

球阀瞬态关闭过程及水锤现象无网格法数值研究

贾智博, 孙一颢, 周子棋, 孙中国, 席光
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对传统网格法在模拟球阀瞬态关闭过程中存在的网格畸变、数值不稳定及交界面误差等问题, 基于移动粒子半隐式法(MPS), 提出了一种高精度、稳定压力进/出口边界模型, 并对球阀的关闭过程进行了瞬态数值模拟, 得到了球阀从全开至全关过程中进/出口压差、流量系数和流阻系数随开度的变化规律, 结合不同开度下的速度场与压力场, 揭示了流动分离、涡流生成及水锤现象等非定常流动机理。结果表明: 阀门进/出口压差随着阀门开度的减小呈先增大后减小非线性趋势; 流量系数在开度大于 70° 时变化平缓, 开度小于 70° 后急剧下降; 流阻系数在开度大于 45° 时变化缓慢, 开度小于 45° 后显著升高; 随着开度不断减小, 出口和阀芯流道内形成漩涡并不断扩大, 动能耗散加剧; 阀前高压区与阀后低压区共存, 阀芯内流体接近滞止导致静压堆积; 关阀水锤压力表现出先增大后减小的变化趋势, 随着关阀时间的延长, 最大水锤压力逐渐降低。研究结果可为球阀的设计和 optimization 提供一定的理论支持, 对提升管道系统安全性与稳定性具有参考意义。

关键词: 球阀; 瞬态关闭过程; 水锤现象; 移动粒子半隐式法

中图分类号: TH137.52+2 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202602020 **文章编号:** 0253-987X(2026)02-0207-11

Meshless Numerical Study of Transient Closing Process in Ball Valves and Associated Water Hammer Phenomenon

JIA Zhibo, SUN Yijie, ZHOU Ziqi, SUN Zhongguo, XI Guang
(School of Energy and Power Engineer, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To address the issues of mesh distortion, numerical instability, and interface errors encountered when traditional mesh-based methods are used to simulate the transient closing process of ball valves, a high-accuracy and stable pressure inlet/outlet boundary model based on the moving particle semi-implicit (MPS) method is proposed. Transient numerical simulation of the ball valve closing process was carried out, and the variations of the inlet/outlet pressure difference, flow coefficient, and flow resistance coefficient with the opening degree during the process from fully open to fully closed were obtained. By analyzing the velocity and pressure fields at different opening degrees, unsteady flow mechanisms such as flow separation, vortex generation, and water hammer phenomenon were revealed. The results show that the inlet/outlet pressure difference across the valve first increases and then decreases nonlinearly as the opening decreases. The flow coefficient changes gradually when the opening is greater than 70° , but drops

收稿日期: 2025-06-23。 作者简介: 贾智博(2001—), 男, 硕士生; 孙中国(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 中国博士后科学基金资助项目(GZB20240596); 陕西省自然科学基金基础研究计划资助项目(2025JC-YBQN-574); 光子基金 A 类项目(202407014748)。

网络出版时间: 2025-08-22

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250822.1108.004>

sharply when the opening is less than 70° . The flow resistance coefficient changes slowly when the opening is greater than 45° , but increases significantly when the opening is less than 45° . As the opening decreases further, vortices form and expand in the outlet and the valve core flow passage, leading to intensified kinetic energy dissipation. A high-pressure zone in front of the valve coexists with a low-pressure zone behind the valve, and the fluid in the valve core approaches stagnation, resulting in static pressure accumulation. The water hammer pressure during valve closing first increases and then decreases; as the closing time increases, the maximum water hammer pressure gradually decreases. The results provide theoretical support for the design and optimization of ball valves and offer reference for improving the safety and stability of pipeline systems.

Keywords: ball valve; transient closing process; water hammer; moving particle semi-implicit method

球阀作为管道系统中常用的控制元件,主要承担调节管路流量,防止逆流及控制流向等作用,其以设计简单、密封性能可靠、使用寿命长等优点,广泛应用于石油化工、水利水电等行业的管道运输系统中^[1]。由于复杂结构和流固耦合效应的影响^[2],相比于球阀固定开度下的稳定流动,球阀在关闭过程中的瞬态流动表现出更复杂的非定常流动特性,容易形成漩涡、二次流、空化等复杂流动现象,严重时甚至会引发振动和水锤现象,对管路系统和阀门造成损坏。因此,研究球阀关阀瞬态过程的内部流动特性,分析关阀过程的流动演化机理,对提高管道系统运行的稳定性具有重要的工程意义。

早期针对球阀管道流动特性的研究主要通过模型或原型试验的方法。伍悦滨等^[3]通过给水管网实验建立了阀门局部阻力与开度的数学模型。郑建光等^[4]基于电动球阀试验揭示了流量-压力特性的非线性变化规律。Zhang等^[5]采用模型试验的方法研究了大开口球阀的阻力系数,并获得了管道的典型流场图像。Chern等^[6]通过V型球阀试验证明了 $30^\circ\sim 90^\circ$ 开度范围内流量系数的显著差异。梁潇^[7]通过柱塞泵-球阀系统流场特性实验发现匀速关阀可降低最大水锤压力,延长关阀时间能有效抑制水锤现象。

尽管试验方法可以获得可靠流动数据,但受限于测量手段,难以捕捉关阀过程中复杂的内部流场细节。随着计算流体动力学的迅速发展,数值模拟技术为深入研究阀门内部非定常流动提供了有效途径,不仅有助于清晰展现阀门内部复杂流场结构,还可通过与试验结果相互验证,加深对球阀瞬态关闭过程流动机理的认识。目前,球阀流动的数值模拟方法主要包括网格法和无网格法两类。

基于网格法对球阀关闭过程的数值研究主要分为静态模拟和动态模拟。静态模拟指的是将阀门的瞬态关闭过程离散为多个固定开度,通过对特定开度下的流场进行数值模拟,分析流动特性随开度的变化规律^[8-11]。但是,由于阀门的瞬态关闭过程相比于稳定工况呈现出更复杂的流动状态,因此必须对球阀关闭过程进行更准确的动态模拟。刘华坪等^[12]等采用用户自定义函数和动网格技术对管道系统中常见的4种阀门进行了动态模拟,得到了阀门的动态启闭过程中的流动状态和阀体受力情况。Han等^[13]采用滑移网格技术模拟球阀启闭过程,发现阀芯关阀速度影响了管道内涡核形态,且关阀过程的压差与开度曲线呈反比例关系。Lin等^[14]采用滑移网格技术模拟低温球阀在不同转速和入口流量下的内部流动特性。王慧杰等^[15]采用动网格技术对比不同关阀方式,得到小开度下阀芯处易形成涡流,导致流阻压降梯度陡增,且球阀关阀过程的动态流场与稳态存在显著差异。Cui等^[16]结合原型试验和动网格技术,研究了球阀在不同启闭时间条件下瞬态性能和内部流动特性的差异,结果表明,球阀的瞬态性能和流场在开阀和关阀过程中有明显的差异。

