

沈思敏, 黄本胜, 钱忠东, 等. 基于熵产的轴流泵内能量耗散特性分析[J]. 水利水电技术(中英文), 2025, 56(8): 149-161. DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2025.08.011

SHEN Simin, HUANG Bensheng, QIAN Zhongdong, et al. Analysis of energy dissipation characteristics in an axial flow pump based on entropy production[J]. Water Resources and Hydropower Engineering, 2025, 56(7): 149-161. DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2025.08.011

基于熵产的轴流泵内能量耗散特性分析

沈思敏^{1,2,3,4}, 黄本胜^{1,4}, 钱忠东², 刘树锋^{1,4}, 杨晨^{1,4}, 黄思³, 王晓蕾^{1,4},
关帅^{1,4}, 林钟华^{1,4}, 杨举^{1,4}

(1. 广东省水利水电科学研究院, 广东 广州 510635; 2. 武汉大学 水利水电学院, 湖北 武汉 430072;
3. 华南理工大学 机械与汽车工程学院, 广东 广州 510641; 4. 河口水利技术国家地方
联合工程实验室, 广东 广州 510635)

摘要:【目的】轴流泵在防洪排涝、农田灌溉等领域发挥着重要作用, 针对轴流泵部分荷载工况下泵内流动和能量耗散特性问题, 【方法】以某轴流泵为研究对象, 采用数值模拟结合熵产分析方法对80%、70%、65%和60%设计流量工况下轴流泵内流动、熵产分布和能量耗散特性进行了定量分析研究。【结果】结果显示: 研究所采用的数值模拟计算泵外特性结果与试验结果吻合良好, 曲线趋势一致, 说明研究采用的数值模型和网格进行仿真计算是合理可靠的。轴流泵内能量耗散从大到小依次为叶轮、导叶、导叶轮毂、60°弯管、出口管、进口管和导水锥, 其中叶轮和导叶两部分熵产加和占比最高可达75.93%, 且主要是由脉动速度引起的湍流耗散。随流量减小, 叶轮和导叶区熵产增大, 叶轮熵产占比增大, 特别是叶轮轮缘附近增大明显。【结论】结果表明: 叶轮内高熵产区集中在叶片吸力面侧前缘、轮缘和尾缘附近, 从叶片吸力侧前缘向叶片尾缘延伸, 在叶轮轮缘附近最大。叶轮内叶片前缘附近流动分离, 吸力面侧回流涡和尾迹流是造成这些区域高熵产的主要因素。导叶内高熵产区集中在导叶叶片进口前缘、流道内和尾缘区附近, 这是来流对叶片进口的流动冲击、流道涡及尾迹流所致。随流量减小, 叶轮相同对应截面上吸力侧的湍流耗散增大, 在靠近轮缘间隙处尤为明显。这是小流量下叶轮吸力面附近产生更多的流动分离和旋涡所致。随流量减小, 导叶内的湍流耗散有所增大, 这是由于小流量下流体对导叶叶片进口前缘的流动冲击、流道涡和尾迹流有所增加。该研究成果可为轴流泵内能量耗散特性研究及水力优化设计提供参考。

关键词: 轴流泵; 数值模拟; 熵产; 能量耗散; 脉动熵产分布

DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2025.08.011

开放科学(资源服务)标志码(OSID):

中图分类号: TH312

文献标志码: A

文章编号: 1000-0860(2025)08-0149-13



Analysis of energy dissipation characteristics in an axial flow pump based on entropy production

SHEN Simin^{1,2,3,4}, HUANG Bensheng^{1,4}, QIAN Zhongdong², LIU Shufeng^{1,4},

YANG Chen^{1,4}, HUANG Si³, WANG Xiaolei^{1,4}, GUAN Shuai^{1,4}, LIN Zhonghua^{1,4}, YANG Ju^{1,4}

(1. Guangdong Research Institute of Water Resources and Hydropower, Guangzhou 510635, Guangdong, China; 2. School of

收稿日期: 2024-06-26; 修回日期: 2024-07-25; 录用日期: 2024-08-12; 网络出版日期: 2025-08-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(52109104); 广东省水利科技创新项目(2020-07)

作者简介: 沈思敏(1988—), 女, 高级工程师, 博士, 主要从事流体机械方面研究。E-mail: emilyfluent@126.com

©Editorial Department of Water Resources and Hydropower Engineering. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license.

Water Resources and Hydropower Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, Hubei, China; 3. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, Guangdong, China; 4. National and Local Joint Engineering Laboratory of Estuary Hydropower Technology, Guangzhou 510635, Guangdong, China)

Abstract: [Objective] Axial flow pumps play an important role in flood control and drainage, farmland irrigation, and other fields. The aim is to address the issues of internal flow and energy dissipation characteristics of axial flow pumps under partial load conditions. [Methods] An axial flow pump was selected as the research object. The internal flow, entropy production distribution, and energy dissipation characteristics of the axial flow pump were quantitatively analyzed under 80%, 70%, 65%, and 60% design flow conditions using numerical simulation and entropy production analysis. [Results] The result showed that the external characteristic calculations obtained from the numerical simulation matched well with the experimental result, with consistent curve trends, indicating that the numerical model and meshes used in the simulation were reasonable and reliable. The energy dissipation in the axial flow pump, from highest to lowest, was ranked as follows: impeller, guide vane, guide vane hub, 60-degree bend pipe, outlet pipe, inlet pipe, and water guide cone. Among them, the combined entropy production of the impeller and guide vane accounted for up to 75.93%, mainly due to turbulent dissipation caused by pulsating velocity. As the flow rate decreased, the entropy production in the impeller and guide vane regions increased, and the proportion of entropy production in the impeller increased, especially near the impeller rim. [Conclusion] The result indicate that the high entropy production regions in the impeller are concentrated near the leading edge, rim, and trailing edge on the suction side of the blades, extending from the leading edge to the trailing edge, with the maximum near the impeller rim. Flow separation occurs near the leading edge of the blades, and the recirculation vortex and wake flow on the suction side are the primary factors contributing to high entropy production in these regions. In the guide vane, high entropy production regions are concentrated near the leading edge of the blade inlet, within the flow passage, and near the trailing edge, resulting from flow impact on the blade inlet, passage vortices, and wake flow. As the flow rate decreases, the turbulent dissipation on the suction side at the same impeller cross-section increases, especially near the rim, due to increased flow separation and vortices forming on the suction side at low flow rates. As the flow rate decreases, the turbulent dissipation in the guide vane increases, which is caused by the increase of flow impact, passage vortices, and wake flow near the inlet of the guide vane at low flow rates. The research findings can provide a reference for understanding energy dissipation characteristics and optimizing the hydraulic design of axial flow pumps.

Keywords: axial flow pump; numerical simulation; entropy production; energy dissipation; distribution of pulsation entropy production

0 引言

轴流泵作为一种大流量低扬程的水力机械,被广泛应用于城市供水、防洪排涝和农业灌溉等^[1-2]各项国民经济领域中。轴流泵在部分荷载工况下运行时,内部流场中产生的间隙泄漏涡、流道涡、二次流等不良流动可能会诱发振动、噪声、流场不稳定等,造成较大的能量耗散,导致泵性能的恶化。因此,对部分荷载工况下轴流泵内流动和能量耗散特性进行研究非常必要。

水力机械内部流场复杂,通过试验难以直接研究获得内部的能量损失特性。水力机械内能量损失评估方法主要有压差法、经验公式法、熵产法等。传统的压差法来评估能量损失是通过进出口能量差来计算评估部件的能量损失,对能量损失的空间分布及具体来源则难以判断^[3-4]。经验公式法评估水力机械内能量损失是以外特性为判定依据^[5-7],在能量耗散的分布

及定位上存在局限性。而大量研究^[8-13]表明,与传统的压差法等能量损失评估法相比,熵产分析法能准确有效地预测能量耗散的具体位置及分布特征,具有直观性和定量性的优势。因此,近年来越来越多的专家学者采用数值模拟结合熵产理论对水力机械内流动及能量损失特性进行研究并取得了一定的成果。KOCK^[14]基于雷诺时均方程给出了熵产率的计算公式,将公式应用于管道流动中发现计算结果与模拟结果吻合良好。张绍广等^[15]采用数值模拟方法结合熵产理论研究了不同流量工况下电潜泵的能量特性与流动特征,对比分析了主要过流部件中体积平均熵产率、3种不同类型熵产及总熵产数量、涡核形态、壁面熵产分布随流量增大的变化规律与级间差异。舒欣等^[16]基于熵产理论采用试验和数值模拟方法分析了自吸泵内流动和能量损失特性,研究表明泵内水力损失特征与熵产分布基本一致,损失的主要区域是叶轮和蜗壳。张帆等^[17]采用数值模拟和理论分析方法分

