

双向灯泡贯流泵站能量损失与压力脉动数值模拟研究

高梦星^{1,2} 成 立²

(1. 扬州工业职业技术学院智能制造学院, 扬州 225100; 2. 扬州大学水利科学与工程学院, 扬州 225100)

摘要: 灯泡贯流泵站具备双向引水功能,在泵站工程中具有广泛的应用前景。然而,关于其正向与反向运行条件下的内部流动特性、能量损失及压力脉动差异的研究相对较少。本文采用非定常数值模拟方法,对灯泡贯流泵站在双向运行工况下的瞬态流动特性、能量损失机理与压力脉动规律进行了系统对比分析。研究结果表明:无论正向或反向运行,叶轮及下游通道均为能量损失的主要区域,其中反向运行工况下的总能量损失为正向工况的1.24倍。在压力脉动方面,正向工况下流道2的压力脉动峰值沿流动方向逐渐减小,而反向工况下流道1的峰值沿流动方向呈现出上升、下降、再上升和再下降的变化趋势,其中反向工况的峰峰值约为正向工况的2.55倍。本研究揭示了灯泡贯流泵站在正、反向运行下的典型流动特征及能量损失机理,可为双向运行泵站的优化设计及安全稳定运行提供理论参考。

关键词: 灯泡贯流泵站; 双向运行; 数值模拟; 熵产理论; 压力脉动

中图分类号: TH312 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)19-0310-08

OSID:



Numerical Simulation of Energy Loss and Pressure Pulsation in Bidirectional Bulb Cross-flow Pumps

Gao Mengxing^{1,2} Cheng Li²

(1. School of Intelligent Manufacturing, Yangzhou Polytechnic Institute, Yangzhou 225100, China

2. College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225100, China)

Abstract: Bulb cross-flow pumping stations possess bidirectional water intake capability and hold broad application prospects in low-head water diversion and flood control pumping station engineering. However, studies focusing on the systematic differences in internal flow characteristics, energy loss distribution, and pressure pulsation characteristics under forward and reverse operating conditions remain relatively limited at present. It adopted the unsteady numerical simulation method combined with entropy production analysis to systematically compare and analyze the transient flow features, internal energy loss mechanisms, and pressure pulsation variation laws of a bulb cross-flow pumping station under bidirectional operation conditions. The results indicated that, regardless of forward or reverse operation, the impeller region and its downstream flow passages were the primary regions of energy dissipation, with the total energy loss under reverse operation being 1.24 times that under forward operation. Regarding pressure pulsation, the peak values in passage 2 gradually decreased along the flow direction under forward operation, whereas under reverse operation, the peak values in passage 1 exhibited a complex pattern of increase, decrease, increase, and decrease along the flow direction. Notably, the pressure pulsation peak-to-peak values under reverse operation were approximately 2.55 times of those under forward operation. It revealed the typical flow features and energy loss mechanisms of bulb cross-flow pumping stations under both operating modes, providing important theoretical reference for the hydraulic optimized design and safe, stable operation of bidirectional pumping stations.

Key words: bulb cross-flow pumping station; bidirectional operation; numerical simulation; entropy production theory; pressure pulsation

收稿日期: 2025-04-23 修回日期: 2025-10-11

基金项目: 江苏省研究生科研与实践创新计划项目(KYCX22_3492)

作者简介: 高梦星(1991—),女,博士生,主要从事泵站水力稳定性研究,E-mail: mengyuhai@163.com

通信作者: 成立(1975—),男,教授,博士生导师,主要从事泵站工程研究,E-mail: chengli@yzu.edu.cn

0 引言

低扬程的灯泡贯流泵装置在我国长三角地区有着广泛的应用^[1-4]。灯泡贯流泵装置面对复杂多变的运行工况及长期运行的要求,既要满足正向调水,又要满足反向排涝。双向运行伴随着不稳定流动,且极易诱发机组的不稳定运行,情况严重将导致机组故障停机^[5-7]。

针对水力机械内部的复杂流动与能量特性分析^[8-10],熵产生理论因其能精确捕捉不可逆耗散的本质,已成为强有力的分析工具^[11-12]。Kan 等^[13]在泵和涡轮机两种模式下使用熵产生理论提出了一个在圆柱坐标系统中的能量损失强度模型。Lei 等^[14]基于数值模拟、实验验证和熵产理论,比较分析了不同流量下泵模式和涡轮模式下各流动部件的能量损失规律。张二峰等^[15]利用熵产理论指导优化灯泡体尾锥段的长径比,扬程提升了 4.5%,效率提高了 3%,泡体段的流动损失降低了 21.7%。代永乐等^[16]分析了不同间隙宽度下叶轮进口压力脉动和叶轮受力情况。孙壮壮等^[17]研究了潜水贯流泵叶片区压力脉动特性,分析不同工况下频率与空化影响。

现有研究对灯泡贯流泵双向运行下各关键过流部件能量损失的系统性对比分析不足。虽在熵产应用、局部优化及压力脉动等方面有进展,但多聚焦单一模式或部件,缺乏对双向工况下损失机理、空间分布、相对占比及其演变规律的深入对比。

本文聚焦于双向运行工况下灯泡贯流泵装置的能量特性。核心内容为对比分析泵模式与涡轮模式下,各过流部件内能量损失的空间分布特征、产生机理、相对占比及其工况变化规律;揭示导致双向运行效率差异及潜在失稳的关键流动结构与能量耗散根源。同时,对高损失区域进行压力脉动测量,量化比较两种模式下压力脉动强度、主频特性及空间分布差异,阐明双向运行稳定性差异的内在流体动力学机制。旨在深化对装置内流动机理与能量转换过程的认识,为提升其复杂工况下的安全、稳定、高效运行水平提供理论依据。