在现有基于网格法的阀门瞬态模拟研究中,主要采用动网格技术或滑移网格技术结合用户自定义函数实现。动网格技术需要在关阀过程中不断进行网格重构,尤其在阀芯开度较小时,容易产生负体积或网格畸变,进而引发数值不稳定问题,目前基于动网格的数值模拟主要在 $20^\circ\sim 90^\circ$ 的相对开度范围内对关阀流动展开研究。滑移网格技术将计算域分为静止与运动的网格区域,通过交界面插值传递数据,引入了额外的数值误差,导致计算精度下降。同时,

关阀过程作为非周期性瞬态过程,当阀门开度极小($0^\circ \sim 10^\circ$)时,若未对交界面进行特殊处理,如局部网格加密或重叠区域动态调整,计算会因插值失效而终止。综上所述,网格法较难实现阀门从全开到全关完整关阀过程的瞬态模拟,相关研究多局限于部分开度范围。

相较于网格法,无网格法不依赖于固定网格结构,避免了对复杂几何进行网格划分的前处理工作,无须构造复杂的流体域,这使它不需要考虑阀芯旋转带来的网格畸变的影响,减小了计算成本和数值误差,可以更好地模拟具有运动边界的阀门瞬态关闭过程。王园丁等^[17]采用最小二乘无网格方法研究了姿轨控发动机射流换向阀门启闭过程的复杂流场,清晰捕捉到了阀门内部的流场结构与流动特征。Durango等^[18]采用光滑粒子流体动力学方法,结合基于缓冲粒子的速度进口边界条件,对液压滑阀的动态特性进行了三维瞬态模拟,揭示了滑阀位移变化对内部射流速度分布、压力波动及流量稳定性的影响。Liu等^[19]采用基于移动粒子半隐式法的体积流量入口边界条件对超高水头冲击式水轮机系统中球阀的开启过程进行分阶段模拟,揭示了开度变化对流动稳定性和流阻的影响。

上述基于无网格法的阀门关闭过程数值模拟主要采用速度进口-自由出口边界条件,流动压力振荡明显,数值结果的精度与稳定性较差^[18-19]。本文基于移动粒子半隐式(MPS)方法,提出了一种高精度稳定的压力进/出口边界模型,并对球阀进行了精细化建模,实现了阀门关闭过程的瞬态数值模拟,研究了关阀过程中进/出口压差和流动特性与球阀开度的关系,分析了球阀瞬态关闭过程不同开度下速度场和压力场的演变规律,以及关阀时间对水锤压力的影响,为球阀的结构设计和流动分析提供了参考和依据。

1 数值方法

1.1 MPS方法

MPS方法建立于拉格朗日框架下,采用显式方法求解速度、隐式方法求解压力,用于计算不可压缩流体的流动。对于不可压流体,质量守恒方程和动量守恒方程为

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{f} \quad (2)$$

式中: ρ 为流体密度; t 为时间; $\mathbf{u}$ 为流体速度; p 为压

力; μ 为动力黏度; $\mathbf{f}$ 为外力。

MPS方法采用核函数描述了粒子之间的作用关系。本文采用由Koshizuka等^[20]提出的经典核函数表达式

$$w_{ij} = \begin{cases} \frac{r_e}{r_{ij}} - 1, & r_{ij} < r_e \\ 0, & r_{ij} \geq r_e \end{cases} \quad (3)$$

式中: w_{ij} 为核函数; i 和 j 分别为目标粒子和相邻粒子的序号; $r_{ij} = |\mathbf{r}_i - \mathbf{r}_j|$ 为目标粒子 i 坐标向量 $\mathbf{r}_i$ 和相邻粒子 j 坐标向量 $\mathbf{r}_j$ 之间的距离; r_e 是粒子影响半径,本文取 $r_e = 2.1l_0$, l_0 为初始粒子间距。

为了提高压力计算的稳定性,减小压力振荡,采用了混合源项^[21]求解压力泊松方程

$$\langle \nabla^2 p^{n+1} \rangle_i = \gamma \frac{\rho}{\Delta t^2} \frac{\langle n^k \rangle_i - n^0}{n^0} - (1-r) \frac{\rho}{\Delta t} \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (4)$$

式中: $\langle \cdot \rangle_i$ 为粒子 i 物理量的近似值; $\gamma \in [0,1]$ 为调和系数,一般取0.2; Δt 为时间步长; n^0 为初始粒子数密度; n^k 为第 k 步的粒子数密度。

在MPS方法中,通过携带压力、速度、位置等物理信息的流体粒子相互作用,离散控制方程的各项微分算子。本文为了提高计算稳定性,确保微分算子的一阶精度,避免进/出口缓冲区粒子核截断的影响,采用了基于修正矩阵^[22]的压力梯度和速度散度公式

$$\langle \nabla p \rangle_i = \frac{d}{n^0} \sum_{j \neq i} \mathbf{C} \frac{p_j - p_i}{|\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i|^2} (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i) w(|\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i|) \quad (5)$$

$$\langle \nabla \cdot \mathbf{u} \rangle_i =$$

$$\frac{d}{n^0} \sum_{j \neq i} \mathbf{C} \frac{\mathbf{u}_j - \mathbf{u}_i}{|\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i|^2} (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i) w(|\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_i|) \quad (6)$$

$$\mathbf{C} = \frac{d}{n^0} \begin{bmatrix} \sum \frac{w_{ij} x_{ij}^2}{r_{ij}^2} & \sum \frac{w_{ij} x_{ij} y_{ij}}{r_{ij}^2} \\ \sum \frac{w_{ij} x_{ij} y_{ij}}{r_{ij}^2} & \sum \frac{w_{ij} y_{ij}^2}{r_{ij}^2} \end{bmatrix}^{-1} \quad (7)$$

式中: d 为空间维度; $\mathbf{C}$ 为修正矩阵。

1.2 边界条件

为了实现球阀在压力管道内的流动,本文提出了一种不需要虚拟和镜像粒子的压力进/出口模型,通过对压力梯度算子和速度散度算子进行修正来弥补边界粒子核截断带来的影响。

如图1所示,本文采用表面粒子判定技术将管道进/出口边界自由表面粒子判定为压力边界粒子,通过判断压力边界粒子和进/出口判断线的位置关

系来决定是否需要生成新粒子或删除流体粒子。当有流体粒子流过进口判断线时,生成新流体粒子,新增粒子的速度由其邻域流体粒子的速度插值得到;当流体流过出口判断线时,直接删除。

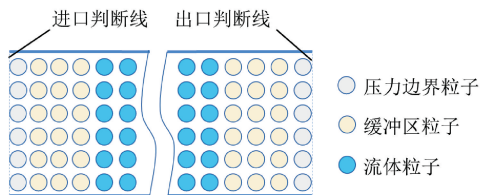


图1 压力进/出口模型

Fig. 1 Pressure inlet and outlet models

为了实现管道进/出口边界压力的准确赋值,对压力泊松方程做出修正。当流体粒子不是压力边界粒子时,采用拉普拉斯算子对式(4)左侧离散并移项,可得压力泊松方程为

$$\langle n^k \rangle_i p_i - \sum_{j \neq i} [\omega(|r_{ij}|) p_j] = \frac{\lambda_0}{2d\Delta t^2} [\gamma \langle n^k \rangle_i - n^0] - (1 - \gamma) n^0 \Delta t \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (8)$$