析了侧流道泵内流动损失的位置和分布特点, 研究表明侧流道泵内流动损失主要与湍流流动增加的熵产有关。张睿等^[18]采用熵产理论结合数值模拟定量分析了不同工况下竖井贯流泵的流动损失特性, 研究发现流动损失从大到小依次为叶轮段、出水流道、导叶体、进水流道, 且主要来源是湍流耗散。潘强等^[19]基于有限体积法的数值模拟联合熵产分析找出了灯泡贯流泵内能量损失高的位置, 结果表明熵产与试验功率损失保持较高的一致性, 叶轮轮缘局部熵产最高。任芸等^[20]基于熵产和 Q 准则对不同转速工况下的离心泵内各部件的流动损失特性进行定量分析, 研究表明能量损失的核心区是腔体、蜗壳和叶轮, 叶轮内大量涡流和流体对叶片的冲击是造成叶轮能量损失的主要因素。宋科等^[21]引入熵产理论模型并采用 SST $k-\omega$ 湍流模型对潮流能涡轮机进行了三维数值模拟, 分析其水力流动特点和能量损失机理。茅佳雨等^[22]采用熵产理论分析了不同口环间隙尺寸下高速多级深井泵内的泄漏流损失特性, 研究表明泵扬程和效率随口环间隙尺寸的增大而减小, 泄漏量的增加使叶轮入口处流态恶化加剧。LI 等^[10]研究了离心泵内熵产场与空泡分布的关系, 发现在泵内空化初期熵产变化不大, 泵内空化完全发展期熵产大大增加且主要发生在空泡边界区域附近。卢金玲等^[23]运用熵产分析法研究了水轮机内流动损失特性, 研究表明固定导叶和蜗壳内的总熵产很小, 而转轮和尾水管内较大。沈思敏等^[24-26]采用数值模拟和试验方法, 基于熵产理论分析了轴流泵内间隙涡流特性, 结果表明间隙附近的复杂涡流与主流掺混产生较大湍流耗散。王李科等^[27]基于熵产理论分析了水泵水轮机 S 特性区的能量损失及流动特性, 结果表明 S 特性区内近飞逸工况总熵产最大, 约为设计工况的 5.1 倍, 随着流量的减小, 转轮熵产占比逐渐降低, 活动导叶和尾水管的熵产占比增加。李正贵等^[28]基于熵产和涡量理论分析了水泵水轮机转轮的能量损失特性, 结果表明转轮区总涡量值随活动导叶开度增加而增大, 高涡量区及主流区熵产率先减小后增大, 能量损失与流态紊乱程度呈正相关。上述研究均表明相比于压差法, 采用熵产理论可分析流体机械内流动中的能量损失分布、位置 and 变化规律等信息, 具有直观定量的优点, 验证了熵产分析法是一种有效的能耗评价方法。

以上基于熵产的水力机械内能量损失研究的回顾表明, 诸多研究学者已将熵产分析法用于各种流体机械内并取得了一定的成果, 有不少经验值得参考借鉴。以往能耗分析研究在离心泵、贯流泵、旋流泵等中较

多, 对于轴流泵中湍流流动能耗耗散的位置及机理研究较少且不充分, 考虑到不同的水力机械由于关键部件结构的不同其能量损失特性、分布规律及流动结构也会有所不同。因此, 本文选取某轴流泵为研究对象, 基于熵产理论结合数值模拟方法对不同工况下轴流泵内流动及能量耗散特性进行分析, 将内部流态与熵产理论相结合研究不同工况下泵内各部件内能量损失、熵产分布特征, 分析轴流泵内不良流动与能量耗散的关系, 揭示高能量耗散的产生机理。研究成果可为同类型轴流泵内能量耗散特性研究提供一定的理论参考, 为同类型轴流泵的水力优化设计提供工程参考。

1 控制方程及熵产理论

1.1 控制方程

本研究采用 ANSYS-FLUENT 软件对轴流泵内部流动进行数值模拟。本研究不考虑空化, 泵内不可压缩流体的控制方程为 RANS 方程, 其连续性方程和动量方程的公式^[4]为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中, τ_{ij} 为雷诺应力 (Pa); u_i 和 u_j 分别为在 x 和 y 方向的速度分量 (m/s); x_i 和 x_j 分别为笛卡尔坐标在 x 和 y 方向上的分量 (m); μ 为动力黏度 (Pa·s); p 为压强 (Pa); ρ 为密度 (kg/m^3); t 为时间 (s)。

SST $k-\omega$ 湍流模型可有效预测逆压梯度下的流动分离^[4], 因此本文研究选取 SST $k-\omega$ 湍流模型联合控制方程进行数值计算。

1.2 熵产理论

本文从热力学角度来分析引入熵产理论, 熵产表征不可逆因素引起的能量耗散。基于雷诺平均的数值模拟方法, 轴流泵内湍流流动中耗散增加的熵产主要是由时均速度引起的直接耗散熵产和由脉动速度引起的湍流耗散熵产组成^[17,22]。泵内某流体区域内流动的总熵产 \dot{S}_D 为表征流场中直接耗散的时均熵产 $\dot{S}_{\bar{D}}$ 和表征流场中湍流耗散的脉动熵产 \dot{S}'_D 之和^[17,26]。控制体积内的熵产可通过对熵产率进行体积分得到, 公式为^[17,26]

$$\dot{S}_D = \dot{S}_{\bar{D}} + \dot{S}'_D \quad (3)$$

$$\dot{S}_{\bar{D}} = \int_V \dot{S}_{\bar{D}}''' dV \quad (4)$$

$$\dot{S}'_D = \int_V \dot{S}'_D''' dV \quad (5)$$

式中, \dot{S}_D 、 $\dot{S}_{\bar{D}}$ 和 $\dot{S}_{D'}$ 分别为区域内流动的总熵产、时均熵产和脉动熵产 (W/K); $\dot{S}'_{\bar{D}}$ 和 $\dot{S}'_{D'}$ 分别为由时间速度场引起的时均熵产率和由脉动速度场引起的脉动熵产率 ($\text{W} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$); V 为熵产率积分的单位体积 (m^3)。

$\dot{S}'_{\bar{D}}$ 和 $\dot{S}'_{D'}$ 的计算公式^[17-26] 为

$$\dot{S}'_{\bar{D}} = \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (6)$$

$$\dot{S}'_{D'} = \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (7)$$

式中, \bar{u} 、 \bar{v} 、 \bar{w} 分别为时均速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量 (m/s); u' 、 v' 、 w' 分别为脉动速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量 (m/s); μ 为流体动力黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$); T 为流体质点的温度, 在水力机械计算中取恒温 298 K。

$\dot{S}'_{\bar{D}}$ 通过数值模拟根据公式(6)可以直接计算得到, 但 $\dot{S}'_{D'}$ 由于脉动速度场难以获得而无法根据公式(7)计算得出。

根据 KOCK 等^[29] 的研究, 在选择 SST $k-\omega$ 湍流模型进行的仿真计算中, 脉动熵产率 $\dot{S}'_{D'}$ 的近似计算公式^[29] 为

$$\dot{S}'_{D'} = \alpha \frac{\rho \omega k}{T} \quad (8)$$

式中, $\alpha = 0.09$; ρ 为密度 (kg/m^3); ω 为湍流涡黏频率 (s^{-1}); k 为湍动能 (m^2/s^2)。

2 研究模型及数值计算方法

2.1 研究模型

本文以某一卧式轴流泵为研究对象, 其主要设计参数如表 1 所列。采用 Pro/Engineer 软件建立该轴流泵的三维全流道数值模型, 主要从进口管、导水锥、叶轮、导叶等部件到出口管, 研究模型如图 1 所示。将进口管和出口管设置为 10 倍管径长度的直管, 以保证计算不被流体不充分发展和回流影响。叶轮为旋转域, 其他区域为静止域, 叶顶间隙为 0.15 mm。

2.2 网格划分及无关性验证

为保障数值计算的精确度和收敛性, 本文采用 TurboGrid 和 ANSYS ICEM 软件分别对叶轮和其他区域进行六面体结构化网格划分。由于叶轮叶片高度扭曲, 叶片周围采用 O 型拓扑划分网格, 在边界层

表 1 轴流泵设计参数

参数名称	参数值
设计流量 $Q/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	330
设计扬程 H/m	3.3
叶轮叶片数/个	3
导叶叶片数/个	5
额定转速 $n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1 450
叶轮直径 d/mm	300

