

灯泡贯流泵局部熵产与能量损失特性研究

潘强^{1,2,3}, 孙龙月¹, 丁威⁴, 张德胜¹, 施卫东⁵

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 212013, 江苏镇江; 2. 江苏大学流体机械温岭研究院, 317525, 浙江温岭; 3. 新界泵业(浙江)有限公司, 317525, 浙江温岭; 4. 荏原机械(中国)有限公司, 255035, 山东淄博; 5. 南通大学机械工程学院, 226019, 江苏南通)

摘要: 为了研究大型灯泡贯流泵的能量损失特性,采用基于有限体积法的数值模拟,结合局部熵产率和网格尺度,通过熵产理论定位贯流泵内能量损失较高的局部区域,分析了不同工况下各部件内局部熵产、能量损失和不稳定流动之间的关联。结果表明:贯流泵系统熵产与试验功率损失保持较高的一致性,相比于大流量工况,小流量液流正冲角更容易诱导能量损失;叶轮轮缘局部熵产最高,体积占比 14% 的轮缘子域耗散熵产占比超过 40%,由叶顶区泄漏流和泄漏涡导致;导叶轮毂和轮缘侧耗散熵产较高,且呈现轮毂侧分散、区域大极值小,轮缘侧集中、区域小极值大的分布特性;灯泡体能量损失在小流量工况下集中在尾部渐缩段,在大流量工况下集中在灯泡尾部的尾迹区。该研究成果对大型泵站群水力性能优化设计及高效、稳定运行具有参考价值。

关键词: 贯流泵;数值模拟;局部熵产;网格尺度;能量损失;可视化

中图分类号: TH312 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202301013 **文章编号:** 0253-987X(2023)01-0131-10

Investigation of Local Entropy Generation and Energy Loss Characteristics of the Bulb Tubular Pump

PAN Qiang^{1,2,3}, SUN Longyue¹, DING Wei⁴, ZHANG Desheng¹, SHI Weidong⁵

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China;
2. Wenling Fluid Machinery Technology Institute of Jiangsu University, Wenling, Zhejiang 317525, China;
3. Shimge Pump Industry (Zhejiang) Co., Ltd., Wenling, Zhejiang 317525, China;
4. Ebara Machinery (China) Co., Ltd., Zibo, Shandong 255035, China;
5. School of Mechanical Engineering, Nantong University, Nantong, Jiangsu 226019, China)

Abstract: To study the characteristics of energy loss in large-scale bulb tubular pump, numerical simulation based on the finite volume method is used to analyze the correlation among the local entropy generation, energy losses and unsteady flow of each component in different working conditions by combining the local entropy generation rate and mesh size and by locating the local regions with high energy loss within the tubular pump with the entropy generation theory. The results show that the calculated entropy generation of the bulb tubular pump is highly consistent with the measured energy loss, and flow instability and energy loss are more easily to be caused at positive incidence angle at lower flow rates. Local entropy generation peaks near the shroud of

收稿日期: 2022-05-05。 作者简介: 潘强(1991—),男,助理研究员;张德胜(通信作者),男,研究员,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52209111);江苏省自然科学基金资助项目(BK20220542);江苏省杰出青年基金资助项目(BK20211547)。

网络出版时间: 2022-08-31

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220830.1325.002.html>

the impeller that more than 40% dissipative entropy generation is caused by the sub-region occupying roughly 14% of the total volume, which can be attributed to the leakage flow and leakage vortex in the blade tip region. The dissipative entropy generation in the region of guide vane reaches relatively high value at both hub and shroud side, showing the characteristics of large volume and low level at the hub side but small volume and high level at the shroud side. The energy loss in the bulb concentrates on the tapered tail at low flow rates and shifts to the wake area behind the bulb tail at large flow rates. The research results provide reference for the hydraulic performance optimization and high-efficiency and high-stability operation of large-scale pumping stations.

Keywords: bulb tubular pump; numerical simulation; local entropy generation; mesh size; energy loss; visualization

作为世界规模最大的梯级泵站工程,南水北调一期工程于 2013 年 11 月全线正式通水运行,有效缓解了我国水资源时空分布不均、干旱缺水和水环境恶化等突出问题。2020 年,东线后续(二期)工程规划建设黄河以南干线输水梯级泵站 14 座,总机组台数 110 台,总装机 413.3 MW,规划泵站中约三分之一为低扬程贯流泵装置。一方面,国家提出力争 2030 年前实现碳达峰,2060 年前实现碳中和,在此目标下,高能耗泵站群必须高效运行;另一方面,大型调水泵站一旦开启将长期运行,局部能量损失不仅伴随不稳定流动,且易诱发系统振动和噪音,严重时导致贯流泵装置无法正常运行。

一些研究者通过能量分析聚焦水力机械中的局部损失区域,开展针对性的流动不稳定分析、优化设计及主动控制,取得了良好的效果^[1-7]。Wilhelm 等^[8]通过能量平衡方程,确定了尾水管的水头损失是由于平均动能向湍流的转移和动能的黏性耗散造成。Luo 等^[9]根据能量损失分析发现,湍流动能的产生和雷诺应力的扩散是水射流泵能量损失的主要来源。Ye 等^[10]基于局部能量损失研究了混流泵内不稳定流动,发现叶轮旋转失速涉及较大的能量传递,而扩散器内的分离流能量传递较低。近年来,熵产理论被广泛应用于水力机械中的能量输运特性、不稳定流动及局部损失分析^[11-18]。张永学等引入熵产方法对离心水泵进行能耗评价,得出叶轮和蜗壳是熵产发生的主要区域且主要类型为壁面熵产与湍流熵产^[19]。Li 等基于熵产变化规律得到了泵作透平模式下的最佳导叶开度^[20]。