1 CFD 理论

1.1 流体控制方程

本文采用雷诺平均模型(RANS)计算了灯泡贯流泵站内部的三维流动。对于泵站内部的大尺度流动,可以不考虑能量传递。于是,在 RANS 方法中,流体的控制方程包括连续方程和动量方程^[18]。

连续方程,又称质量守恒方程,其张量形式为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

式中 ρ ——流体密度 t ——时间

u_i ——速度张量

x_i ——笛卡尔坐标方位

动量方程,又称 N-S 方程,其张量形式为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) + S_i \tag{2}$$

式中 μ ——流体动力粘度

$\rho \overline{u_i' u_j'}$ ——雷诺应力项

S_i ——自定义源项 u_j ——速度张量

1.2 湍流模型

在常用的涡黏模型中,SST $k-\omega$ 湍流模型^[19]充分考虑了逆压边界层中湍流剪切应力的传输效应,可以有效预测逆压梯度条件下流体的分离点和分离区,因此在水力机械领域得到了广泛的应用。在该模型中,湍动能 k 及湍动频率 ω 的方程为

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = P_k - \beta' \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \tag{3}$$

$$\frac{\partial (\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \alpha S^2 - \beta \rho \omega^2 +$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \tag{4}$$

式中 P_k ——湍动能生成项

μ_t ——湍流粘度

S ——剪应力张量的常数项

F_1 ——混合函数

2 计算域及计算方法

2.1 计算域

本文的研究对象为卧式灯泡贯流泵站,基于 UG 9.0 软件,构建了原型泵站的水体模型,如图 1 所示。计算域主要由流道 1、叶轮、导叶、灯泡体和流道 2 组成。泵站设计转速 n_d 为 85.7 r/min,设计扬程 H_d 为 3.15 m,设计流量 Q_d 为 64 m³/s。叶轮叶片数为 3,叶轮直径 D 为 5.14 m,导叶叶片数为 5。此外,可以看出,从叶片进口边来看(顺水流方向),叶轮逆时针旋转为正向工况(蓝色箭头),顺时针旋转为反向工况(红色箭头)。

2.2 网格生成

本文采用 ANSYS 19.2 中的 ICEM 模块,对计算域进行六面体网格划分工作。在网格划分过程中,为了捕捉到叶片近壁区的细节流动,本文在叶轮和导叶域的叶片壁面划分了边界层网格。图 2 为计算

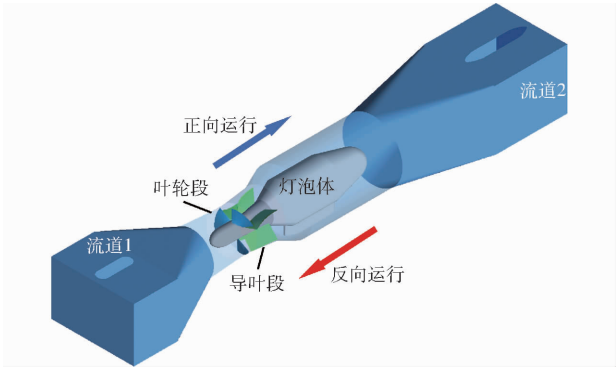


图 1 计算域
Fig. 1 Computational domain

域主要过流部件的网格示意图。图 3 为叶轮域叶片的细节网格及 Y^+ 分布图。图 4 为导叶域叶片的细节网格及 Y^+ 分布图。可以看出,在对叶片表面的网格进行加密后,叶轮叶片和导叶叶片的 Y^+ 值均在 30 以内。

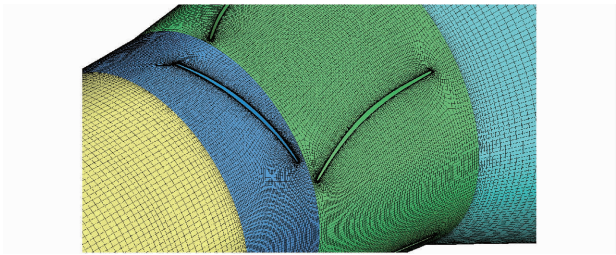


图 2 主要过流部件网格
Fig. 2 Grid of main overcurrent components

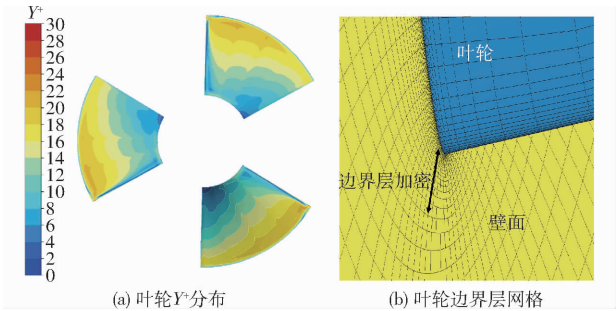


图 3 叶轮域叶片的细节网格及 Y^+ 分布
Fig. 3 Detailed mesh and Y^+ distribution of blades in impeller domain