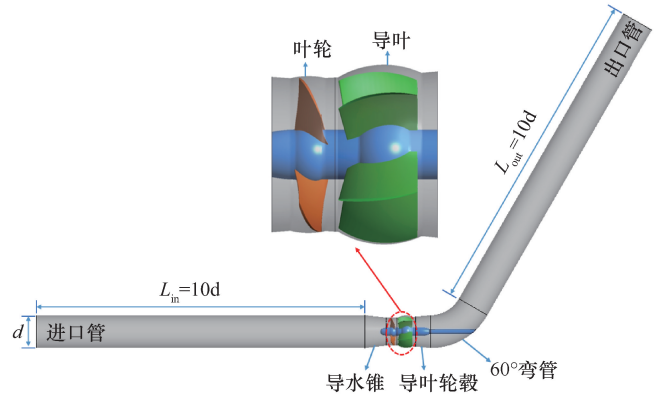


图 1 轴流泵三维数值模型

Fig. 1 Three-dimensional numerical model of axial flow pump

和叶片叶顶附近区域进行加密。轴流泵重要部件划分的网格如图 2 所示。

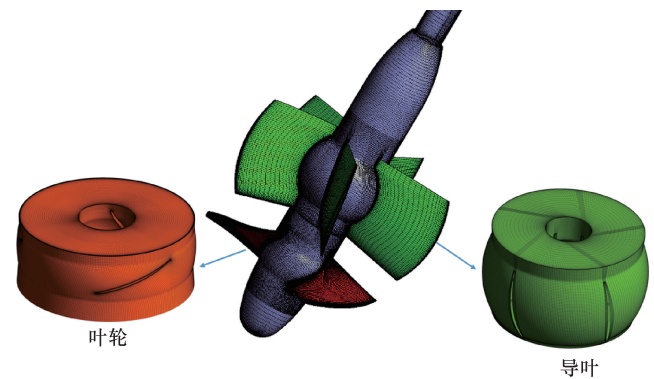


图 2 轴流泵重要部件的网格

Fig. 2 Meshes of key components of axial flow pump

为验证网格无关性, 本文采用相同拓扑生成了四套不同数量的网格, 选取 70% 设计流量工况 ($Q = 230.748 \text{ kg/s}$) 对四套网格进行仿真计算, 网格无关性分析结果如表 2 所列。从表中可看出, 当网格数超 400 万时, 模拟与试验的误差已降到 5% 以内。而考虑到计算精度和效率, 本研究选择采用 5133088 网格进行后续的仿真计算。

2.3 数值计算设置

本研究采用 ANSYS FLUENT 软件进行轴流泵的

表 2 网格无关性分析结果

Table 2 Mesh independence analysis results

网格单元数	流量 $Q/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	收敛 标准	模拟扬程 H/m	模拟跟实验的 相对误差/%
3086840	230.748	10^{-5}	4.985	9.425
4047425	230.748	10^{-5}	5.256	4.511
5136088	230.748	10^{-5}	5.351	2.787
6036526	230.748	10^{-5}	5.332	3.134

数值模拟, 采用雷诺时均控制方程和 SST $k-\omega$ 湍流模型进行仿真计算。对控制方程采用有限体积法进行离散, 采用 SIMPLEC 算法求解压力和速度的耦合。流体介质为 25 ℃ 时的水, 以质量流量进口和压力出口作为本研究轴流泵的进出口边界条件。设置壁面为无滑移壁面, 设置泵额定转速为 1 450 r/min。将叶轮与其他部件动静交界面设置为“瞬态转子-定子”类型。由于瞬态仿真的精度高于稳态求解, 本文选择以稳态计算结果为初始值进行瞬态计算。设置时间步长为 0.000 344 827 6 s, 对应额定转速下叶轮旋转 3°。对于每个时间步, 最大迭代数设置为 20, 收敛标准为 10^{-5} , 瞬态计算总时间为 14 个旋转周期。瞬态计算达稳定后选择最后 4 个旋转周期的平均结果进行分析, 后续分析的都是基于这个时间样本的平均结果。

3 计算结果与分析

3.1 试验外特性结果与模拟验证

在武汉大学闭式水泵试验台上进行该轴流泵的外特性试验, 试验系统如图 3 所示。电磁阀和变频器分别控制泵的流量和转速。数据采集系统获取各种传感器测量的参数值。测量过程中参数的不确定度为: 功率 $P \leq 0.75\%$, 流量 $Q \leq 0.84\%$, 扬程 $H \leq 0.58\%$, 效率 $\eta \leq 1.01\%$ 。为方便对比模拟和试验数据, 将流

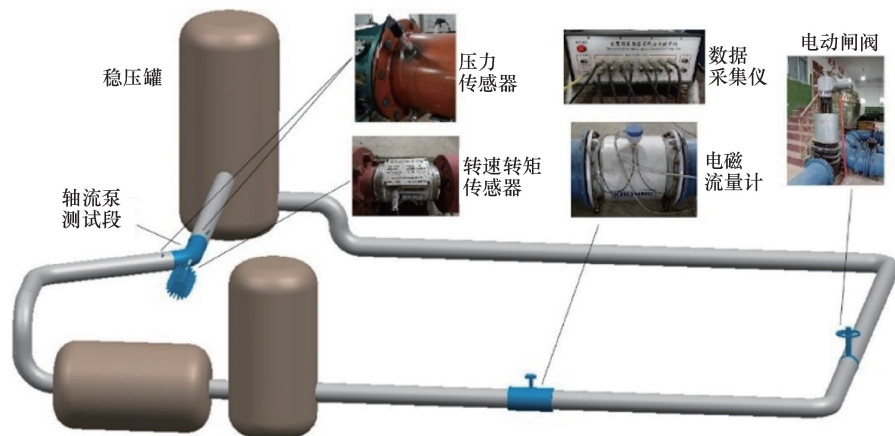


图 3 轴流泵试验台系统

Fig. 3 Axial flow pump test bench system

量和扬程进行无量纲化, 无量纲公式^[26]如下

流量系数

$$\varphi = \frac{Q}{(nd^3)} \quad (9)$$

扬程系数

$$\psi = \frac{gH}{(n^2 d^2)} \quad (10)$$

式中, Q 为流量 (kg/s); H 为扬程 (m); n 为额定转速 (r/min); d 为叶轮直径 (m); g 为重力加速度, 取为 $9.81 \text{ m}/\text{s}^2$ 。

使用无量纲参数得到的该轴流泵模拟和试验的对比曲线如图 4 所示。从图 4 中可看出, 数值模拟计算结果与试验结果吻合良好, 曲线趋势一致, 最大相对误差都在 5% 以内。这说明研究采用的数值模型和网格进行仿真计算是合理可靠的。

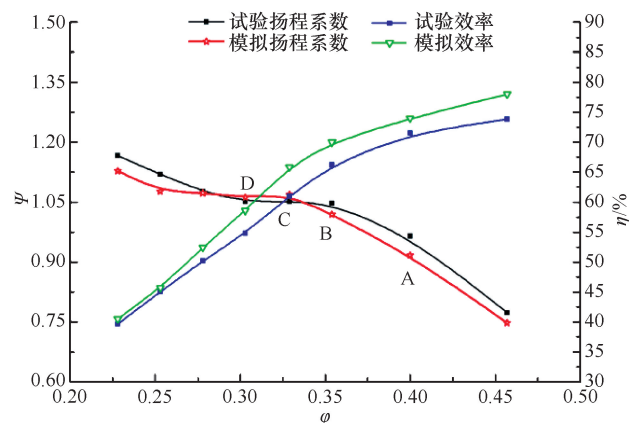


图 4 轴流泵仿真计算结果与试验结果对比

Fig. 4 Comparison between simulation and test results of axial flow pump

3.2 不同流量下轴流泵内各流体域能量耗散特性

为研究轴流泵各流体域的能量耗散特性, 本文选取了 80%、70%、65% 和 60% 设计流量四个工况, 分别对应图 4 中流量工况点 A ($\varphi = 0.400$)、B ($\varphi = 0.354$)、C ($\varphi = 0.329$) 和 D ($\varphi = 0.303$) 的数值模拟结果进行对比分析。为方便后面熵产分析, 这里对熵产参数进行了相应归一化处理, 其公式^[26]为

$$S_M = \frac{\dot{S}_{D'}}{\rho U_{ip}^2 V_r / T_r} \quad (11)$$

$$S_E = \frac{\dot{S}_D}{\rho U_{ip}^2 V_Z / T_r} \quad (12)$$

$$S_z = \frac{\dot{S}_D'}{\rho U_{ip}^2 V_z / T_r} \quad (13)$$

$$S_j = \frac{\dot{S}_D}{\rho U_{ip}^2 V_z / T_r} \quad (14)$$

$$U_{ip} = \Omega \times \frac{d}{2} \quad (15)$$

式中, ρ 为水的密度, 取为 $1\ 000\ \text{kg/m}^3$; V_z 为轴流泵整流道区域体积(m^3); U_{ip} 为间隙速度(m/s); T_r 为参考温度, 取为 $298\ \text{K}$; Ω 为叶轮额定旋转角速度(rad/s); d 为叶轮直径(m); S_M 为脉动熵产率(s^{-1}); S_E 、 S_z 和 S_j 分别为一个体积域内的总熵产率、总脉动熵产率和总时均熵产率(s^{-1})。