式中: λ 为扩散系数。当流体粒子是压力边界粒子时,粒子 i 的压力就是管道进/出口压力,压力泊松方程为

$$p_i = p_{\text{boundary}} \quad (9)$$

式中: p_{boundary} 为管道进/出口压力。

为了避免进/出口边界粒子朝向壁面以及管道外移动,在进口和出口分别布置了4层缓冲区粒子。缓冲区粒子的速度更新必须垂直于进/出口判断线,速度更新公式为

$$\mathbf{u}_{\text{buffer}} = (\mathbf{u}_{\text{buffer}} \cdot \hat{\mathbf{n}}) \hat{\mathbf{n}} \quad (10)$$

式中: $\mathbf{u}_{\text{buffer}}$ 为缓冲区粒子速度; $\hat{\mathbf{n}}$ 为进/出口边界的单位法向量,方向指向流体内部。

为了构建管道的无滑移固壁边界条件,本文采用的固壁边界条件^[23]由一层内壁面和两层外壁面构成。内层壁面粒子参与压力泊松方程的求解和黏性计算,避免了流体粒子穿越固体壁面;外层壁面粒子不参与压力计算,只提供支撑域进行粒子数密度的计算。

1.3 粒子迁移技术

为了避免数值模拟中存在的由拉伸不稳定性导致的计算不稳定,本文采用基于菲克第一定律的粒子迁移技术^[24],将粒子由高浓度区域向低浓度区域进行迁移,保证粒子分布的均匀性,计算式为

$$\delta \mathbf{r}_i = -C_{\text{shift}} d_0^2 \nabla C_i \quad (11)$$

$$\nabla C_i = \frac{1}{n^0} \sum_{j \neq i} \nabla w_{ij} \quad (12)$$

式中: $C_{\text{shift}} \leq 0.5$ 为迁移系数; d_0 是初始粒子间距; C_i 为粒子数密度; ∇C_i 为粒子分布浓度的梯度。

2 方法验证

2.1 算例设置

本文采用二维泊肃叶流动算例验证压力进/出口模型,布置了一个平行直管道,管道内流体在进/出口压差作用下运动。此时,管道内流动是一维剪切流动,沿管道 y 方向的理论速度和沿管道 x 方向的理论压力计算公式分别为

$$u(y) = \frac{\Delta p}{2\mu L} y(H - y) \quad (13)$$

$$p(x) = -25x + 0.1 \quad (14)$$

式中: $x \in (0, L)$ 表示流体粒子到管道进口的距离, L 为管道的长度; $y \in (0, H)$ 表示流体粒子到管道下壁面的距离, H 为管道的宽度; Δp 为进/出口压差。

算例几何布置如图2所示。管道长度为4 mm,宽度为1 mm。在管长为2 mm处,垂直于主流方向,间隔0.1 mm布置速度监测点1~11。在管道宽度为0.5 mm处,平行于主流方向,间隔0.4 mm布置压力监测点1~10。设置进口压力为0.1 Pa,出口压力为0,流体运动黏度取 $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$,流体密度取 1000 kg/m^3 ,计算时间为1.0 s,分别取0.01、0.02、0.04 mm 3种不同的粒子间距进行验证。同时,为了与网格法进行对比,采用Fluent软件计算了相同工况下的泊肃叶流动算例,网格数为9 503。

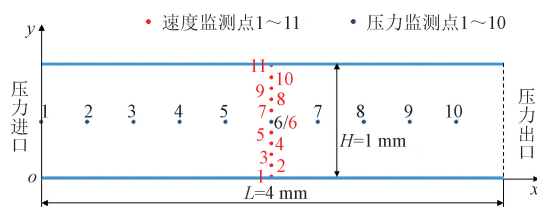


图2 算例几何布置

Fig. 2 Geometric arrangement of case

2.2 泊肃叶流动速度分析

泊肃叶流动的速度云图如图3所示。可以看出, MPS方法和网格法计算得到的管道内流体沿 y 方向均符合泊肃叶流动的抛物线速度分布。从图3(a)~(c)可知,随着粒子间距的减小,速度场分布逐渐变得均匀。

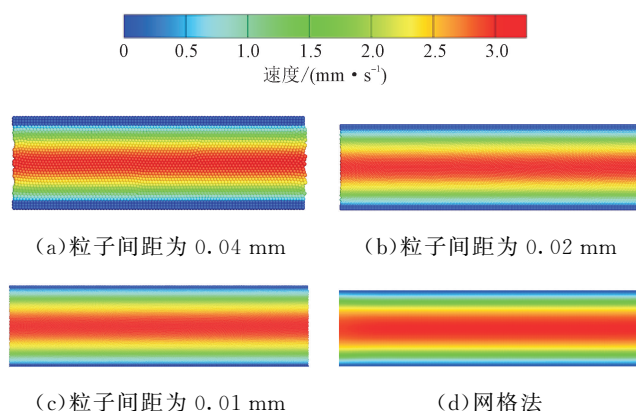
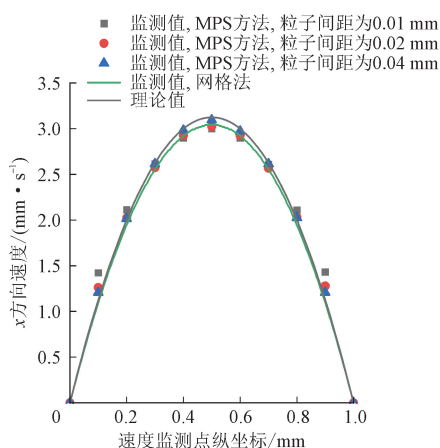


图3 泊肃叶流动速度云图

Fig. 3 Velocity cloud of the Poisson flow

为了验证压力进/出口边界模型的精度以及粒子间距对计算结果的影响,对 MPS 方法和网格法的泊肃叶流动监测点速度和理论速度进行了对比,结果如图 4 所示。可以看出,3 种粒子间距下 MPS 方法的监测点速度均满足抛物线分布,管道中心主流处的监测点速度均小于理论速度,壁面附近的监测点速度大于理论速度。随着粒子间距的减小,监测点速度与理论速度的平均相对误差逐渐降低。网格法的监测点速度也符合抛物线分布,且在壁面附近与理论速度吻合较好,管道中心的速度小于理论速度。

图4 MPS方法和网格法 x 方向速度监测值与理论值对比Fig. 4 Comparison of the MPS method and mesh method x -direction velocity with the analytical velocity