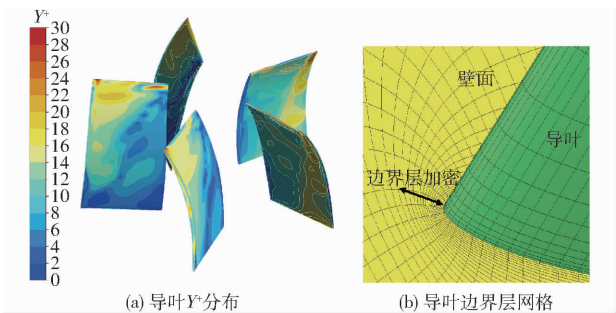


图 4 导叶域叶片的细节网格及 Y^+ 分布
Fig. 4 Detailed mesh and Y^+ distribution of vanes in guide vane domain

网格数量影响数值计算的精度和效率。因此,

有必要开展网格无关性分析。图 5 为不同网格数量下灯泡贯流泵站的扬程和效率变化曲线。随着网格数量的增加,灯泡贯流泵站的扬程和效率也逐渐增加。当网格数量超过 920 万时,扬程和效率没有明显变化。

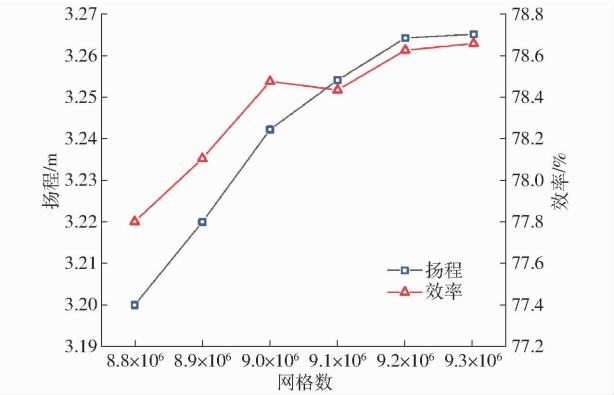


图 5 网格无关性分析
Fig. 5 Grid irrelevance analysis

2.3 求解设置

在定常计算中,进口采用总压条件 (101.325 kPa),出口采用质量流量条件 (64 000 kg/s),叶轮设置为旋转域 (78.5 r/min),其他部件设置为静止域,动静交接面选用冻结转子,迭代步数为 1 500 步,收敛残差为 10^{-5} 。

在非定常计算中,动静交接面选用瞬态冻结转子。时间步长为叶轮旋转 3° 的时间,总时间为 5 个叶轮旋转周期。扩散项采用中心差分格式,对流项采用二阶迎风格式,瞬态项采用二阶反欧拉格式。在瞬态计算过程中,每个时间步内最大迭代步数为 20 步,收敛残差为 10^{-5} 。

2.4 实验验证

灯泡贯流泵装置模型实验在高精度水力试验台上进行,实验装置如图 6 所示。模型泵叶轮直径为 0.3 m,原型泵叶轮直径为 5.14 m,水力模型比尺为 1:17.13。按照水泵相似律^[20],将模型数据换算到原型,与数值模拟结果的对比如图 7(图中 Q 表示流量)所示。可以看出,在 $0.7Q_d \sim 1.5Q_d$ 流量工况下,数值模拟结果与换算后的实验结果较为吻合,尤其是设计流量附近,这说明数值模拟的结果是可靠的。

3 瞬态流动分析

3.1 内流特性分析

在正向运行工况下,叶轮进水口和出水口的速度分布云图如图 8 所示。可以发现,叶轮进水口和出水口的流速分布均匀对称,轮缘侧流速大,轮毂侧流速小。同时,出水口轮毂侧的流速明显低于进水口。在反向运行工况下,叶轮进水口和出水口的速

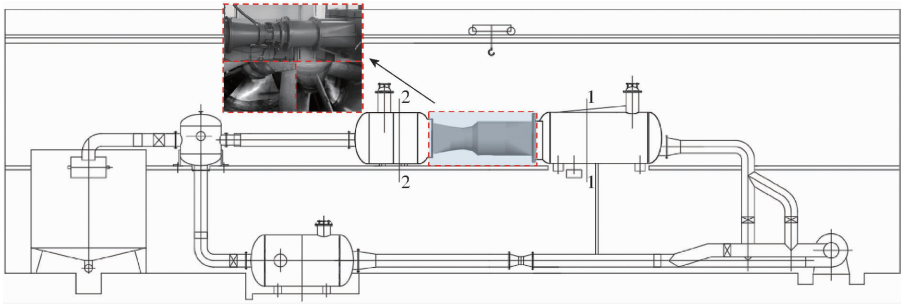


图 6 实验装置示意图

Fig. 6 Schematic of experimental setup

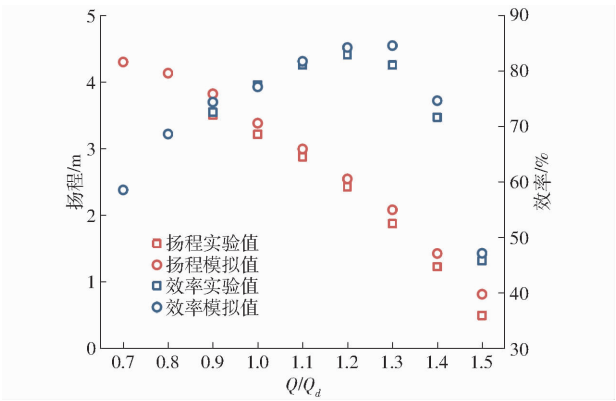


图 7 数值模拟与实验结果对比

Fig. 7 Comparison of numerical simulation and experimental results

度分布云图如图 9 所示。可以看出,与正向运行工况相同,叶轮进水口和出水口的流速分布基本均匀对称。综上所述,在正向及反向运行工况下,叶轮内的流态均较好,不存在不良流动现象。