然而,考虑到熵产为控制体内的积分量,基于熵产理论的多数研究以水力机械各部件为对象,分析各个部件域的总熵产值,通常无法得到某部件内的局部熵产分布特性,导致难以聚焦高熵产区域开

展研究。本文结合有限体积法计算出的熵产率和网格尺度,研究贯流泵不同部件内局部熵产的分布特性,并通过等值面可视化定位各部件内局部熵产绝对值较高的重点区域,分析不同工况下各部件熵产、能量损失、不稳定流动之间的关联,为泵站群水力性能优化设计提供参考。

1 控制方程与熵产分析理论

1.1 控制方程

在叶片泵的数值模拟中,通常不考虑能量传递和耗散所涉及的温度变化,即在恒温条件下建立控制方程组描述控制体内的质量和动量守恒^[9-13]。综合考虑计算资源和计算精度,建立不可压缩流体的雷诺时均化瞬态控制方程,见式(1)和式(2)。其中,雷诺应力 τ_{ij} 通过 SST $k-\omega$ 流模型求解,该模型使用混合函数从壁面附近的低雷诺数 $k-\omega$ 模型逐渐过渡到边界层外部的高雷诺数 $k-\epsilon$ 模型,通过修正湍流黏度考虑湍流剪应力的输运效果。

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中: $\bar{u}_i$ 为时均速度; ρ 为密度; p 为压力; μ 为介质黏度; τ_{ij} 为雷诺应力。

1.2 熵产分析理论

熵是系统状态变量参数,由不可逆因素引起的机械功耗散往往导致熵增量,即熵产。熵产一般来源于传热或耗散,考虑到水机系统中通常不考虑温度变化,因此忽略由于传热引起的熵产,熵产率的输运方程可表示为

$$\rho \left(\frac{\partial s}{\partial t} + u \frac{\partial s}{\partial x} + v \frac{\partial s}{\partial y} + w \frac{\partial s}{\partial z} \right) = S_D \quad (3)$$

式中: s 表示单位质量介质的熵; u 、 v 、 w 为速度分

量; S_D 是系统内耗散引起的总熵产。

由于系统的控制方程采用雷诺时均化处理,这里也对式(3)进行时均化处理,得到耗散熵产的两个部分:时均速度场引起的黏性耗散熵产和脉动速度场引起的湍流耗散熵产。此外,考虑壁面摩擦引起的熵产,总熵产表示为

$$S_D = S_{D'} + S_{D''} + S_w = \int_V (S_{D'} + S_{D''}) dV + \int_A \frac{\tau_w v_w}{T} dA \quad (4)$$

式中: $S_{D'}$ 为时均速度场引起的熵产,即在分子黏度作用下的动能耗散; $S_{D''}$ 为脉动速度场引起的熵产,即在湍流黏度作用下的湍动能耗散; S_w 为壁面摩擦作用下的熵产; V 为计算域体积; A 为壁面面积; τ_w 为壁面切应力; v_w 为壁面网格速度; T 为温度,在水力机械计算中取恒定室温 298.15 K。

参考文献[21]给出了两种局部耗散熵产率 $S_{D'}$ 和 $S_{D''}$ 的计算方法,即

$$S_{D'} = \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (5)$$

$$S_{D''} = 0.09 \frac{\rho \omega k}{T} \quad (6)$$

式中: ω 是湍流涡频率; k 是湍流强度。

基于熵产理论分析方法的功率损失为

$$P_s = S_D T \quad (7)$$

局部熵产率(LEPR)与局部熵产(LEP)不同,后者考虑了局部体积的影响,可以理解为 LEPR 高的区域 LEP 不一定高。在等温环境下的功率损失 P_s 应与 LEP 成比例,关注 LEP 值高的区域并开展优化设计有助于提高系统效率。此外,基于有限体积法的数值模拟可在每个网格上计算局部熵产率,因此当系统总熵产 S_D 离散到每个网格上时,局部熵产 S_d 等于局部熵产率与网格体积的乘积,即

$$S_d = (S_{D'} + S_{D''}) V_c \quad (8)$$

式中 V_c 为单个网格体积。

2 数值计算模型与试验验证

2.1 几何模型

本文以后置灯泡贯流泵(叶轮驱动部件安装在灯泡体内,且灯泡体布置在叶轮出口侧)为研究对象,将原型贯流泵(设计流量 20 m³/s,扬程 2.2 m,转速 122.2 r/min)以等比例缩放至叶轮直径为 300 mm 的

模型泵,主要由进水段、支撑体、叶轮、导叶、出水段组成,模型泵的计算区域及试验测试系统如图 1 所示。贯流泵设计工况点下的比转速为 1 120,叶轮模型直径 $D_2 = 300$ mm,叶顶间隙尺寸为 0.5 mm,叶轮叶片数为 3 个,导叶叶片数为 7 个,进、出水段管道直径 $D_p = 350$ mm。

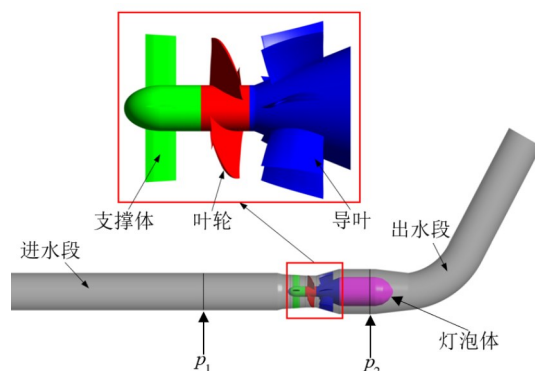


图1 后置灯泡贯流泵示意图

Fig. 1 Schematic diagram of postpositional bulb tubular pump

2.2 网格划分与无关性分析

网格划分质量直接关系到数值模拟的收敛性和准确性,采用 ICEM 进行六面体结构网格剖分。叶轮采用 C 型网格拓扑结构,叶顶间隙尺寸为 0.5 mm,在径向均布了 25 个网格节点,以提高叶顶间隙的网格质量。为控制导叶和进、出水管壁面的边界层分布,采用 O 型网格拓扑结构环绕导叶叶片和管道,并进行加密,如图 2 所示。