2.3 泊肃叶流动压力分析

泊肃叶流动的压力云图如图 5 所示。MPS 方法和网格法计算得到的管道内流体沿流动方向压力均匀减小,由于网格法只提取了流体域,因此没有展示管道壁面的压力。从图 5(a)~(c)可知,随着粒子间距的减小,压力场分布逐渐变得均匀。

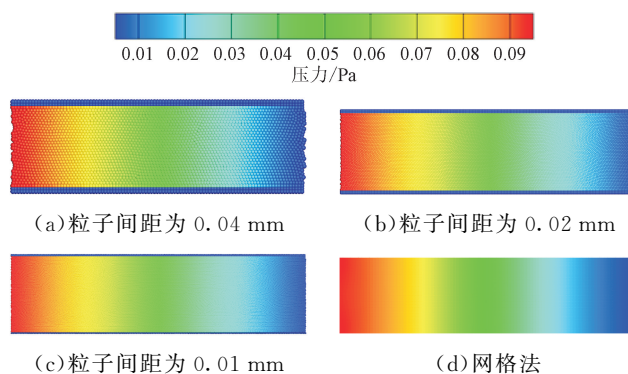


图5 泊肃叶流动压力云图

Fig. 5 Pressure cloud of the Poisson flow

为了对两种方法的压力计算结果与理论压力进行分析对比,分别取压力监测点 1~10 的横坐标 x 和监测点时均压力 p 为 x 轴和 y 轴,结果如图 6 所示。MPS 法和网格法的压力监测值均沿管道 x 方向线性减小,其中 MPS 方法计算得到的压力略大于对应位置的理论压力,随着粒子间距的减小,与理论压力的平均相对误差分别为 2.84%、1.61% 和 0.89%,表明粒子间距越小,压力越接近理论压力。网格法计算得到的压力在管道进口附近与理论压力的误差较大,沿管道 x 方向误差逐渐减小。

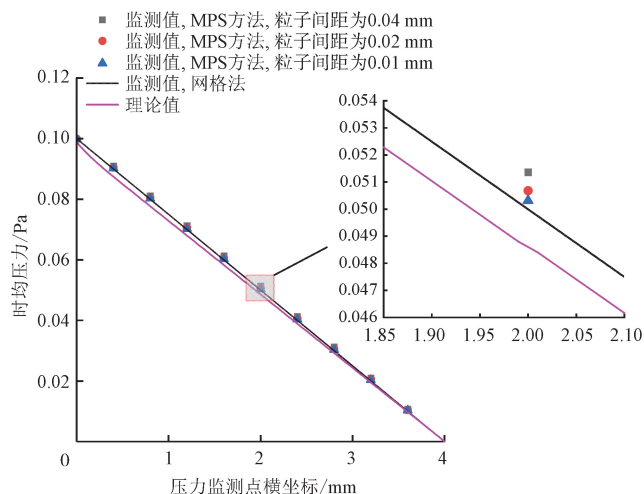


图6 MPS方法和网格法压力监测值与理论值对比

Fig. 6 Comparison of the MPS method and mesh method pressure with the analytical pressure

3 数值模拟

3.1 算例设置

本文采用的球阀管道几何模型^[25]尺寸如图 7 所示,采用基于有符号距离场和体积补偿的均匀粒子离散建模方法^[26]对球阀管道进行粒子几何离散

如图8所示。通过控制阀芯匀速旋转来实现阀门的匀速关闭过程,阀门转速为150 r/min,定义阀门全开时的开度为90°,全关时的开度为0°。

为了确保数值计算的稳定性,排除进/出口边界对阀芯内流动的影响,保证流体在管内充分流动,分别对球阀进/出口流道进行延伸处理,设置进口流道长度为5D,出口流道长度为10D,其中管道内径 $D=40$ mm。在进/出口流道平面距离阀芯1D的位置分别设置压力监测面A和B,并以这两个平面监测到的平均压力分别作为阀门的进口和出口压力。同时,在靠近出口边界1D的位置设置了速度监测面C,并以该平面监测到的平均速度作为管道内的流速。

算例参数设置如下:管道长度0.6 m,管道宽度0.04 m,运动黏度 1×10^{-6} m²/s,流体密度1 000 kg/m³。设置计算时间为0.1 s、粒子间距为1 mm、管道进口压力为0.1 MPa、出口压力设置为0,流体的物性参数与常温下的水保持一致。

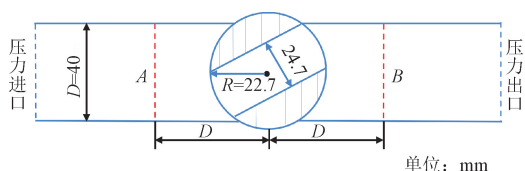


图7 球阀的几何结构

Fig. 7 Geometry of the ball valve

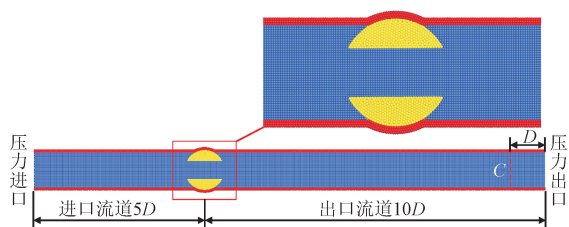


图8 球阀管道粒子离散图

Fig. 8 Ball valve pipeline particle discrete diagram

3.2 球阀关闭过程进/出口压差分析

对球阀关闭过程的进/出口压差进行分析,进/出口压差由进口压力监测面A和出口压力监测面B的压力监测数据作差得到。图9展示了球阀0.1 s关闭过程中进/出口压差随开度的变化情况。可以看出,当阀门开度为90°时,阀芯进/出口压差为0.02 MPa。随着开度的减小,球阀的进/出口压差呈先增大后减小的非线性趋势。当阀门开度处于90°~70°时,流动仍较稳定,进/出口压差缓慢增加;

当阀门开度处于70°~30°时,在节流效应作用下,进口流道内流体在阀前滞止,动能转化为压力能,导致阀芯进/出口压差迅速增大,当阀门开度为31.7°时,进/出口压差达到最大值0.259 MPa,约为阀门全开时进/出口压差的13倍;当阀门开度处于30°~0°时,进/出口压差呈下降趋势,此时阀芯流通性能显著降低,流量逐渐减小,当阀门接近关闭时,管道内流动趋于停滞,此时阀芯前/后压力分别接近管道进/出口压力,使得阀芯进/出口压差回归管道进/出口压差。

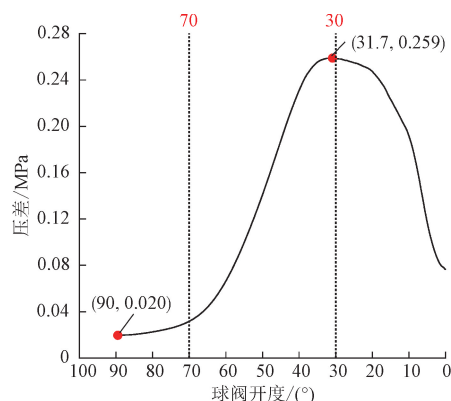


图9 球阀关闭过程进/出口压差随开度的变化曲线

Fig. 9 Change curve of the inlet and outlet pressure difference with the opening degree during the closing process of the ball valve

