

基于熵产理论的管道泵流动损失特性分析

王 勇^{1,2}, 李 明², 王 雪¹, 王晓林³, 赵建林⁴, 陈 杰²

(1. 苏州工业职业技术学院精密制造工程系, 苏州 215104; 2. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013;
3. 重庆工程职业技术学院, 重庆 402260; 4. 浙江佳力科技股份有限公司, 杭州 311241)

摘 要: 为了揭示管道泵运行过程中的流动损失特性, 基于熵产理论, 采用数值计算方法对管道泵吸水室和叶轮内的总熵产以及局部熵产率进行了研究, 并结合压力脉动及涡核分布对其产生流动损失的原因进行了分析。研究结果表明, 叶轮总熵产和吸水室总熵产保持高度一致性, 吸水室内部流动影响了叶轮内部流动。随着流量的增大, 叶轮和吸水室总熵产先减小, 随后增大, 这与其内部监测点的压力脉动主频幅值变化规律基本一致。叶轮总熵产显著大于吸水室总熵产, 偏工况下更为明显, 前者至少是后者的 4 倍。湍流耗散熵产占据吸水室和叶轮总熵产的 90% 以上, 构成了流动损失的主要部分。吸水室高熵产率区主要分布在第二弯道及出口处, 小流量工况下的熵产率是其余工况下的数百倍, 该位置的大尺度带核涡以及附壁涡是导致熵产率增加的主要原因。叶轮高熵产率区主要集中在叶轮进口和出口, 在大部分区域, 小流量下的熵产率是其余工况的 6 倍以上, 小流量工况下叶轮进口预旋和出口失速涡以及大流量工况下叶轮中上游的分离涡是导致熵产率较高的主要原因。该研究可为管道泵局部流动损失识别以及开展针对性优化提供参考。

关键词: 管道泵; 流动损失; 熵产; 压力脉动; 涡; 数值模拟

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202403190

中图分类号: TH311

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2024)-20-0061-09

王勇, 李明, 王雪, 等. 基于熵产理论的管道泵流动损失特性分析[J]. 农业工程学报, 2024, 40(20): 61-69. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202403190 <http://www.tcsae.org>

WANG Yong, LI Ming, WANG Xue, et al. Flow loss characteristics of pipeline pump using entropy production theory[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2024, 40(20): 61-69. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202403190 <http://www.tcsae.org>

0 引 言

管道泵因其结构紧凑、体积小、安装检修方便等优点, 被广泛应用于高层建筑供水、船舶运输、采暖系统、农业灌溉等空间狭小的场所^[1-3]。管道泵采用了肘形弯管的进口结构以实现进出口在同一条直线, 复杂的弯管型线使得液流在不同过流断面的流速发生急剧变化, 极易引发进口回流、叶轮入流不均等问题, 造成较大的水力损失^[4-6]。因此, 在管道泵设计开发过程中, 如何高效、精准地对其能量特性和内部流场进行量化分析, 对于降低流动损失、提高运行效率至关重要。

在过去, 通常采用效率公式简单评价水力机械的流动损失, 然而该方法仅是从宏观上评估水力机械的能量转化能力, 未能准确识别各部件中流动损失的具体位置及造成该损失的原因^[7-9]。近年来, 由于熵产分析方法不仅能够定量评估水力机械的流动损失, 也能定性判断主要流动损失发生的位置, 因而被逐步用于评估水力机械运行过程中存在的不可逆流动损失^[10-12]。BEJAN 等^[13]针对湍流流动的特征, 认为熵产是由平均速度和脉动速