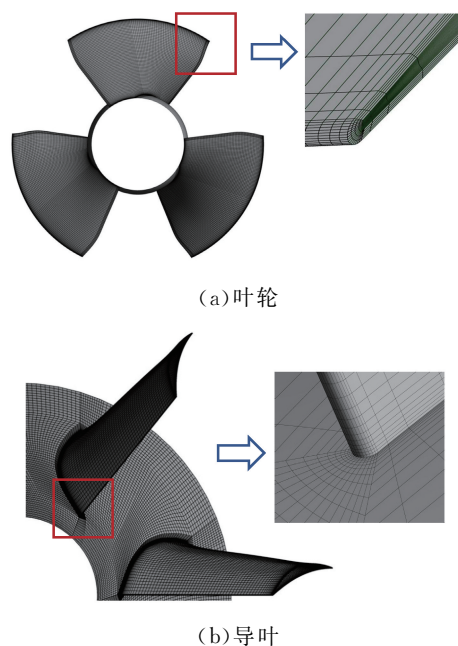


图2 叶轮和导叶的网格划分

Fig. 2 Mesh generation of pump impeller and diffuser

为验证网格无关性,本文采用基于理查德森外推法的 GCI(grid convergence index)准则^[22],剖分了精细网格 N_1 、中等网格 N_2 、粗化网格 N_3 3 种方案,网格细化因子均大于 1.3。通过泵段效率及扬程两个参数对 3 种方案进行离散误差分析,相关数据及评估情况如表 1 所示。计算所得中等网格 N_2 的效率相对误差为 0.183%,扬程相对误差为 0.445%,收敛指标 GCI 均小于 0.6%,离散误差较低。综合考虑计算效率及计算精度,本文选择 1 028 万网格数量进行数值模拟,计算结果表明:支撑域的平均 y^+ 为 19.8,叶轮域的平均 y^+ 为 15.7,导叶域的平均 y^+ 为 20.4,如图 3 所示。

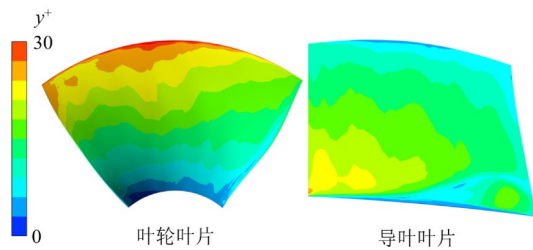


图 3 叶片表面 y^+ 分布

Fig. 3 y^+ on blade surfaces

表 1 网格误差评估

Table 1 Grid error evaluation

参数	数值
网格数 N_1	23 904 260
网格数 N_2	10 282 563
网格数 N_3	4 301 860
尺寸比 r_{21}	1.325
尺寸比 r_{32}	1.337
效率 $\eta_1/\%$	78.93
效率 $\eta_2/\%$	78.72
效率 $\eta_3/\%$	78.60
效率外推值 $\eta_{\text{ext},32}/\%$	78.91
相对误差 $e_{32\eta}/\%$	0.151
外推相对误差 $e_{\text{ext},32\eta}/\%$	0.183
密网格指标 $G_{32\eta}/\%$	0.229
扬程 H_1/m	2.940
扬程 H_2/m	2.944
扬程 H_3/m	2.950
扬程外推值 $H_{\text{ext},32}/\text{m}$	2.931
相对误差 $e_{32H}/\%$	0.204
外推相对误差 $e_{\text{ext},32H}/\%$	0.445
密网格指标 $G_{32H}/\%$	0.553

2.3 数值模拟设置

基于有限体积对方程组进行离散,其中对流项采用了高分辨率格式(high resolution),湍流项采用了二阶欧拉后差分格式(second order backward Euler)。边界条件设置如下:采用质量流量进口、静压出口边界条件,壁面采用光滑无滑移壁面,参考压力为 101.3 kPa。叶轮部件为旋转域,其他部件为静止域,所有壁面设置为无速度滑移。动静交界面在稳态计算时设置为 Frozen Rotor,在瞬态计算时设置为 Transient Rotor Stator,计算收敛精度设置为 10^{-6} 。在瞬态计算中,时间步长取叶轮每旋转 2° 所用时间,叶轮转动 1 圈的时间步数为 180。

在数据处理时,考虑到非定常计算结果的周期性波动,所有参数的选取为 180 个非定常结果的算术平均值(即泵旋转一圈的平均数据)。贯流泵扬程 H 和效率 η 的计算公式如下

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (9)$$

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P_0} \quad (10)$$

式中: p_1 和 p_2 为入口、出口断面总压; Q 为流量; P_0 为轴功率。

3 结果与分析

3.1 试验结果与模拟验证

对模型泵开展试验测量,试验台布置如图 4 所示。在进行贯流泵的试验中,扬程由监测面处的进口环管及出口环管间的总压差得出,并由压力传感器(型号 EJA110A,误差 $\pm 0.1\%$)测量。试验系统流量通过电磁流量计(型号 OPTIEFUX2000F,误差为 $\pm 0.1\%$)测量,采用转矩转速测量仪(型号 NJ L2,误差 $\pm 0.1\%$)测量输入功率。