3.3 球阀关闭过程流通性能分析

球阀的流通性能主要通过流量系数 K_v 和流阻系数 K 来衡量。流量系数表示在单位时间内,管道恒定压差下流经阀门的流体体积流量,流量系数越大表明阀门的流通能力越强。流量系数计算式为

$$K_v = Q \sqrt{\frac{G}{\Delta p}} \quad (15)$$

$$G = \frac{\rho}{\rho_N} \quad (16)$$

式中: Q 为介质的体积流量; G 为流体比重; ρ_N 为标准状态下纯水的密度。

流阻系数 K 与多个因素有关,包括阀芯的形状参数以及管道的结构和流动转向等,被用来定量衡量球阀结构对流体的阻碍作用。流阻系数计算式为

$$K = \frac{2\Delta p}{\rho u^2} \quad (17)$$

式中: u 为流体速率。

图10展示了球阀关闭过程中流量系数和流阻系数随球阀开度的变化规律。可以看出:随着球阀开度的减小,阀门的流量系数逐渐减小,流通能力减

弱,且当阀门开度处于 $90^\circ \sim 70^\circ$ 时,流量系数变化较缓慢,说明此时阀门开度变化对流动的影响较小;当阀门开度小于 70° 时,流量系数迅速减小,说明小开度下阀门的节流效果比大开度时更明显。

流阻系数的变化与流量系数呈相反趋势,即随着阀门开度的减小,流阻系数逐渐增大,阀门对流体的阻碍能力越强,带来的流动损失就越多。同时,流阻系数并不是随开度均匀变化的。当开度大于 45° 时,流阻系数随开度变化较缓慢,呈现出较为平稳的趋势;当开度小于 45° 时,流阻系数随开度的减小而迅速升高。由速度流线图可以看出,当阀芯开度小于 45° 时,管道内漩涡数量增多,强度逐渐增大,流动结构更为复杂。

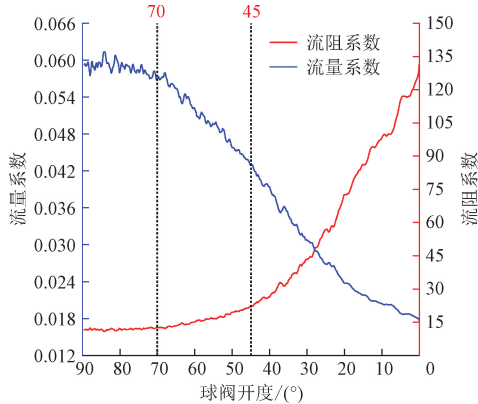


图10 流量系数与流阻系数随开度的变化曲线

Fig. 10 Variation of K_v and K with different opening degrees

3.4 球阀关闭过程内部流场分析

为了对球阀关闭过程不同阀门开度下的内部流场进行分析,提取了 90° 、 75° 、 60° 、 45° 、 30° 、 20° 、 10° 、 0° 的速度场和压力场进行了对比,详细展示了 $90^\circ \sim 0^\circ$ 的阀门内部流场的变化情况。

图11展示了不同阀门开度下管道整体的速度云图,图12展示了不同阀门开度下阀芯处的速度矢量图。可以看出,当阀门开度为 90° 时,实现了阀门全开时的充分发展流动,流体流经阀芯时流通面积减小,流速迅速增大。当阀门开度为 75° 时,阀门流通能力较好,在阀芯出口处后台阶位置生成了一个小漩涡。当阀门开度为 60° 时,由于节流效应的影响,阀芯通道内流速增大,形成了一个高速流带,阀后漩涡强度进一步增大。当阀门开度为 45° 时,阀芯出口附近流体的流速迅速升高,达到关闭过程的阀芯最大流速约为 5 m/s ; 阀后漩涡强度逐渐增大,同时漩涡位置逐渐向出口流道转移。当阀门开度为 30° 时,阀芯内部流速开始减小,高速流带断裂,仅在

出口处存在一个高速射流区,对球阀的阀芯和管壁产生冲击;同时,在台阶内角区二次回流,生成了一个小的角涡。当阀门开度为 20° 时,阀芯内整体流速迅速减小,阀芯内上壁面附近形成了一个回流漩涡。当阀门开度为 10° 时,由于流体无法及时流通阀门,导致进口流道内流体因滞止产生回流;阀芯内漩涡强度和范围都增大,阀后回流区漩涡强度继续增大,此时管道内流动损失较大。当阀门开度为 0° 时,进口流道主要为回流漩涡,流速接近于滞止;阀芯内部完全被漩涡充满,流动结构复杂。

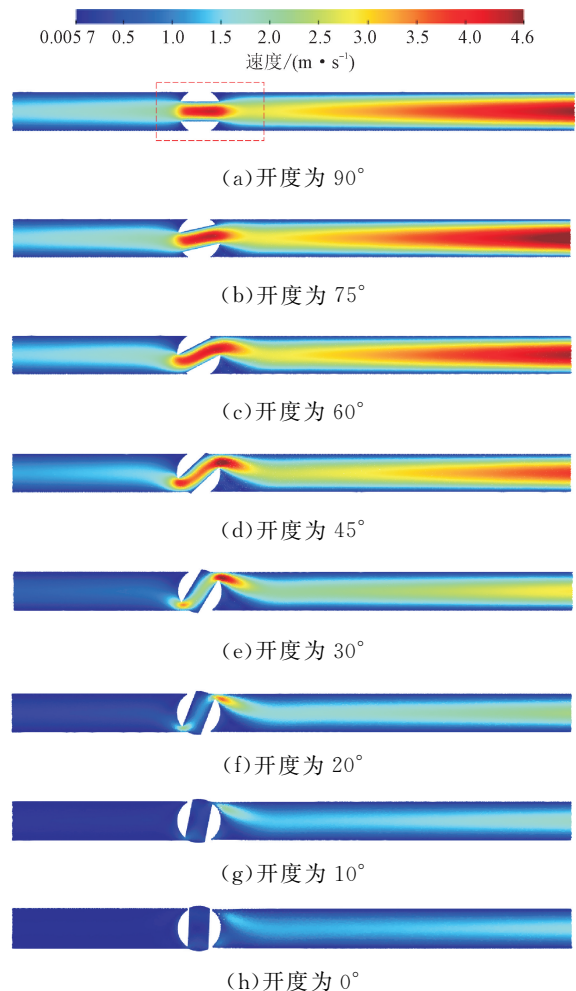
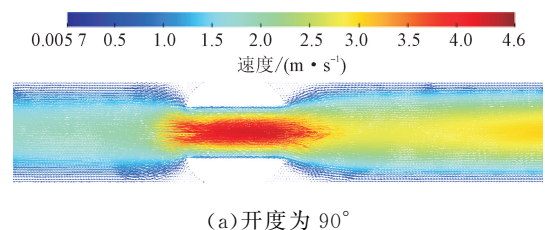