度导致的。KOCK 等^[14]基于雷诺时均方程对流体域熵产进行了计算, 认为湍流脉动熵产与湍动能耗散率及稳定有关。随后, 张翔等^[15]提出了壁面熵产的计算方法, 用于分析水力机械流动损失的熵产理论体系逐步得到完善, 并在分析水力机械局部流动损失, 以及开展针对性优化等方面取得了显著效果。张帆等^[16]基于熵产理论对侧流道泵的高流动损失区域进行识别, 发现温度引起的熵产变化可以忽略不计, 侧流道泵的流动损失集中在流道进出口等位置。冯建军等^[17]结合熵产理论分析了离心泵断电过程的能量损失特性, 发现离心泵的熵产和外特性之间具有很强的联系。JI 等^[18]应用熵产理论对混流泵叶尖泄露与流动损失的关系研究表明, 随着叶尖泄漏流的增大, 叶轮内的熵产也随之增大。许哲等^[19]结合熵产理论分析了双向卧式轴流泵飞逸工况下的能量损失特性, 发现直接耗散熵产比湍流耗散熵产更大。LI 等^[20]对泵作透平模式下的导叶开度进行了优化设计, 并基于熵产变化规律得到了最佳导叶开度。李正贵等^[21]采用熵产理论和涡量理论对水泵水轮机的能量损失特性研究发现, 流态紊乱程度直接决定能量损失的大小, 能量损失主要由转轮内的旋涡、冲击、摩擦引起。司乔瑞等^[22]采用熵产分析方法对多级泵停机过程中的不稳定流动进行了研究, 发现停机过程的流动分离和回流是造成湍流耗散损失的原因之一。

然而, 目前利用熵产理论研究管道泵的流动损失还

收稿日期: 2024-03-26 修订日期: 2024-06-16

基金项目: 江苏省自然科学基金项目 (BK20241801); 国家自然科学基金项目 (U23A20672)

作者简介: 王勇, 教授, 博士生导师, 研究方向为水力机械空化机理及应用。Email: wylq@ujs.edu.cn

比较少,尤其是肘形吸水室中的不可逆流动损失机理尚不明晰,同时尚未建立吸水室和叶轮之间流动损失的关系。因此,本文以管道泵为研究对象,基于熵产理论,分析流动损失与内部流动特征之间的关系,研究管道泵吸水室和叶轮之间不可逆流动损失的关联,以期对管道泵的优化设计提供参考。

1 研究对象及数值计算方法

1.1 管道泵模型

管道泵的性能参数为:设计流量 $Q_d=100 \text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H=40 \text{ m}$,额定转速 $n=2900 \text{ r/min}$,比转速 $n_s=111$ 。管道泵主要几何参数如表1所示。采用三维造型软件Creo对管道泵计算域进行三维建模,流体域包含叶轮、蜗壳、吸水室、进水管和出水管共五部分,如图1所示。

表1 管道泵主要参数

Table 1 Main parameters of the pipeline pump

参数 Parameter	值 Value
叶轮进口直径 Inlet diameter of the pump D_1/mm	82.5
叶轮出口直径 Outlet diameter of the pump D_2/mm	198
叶轮出口宽度 Outlet width of the pump b/mm	13
叶片数 Number of blades z	6
进水管直径 Diameter of the inlet pipe D_3/mm	100
出水管直径 Diameter of the outlet pipe D_4/mm	100

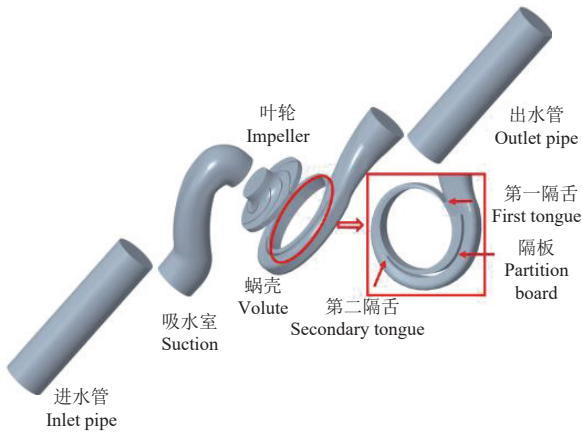


图1 管道泵计算域

Fig.1 Computational domain of the pipeline pump

1.2 数值计算方法

1.2.1 基本控制方程

水泵运行过程遵循基本的质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律,由于温度变化较小,因此忽略温度造成的影响,其控制方程如下:

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

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

式中 u 表示速度, m/s ; t 为时间, s ; p 表示压力, Pa ;

ρ 表示密度, kg/m^3 ; μ 表示水的黏性系数, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; τ_{ij} 为应力张量, Pa ; 下标 i, j 为笛卡尔坐标系下的方向。