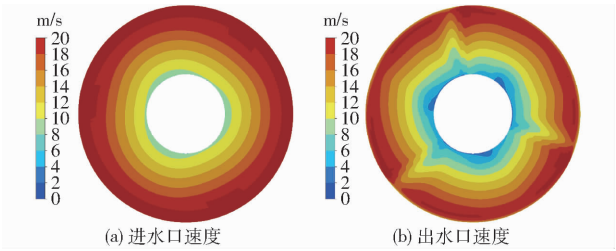


图 8 正向运行工况下的速度分布云图

Fig. 8 Velocity distribution clouds under forward condition

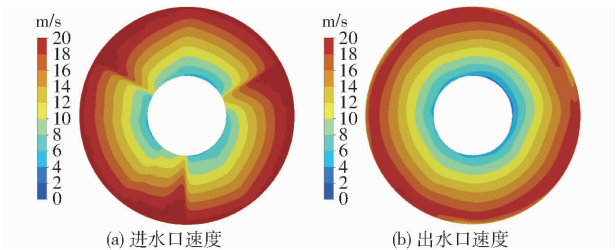


图 9 反向运行工况下的速度分布云图

Fig. 9 Velocity distribution clouds under reverse condition

在正向和反向运行工况下,灯泡贯流泵内部三维流线如图 10 所示。在正向运行工况下,上游流道和叶轮的流态最好,导叶和灯泡体内的流态基本平

顺,但是下游的流道内存在大范围的螺旋流动,其内部流态较为紊乱。在反向运行工况下,上游流道、灯泡体和导叶内的流线极其平顺,不存在旋涡等不良流态。但是,在叶轮的旋转作用下,其出口处存在巨大的速度环量,这就导致了下游的流道内存在明显的回流、旋涡等流动分离现象。

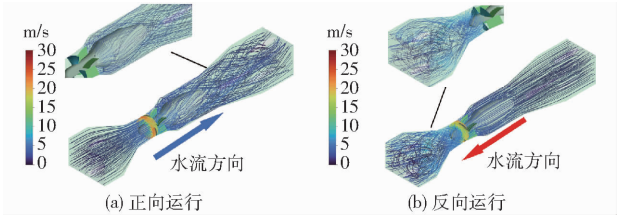


图 10 灯泡贯流泵内部三维流线

Fig. 10 Three-dimensional flow lines inside bulb cross-flow pump

3.2 涡流结构分析

灯泡体尾部的螺旋流动(正向运行工况)和导水锥尾部的流动分流(反向运行工况)均会在下游通道内诱发严重的涡带。采用 Liu 等^[21]提出的 Ω 方法,辨别流道内的涡流结构。 Ω 方法的具体计算公式为

$$\Omega = \frac{\|B\|_F^2}{\|A\|_F^2 + \|B\|_F^2 + \varepsilon} \tag{5}$$

式中 $\|A\|_F^2$ ——非旋转部分的涡量

$\|B\|_F^2$ ——旋转部分的涡量

ε ——正无穷小数,防止分母为零

在正向及反向运行工况下,灯泡体和导水锥尾部涡带的演化过程如图 11(图中 T 表示周期)所示。在一个旋转周期内,正向运行工况下灯泡体尾部的涡带结构逐渐变长。在反向运行工况下,导水锥尾部存在两条交叉的螺旋涡带结构,其中流道下方的涡带结构比较稳定,但是流道上方的涡带结构逐渐生长并发展。

4 熵产损失分析

4.1 熵产理论

基于 RANS 模型的数值模拟,湍流流场中的熵

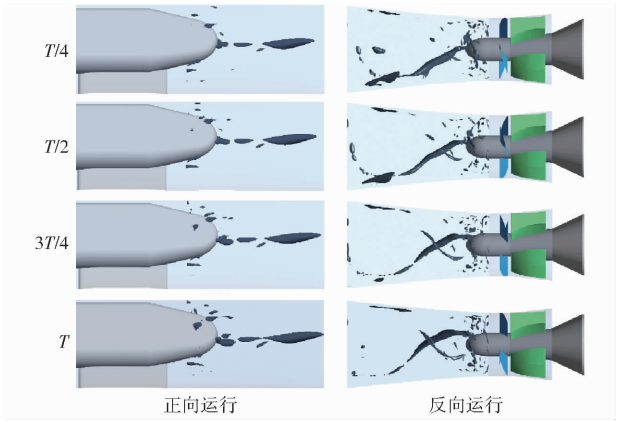


图 11 正向及反向运行工况下涡带的演化过程
Fig. 11 Evolution of vortex bands under forward and reverse operating conditions

产包括:时均速度引起的熵产 s_1 和脉动速度引起的熵产 s_2 [22-23]。参照雷诺时均的思路, s_1 和 s_2 的计算公式为

$$s_1 = \frac{2\mu_t}{T'} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu_t}{T'} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (6)$$

$$s_2 = \frac{2\mu_t}{T'} \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu_t}{T'} \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (7)$$

式中 T' ——介质温度
 $\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ ——时均速度
 u', v', w' ——脉动速度
 x, y, z ——笛卡尔坐标

但是,基于 RANS 模型的计算结果只能提供时均结果,而脉动结果无法获取。但是,部分学者发现,对于采用 SST $k-\omega$ 湍流模型的数值模拟结果,脉动熵产 s_2 计算公式 [24-25] 为

$$s_2 = 0.09 \frac{\rho \omega k}{T'} \quad (8)$$

通过对子域体积进行积分,即可求得湍流耗散熵产,即时均损失 S_1 和脉动损失 S_2 。此外,壁面区域的高速度梯度也会引起较大的熵产 S_3 。计算公式为

$$\begin{cases} S_1 = \int_V s_1 dV \\ S_2 = \int_V s_2 dV \\ S_3 = \int_A \frac{\tau_w v}{T'} dA \end{cases} \quad (9)$$

