions. Due to the vacant travel used for fixing the sleeve near full valve opening, the lateral forces in vertical and horizontal direction will get to their peak magnitudes, which may influence the operation of driving mechanism or make the piston sleeve get stuck in these directions. Moreover, flow field distributions of velocity, pressure, turbulent kinetic energy and turbulent dissipation rate in different openings were compared to illustrate operation and flow characteristics of the flow and pressure regulating valve. The analysis results provide a guidance for selection and utilization of the flow and pressure regulating valve with piston sleeve.

Keywords: flow and pressure regulating valve; flow coefficient; resistance coefficient; lateral force; flow characteristics

（责任编辑：杨　虹）