1.2.2 湍流模型

SST $k-\omega$ 模型是在 $k-\omega$ 模型基础上提出的一种改进模型,该模型结合了标准 $k-\epsilon$ 模型和 $k-\omega$ 湍流模型的优势,在边界层交界混合区域通过混合函数 F 来调配两种模型^[23-25]。其相关方程表达式如下:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_t - \rho \beta^* k \omega \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + C_{\omega 1} P_t \frac{\omega}{k} \\ & - \rho \beta \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4)$$

其中,

$$\mu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (5)$$

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k1} + (1 - F_1) / \sigma_{k2}} \quad (6)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega 1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega 2}} \quad (7)$$

混合函数:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (8)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (9)$$

其中,

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{C_{Dkw} \sigma_{\omega 2} y^2} \right] \quad (10)$$

$$C_{Dkw} = \max \left(2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10} \right) \quad (11)$$

$$\arg_2 = \max \left(\frac{2 \sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right) \quad (12)$$

式中 k 表示湍动能, m^2/s^2 ; ω 表示湍流脉动频率, $1/\text{s}$; P_t 表示湍流粘滞力引起的湍动能产生率, m^2/s^3 ; S 表示应变率张量, $1/\text{s}$; y 表示到下一曲面的距离, m ; ν 表示运动黏度, m^2/s ; 各常数项分别为 $\beta^*=0.09$, $\beta=9/100$; $a_1=5/9$; $\sigma_{k1}=0.85$, $\sigma_{k2}=1$, $\sigma_{\omega 1}=0.5$, $\sigma_{\omega 2}=0.856$ 。

1.2.3 网格划分及无关性验证

采用 Ansys Meshing 对管道泵流体域进行非结构化网格划分,并对一些复杂流域进行局部加密,并在近壁区添加边界层,如图2所示。在保证网格质量的前提下,改变网格划分策略,设计了5组不同网格数进行网格无关性分析,如图3所示。从表中可以看出,随着网格数的增加,管道泵的扬程和效率均保持先下降后稳定的趋势,当网格数超过340万时,扬程变化很小,而效率几乎没有明显变化,在兼顾计算效率和准确度的前提下,选择网格数为340万的网格划分方式进行后续数值计算。

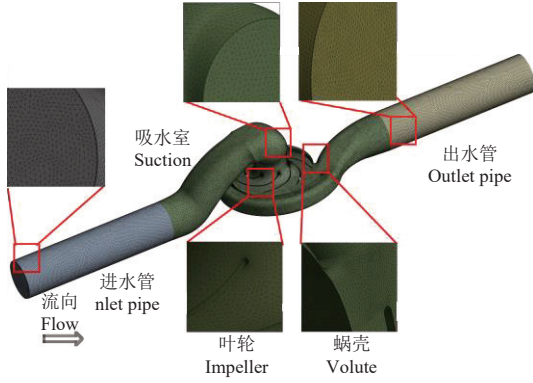


图 2 计算域网格

Fig.2 Mesh of computational domain

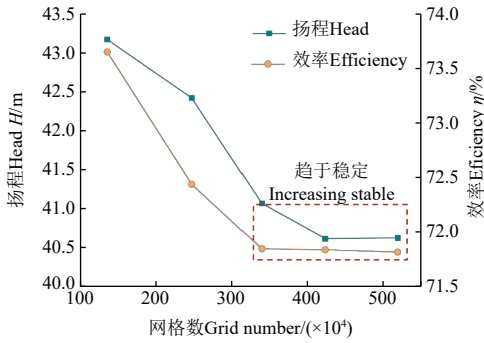


图 3 网格无关性验证

Fig.3 Verification of grid independence

1.2.4 边界条件及求解设置

基于 ANSYS CFX18.2 对管道泵内部流动进行计算。叶轮定义为旋转域，进水管、吸水室及蜗壳定义为静止域。参考压力设为 0，进口边界条件设置为压力进口，出口边界条件设置为质量流量出口，所有壁面均设置为无滑移光滑壁面。吸水室和叶轮、叶轮和蜗壳之间的数据传递通过设置动-静交界面实现，进水管与吸水室、蜗壳与出口段之间的数据传递通过设置静-静交界面实现，网格之间的关联采用通用网格接口 (GGI) 方式。定常计算中的动-静交界面设置为 Frozen Rotor，非定常计算中的动-静交界面设置为 Transient rotor-stator。采用非定常计算，以定常计算的结果作为初始值，时间步长 Δt 为叶轮旋转 3° 所需要的时间，即 0.000 172 s，计算总时长为叶轮旋转 5 圈经历的时间，即 0.103 45 s，收敛精度设置为 1×10^{-5} 。方程组的求解采用全隐式耦合技术，以提高计算的速度和稳定性。