图11 0.1 s 关闭过程不同开度下的球阀速度云图

Fig. 11 Velocity clouds of the ball valve under different opening degrees during the 0.1 s closing process



(a) 开度为 90°

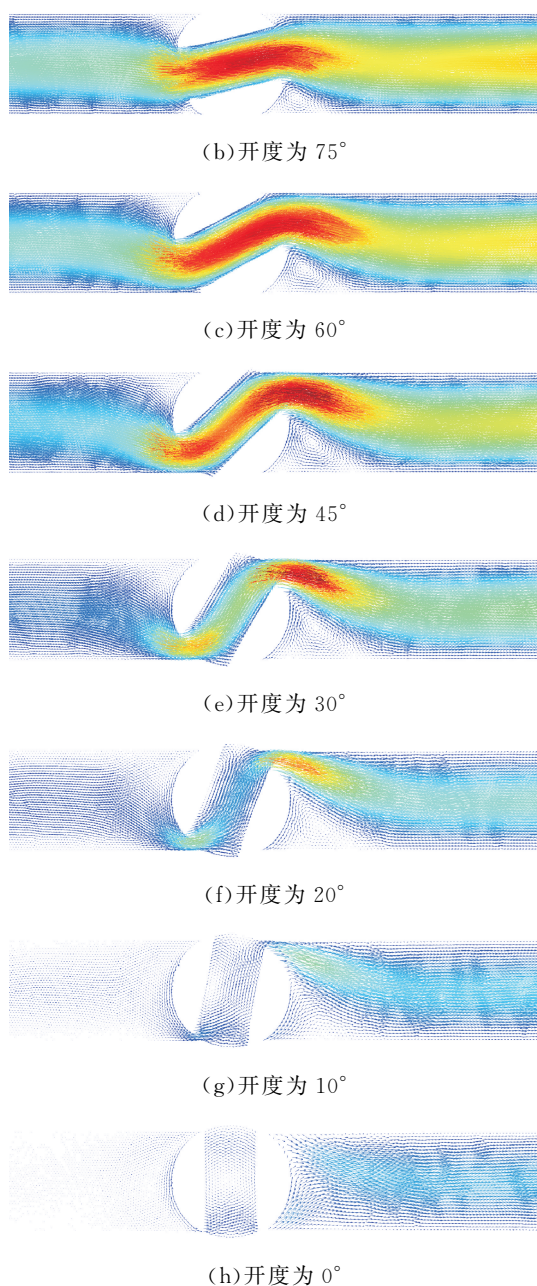


图 12 0.1 s 关阀过程不同开度下的阀芯速度矢量图

Fig. 12 Velocity vectors of the spool under different opening degrees during the 0.1 s closing process

图 13 展示了不同阀门开度下球阀的压力云图。当阀门开度为 90°时,管道内压力沿流动方向呈现均匀的压降分布。当阀门开度为 75°时,进口流道压力逐渐增大,阀芯内压力分布较均匀。由于此时开度较大,阀芯末端后台阶流动的影响较小。当阀门开度为 60°时,进口流道和阀芯内压力进一步增大。当阀门开度为 45°时,阀芯前后压差逐渐增大,由于后台阶流动的影响,阀芯末端与出口流道连通区域形成一个低压区。当阀门开度为 30°时,阀芯

流道与出口流道连通的区域出现大范围低压区;此时,阀前流道截面积骤减,流体在惯性作用下无法及时通过阀门,受阻堆积在阀前导致阀前压力瞬间升高,形成高压区。当阀门开度为 20°时,阀芯内部压降变化不大,阀芯进口处和出口处由于过流面积发生突变,导致局部压力梯度较大。出口流道低压区压力进一步减小,在阀门实际工作中,当该区域的压力低于流体的饱和蒸汽压时,会发生空化现象,影响管路系统的稳定性和安全性。同时,阀前进口流道压力相比于开度为 20°时有所减小。当阀门开度为 10°时,阀芯内部压力升高,出口流道的压力略有回升。当阀门开度为 0°时,阀门完全关闭,流体无法通过阀门,进口压力无法通过阀芯传导到出口管道,因此进口流道积聚高压流体,出口流道积聚低压流体。

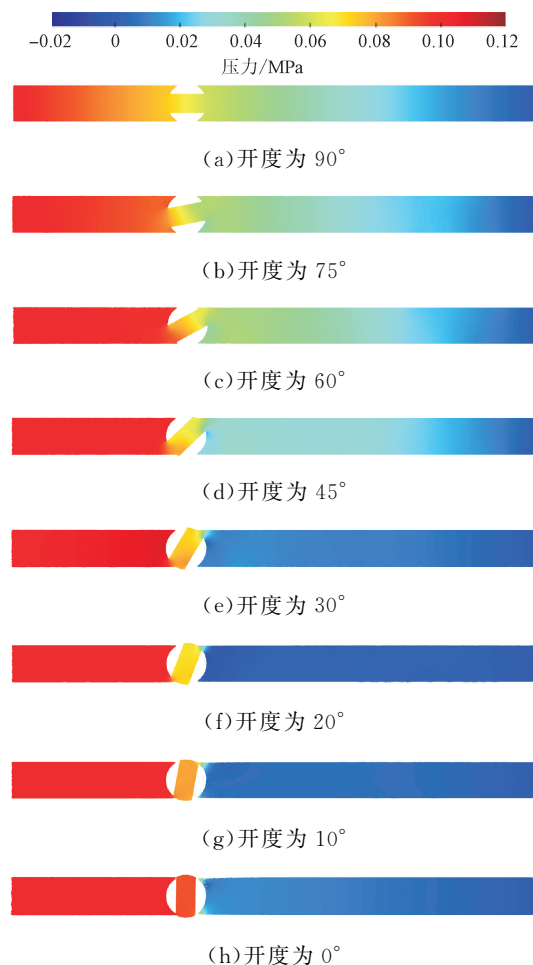


图 13 0.1 s 关阀过程不同开度下的球阀压力云图

Fig. 13 Pressure fields of the ball valve under different opening degrees during the 0.1 s closing process

为了进一步分析关阀过程中阀门内部的压力变化情况,以 0.1 s 关阀过程为例,沿阀芯中线依次建

立序号为1~10的压力监测点,如图14所示。监测点随阀芯转动,始终保持在阀芯中线上。

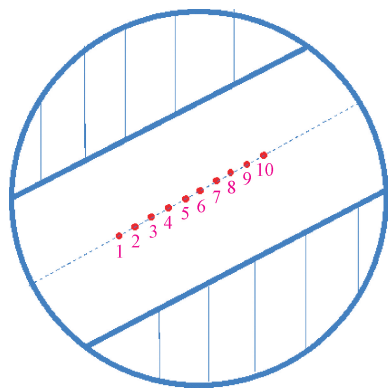


图14 阀芯压力监测点1~10

Fig. 14 Spool pressure monitoring points 1—10

图15展示了关阀过程中关键开度下阀芯中线监测点的压力变化。可以看出,当开度为 90° 时,阀芯流道内压力变化基本符合理想伯努利方程,呈现均匀下降的趋势。当开度减小为 60° 时,阀芯内压力整体增大,这是因为此时阀芯节流效应增强,上游压力升高,流体动能逐渐转化为压力能。当开度减小到 45° 时,阀芯内压力继续升高,但是沿流动方向压力下降过程产生的波动更大,表明此时阀芯内流动变得更加复杂。当开度减小至 10° 时,阀芯内出口侧压力迅速升高,同时沿阀芯流动方向压力不再下降,而是基本保持一致,这是由于此时阀芯内流动接近于滞止导致的静压堆积。当阀门开度为 0° 时,阀芯内流动完全滞止,阀芯内压力稳定在 0.09 MPa 附近。