式中 τ_w ——壁面剪切应力

V ——流域体积
 A ——壁面面积
 v ——壁面首层网格节点的速度

4.2 熵产损失的量化

采用式(9)计算了灯泡贯流泵站在双向运行下不同过流部件的熵产损失,结果如图 12 所示。在正向运行工况下,按照部件的熵产从大到小分别为叶轮、灯泡体、导叶、流道 2 和流道 1。在反向运行工况下,按照部件的熵产从大到小分别为流道 1、叶轮、导叶、灯泡体和流道 2。此外,在流道 1,反向工况的损失显著高于正向工况,其中,正向损失仅为 10.76 W/K,而反向损失高达 1 220.52 W/K。在叶轮域,正向工况的损失与反向工况相似,均在 1 000 W/K 以上,其中正向损失为 1 178.20 W/K,反向损失为 1 086.60 W/K。在导叶域,正向工况的损失明显高于反向工况,其中,正向损失为 217.85 W/K,而反向损失仅为 15.05 W/K。在灯泡体域,正向工况的损失也高于反向工况,其中,正向损失为 294.92 W/K,而反向损失仅为 12.35 W/K。在流道 2,正向工况的损失高于反向工况,其中,正向损失为 182.30 W/K,而反向损失仅为 3.01 W/K。

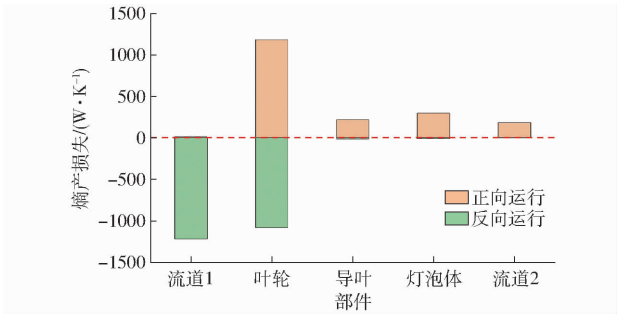


图 12 正向及反向运行工况下不同过流部件的熵产损失
Fig. 12 Entropy production loss of different overflow components under forward and reverse operating conditions

4.3 熵产损失的可视化

在正向运行工况下,流道内的湍动耗散熵产如图 13a 所示。如图 10 所示,进水侧的流态极好,因此流道 1 内的熵产损失极小。在灯泡体内螺旋流动的影响下,流道 2 内就存在较高的熵产,尤其是灯泡体的上端及尾部下端。在反向运行工况下,流道内的湍动耗散熵产如图 13b 所示。因为流道 2 内的流线平顺,因此其断面损失极小。叶轮的高速旋转作用导致了流道 1 存在较高的熵产,尤其是导水锥及轮缘附近。此外,受两条交叉涡带的影响,其相应位置也出现了较高的熵产。

5 压力脉动分析

根据图 10、11 的分析可知,灯泡体尾部(正向运

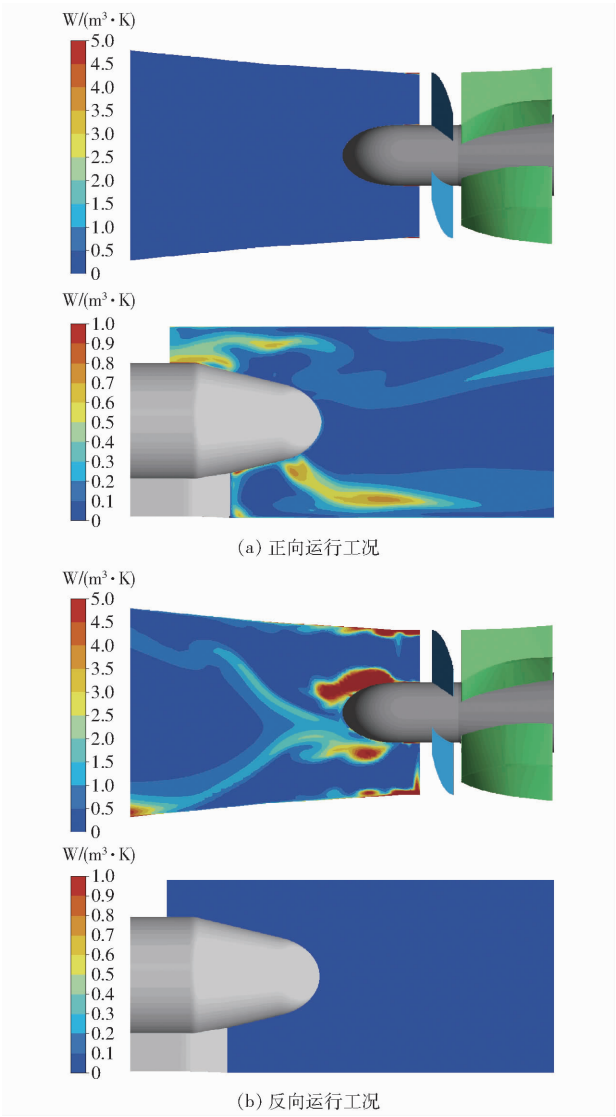


图 13 双向运行工况下流道内湍动耗散熵产
Fig. 13 Entropy production of turbulent dissipation in flow channel under two-way operation condition