四个流量工况下轴流泵各不同流体域的无量纲整体熵产 S_E 如图 5(a) 所示。从图 5(a) 中可看出, 轴流泵内能量耗散从大到小依次为叶轮、导叶、导叶轮毂、 60° 弯管、出口管、进口管和导水锥。随流量从工况 A 减小到工况 D, 轴流泵整流道区域和叶轮区域的整体熵产大幅增大, 导叶区域、导叶轮毂区域和 60° 弯管区域的熵产缓慢增加, 出口管区域、进口管区域和导水锥区域的熵产则保持在小范围低数值区。从不同流量各部件整体熵产数值上看, 可发现叶轮和导叶都是轴流泵内能量耗散最大的两个区域, 小流量工况下叶轮和导叶内能量耗散明显高于较大流量工况。当流量从工况 B 近似马鞍区起点减小到工况 D, 泵整流道和叶轮区的总熵产增大速度比从工况 A 到工况 B 要快, 说明轴流泵进入马鞍区后, 整流道和叶轮内能量耗散速度加快, 叶轮内的能量耗散与泵的驼峰特性密切相关。

采用压差法计算各部件水力损失, 绘制了这四个流量工况下轴流泵各不同流体域的水力损失分布如图 5(b) 所示。从图 5(b) 中可看出, 叶轮和导叶是泵内水力损失的主要区域, 且随流量减小, 叶轮和导叶的水力损失增大。对比图 5(a) 和图 5(b), 发现不同流量下泵内部件的熵产分布规律与图 5(b) 中反映的泵内部件水力损失分布规律大致相似, 验证了本文熵产分析法的可行性。

四个流量工况下轴流泵各过流部件熵产占整流道熵产的百分比如图 6 所示。从图中可以看出, 四种流量工况下轴流泵内熵产主要集中在叶轮和导叶中, 叶轮和导叶这两部件的熵产占比加起来达到了 $67.93\% \sim 75.93\%$, 导叶轮毂和 60° 弯管的熵产占比为 $8\% \sim 13\%$, 出口管、进口管和导水锥的熵产占比都低于 7% 。此外, 随流量从工况 A 减小到工况 D, 叶轮的熵产占比逐渐增大, 导叶熵产占比减小, 导叶轮毂和 60° 弯管的熵产占比数值有小范围波动, 出口管、进口管和导水锥的熵产占比减小但数值最低。后面分析时, 可忽略熵产数值和占比都很低且变化不大的出口管、进口管和导水锥部件。综上熵产分析, 轴流泵内叶轮和导叶是熵产最大的两个部件, 且随流量减小, 叶轮熵产占比增大, 导叶熵产占比减小。

为研究轴流泵内不同类型熵产的影响程度大小, 这里绘制了不同流量下轴流泵内能量耗散大的叶轮、导叶、导叶轮毂和 60° 弯管各部件的总脉动熵产占该部件总熵产的比值, 如图 7 所示。从图 7 中可以看出, 在这四个流量下轴流泵内各部件脉动熵产占比均超过 97% , 说明各部件内绝大部分熵产都是由脉动速度

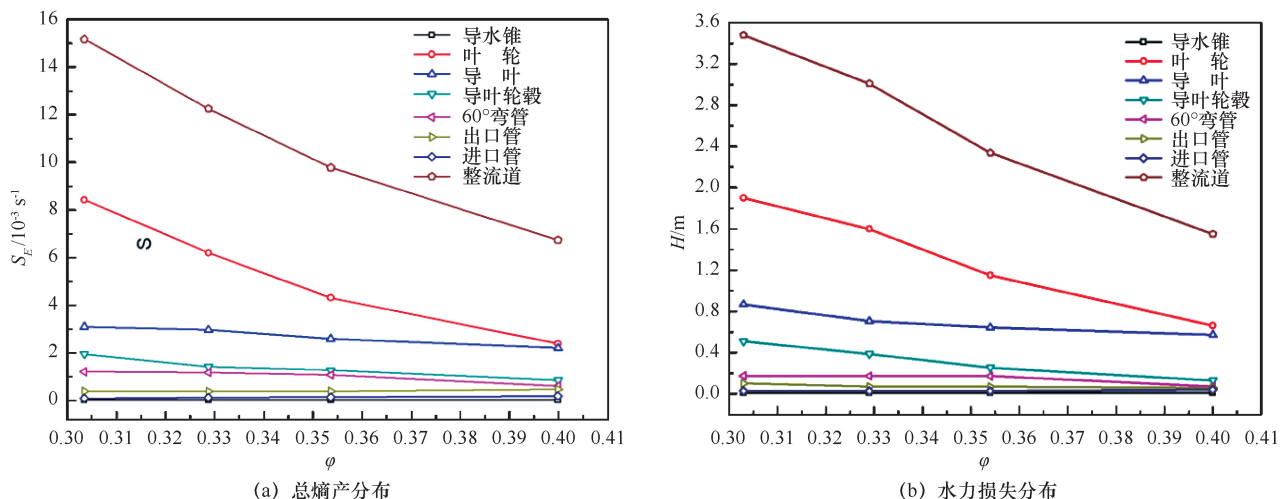


图 5 不同流量下轴流泵各部件的能量损失分布

Fig. 5 Distribution of energy loss in components of axial flow pump at different flow rates

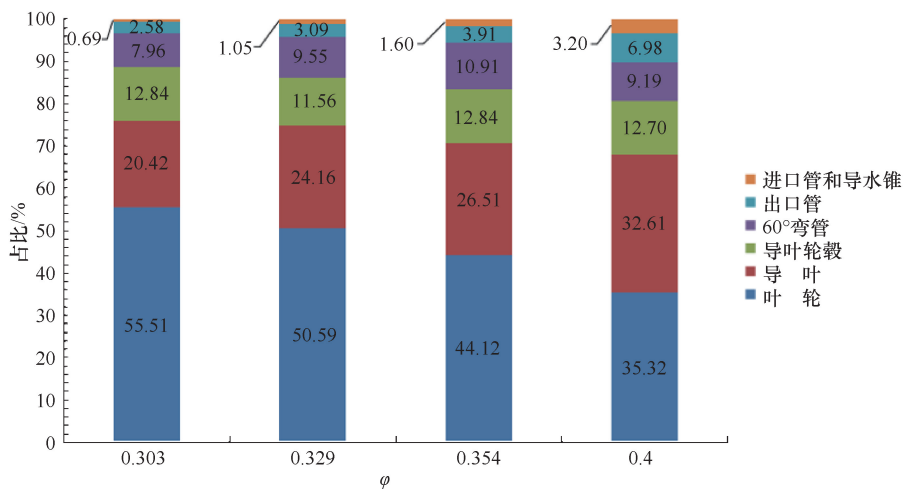


图6 不同流量下轴流泵各过流部件熵产占比

Fig. 6 Proportion of entropy production in flow components of axial flow pump at different flow rates

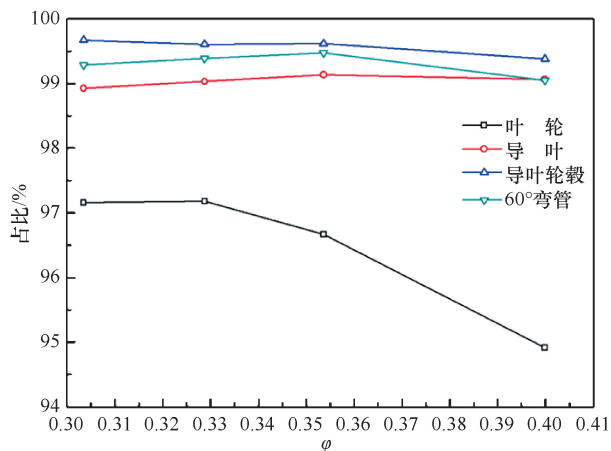


图7 不同流量下轴流泵主要部件脉动熵产占比

Fig. 7 Proportion of pulsation entropy production in key components of axial flow pump at different flow rates

引起的脉动熵产，即轴流泵内湍流流动中能量耗散大部分是湍流耗散。故后面主要对能量耗散最大的叶轮和导叶内的脉动熵产进行分析。

3.3 典型失速工况下叶轮和导叶区脉动熵产分布特性

为探究轴流泵内叶轮和导叶区内熵产的空间分布及流动特性，本文选取65%设计流量即典型失速工况点C($\varphi = 0.329$)下，叶轮和导叶内沿翼展方向20%、60%和98%叶高截面(用S02、S06和S098标记)上的脉动熵产及速度分布来研究，选取的截面如图8所示。