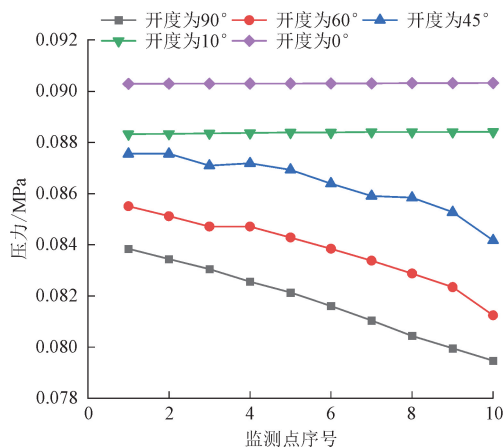


图15 0.1 s 关阀过程不同开度下阀芯压力变化

Fig. 15 Spool pressure change curve under different openings during the 0.1 s closing process

3.5 关阀时间对水锤压力的影响

水锤现象是管路系统中由于阀门的快速关闭引

起的急剧压力变化,严重危害管路系统的稳定性和安全性。水锤现象根据水锤波的相时间与关阀时间的相对大小又分为直接水锤和间接水锤。当关阀时间小于水锤波相时间时,正水锤波未完全反射时阀门就完全关闭,此时水锤压力只受开度变化直接引起的正水锤波的影响,导致最大水锤压力峰值显著提高,称为直接水锤。当关阀时间大于水锤波相时间时,正水锤波在阀门关闭过程中已反射为负水锤波,两者异相位叠加,导致水锤压力峰值降低,称为间接水锤。水锤相时间与水锤波速的计算式为

$$t_r = \frac{2L}{c} \quad (18)$$

$$c = \sqrt{\frac{K_0}{\rho}} \quad (19)$$

式中: t_r 为水锤波的相时间; L 为管道长度; c 为水锤波波速; K_0 为流体体积模量。

直接水锤的压力峰值过大,且在工程中主要发生间接水击。因此,本节将研究关阀时间对间接水锤压力的影响。通过设置阀芯转速为 $150, 75, 50\text{ r/min}$,得到关阀时间为 $0.1, 0.2, 0.3\text{ s}$ 。

图16为球阀在不同关阀时间下,进口流道压力监测面A的平均水锤压力随时间的变化曲线。可以看出,在球阀关阀过程中,水锤压力主要表现出先增大后减小的变化趋势。当关阀时间为 0.1 s 时,随着开度的减小,阀前压力迅速升高,在 0.062 s (开度为 34.2°)时达到最大压力 0.124 MPa ,流体对阀芯的产生较大的冲击;当关阀时间为 0.2 s 时,最大水锤压力减小至 0.113 MPa ,但是该工况下阀前压力出现多个峰值,在 $0.105 \sim 0.135\text{ s}$ (开度为 $29.3^\circ \sim 42.8^\circ$)范围均保持着较大压力;当关阀时间延长至 0.3 s 时,水锤压力曲线变得更加复杂,出现多个

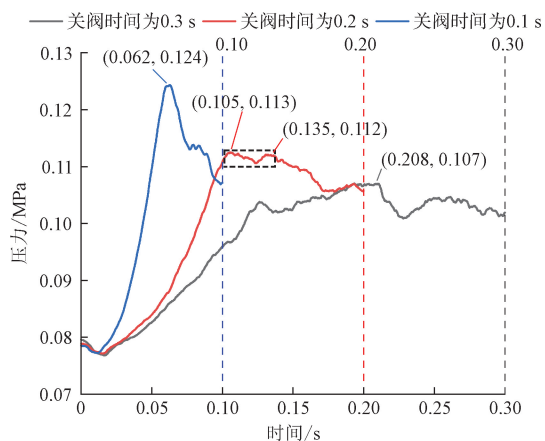


图16 不同关阀时间下水锤压力的变化曲线

Fig. 16 Water hammer pressure curves for different valve closing times

峰值,最大水锤压力进一步减小至 0.107 MPa,对应关阀时间为 0.208 s(开度为 27.6°)。

综上所述可知,关阀时间越短,单位时间内管道的速度变化量就越大。由儒科夫斯基公式可知,速度变化量越大,造成的瞬时水锤压力增量就越大。此时,正水锤波和负水锤波未充分抵消,产生的水锤压力峰值会对管路系统的安全造成一定的威胁。

随着关阀时间的延长,水锤压力的增长速率就越小,且水锤压力曲线的波动越大,这是因为单位时间内关闭造成的速度变化量很小,此时正水锤波和负水锤波在较长的关阀过程中不断发生抵消、叠加,体现了间接水锤在管道内传播的复杂性。当关阀时间足够长时,正水锤波和负水锤波充分抵消,此时管道中的水锤压力逐渐接近进口压力。

4 结 论

本文基于 MPS 方法,提出了一种稳定压力进/出口边界模型,实现了球阀从全开(90°)至全关(0°)完整关闭过程的瞬态数值模拟,揭示了球阀关闭过程中的流动演化机理以及关阀时间对水锤压力的影响规律。本文为分析关阀流动特性、抑制水锤现象提供了理论依据,对提升管道系统瞬态工况下的安全性与可靠性具有工程意义。本文主要结论如下。

(1)当关阀时间为 0.1 s 时,进/出口压差随开度减小呈先增大后减小的非线性趋势。当开度为 31.7°时,进/出口压差最大。在开度为 90°~70°时,流量系数变化缓慢,开度小于 70°后,流量系数因节流效应增强而骤降。在开度为 90°~45°时,流阻系数增速平缓,开度小于 45°后,流阻系数因流动分离与涡流耗散加剧而急剧上升,表明小开度下阀门结构对流体阻碍作用显著增强。

(2)随着开度的减小,出口和阀芯流道内形成漩涡并不断扩大,导致管道内动能耗散加剧。当开度为 45°时,阀芯内流速最大,最大流速为 5 m/s。关阀过程中,管道内压力变化逐渐复杂。当开度小于 30°时,进口流道流体无法及时通过阀门形成高压区,出口流道与阀芯连通区域形成大范围低压区,阀芯内由于流动滞止导致静压堆积,压力升高。