行工况)和导水锥尾部(反向运行工况)均存在不稳定的非定常流动,这些瞬态流动会诱发明显的压力脉动,对泵站结构产生一定的影响。因此本节采用数值模拟方法研究其压力脉动特性。图 14 为压力脉动测点的布置示意图,其中 24 个黄色测点用于分析正向运行工况下灯泡体尾部的压力脉动特性,20 个红色测点用于分析反向运行工况下导水锥尾部的压力脉动特性。

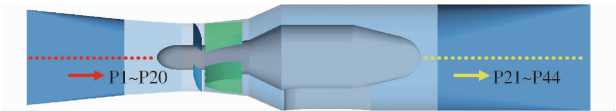


图 14 压力脉动测点的位置
Fig. 14 Location of pressure pulsation measurement points

采用峰峰值表示压力脉动的波动强度。在双向运行工况下,不同测点的峰峰值变化趋势如图 15 所示。图中,灰色区域代表流道 1,蓝色区域代表流

道 2。可以看出,在正向运行工况下,流道 1 内的峰峰值在 2.4 ~ 2.5 m 之间波动,而流道 2 内的峰峰值沿流动方向逐渐降低,变化范围为 0.2 ~ 0.6 m。在反向运行工况下,流道 2 内的峰峰值明显高于正向工况,在 2.1 ~ 2.2 m 之间变化,而流道 1 内的峰峰值沿流动方向表现出上升、下降、上升和降低的趋势,变化范围为 0.8 ~ 2.0 m。这表明反向运行工况下的涡带诱导的压力脉动强度明显高于正向工况。

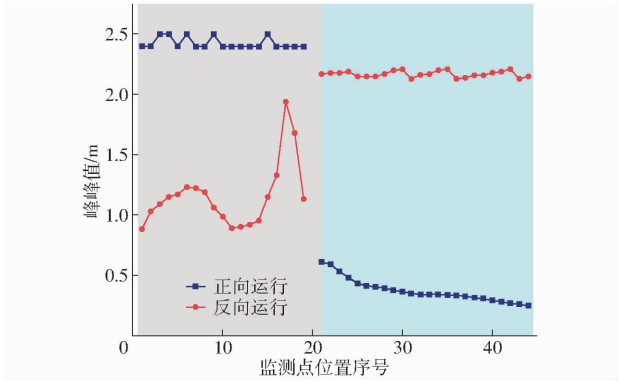


图 15 不同测点的压力脉动峰峰值
Fig. 15 Pressure pulsation peak-to-peak at different measurement points

为了更好地分析流道内压力脉动的特征,选取测点 21 ~ 25 用于分析正向运行工况下流道 2 内的压力脉动,测点 1、6、11、17 和 19 用于分析反向运行工况下流道 1 内的压力脉动。图 16 为不同测点后 3 个旋转周期的压力脉动时域图。在正向运行工况下,流道 2 内 5 个测点的时域图在每个旋转周期内均有 15 个波峰和波谷(这与叶轮数和导叶数有关),说明这些测点具有较好的周期性。在反向运行工况下,流道 1 内 5 个测点的时域图在每个旋转周期内也存在 15 个波峰和波谷,不过其波动程度显著高于正向工况。

图 17 为不同测点后 3 个旋转周期的压力脉动频域图。在正向运行工况下,流道 2 内 5 个测点的主频均为 21.26 Hz,约为 14.88 倍转频(转频为 1.43 Hz)。沿着水流方向,主频幅值分别为 129.35、127.34、124.79、121.50、117.82 Pa。可见,主频幅值沿下游逐渐减弱。在反向运行工况下,测点 1、11、17 和 19 的主频均为 20.32 Hz,约为 14.23 倍转频。而测点 6 的主频为 0.47 Hz,约为 0.33 倍转频。沿着水流方向,主频幅值分别为 72.00、134.02、126.99、194.59、211.60 Pa。