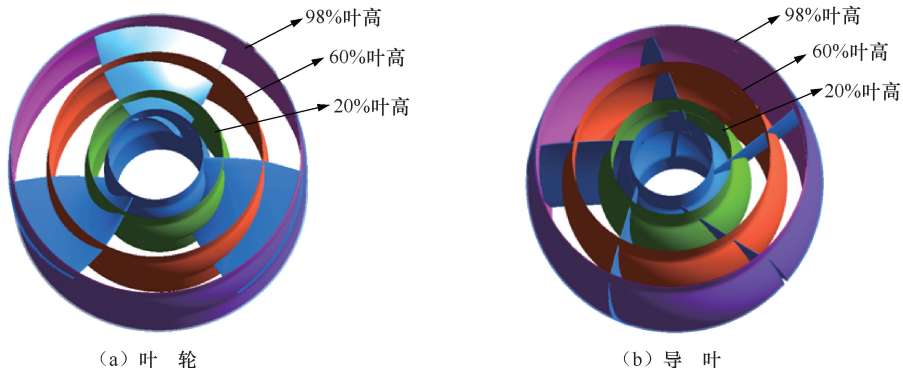


图8 选取的不同叶高截面

Fig. 8 Selected cross-sections at different blade heights

失速工况C($\varphi = 0.329$)下，叶轮区不同叶高截面单叶片附近的脉动熵产率和速度流线分布分别如图9、图10所示。从图9中可看出，自轮毂至轮缘区域沿翼展方向脉动熵产呈增大趋势，在靠近轮缘98%叶高截面高脉动熵产区最大，说明叶轮轮缘附近区域湍流耗散最多。叶轮内部高脉动熵产区集中在叶片吸力面侧前缘、轮缘和尾缘附近，高熵产区从叶片吸力侧前缘向叶片尾缘延伸，在靠近轮缘98%叶高截面高脉动熵产区最大。对比分析图9和图10中相对应截面脉动熵产和速度分布得出：来流冲击

叶片前缘产生的流动分离导致在叶片进口吸力侧的高脉动熵产，进而形成高湍流耗散；在叶片轮缘吸力面侧附近由于压差作用形成的低速回流涡[见图10(c)]，导致吸力面侧回流区域产生高湍流耗散[见图9(c)]；叶片尾缘附近形成的尾迹流导致叶片出口尾迹区产生湍流耗散。

失速工况C($\varphi = 0.329$)下，导叶区不同叶高截面单叶片附近的脉动熵产率和速度流线分布分别如图11、图12所示。从图11中可看出，导叶从轮毂至外壳沿翼展方向截面脉动熵产增大，在98%叶高截面附近区域高脉动熵产区最大。同理，通过对比分析图11和图12中导叶内脉动熵产和速度分布，发现导叶区高脉动熵产集中在导叶叶片前缘、流道内和尾缘区附近。在失速工况下，由于来流对导叶叶片进口附近的流动冲击，在导叶进口前缘附近产生高脉动熵产，形成高湍流耗散；由于导叶内产生的流道涡，

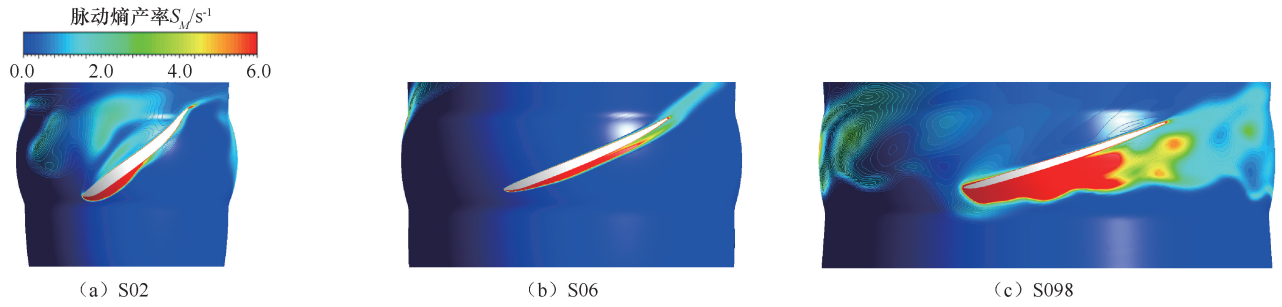


图 9 失速工况 C 下叶轮区不同叶高截面的脉动熵产率分布

Fig. 9 Distribution of pulsation entropy production rates of cross-sections at different blade heights

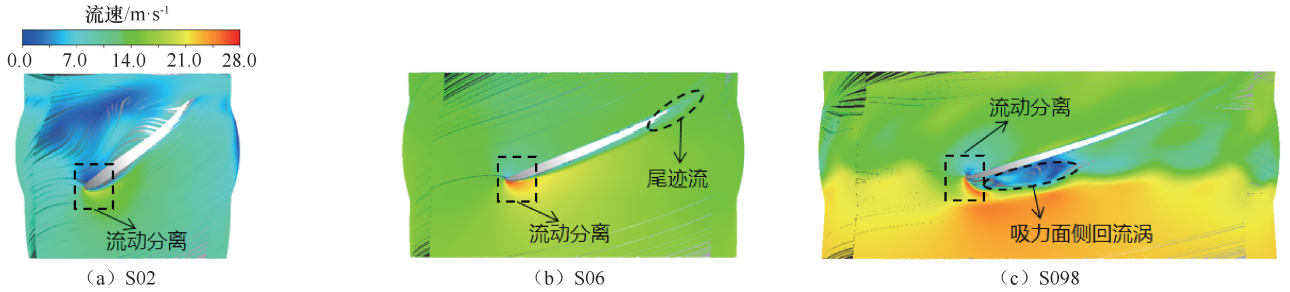


图 10 失速工况 C 下叶轮区不同叶高截面的速度流线分布

Fig. 10 Distribution of velocity streamlines of cross-sections at different blade heights in impeller region under stalling condition C

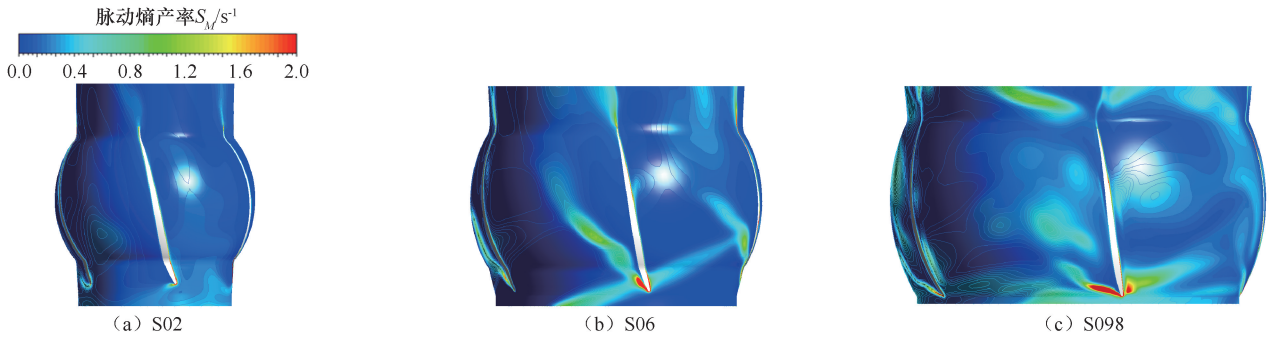


图 11 失速工况 C 下导叶区不同叶高截面上的脉动熵产分布

Fig. 11 Distribution of pulsation entropy production of cross-sections at different blade heights

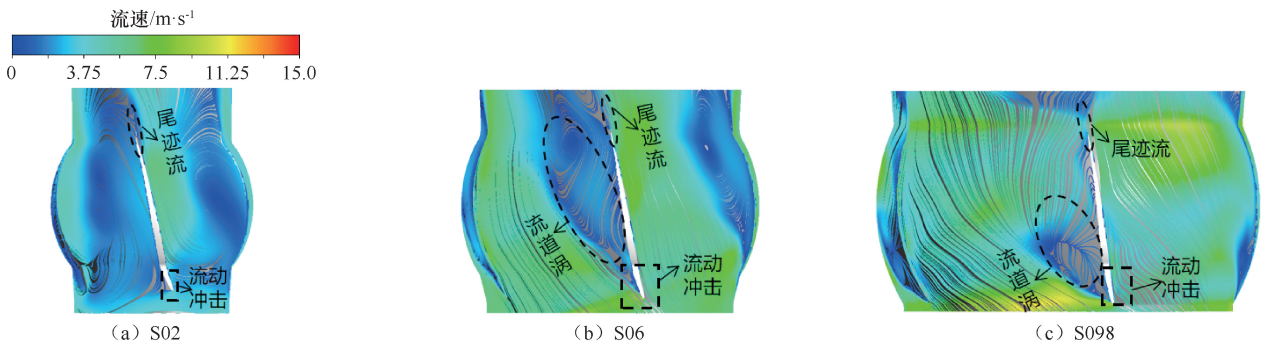


图 12 失速工况 C 下导叶区不同叶高截面上的速度流线分布

Fig. 12 Distribution of velocity streamlines of cross-sections at different blade heights in guide vane region under stalling condition C