2 熵产理论

熵产是一切不可逆过程造成的能量损失，管道泵运行过程中，不可避免地存在能量损耗，采用熵产理论对管道泵的能量损失进行计算，可以获得泵内流动不稳定区域，同时量化能量损失的大小^[26-27]。管道泵运行过程中水流温度变化很小，可以忽略热量传递带来的熵产，因此其熵产只考虑直接耗散熵产、湍流耗散熵产。

直接耗散熵产率 $S_{pro,D}$ 是由流场平均速度引起的，其计算式为

$$S_{pro,D} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} \quad (13)$$

湍流耗散熵产率 $S_{pro,T}$ 由脉动速度引起，其计算式为

$$S_{pro,T} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u'}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial v'}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w'}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v'}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} \quad (14)$$

采用雷诺时均方法对流场进行计算时，很难直接求解湍流耗散熵产率，KOCK 等^[14, 28] 提出一种计算湍流耗散熵产率的方法，即

$$S_{pro,T} = \beta_s \frac{\rho \omega k}{T} \quad (15)$$

式中 u 、 v 、 w 分别为笛卡尔坐标系下的 3 个速度分量，上标“-”、“'”分别表示平均速度、脉动速度；m/s； T 为温度，K； $\beta_s = 0.09$ 。

各项熵产由局部熵产率积分得到，即：

$$\Delta S_{pro,D} = \int_V S_{pro,D} dV \quad (16)$$

$$\Delta S_{pro,T} = \int_V S_{pro,T} dV \quad (17)$$

则管道泵总熵产 ΔS_{pro} 为

$$\Delta S_{pro} = \Delta S_{pro,D} + \Delta S_{pro,T} \quad (18)$$

式中积分下标 V 表示体积积分的区域； dV 表示积分变量。

3 结果与分析

3.1 试验验证

在如图 4 所示的试验台上进行管道泵的外特性试验。测试 6 组流量工况，每组流量工况进行三次重复试验，待系统运行稳定后记录数据，并取每组流量工况下得到的扬程和效率平均值用于绘制管道泵的能量曲线，同时将数值计算得到的结果与之对比，验证数值计算方法的正确性，如图 5 所示。

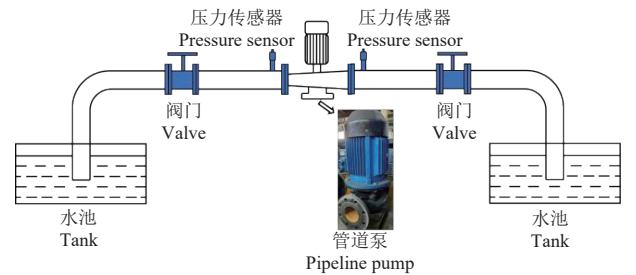


图 4 试验台示意图

Fig.4 Schematic diagram of test bench

从图 5 中可以发现，管道泵的能量性能可以分为 3 个区域，一个高效区和两个中低效区；管道泵数值模拟得到的能量曲线与试验获得的能量曲线变化趋势相同，各工况下偏差较小，均保持在 5% 以内，故模拟结果具

有一定的可信度。

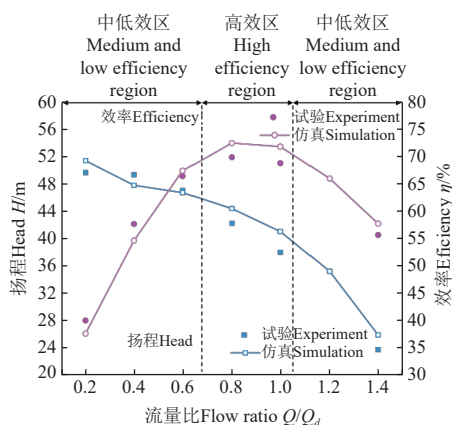
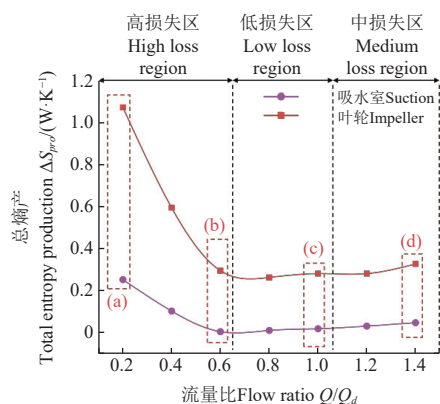