图 4 本文试验台布置情况

Fig. 4 Arrangement of test bench

为确定试验系统的总不确定度,选定某一流量工况,重复采集 5 次测量数据,然后计算出相应数据的平均值及标准偏差,根据《水轮机、蓄能泵和水泵

水轮机模型验收试验国际规程》以及 IEC60193-1999 规程推荐,采用斯图登特分布计算各类数据的随机不确定度。此外,模型试验综合不确定度包括

流量、扬程、转矩及转速的随机不确定度和系统不确定度,本试验的系统不确定度为 0.1%,综合不确定度为 0.2%,具体计算结果如表 2 所示。

表 2 试验测量值的不确定度分析

Table 2 Uncertainty analysis of test measurements

测量次数	流量 $Q/(m^3 \cdot h^{-1})$	扬程 H/m	扭矩 $T/(N \cdot m)$	转速 $N/(r \cdot min^{-1})$
1	995.58	2.880	9.997	1 251.99
2	994.39	2.880	9.981	1 251.99
3	994.86	2.876	9.982	1 251.98
4	993.95	2.878	9.828	1 251.98
5	993.22	2.875	9.938	1 251.99
均值	994.40	2.878	9.945	1 251.99
标准差/%	0.598 0	0.002 2	0.009 0	0.005 8
不确定度/%	0.001 50	0.001 88	0.002 24	0.000 01

图 5 显示了后置灯泡贯流泵数值模拟与模型试验对照曲线,包括泵效率 η 、扬程 H 及输入功率 P 曲线。可以看出:数值模拟结果与模型试验结果在 $0.9Q_{des}$ 到 $1.1Q_{des}$ 范围内保持良好的一致性,在设计流量工况下,模拟与试验效率分别为 78.72% 和 78.81%,相对误差约为 0.12%;模拟与试验扬程分别为 3.17 m 和 3.06 m,误差约为 3.6%。整体而言,数值计算结果与试验结果吻合度较高。

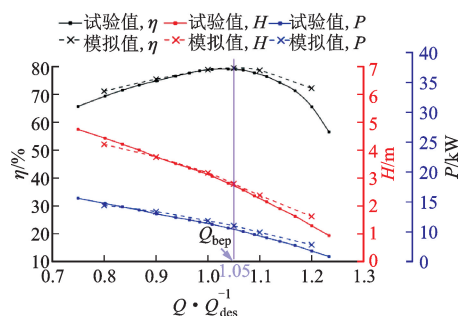


图 5 试验结果与数值计算结果对比

Fig. 5 Comparisons between tests and simulations

3.2 贯流泵各部件熵产特性

图 6 展示了贯流泵全流域内熵产 P_s 随流量变化趋势。整个系统熵产绝对值与能量损失 $(1-\eta)P$ 的变化趋势保持一致,两者呈现出二次函数的变化规律。其中,脉动速度场引起湍流耗散熵产在 $0.8Q_{des}$ 到 $1.2Q_{des}$ 范围内均占比最高,并在 $1.05Q_{des}$ 达到最低值,与贯流泵水力效率最高点相对应。时均速度场引起的黏性耗散熵产占比最小,这是由于在

贯流泵内的高雷诺数流动中,分子黏度 μ 远小于湍流黏度 μ_t 。壁面熵产与近壁面流速成正比,因此随流量的增加而增加。

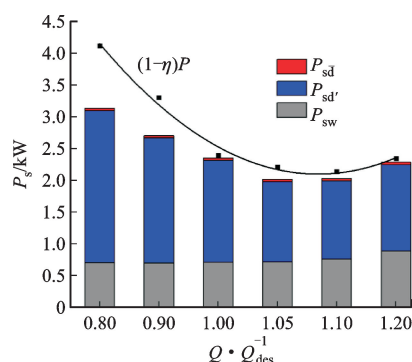


图 6 不同流量下贯流泵系统耗散及壁面熵产分布

Fig. 6 Distribution of dissipation and wall entropy production in tubular pump system under different flow rates

不同流量下各部件熵产分布如图 7 所示。对于进水段和支撑体,流量增加导致沿程损失增加,熵产主要来源于壁面摩擦且与流量呈正比例关联,该区域不存在效率极值点(或熵产极小值)。叶轮、导叶和灯泡体是熵产的重点区域,虽然壁面摩擦会导致壁面熵产随流量增加而增加,但这 3 个部件的几何参数设计是追求在目标流量点达到最佳效率(或最低能量损失)。因此,与速度梯度密切相关的耗散熵产随工况变化满足二次函数分布特性,且存在极小值,从图 7 中也可以发现这 3 个区域的熵产总和在 $1.05Q_{des}$ 达到最低。

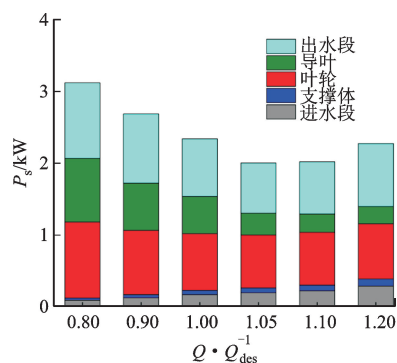


图 7 不同流量下贯流泵各部件熵产分布

Fig. 7 Entropy production of each component of tubular pump under different flow rates

3.3 局部熵产的空间分布特性

壁面摩擦熵产与壁面面积、粗糙度及流量(流速)相关,该部分能量损失对应沿程损失,可通过增加壁面光滑度、减小壁面面积或流量来控制,而耗散熵产与平均速度场和脉动速度场息息相关,通过局部优化设计可以改善^[23]。叶轮和后导叶是耗散熵