在导叶流道内产生高湍流耗散；由于在导叶叶片尾缘附近形成尾迹流，在尾迹区产生湍流耗散。

3.4 不同流量下叶轮和导叶区脉动熵产分布特性

以上分析了工况 C 下的叶轮和导叶区脉动熵产和速度分布情况, 对不同流量下叶轮和导叶区熵产分布, 这里选取流量工况 A ($\varphi=0.400$)、B ($\varphi=0.354$) 和 D ($\varphi=0.303$) 下叶轮和导叶区内沿翼展方向 20%、60% 和 98% 叶高截面上的脉动熵产率来研究。流量工况 A、B 和 D 下叶轮区不同叶高截面单叶片附近的脉动熵产率分布分别如图 13、图 14 和图 15 所示。对比不同流量下相对应截面上的脉动熵产, 发现随流量从工况 A 减小到工况 D, 叶轮相同叶高截面上叶片吸力侧附近的高熵产区域增大, 高湍流耗散区域增大, 在靠近轮缘间隙附近 98% 叶高截面上脉动熵产增大尤为明显。为进一步分析原因, 这里绘制了不

同流量工况下叶轮内 98% 叶高截面上的速度矢量图, 如图 16 所示。从图 16 中可发现随流量减小, 流体与叶轮叶片间攻角变大, 在吸力面附近产生更多的流动分离和旋涡, 从而造成更高的脉动熵产。综上分析, 随流量减小, 叶轮相同对应截面上叶片吸力侧的高湍流耗散区域增大, 在轮缘附近尤为明显。

流量工况 A、B 和 D 下导叶区不同叶高截面单叶片附近的脉动熵产率分布分别如图 17、图 18 和图 19 所示。对比不同流量下导叶区相对应截面上的脉动熵产, 发现导叶内高脉动熵产集中在导叶叶片进口、流道内和尾缘区附近, 在这些区域附近湍流耗散较大。随着流量从工况 A 减小到工况 D, 导叶内的高脉动熵

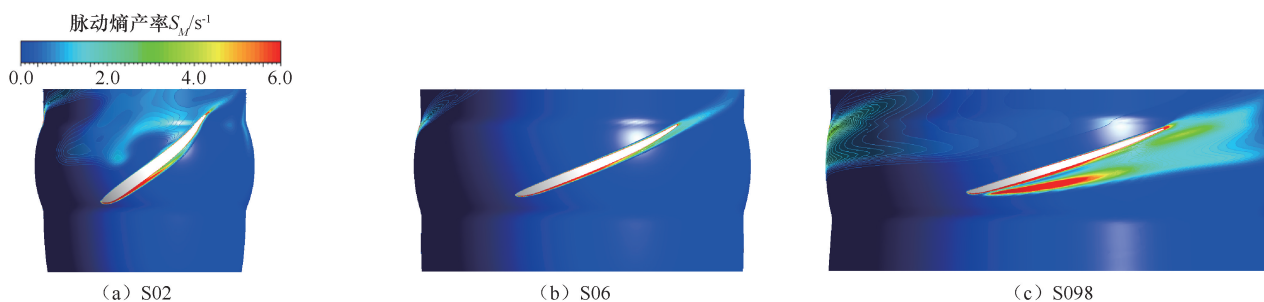


图 13 工况 A 下叶轮区不同叶高截面上的脉动熵产率分布

Fig. 13 Distribution of pulsation entropy production rates of cross-sections at different blade heights in impeller region under condition A

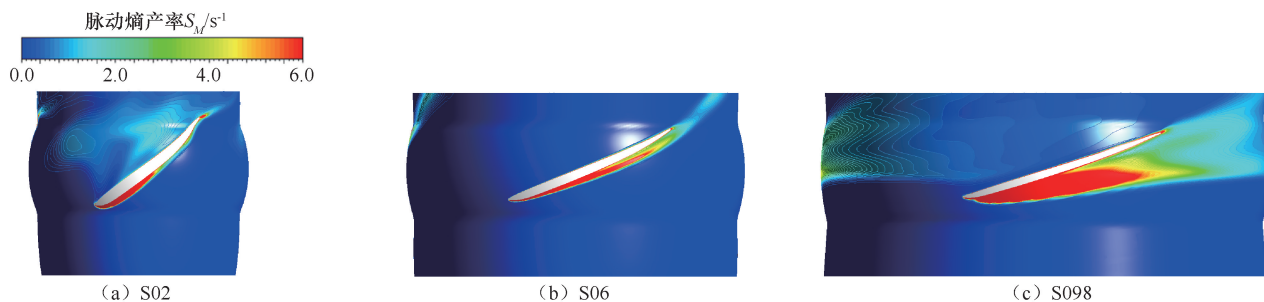


图 14 工况 B 下叶轮区不同叶高截面上的脉动熵产率分布

Fig. 14 Distribution of pulsation entropy production rates of cross-sections at different blade heights in impeller region under condition B

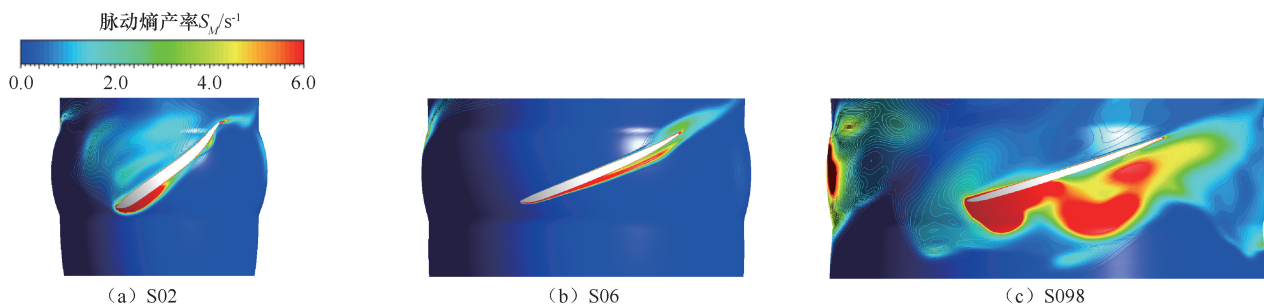


图 15 工况 D 下叶轮区不同叶高截面上的脉动熵产率分布

Fig. 15 Distribution of pulsation entropy production rates of cross-sections at different blade heights in impeller region under condition D

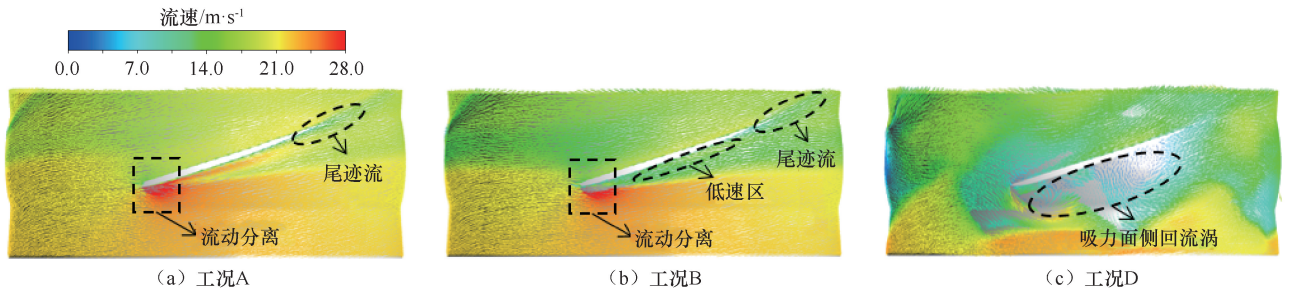


图 16 不同流量工况下叶轮内 98%叶高截面上的速度矢量图

Fig. 16 Velocity vector diagrams of cross-section at 98% blade height in impeller under different flow conditions

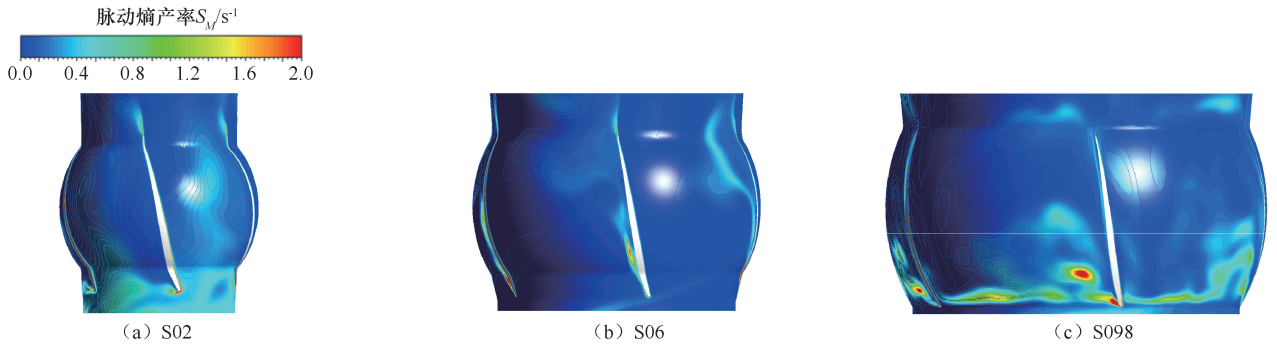


图 17 工况 A 下导叶区不同叶高截面上的脉动熵产率分布

Fig. 17 Distribution of pulsation entropy production rates of cross-sections at different blade heights in guide vane region under condition A