6 结论

(1)在正向运行工况下,灯泡体及流道 2 内流态较差,尤其在灯泡体尾部存在大尺度柱状涡结构;而在反向运行工况下,流道 1 内流线紊乱,形成了大

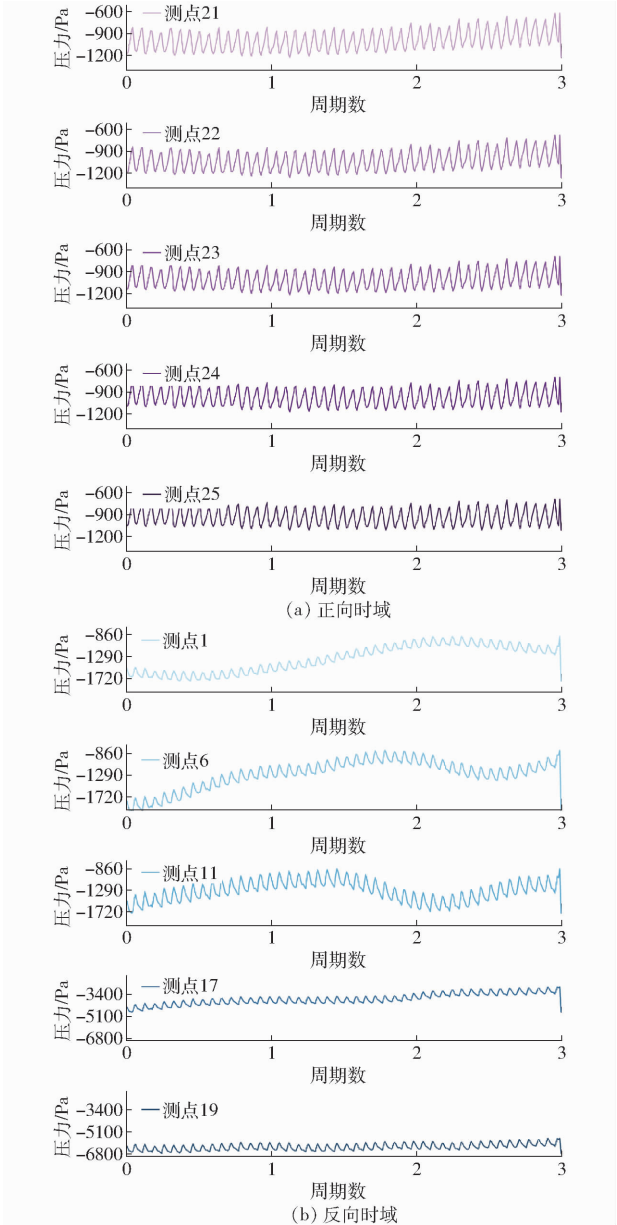


图 16 压力脉动时域图

Fig. 16 Pressure pulsation time domain diagrams

尺度交叉涡结构。

(2)无论正向或反向运行工况,叶轮区域及出水结构均是熵产损失最为集中的区域。在反向工况下,受叶轮旋转及尾部导水锥涡带作用影响,流道 1 内部流动紊乱加剧,导致其熵产损失高达 1 220.52 W/K。相比之下,在正向工况下,灯泡体及流道 2 作为出水结构,内部流动耗散较大,其熵产分别为反向工况的 24 倍和 61 倍。

(3)在正向运行工况下,流道 1 的压力脉动峰峰值波动范围为 2.4 ~ 2.5 m,流道 2 的峰峰值沿流动方向呈逐渐减小趋势,变化范围为 0.2 ~ 0.6 m;

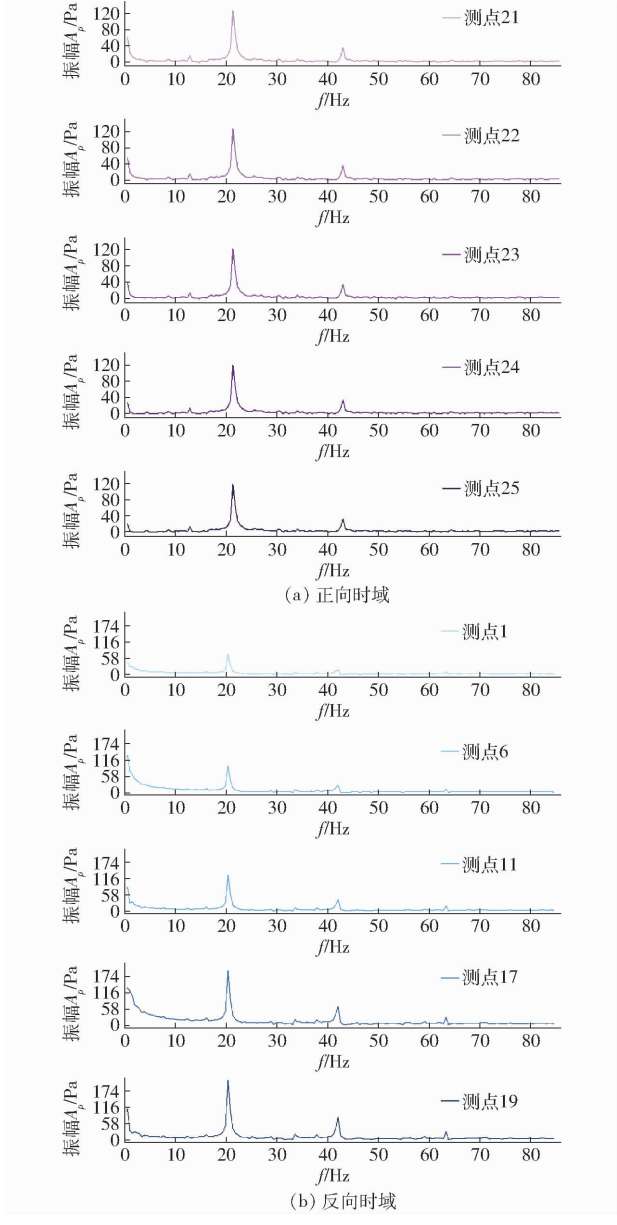


图 17 压力脉动频域图

Fig. 17 Pressure pulsation frequency domain diagrams

在反向运行工况下,流道 2 的峰峰值变化范围为 2.1 ~ 2.2 m,而流道 1 的峰峰值沿流动方向表现出上升、下降、再上升和再降低的趋势,变化范围为 0.8 ~ 2.0 m。

(4)在两种运行工况下,流道内不同测点在每个旋转周期内均存在 15 个周期性的波峰和波谷,这与叶轮叶片数和导叶数密切相关。在正向运行工况下,流道 2 内 5 个测点的主频均为 21.26 Hz(14.88 倍转频);反向运行工况下,除了测点 6 的主频为 0.47 Hz(0.33 倍转频),其他测点的主频均为 20.32 Hz(14.23 倍转频)。

参 考 文 献

[1] 张杨杨,刘德民,陈旭光,等. 灯泡贯流泵中不同射流参量的减阻特性研究[J]. 中国农村水利水电, 2024(10):112 - 118,126.