产的重点区域,根据图 1 数值计算中对各计算域的定义,将叶轮域和导叶域整体划分为多个子域。其中,沿轴向和径向等分为 10 个子域,沿圆周方向等分为 36 个子域,通过式(8)计算局部耗散熵产并在子域中求和,其分布如图 8 所示。整体而言,两个部件的耗散能量损失随流量增大而减小,而贯流泵输入功率随流量增大也呈现出递减趋势,两者斜率不同导致效率极大值出现。在 $1.05Q_{des}$ 、 $1.1Q_{des}$ 和 $1.2Q_{des}$ 3 个流量点,耗散熵产的绝对值和变化幅度较低,相比于大流量工况,小流量工况下液流正冲角产生更强的不稳定流动,如泄漏涡、尾迹涡和分离涡,导致更高的能量损失,如图 6 中的 $(1-\eta)P$ 曲线。

沿轴向和径向来,叶轮域中的叶片轮缘和前缘熵产绝对值较高,叶片轮缘间隙处易产生叶顶泄漏涡,叶片前缘易产生分离流和旋涡,导致局部损失。不同流量工况下轮缘子域(体积占比约 14%)的耗散熵产占比超过 40%,而前缘子域产生的高熵产区域主要出现在小流量工况。导叶域中,耗散熵产沿轴向分布较为均匀,导叶前缘并没有展现出类

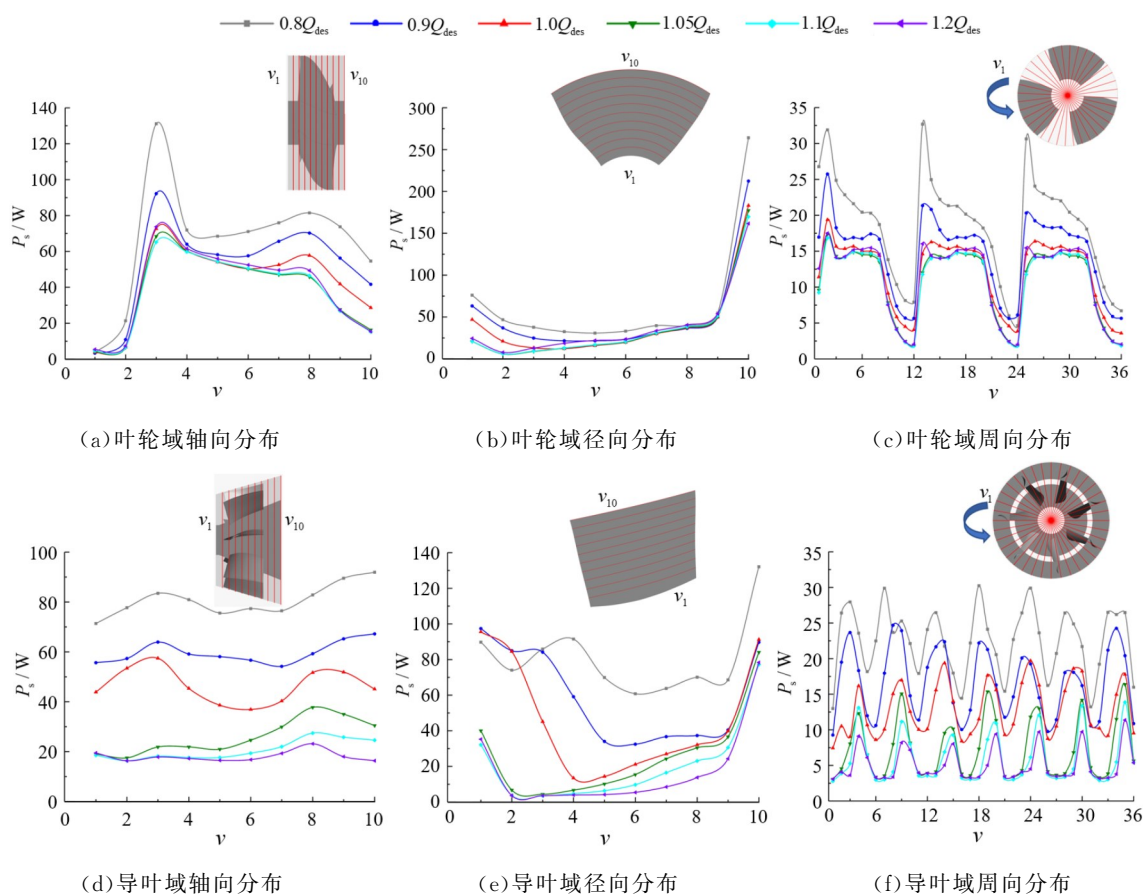


图 8 叶轮域和导叶域局部熵产分布特性

Fig. 8 Distribution characteristics of local entropy production in the impeller and diffuser domains

似叶轮前缘的规律,这是由于叶轮叶顶间隙诱导的能量耗散影响了轴向分布规律,3.4节内容将具体分析。此外,导叶径向呈现出轮毂和轮缘侧熵产较高的趋势,这是由于扩散流道在近壁区易产生流动分离和回流区。图8(c)和图8(f)展示了耗散熵产沿圆周方向的分布,均表现出周期性波动,且周期数与叶轮和导叶叶片数保持一致,分别为3个和7个。图中每个周期内的极值出现位置与叶片前缘和导叶前缘相对应,这是由于液流与翼型头部冲击后易产生速度梯度和流动分离,且在小流动正冲角工况下更为严重,图8(c)和图8(f)中也可以看到 $0.8Q_{des}$ 工况下的耗散熵产更高。