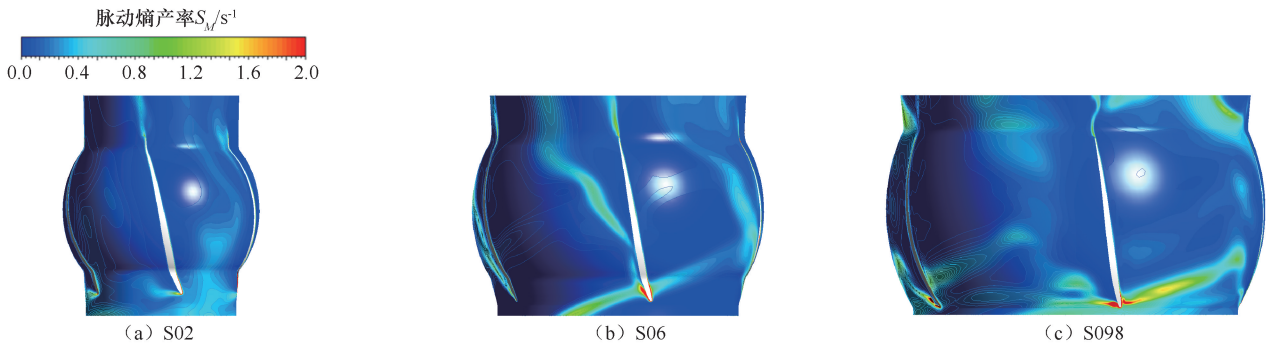


图 18 工况 B 下导叶区不同叶高截面上的脉动熵产率分布

Fig. 18 Distribution of pulsation entropy production rates of cross-sections at different blade heights in guide vane region under condition B

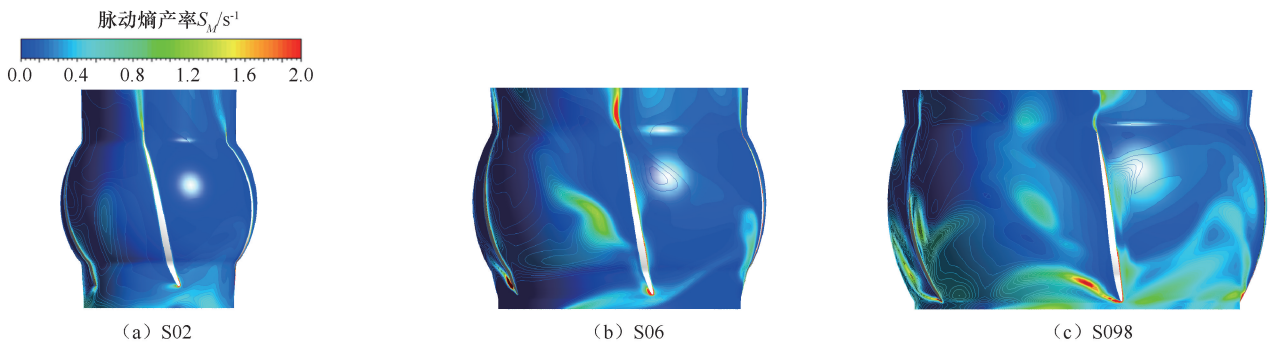


图 19 工况 D 下导叶区不同叶高截面上的脉动熵产率分布

Fig. 19 Distribution of pulsation entropy production rates of cross-sections at different blade heights in guide vane region under condition D

产有所增大。这是由于随流量减小, 流体对导叶叶片前缘的流动冲击、流道涡和尾迹流在叶片中部到轮缘区有所增加, 最终导致高熵产区有所增大。综上分析, 随流量减小, 导叶内高熵流耗散区域有所增大, 导叶进口和叶片中部到轮缘区通道内较明显。

4 结果讨论

从能量耗散评估方法的角度上看, 本研究选取 80%、70%、65% 和 60% 设计流量工况, 基于熵产理论联合数值模拟方法对某轴流泵不同工况下泵内流动、熵产分布和能量耗散特性进行了分析。本研究所采用的数值模拟计算泵外特性结果与试验结果吻合良好, 曲线趋势一致, 如图 4 所示, 说明研究采用的数值模型和网格进行仿真计算是合理可靠的。通过对比图 5(a) 泵内部件熵产分布和图 5(b) 泵内部件水力损失分布, 发现不同流量下泵内部件的熵产分布规律与反映的泵内部件水力损失分布规律大致相似, 验证了本文熵产分析法的可行性。以往研究^[8-13,30-31]说明了熵产分析法能准确有效地预测能量耗散的具体位置及分布特征, 具有直观性和定量性的优势。因此, 相比于传统的能量耗散评估方法如压差法在能量耗散的定量和定位上的局限性, 本研究基于熵产理论通过定位对比分析不同工况下熵产的位置分布大小, 确定了不同工况下轴流泵内流动能量耗散发生的位置及其分布规律, 同时将流动形态与熵产分析结合, 发现叶轮叶顶附近流动分离、流动冲击和不良涡流等会导致对应区域较大的湍流耗散, 对同类型轴流泵内流动能量耗散的研究具有科学意义。需要指出的是本研究暂只选择四个部分荷载流量工况进行分析, 对于轴流泵更多工况下的能量耗散特性还需要后续进一步深入研究。

从能量耗散分析结果来看, 本研究发现轴流泵内叶轮和导叶是能量耗散最大的两个部件, 且主要是由脉动速度引起的湍流耗散。叶轮内高熵流耗散在叶顶附近聚集较多, 主要由叶片附近流动分离、回流涡和尾迹流导致; 导叶内高熵流耗散在叶片进口前缘附近聚集较多, 主要由流动冲击、流道涡等导致。相比于大流量工况, 小流量工况下叶轮内湍流耗散更大, 这是由于小流量下液流冲角变化容易产生更多的流动分离、回流涡等不良涡流, 从而导致更大的能量耗散所致。以上分析结果符合以往水力机械内能量损失研究^[8-13,32]的物理规律, 在数据和分布特征上会因轴流泵结构参数不同而不同。需要指出的是, 本研究在能量耗散分析中暂只分析了轴流泵内湍流流动中耗散增

加的熵产, 对于由壁面摩擦损失所产生的壁面熵产暂未考虑, 未来还需对轴流泵不同工况下的壁面熵产进行深入研究。

5 结论

本文以某轴流泵为研究对象, 基于熵产理论联合数值模拟方法研究了 80%、70%、65% 和 60% 设计流量四个工况下轴流泵内流动和能量耗散特性。通过熵产理论定位不同工况下轴流泵内高能量耗散区域, 揭示不同工况下泵内流动、熵产分布和能量耗散的规律, 得出主要结论如下。

(1) 在 80%、70%、65% 和 60% 设计流量四个工况下, 轴流泵内能量耗散从大到小依次为叶轮、导叶、导叶轮毂、60°弯管、出口管、进口管和导水锥, 其中叶轮和导叶是轴流泵内能量耗散最大的两个部件, 且主要是由脉动速度引起的湍流耗散。随流量减小, 叶轮和导叶区熵产增大, 叶轮熵产占比增大, 特别叶轮轮缘附近增大明显。

(2) 在 65% 设计流量(典型失速工况 C)下, 叶轮内高熵产区集中在叶片吸力面侧前缘、轮缘和尾缘附近, 从叶片吸力侧前缘向叶片尾缘延伸, 在叶轮靠近轮缘 98% 叶高截面附近最大。叶轮内叶片前缘附近流动分离, 吸力面侧回流涡和尾迹流是造成这些区域高熵产的主要因素。导叶内高熵产区集中在导叶叶片进口前缘、流道内和尾缘区附近, 这是由于来流对叶片前缘的流动冲击、流道涡及尾迹流所致。

(3) 随流量减小, 叶轮相同对应截面上吸力侧的高熵产区增大, 靠近轮缘间隙附近尤为明显。这是由于随流量减小, 流体与叶轮叶片间攻角变大, 在吸力面附近产生更多的流动分离和旋涡, 最终导致吸力面侧高熵流耗散区增大。随流量减小, 导叶内高熵产区有所增大, 导叶进口和通道内较明显。这是由于随流量减小, 导叶内流体对叶片前缘进口的流动冲击、流道涡和尾迹流有所增加, 导致湍流耗散有所增大。

参考文献 (References):

- [1] 何希杰, 张勇. 轴流泵的现状与发展[J]. 水泵技术, 1998(6): 29-33.
HE X J, ZHANG Y. Current Situation and Development of Axial Flow Pump[J]. Pump Technology, 1998(6): 29-33.
- [2] 关醒凡. 轴流泵和斜流泵水力模型设计试验及工程应用[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2009.
GUAN X F. Hydraulic Model Design, Testing and Engineering Application of Axial Flow Pump and Oblique Flow Pump[M].