图5 管道泵能量曲线
Fig.5 Energy curve of the pipeline pump

3.2 吸水室和叶轮总熵产

吸水室影响叶轮的进口条件, 而叶轮内的流动状态关系到整个管道泵的能量转换效率, 因此本文重点针对管道泵吸水室和叶轮的熵产进行研究, 建立其流动损失与流场之间的关系。

图6为吸水室和叶轮在不同流量下的总熵产分布。随着流量的增大, 吸水室和叶轮的流动损失可以依次分为3个不同的区域, 即高损失区、低损失区和中损失区, 这同图5中管道泵的能量曲线互补, 说明熵产可以在一定程度上反映管道泵的流动损失特征^[29]。同时可以发现, 叶轮和吸水室的总熵产变化趋势表现出较强的同步性, 说明吸水室的流动确实影响了叶轮内的流态。叶轮总熵产大于吸水室总熵产, 尤其是在小流量和大流量工况下十分显著, 分别是吸水室总熵产的4倍和15倍左右。图7进一步给出了吸水室和叶轮内两种熵产随流量的变化特征。湍流耗散熵产和直接耗散熵产随流量的变化趋势一致, 同样可以分为三个区域, 这与图5和图6的能量分布特征相同。



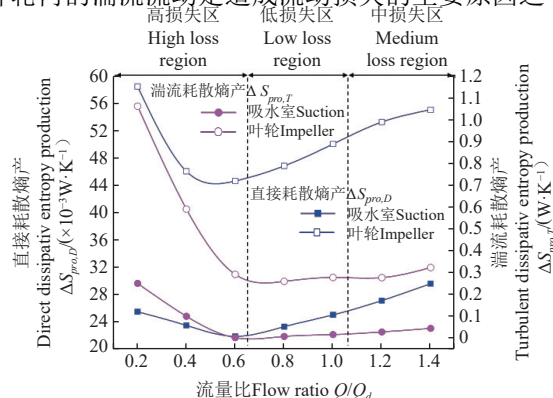
注: (a) ~ (d) 表示3个区域的流量边界。
Note: (a)-(d) represents the mass flow rate boundary of the three regions.

图6 吸水室和叶轮总熵产

Fig.6 Total entropy production in the suction and impeller

同时可以发现, 对于不同部件, 湍流耗散熵产远大于直接耗散熵产, 占据总熵产的90%以上, 说明吸水室

和叶轮内的湍流流动是造成流动损失的主要原因之一^[30]。



注: 方形图例表示 $\Delta S_{pro,D}$, 圆形图例表示 $\Delta S_{pro,T}$
Note: the square legend represents $\Delta S_{pro,D}$, and the circular legend represents $\Delta S_{pro,T}$

图7 吸水室和叶轮不同类型熵产

Fig.7 Different types of entropy production in the suction and impeller

为进一步分析湍流流动对流动损失的影响, 对吸水室和叶轮内的压力脉动进行监测, 压力监测点的位置如图8所示, 压力脉动系数 C_p 定义如下:

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{\frac{1}{2} \rho U_{tip}^2} \quad (19)$$