考虑到灯泡体是无叶区,仅沿轴向讨论能量耗散特性,如图9所示。受导叶后缘尾迹影响,灯泡体入口处的耗散熵产较高,在沿轴向运动过程中,液流受粘性影响逐渐趋于稳定,局部耗散熵产降低。此外,灯泡体内的耗散功率损失在小流量下更高,但靠近灯泡体尾部(v_8, v_9, v_{10}),大流量工况下的功率损失略微上升。

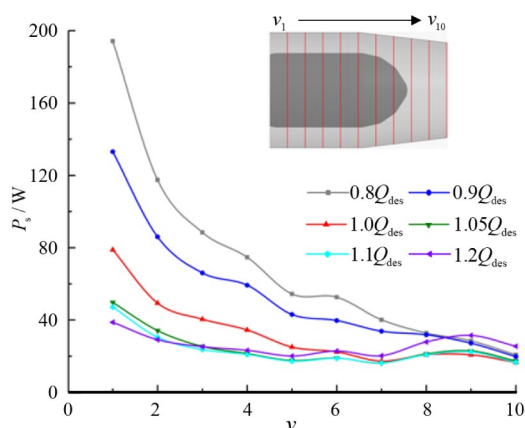


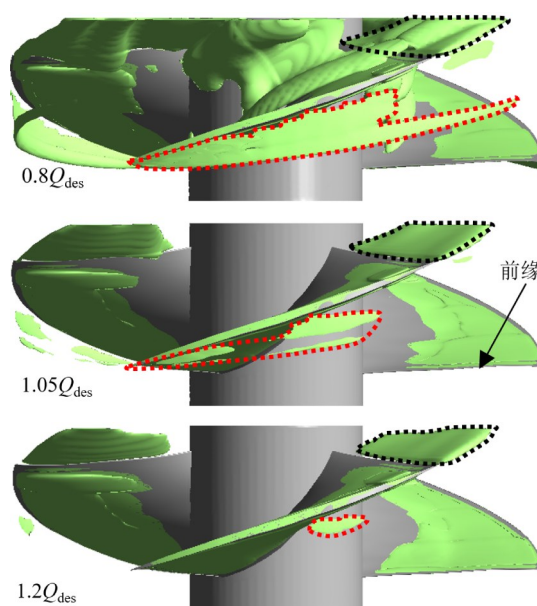
图9 灯泡体局部熵产轴向分布特性

Fig. 9 Distribution of local entropy production in bulb along axial direction

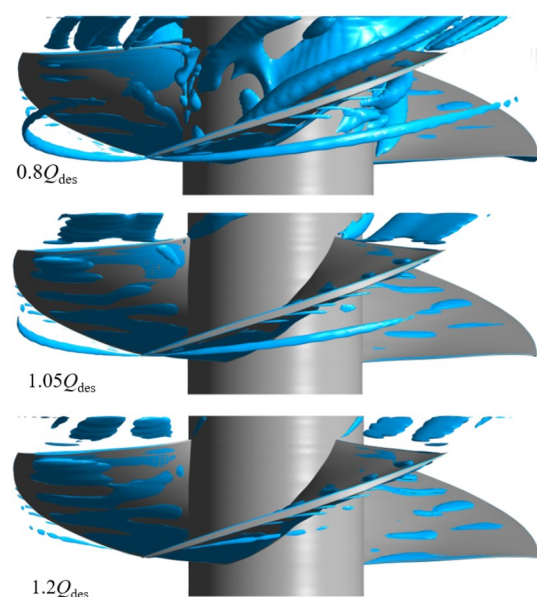
3.4 局部熵产可视化与能量损失

图10(a)为 0.001 W 耗散熵产的等值面,叶轮叶顶泄漏流在小流量正冲角工况下诱导的局部能量耗散区域更大(红色虚线区域)。随着流量的增大,叶顶间隙压差和泄漏流量降低,由此诱导的泄漏涡强度减弱^[24]。结合图10(b)可知,随着流量的增加,泄漏涡的主要耗散区体积减小,其涡带与叶片轮缘间的夹角也减小。叶轮后缘尾迹区存在不稳定流动^[25],这种不稳定流动与流量和冲角相关,大流量负冲角有助于降低尾迹区的能量损失,在图中可见

熵产等值面随流量的增大逐渐减小(黑色虚线区域)。等值面图中,叶片前缘处并没有产生较大的局部熵产,结合图11中的span面($M=0$ 为轮毂侧截面展开面, $M=1$ 为转轮室截面展开图)可知:一方面,随着span面逐渐远离叶顶区,叶片前缘导致的熵产区域逐渐减弱;另一方面,随着流量的增加,泄漏涡能量耗散较高的区域向下流运动,逐渐远离翼型头部。因此认为,图8(a)中小流量耗散熵产的局部极值是由于叶片轮缘的翼型头部导致,且随着泄漏流和泄漏涡的减弱而降低。



(a)耗散熵产等值面(0.001 W)



(b)Q准则旋涡等值面($25\ 000\text{ s}^{-2}$)

图10 叶轮域耗散熵产与旋涡成像

Fig. 10 Visualization of dissipative entropy production and vortices in the impeller domain