- Zhang Yangyang, Liu Demin, Chen Xuguang, et al. Research on drag reduction characteristics of different jet parameters in the bulb through-flow pump[J]. *China Rural Water and Hydropower*, 2024(10):112–118,126. (in Chinese)
- [2] 牟童, 徐辉, 费照丹, 等. 基于沟槽结构优化的轴流泵水力性能提升研究[J]. *农业机械学报*, 2025,56(1):321–331,355.
Mu Tong, Xu Hui, Fei Zhaodan, et al. Hydraulic performance improvement of axial-flow pump based on groove structure optimization[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2025,56(1):321–331,355. (in Chinese)
- [3] 王晓晖, 蒋虎忠, 苗森春, 等. 基于熵产理论的多级液力透平能量耗散机理分析[J]. *农业机械学报*, 2024,55(3):162–172.
Wang Xiaohui, Jiang Huzhong, Miao Senchun, et al. Analysis of energy dissipation mechanism of multistage hydraulic turbine based on entropy production theory[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2024,55(3):162–172. (in Chinese)
- [4] 焦海峰, 陈正国, 王文, 等. 全贯流泵在停机过渡过程中的水力特性研究[J]. *农业机械学报*, 2023,54(9):236–245.
Jiao Haifeng, Chen Zhengguo, Wang Wen, et al. Hydraulic characteristics of motor-pump during shutdown transition process[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2023,54(9):236–245. (in Chinese)
- [5] 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. (in Chinese)
- [6] 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. (in Chinese)
- [7] Yu A, Wang Y, Lv S, et al. Numerical analysis of the cavity vorticity transport and entropy production in a micropump[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 159: 108144.
- [8] Wang C, Shi W, Wang X, 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.
- [9] 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. (in Chinese)
- [10] 胡乐豪, 邓清华, 杨国英, 等. 轴类转静间隙内 CO₂ 流动特性及摩擦损失研究[J]. *工程热物理学报*, 2022,43(3):647–655.
Hu Lehao, Deng Qinghua, Yang Guoying, et al. Flow characteristics and windage loss of CO₂ in shaft-type rotor-stator gap[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2022,43(3):647–655. (in Chinese)
- [11] Ji L, Li W, Shi W, et al. Effect of blade thickness on rotating stall of mixed-flow pump using entropy generation analysis[J]. *Energy*, 2021, 236: 121381.
- [12] Li W, Ji L, Li E, et al. Numerical investigation of energy loss mechanism of mixed-flow pump under stall condition[J]. *Renewable Energy*, 2021, 167: 740–760.
- [13] Kan K, Zhao F, Xu H, et al. Energy performance evaluation of an axial-flow pump as turbine under conventional and reverse operating modes based on an energy loss intensity model[J]. *Physics of Fluids*, 2023, 35(1):015125.
- [14] Lei L, Wang T, Qiu B, et al. Energy loss analysis of a double-suction centrifugal pump using in pump mode and turbine mode[J]. *Physics of Fluids*, 2024, 36(6):065163.
- [15] 张二峰, 潘强, 袁寿其, 等. 基于熵产理论的大型后置灯泡贯流泵灯泡体水力优化设计[J]. *江苏水利*, 2025(2):11–17.
Zhang Erfeng, Pan Qiang, Yuan Shouqi, et al. Hydraulic optimization design of bulb body of large rear-mounted tubular pump based on entropy production theory[J]. *Jiangsu Water Resources*, 2025(2):11–17. (in Chinese)
- [16] 代永乐, 汤方平, 石丽建, 等. 径向间隙回流对全贯流泵装置马鞍区流动特性的影响[J]. *中国农村水利水电*, 2026(4):182–189,195.
Dai Yongle, Tang Fangping, Shi Lijian, et al. The influence of stator-rotor gap width on the saddle zone flow characteristics in a full tubular pump unit[J]. *China Rural Water and Hydropower*, 2026(4):182–189,195. (in Chinese)
- [17] 孙壮壮, 王林, 葛恒军, 等. 大型潜水贯流泵装置叶片区压力脉动试验[J]. *农业机械学报*, 2023,54(4):155–160,169.
Sun Zhuangzhuang, Wang Lin, Ge Hengjun, et al. Experiment on pressure pulsation in impeller of large submersible tubular pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2023,54(4):155–160,169. (in Chinese)
- [18] Ji L, Li W, Shi W, et al. Energy characteristics of mixed-flow pump under different tip clearances based on entropy production analysis[J]. *Energy*, 2020, 199: 117447.
- [19] Zhou L, Hang J, Bai L, et al. Application of entropy production theory for energy losses and other investigation in pumps and turbines: a review[J]. *Applied Energy*, 2022, 318: 119211.
- [20] 王福军. 水泵与水泵站[M]. 北京: 中国农业大学出版社, 2021.
- [21] Liu C, Gao Y, Dong X, et al. Third generation of vortex identification method: Omega and Liutex/Rortex based systems[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2019,31:205–223.
- [22] Qi B, Zhang D, Geng L, et al. Numerical and experimental investigations on inflow loss in the energy recovery turbines with back-curved and front-curved impeller based on the entropy generation theory[J]. *Energy*, 2022, 239: 122426.
- [23] Sun L, Pan Q, Zhang D, et al. Numerical study of the energy loss in the bulb tubular pump system focusing on the off-design conditions based on combined energy analysis methods[J]. *Energy*, 2022, 258: 124794.
- [24] Mu T, Zhang R, Xu H, et al. Improvement of energy performance of the axial-flow pump by groove flow control technology based on the entropy theory[J]. *Energy*, 2023, 274: 127380.
- [25] Luo X, Ye W, Huang R, 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.