式中 \bar{p} 为时均压力, Pa; U_{tip} 为叶顶圆周速度, m/s。

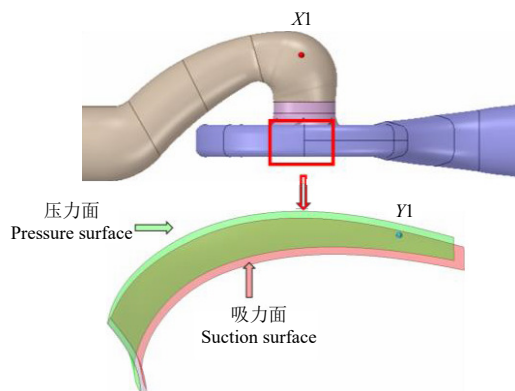


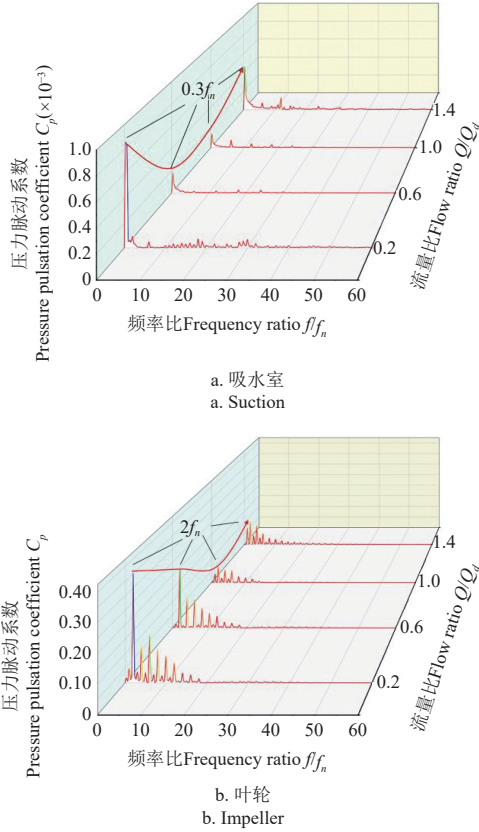
图8 吸水室压力监测点X1和叶轮压力监测点Y1

Fig.8 Suction pressure monitoring point X1 and impeller pressure monitoring point Y1

图9给出了吸水室和叶轮的的压力脉动特征, 可以发现, 吸水室第二弯道处的压力脉动以低频脉动为主, 各流量下的主频均为 $0.3f_n$, 且随着流量的增大, 主频幅值先迅速降低, 随后缓慢增加。叶轮压力脉动主频均为 $2f_n$, 这是因为该管道泵具有双蜗壳结构, 叶轮每个旋转周期都会扫掠两次隔舌。同样地, 随着流量的增大, 叶轮压力脉动主频幅值先减小, 随后增大。吸水室和叶轮内的压力脉动主频幅值和两者总熵产的变化趋势一致, 说明流场中的压力脉动也是造成流动损失的主要原因之一。

3.3 吸水室熵产率

图10为吸水室中心截面的熵产率分布。从图中可知, 吸水室高熵产率区主要分布在吸水室出口及第二弯道处, 在低流量下熵产率较大, 在高流量时熵产率相对较小。



注: f 为频率, Hz; f_n 为轴频, $f_n=2900/60=48.33$ Hz。
Note: f is the frequency, Hz; f_n is the shaft frequency, $f_n=2900/60=48.33$ Hz.

图 9 吸水室和叶轮压力脉动

Fig.9 Pressure fluctuation in the suction and impeller

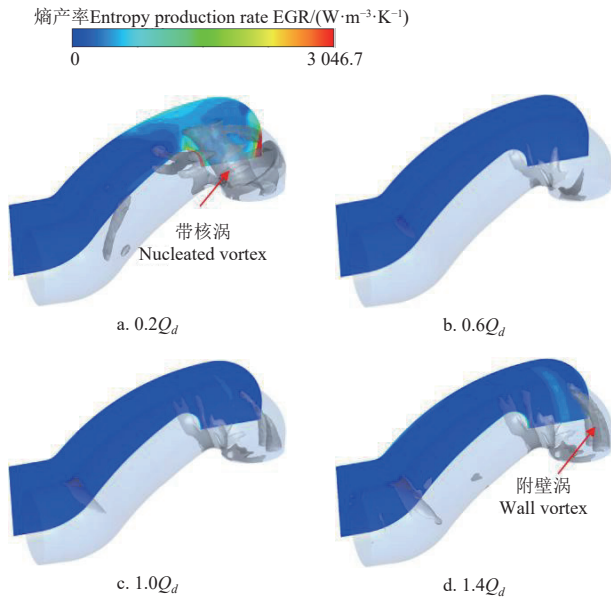
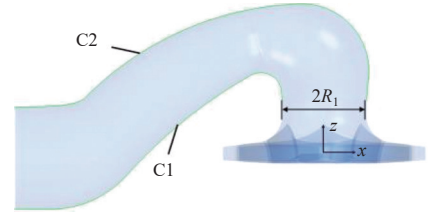