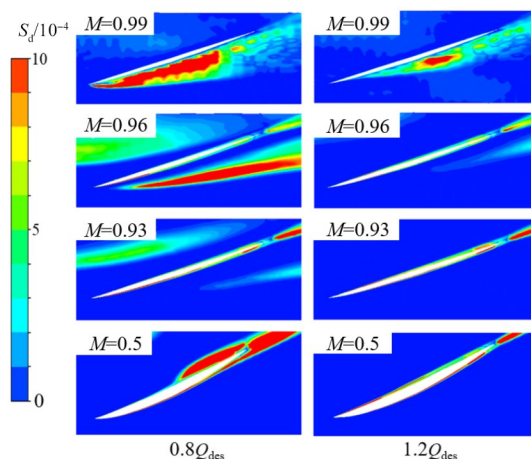


图 11 叶轮轮缘局部熵产分布

Fig. 11 Distribution of local entropy generation near blade tip

导叶中的耗散熵产在轮毂和轮缘侧绝对值较高(图 8),然而图 12 中的等值面多集中在轮缘区域,特别是在大流量工况,局部高耗散熵产基本在导叶吸力面靠近叶片出口轮缘侧。结合图 13 中的流线可以发现,导叶轮缘侧流动分离现象相比轮毂侧更为严重,耗散熵产在轮毂侧分散,区域大极值小,而在轮缘侧集中,区域小极值大。

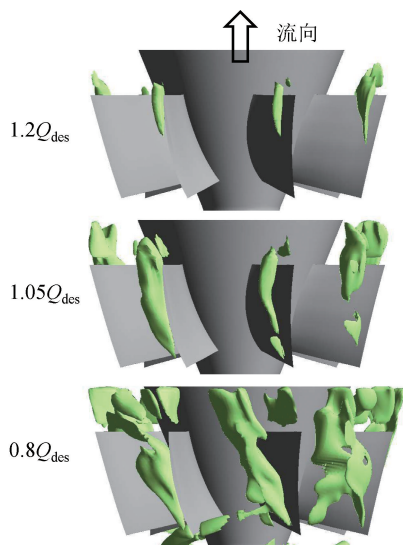


图 12 导叶域耗散熵产等值面(0.002 W)

Fig. 12 Iso-surface of dissipative entropy production in the diffuser domain with value of 0.002 W

图 14 是 0.002 W 灯泡体域耗散熵产等值面。小流量工况下,灯泡体内能量损失集中在灯泡尾部渐缩段,此处液流降速增压,存在一定的扩散作用;大流量工况下,能量损失集中在灯泡尾部的尾迹区,这也解释了图 9 中 $v_8 \sim v_{10}$ 段的局部上升;在最优效率工况 $1.05Q_{des}$,耗散功率损失较低。

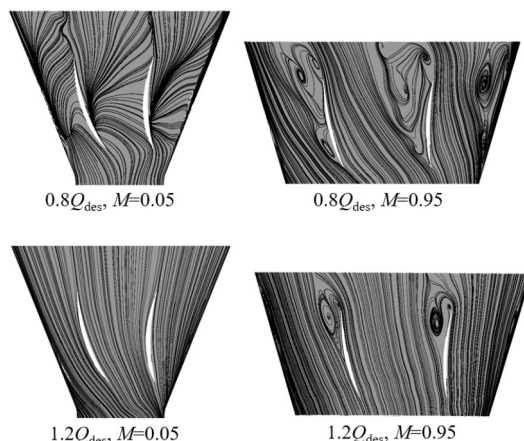


图 13 导叶截面流线图

Fig. 13 Streamlines on the sections of diffuser

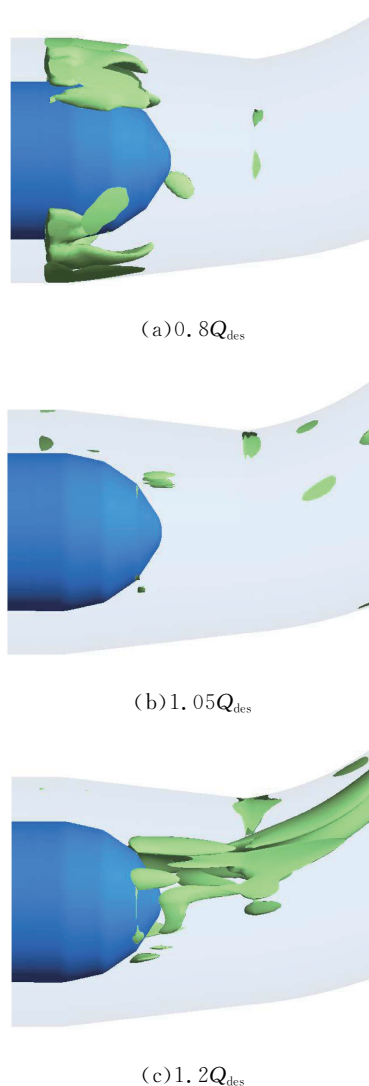


图 14 灯泡体域耗散熵产等值面(0.002 W)

Fig. 14 Iso-surface of dissipative entropy production in the bulb domain with value of 0.002 W

4 结 论

本文以大型灯泡贯流泵为研究对象,通过熵产理论定位贯流泵内能量损失较高的局部区域,分析了不同工况下各部件内局部能量损失的分布特性。主要研究结论如下。

(1)结合数值计算和熵产理论分析贯流泵内能量损失特性,贯流泵系统熵产与能量损失 $(1-\eta)P$ 的变化趋势保持一致。相对于大流量工况,小流量工况下液流正冲角更容易产生流动不稳定与能量损失。

(2)叶轮域中,叶片轮缘处熵产最高,体积占比约14%的轮缘子域耗散熵产占比超过40%,主要来源为叶顶区的泄漏流和泄漏涡。

(3)导叶域中,轮毂和轮缘侧耗散熵产较高,且分布特性为:轮毂侧损失分布较为分散,区域大极值小;轮缘侧损失集中,区域小极值大。

(4)灯泡体域中,能量损失在小流量工况下集中在尾部渐缩段,而在大流量工况下集中在灯泡尾部的尾迹区。

参考文献:

- [1] OZGENER O, HEPBASLI A. A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2007, 11(3): 482-496.
- [2] WANG Chuan, SHI Weidong, WANG Xikun, et al. Optimal design of multistage centrifugal pump based on the combined energy loss model and computational fluid dynamics [J]. *Applied Energy*, 2017, 187: 10-26.
- [3] TAO Ran, WANG Zhengwei. Comparative numerical studies for the flow energy dissipation features in a pump-turbine in pump mode and turbine mode [J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 41: 102835.
- [4] 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 Xin, REN Yun, WU Denghao, et al. Energy loss and unsteady flow characteristics in a self-priming pump [J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2019, 50(8): 1010-1020.
- [5] 金永鑫, 张德胜, 石磊, 等. 熔盐物性对熔盐泵内部流动及圆盘损失特性影响 [J]. *太阳能学报*, 2020, 41(11): 176-184.
JIN Yongxin, ZHANG Desheng, SHI Lei, et al.

Effect of molten salt properties on internal flow and disk friction loss characteristics of molten salt pump [J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2020, 41(11): 176-184.

- [6] 赵振, 高建民, 徐亮, 等. 圆台扰流换热器结构参数优化的数值模拟研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(12): 35-46.
ZHAO Zhen, GAO Jianmin, XU Liang, et al. Numerical simulation on structural parameter optimization of heat exchanger with frustum of a cone [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(12): 35-46.
- [7] 邓清华, 胡乐豪, 赵奕萌, 等. 轴类间隙内摩擦损失模型验证及流动特性分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(5): 54-63.
DENG Qinghua, HU Lehao, ZHAO Yimeng, et al. Windage loss model verification and flow characteristic analysis in shaft-type gap [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(5): 54-63.
- [8] WILHELM S, BALARAC G, MÉTAIS O, et al. Analysis of head losses in a turbine draft tube by means of 3D unsteady simulations [J]. *Flow Turbulence and Combustion*, 2016, 97(4): 1255-1280.
- [9] LUO Xianwu, YE Weixiang, HUANG Renfang, et al. Numerical investigations of the energy performance and pressure fluctuations for a waterjet pump in a non-uniform inflow [J]. *Renewable Energy*, 2020, 153: 1042-1052.
- [10] YE Weixiang, GENG Chen, IKUTA A, et al. Investigation on the impeller-diffuser interaction on the unstable flow in a mixed-flow pump using a modified partially averaged Navier-Stokes model [J]. *Ocean Engineering*, 2021, 238: 109756.
- [11] YU Zhifeng, WANG Wenquan, YAN Yan, et al. Energy loss evaluation in a Francis turbine under overall operating conditions using entropy production method [J]. *Renewable Energy*, 2021, 169: 982-999.
- [12] GU Yandong, PEI Ji, YUAN Shouqi, et al. Clocking effect of vaned diffuser on hydraulic performance of high-power pump by using the numerical flow loss visualization method [J]. *Energy*, 2019, 170: 986-997.
- [13] 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 Fan, YUAN Shouqi, WEI Xueyuan, 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.
- [14] 贾玉婷, 夏国栋, 马丹丹, 等. 水滴型凹穴微通道流

- 动与传热的熵产分析 [J]. 机械工程学报, 2017, 53(4): 141-148.
- JIA Yuting, XIA Guodong, MA Dandan, et al. Entropy generation analysis of flow and heat transfer in microchannel with droplet reentrant cavities [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(4): 141-148.
- [15] LI Deyou, GONG Ruzhi, WANG Hongjie, et al. Entropy production analysis for hump characteristics of a pump turbine model [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(4): 803-812.
- [16] 王瑞琴, 晏鑫, 何坤. 带肋板尾缘开缝叶片内的流动传热性能研究 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(1): 150-161, 183.
- WANG Ruiqin, YAN Xin, HE Kun. Investigations of flow and heat transfer performance in a blade with trailing-edge cutback and lands [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(1): 150-161, 183.
- [17] 张德胜, 杨雪琪, 杨港, 等. 不同导叶开度下立式蜗壳离心泵失速特性分析 [J]. 农业机械学报, 2022, 53(3): 175-182.
- ZHANG Desheng, YANG Xueqi, YANG Gang, et al. Stall characteristics of vertical volute centrifugal pump at different guide vane openings [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(3): 175-182.
- [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 Rui, TAN Shuyi, DING Xujie, 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] 张永学, 侯虎灿, 徐畅, 等. 熵产方法在离心泵能耗评价中的应用 [J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(4): 277-282, 288.
- ZHANG Yongxue, HOU Hucan, XU Chang, et al. Application of entropy production method to centrifugal pump energy loss evaluation [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2017, 35(4): 277-282, 288.
- [20] LI Deyou, QIN Yonglin, WANG Jianpeng, et al. Optimization of blade high-pressure edge to reduce pressure fluctuations in pump-turbine hump region [J]. Renewable Energy, 2022, 181: 24-38.
- [21] 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.
- [22] CELIK I B, GHIA U, ROACHE P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications [J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 078001.
- [23] WANG Cong, ZHANG Yongxue, ZHANG Jinya, et al. Flow pattern recognition inside a rotodynamic multiphase pump via developed entropy production diagnostic model [J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2020, 194: 107467.
- [24] ZHANG Desheng, SHI Weidong, VAN ESCH B P M, et al. Numerical and experimental investigation of tip leakage vortex trajectory and dynamics in an axial flow pump [J]. Computers & Fluids, 2015, 112: 61-71.
- [25] LEE J, KIM Y, KHOSRONEJAD A, et al. Experimental study of the wake characteristics of an axial flow hydrokinetic turbine at different tip speed ratios [J]. Ocean Engineering, 2020, 196: 106777.
- (编辑 荆树蓉 杜秀杰)