- Beijing: Aerospace Press, 2009.
- [3] 张泽泉, 卢永刚, 朱荣生, 等. 1 000 MW 水轮机多工况运行水力损失及熵产特性分析[J]. 排灌机械工程学报, 2024, 42(11): 1142-1149.
- ZHANG Zequan, LU Yonggang, ZHU Rongsheng, et al. Analysis of hydraulic loss and entropy production characteristics of 1 000 MW francis turbine under multi-operating conditions [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2024, 42(11): 1142-1149.
- [4] 阚阚, 杨皓程, 郑源, 等. 基于熵产理论的水泵水轮机反 S 区水力损失机理分析[J]. 水利学报, 2023, 54(3): 323-332.
- KAN K, YANG H C, ZHENG Y, et al. Analysis of hydraulic loss mechanism in inverse S-shaped region of pump-turbine based on entropy generation theory [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2023, 54(3): 323-332.
- [5] JOHANN F G. Centrifugal Pumps[M]. New York: Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [6] 谈明高, 刘厚林, 袁寿其. 离心泵水力损失的计算[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2007, 28(5): 405-408.
- TAN M G, LIU H L, YUAN S Q. Calculation of hydraulic loss in centrifugal pumps[J]. Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition), 2007, 28(5): 405-408.
- [7] 王凯, 吴贤芳, 陈新响, 等. 离心泵多工况能量损失系数修正方法[J]. 中国农村水利水电, 2013(2): 122-125.
- WANG K, WU X F, CHEN X X, et al. Multi-condition correction method of energy loss coefficients for centrifugal pumps[J]. China Rural Water and Hydropower, 2013(2): 122-125.
- [8] GONG R Z, WANG H J, CHEN L X, et al. Application of entropy production theory to hydro-turbine hydraulic analysis [J]. Science China Technological Sciences, 2013, 56(7): 1636-1643.
- [9] LI D Y, WANG H J, QIN Y L, et al. Entropy production analysis of hysteresis characteristic of a pump-turbine model [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 149: 175-191.
- [10] LI X J, JIANG Z W, ZHU Z C, et al. Entropy generation analysis for the cavitating head-drop characteristic of a centrifugal pump [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(24): 4637-4646.
- [11] HOU H C, ZHANG Y X, LI Z L, et al. Numerical analysis of entropy production on a LNG cryogenic submerged pump[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2016, 36: 87-96.
- [12] PEI J, MENG F, LI Y J, et al. Effects of distance between impeller and guide vane on losses in a low head pump by entropy production analysis[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(11): 1-11.
- [13] LI D Y, GONG R Z, WANG H J, et al. Entropy production analysis for hump characteristics of a pump turbine model[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(4): 803-812.
- [14] KOCK F, HERWIG H. Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in cfd codes[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, 26(4): 672-680.
- [15] 张绍广, 杭建伟, 施宇晖, 等. 基于数值模拟与熵产理论的电潜泵内流特性[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(8): 771-778.
- ZHANG Shaoguang, HANG Jianwei, SHI Yuhui, et al. Internal flow characteristics of electrical submersible pump based on numerical simulation and entropy production theory[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2023, 41(8): 771-778.
- [16] 舒欣, 任芸, 吴登昊, 等. 自吸泵内能量损失及非定常流动特性研究[J]. 水利学报, 2019, 50(8): 1010-1020.
- SHU X, REN Y, WU D H, et al. Energy loss and unsteady flow characteristics in a self-priming pump [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2019, 50(8): 1010-1020.
- [17] 张帆, 袁寿其, 魏雪园, 等. 基于熵产的侧流道泵流动损失特性研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(22): 137-144.
- ZHANG F, YUAN S Q, WEI X Y, et al. Study on flow loss characteristics of side channel pump based on entropy production[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(22): 137-144.
- [18] 张睿, 谭舒翊, 丁旭洁, 等. 基于熵产理论的竖井贯流泵流动损失特性[J]. 水利水电科技进展, 2022, 42(2): 6-12.
- ZHANG R, TAN S Y, DING X J, et al. Flow loss characteristics of a shaft tubular pump based on entropy production theory[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2022, 42(2): 6-12.
- [19] 潘强, 孙龙月, 丁威, 等. 灯泡贯流泵局部熵产与能量损失特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(1): 131-140.
- PAN Qiang, SUN Longyue, DING Wei, et al. Investigation of local entropy generation and energy loss characteristics of the bulb tubular pump[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(1): 131-140.
- [20] 任芸, 朱祖超, 吴登昊, 等. 基于熵产的离心泵流动损失特性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2021, 42(2): 266-272.
- REN Y, ZHU Z C, WU D H, et al. Flow loss characteristics of a centrifugal pump based on entropy production[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2021, 42(2): 266-272.
- [21] 宋科, 杨邦成. 潮流能涡轮机水动力性能与能量损失特性分析[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(5): 461-466.
- SONG Ke, YANG Bangcheng. Analysis of hydrodynamic performance and energy loss characteristics on tidal current turbine[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2023, 41(5): 461-466.
- [22] 茅佳雨, 曹卫东, 张洋杰. 基于熵产理论的高速多级深井泵间隙泄漏流损失特性[J]. 水利水电科技进展, 2022, 42(6): 111-116.
- MAO Jiayu, CAO Weidong, ZHANG Yangjie. Leakage flow loss characteristics of a high speed multistage deep well pump based on entropy production theory[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2022, 42(6): 111-116.
- [23] 卢金玲, 王李科, 廖伟丽, 等. 基于熵产理论的水轮机尾水管涡带研究[J]. 水利学报, 2019, 50(2): 233-241.
- LU J L, WANG L K, LIAO W L, et al. Entropy production analysis for vortex rope of a turbine model [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2019, 50(2): 233-241.
- [24] 沈思敏. 轴流泵间隙涡流及能量耗散特性研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2020.
- SHEN S M. Research on Characteristics of Tip Vortex and Energy

- Dissipation for an Axial-Flow Pump. Wuhan; Wuhan University, 2020.
- [25] SHEN S M, QIAN Z D, JI B, et al. Numerical investigation of tip flow dynamics and main flow characteristics with varying tip clearance widths for an axial-flow pump [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2019, 233(4): 476-488.
- [26] SHEN S M, QIAN Z D, JI B. Numerical analysis of mechanical energy dissipation for an axial-flow pump based on entropy generation theory[J]. Energies, 2019, 12(21): 4162.
- [27] 王李科, 姚亮, 冯建军, 等. 水泵水轮机 S 特性区能量损失及流动特性研究[J]. 水利学报, 2024, 55(3): 344-354+366.
WANG Like, YAO Liang, FENG Jianjun, et al. Energy loss and flow characteristics analysis of a model pump turbine in the S-shape region[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2024, 55(3): 344-354.
- [28] 李正贵, 王冬, 李德友, 等. 基于熵产-涡量的水泵水轮机转轮能量损失特性[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(6): 541-548.
LI Z G, WANG D, LI D Y, et al. Energy loss characteristics of pump turbine runner based on entropy generation and vorticity[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2023, 41(6): 541-548.
- [29] KOCK F, HERWIG H. Local entropy production in turbulent shear flows: A high-Reynolds number model with wall functions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(10/11): 2205-2215.
- [30] 陈琪, 李伟, 季磊磊, 等. 非对称脉冲装置内部流动及能量损失特性[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(9): 926-932.
CHEN Qi, LI Wei, JI Leilei, LU Dele, PAN Yunxin. Internal flow and energy loss characteristics of asymmetric pulse device[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2023, 41(9): 926-932.
- [31] 李东阔, 桂中华, 闫晓彤, 等. 基于熵产理论的水泵水轮机泵模式水力损失分布[J]. 南水北调与水利科技(中英文), 2023, 21(2): 390-398.
LI D K, GUI Z H, YAN X T, et al. Hydraulic loss distribution of pump-turbine operated in pump mode based on entropy production method[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2023, 21(2): 390-398.
- [32] 陈奕宇, 孙毅, 乔凤权, 等. 导叶进口角度对轴流泵水力性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2024, 42(11): 1104-1111.
CHEN Yiyu, SUN Yi, QIAO Fengquan, et al. Effect of guide vane inlet angle on hydraulic performance of axial-flow pumps[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2024, 42(11): 1104-1111.

(责任编辑 王 璐)