图 10 吸水室中心截面熵产率分布 (Q 准则阈值 $Q_c=0.01$)
Fig.10 Distribution of entropy production rate at the center section of the suction (Q criterion threshold $Q_c=0.01$)

为了进一步揭示该差异,对吸水室中心截面型线上的熵产率进行定量分析,型线 C1 和 C2 的相对位置如图 11 所示。图 12 为型线 C1 和 C2 上熵产率分布规律,根据熵产率的变化趋势,将型线 C1 和 C2 的熵产率分为 3 个区域,即平稳区 (I)、缓慢增长区 (II) 和快速增长

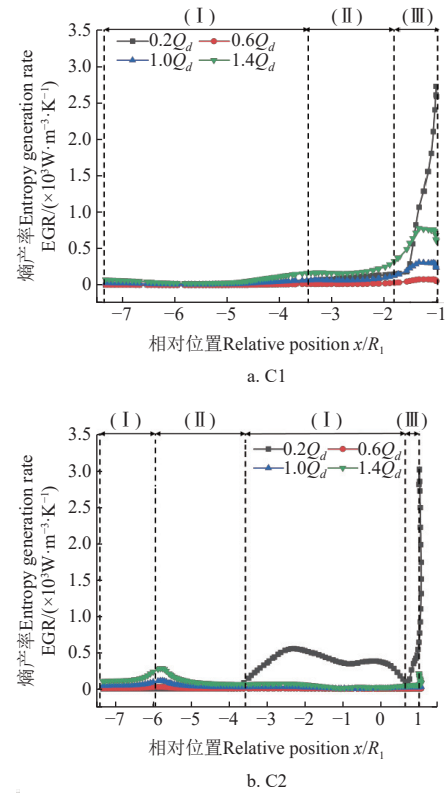
区 (III)。



注: C1 和 C2 表示吸水室中心截面的型线; x 、 z 表示任意一点的坐标; R_1 表示叶轮入口直径, mm。
Note: C1 and C2 represent the profile lines of the center section of the suction; x , y and z represent the coordinates of any point; R_1 represents the inlet diameter of the impeller, mm.

图 11 吸水室中心截面型线位置

Fig.11 Position of the cross-sectional polyline of the center of the suction



注: I、II、III 分别表示平稳区、缓慢增长区和快速增长区。
Note: I, II, and III represent the steady zone, slow growth zone, and rapid growth zone, respectively.

图 12 吸水室中心截面型线熵产率分布

Fig.12 Distribution of entropy production rate at the cross-sectional polyline of the center section of the suction

型线 C1 和 C2 的熵产率分布明显不同,对于型线 C1,各个流量下的熵产率沿流向依次经历平稳区 (I)、缓慢增长区 (II) 和快速增长区 (III),且随着流量的增大,型线 C1 上的熵产率基本呈现先减小,随后增大的趋势,在 $0.2Q_d$ 时最大,该差异在快速增长区 (III) 最为明显,与其余工况熵产率相差近百倍。结合图 10 中的涡核等值面可知 (Q 准则阈值 $Q_c=0.01$),在型线 C1 附近,涡核数量和尺度随着流量的增大先减小,随后增大,这与 C1 型线的熵产率变化趋势一致,说明流动中的漩涡结构是造成流动损失的原因之一。对于型线 C2,

除了在 $0.2Q_d$ 时熵产率分布异常外, 其余流量工况下的熵产率沿流向依次经历平稳区 (I)、缓慢增长区 (II)、平稳区 (I) 和快速增长区 (III)。在第一弯道内侧, 之所以出现了缓慢增长区 (II), 是因为流体经过弯道内测时速度较快, 容易产生脱流, 出现涡团结构。而对于 $0.2Q_d$ 在第二弯道外侧熵产率较大的情况, 是因为低流量下叶轮入口容易出现回流和预旋, 从而对吸水室出口附近的流动造成影响, 在该位置产生大尺度带核涡, 如图 10a 所示。随着流量的增大, 吸水室出口带核涡尺度减小, 但在弯道外侧却出现了狭长的附壁涡, 且体积逐渐增大, 但尺度仍不及小流量下的带核涡, 因此 C2 型线上熵产率先减小, 后增大, 且低流量下熵产率远大于高流量下熵产率, 两者相差数千倍。