(3)关阀过程中,水锤压力主要表现出先增大后减小的非线性变化趋势。随着关阀时间的延长,最大水锤压力逐渐减小,由 0.124 MPa 减小至 0.107 MPa。关阀时间越长,水锤压力曲线波动更大,变化更复杂。研究结果表明,合理延长关阀时间可以抑制水锤效应、提升管道系统的可靠性和安全性。

参考文献:

- [1] 陆培文,陆兴华. 阀门设计入门与精通 [M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- [2] HAN Yong, ZHOU Ling, BAI Ling, et al. Transient simulation and experiment validation on the opening and closing process of a ball valve [J]. Nuclear Engineering and Technology, 2022, 54(5): 1674-1685.
- [3] 伍悦滨,曲世琳,张维佳,等. 给水管网中阀门阻力实验研究 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2003, 35(11): 1311-1313.
WU Yuebin, QU Shilin, ZHANG Weijia, et al. Local head loss caused by valves in water distribution network [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2003, 35(11): 1311-1313.
- [4] 郑建光,刘长海. 电动球阀流量特性实验研究 [J]. 阀门, 2005(1): 17-19.
ZHENG Jianguang, LIU Changhai. Experimental investigation of discharge characteristic of electrical ball valve [J]. Valve Magazine, 2005(1): 17-19.
- [5] ZHANG Xiaoxi, CHENG Yongguang, YANG Jiandong, et al. Simulation of the load rejection transient process of a Francis turbine by using a 1-D-3-D coupling approach [J]. Journal of Hydrodynamics, 2014, 26(5): 715-724.
- [6] CHERN M J, WANG C C. Control of volumetric flow-rate of ball valve using V-port [J]. Journal of Fluids Engineering, 2004, 126(3): 471-481.
- [7] 梁潇. 球阀管路系统流场特性分析 [D]. 西安:长安大学, 2022.
- [8] 徐克鹏,蔡虎,崔永强,等. 大型汽轮机主汽调节阀的实验与数值分析 [J]. 动力工程, 2003, 23(6): 2785-2789.
XU Kepeng, CAI Hu, CUI Yongqiang, et al. Experimental and numerical investigation into high-pressure-combined valve for large steam turbines [J]. Power Engineering, 2003, 23(6): 2785-2789.
- [9] 陶正良,蔡定硕,严春雷. 电站调节阀内流场的三维数值模拟及实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2003, 24(1): 63-65.
TAO Zhengliang, CAI Dingshuo, YAN Chunlei. Three dimensional numerical simulation and experimental study on fluid field of control valve in power station [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(1): 63-65.
- [10] 相晓伟,毛靖儒,孙弼,等. 汽轮机调节阀全工况三维流场特性的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(3): 289-293.
XIANG Xiaowei, MAO Jingru, SUN Bi, et al. Nu-

- merical investigation of flow characteristic of control valve of steam turbine in the entire range of operating mode [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2006, 40(3): 289-293.
- [11] ZHANG S C, ZHANG Y L, FANG Z M. Numerical simulation and analysis of ball valve three-dimensional flow based on CFD [C]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Bristol, United Kingdom: IOP Publishing, 2012: 052024.
- [12] 刘华坪, 陈浮, 马波. 基于动网格与 UDF 技术的阀门流场数值模拟 [J]. *汽轮机技术*, 2008, 50(2): 106-108.
- LIU Huaping, CHEN Fu, MA Bo. Numerical simulation of flow field in the valve based on the moving mesh and the UDF [J]. *Turbine Technology*, 2008, 50(2): 106-108.
- [13] HAN Yong, SHI Weidong, XU Hong, et al. Effects of closing times and Laws on water hammer in a ball valve pipeline [J]. *Water*, 2022, 14(9): 1497.
- [14] LIN Zhe, MA Chuanjing, XU Hongguang, et al. Numerical and experimental studies on hydrodynamic characteristics of sleeve regulating valves [J]. *Flow Measurement and Instrumentation*, 2017, 53, Part B: 279-285.
- [15] 王慧杰. 球阀启闭动态特性的数值模拟和实验研究 [D]. 杭州: 浙江理工大学, 2015.
- [16] CUI Baoling, LIN Zhe, ZHU Zuchao, et al. Influence of opening and closing process of ball valve on external performance and internal flow characteristics [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2017, 80: 193-202.
- [17] 王园丁, 郭曼丽, 谭俊杰, 等. 射流阀门开/闭过程无网格法数值模拟 [J]. *弹道学报*, 2019, 31(2): 42-47.
- WANG Yuanding, GUO Manli, TAN Junjie, et al. Numerical simulation of jet valve opening/closing process based on meshless algorithm [J]. *Journal of Ballistics*, 2019, 31(2): 42-47.
- [18] DURANGO M, GARCIA-BRAVO J. Smooth particle hydrodynamic as a computational model for the design and analysis of hydraulic components [C]//Proceedings of the ASME/BATH 2023 Symposium on Fluid Power and Motion Control. New York, NY, USA: ASME, 2023: 20235115229730.
- [19] LIU J, WANG J J, GONG S, et al. Numerical simulation study of hydraulic performance of the ball valve implied in ultra-high head Pelton turbine [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2024, 2752(1): 012016.
- [20] KOSHIZUKA S, OKA Y. Moving-particle semi-implicit method for fragmentation of incompressible fluid [J]. *Nuclear Science and Engineering*, 1996, 123(3): 421-434.
- [21] LEE B H, PARK J C, KIM M H, et al. Step-by-step improvement of MPS method in simulating violent free-surface motions and impact-loads [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2011, 200(9/10/11/12): 1113-1125.
- [22] KHAYYER A, GOTOH H. Enhancement of stability and accuracy of the moving particle semi-implicit method [J]. *Journal of Computational Physics*, 2011, 230(8): 3093-3118.
- [23] XIE Heng, KOSHIZUKA S, OKA Y. Modelling of a single drop impact onto liquid film using particle method [J]. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 2004, 45(9): 1009-1023.
- [24] 韩沛东, 刘启新, 周子棋, 等. 负压梯度下自由面流动模拟的无网格粒子法 Dirichlet 边界条件 [J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(8): 141-148.
- HAN Peidong, LIU Qixin, ZHOU Ziqi, et al. Dirichlet boundary conditions in meshless particle methods for free-surface flow simulation under negative pressure gradient [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(8): 141-148.
- [25] 梁潇, 张红艳. 球阀关阀过程对水锤效应的影响分析 [J]. *力学研究*, 2021, 10(4): 230-236.
- LIANG Xiao, ZHANG Hongyan. Analysis of influence of closing process of ball valve on water hammer effect [J]. *International Journal of Mechanics Research*, 2021, 10(4): 230-236.
- [26] 康江南, 孙一颢, 孙中国, 等. 一种适用于粒子法的二维复杂几何形状建模方法 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(7): 160-168.
- KANG Jiangnan, SUN Yijie, SUN Zhongguo, et al. A modeling method of 2D complex geometry for particle method [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(7): 160-168.

(编辑 陶晴)