3.4 叶轮熵产率

图 13 给出了叶轮中心截面的熵产率分布情况。可以发现, 叶轮流道内的高熵产率主要分布在叶轮进口和出口处, 且随着流量的增大, 熵产率先减小, 随后增大, 这与图 6 中叶轮的总熵产变化趋势一致。为进一步定量揭示叶轮内的熵产率分布特征, 沿径向和轴向分别截取 9 个曲面, 如图 14 所示, 并统计了表面上的平均熵产率, 如图 15 所示。

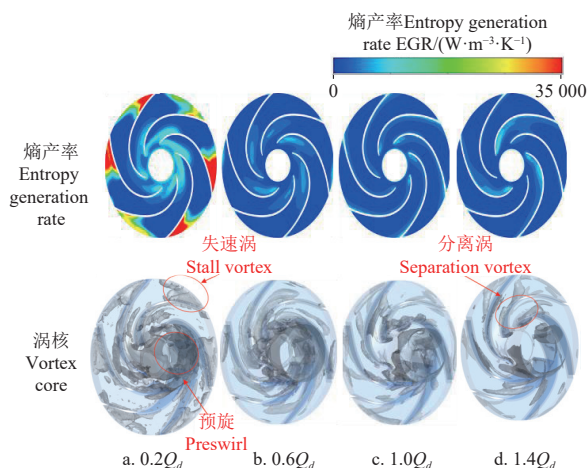
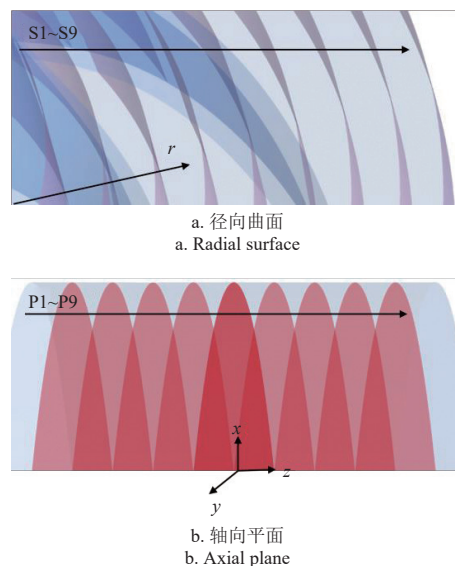


图 13 叶轮中心截面熵产率分布 (Q 准则阈值 $Q_c=0.01$)
Fig.13 Distribution of entropy production rate at the center section of the impeller (Q criterion threshold $Q_c=0.01$)

从图 15a 可以看出, $0.2Q_d$ 时平均熵产率沿径向变化最剧烈, 叶轮大部分位置平均熵产率在 $1 \times 10^3 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ 左右, 而出口平均熵产率约为 $7.5 \times 10^3 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$, 是其余位置处的 7 倍以上, 对于其余流量, 各曲面平均熵产率均在 $1 \times 10^3 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ 附近波动, 整体呈现先减小, 随后增大的趋势。

在叶轮中上游, 熵产率随流量变化不明显, 在中下游, 平均熵产率随流量先减小随后增大, $0.2Q_d$ 时的平均熵产率明显高于其余工况, 至少是其余工况的 3 倍。从图 15b 可以看出, $0.2Q_d$ 时平均熵产率轴向变化最剧烈, 从后盖板到前盖板先减小, 随后增大, 幅值相差约 $1 \times 10^3 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$, 而对于其余流量, 轴向平均熵产率基本在 $3 \times 10^2 \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ 附近小幅度波动。



注: S1~S9 分别表示叶轮进口到出口的不同径向曲面, P1~P9 分别表示从叶轮后盖板到前盖板的轴向平面; r 表示径向曲面的半径, z 表示轴向平面沿 z 方向的坐标。
Note: S1~S9 represent different radial surfaces from the inlet to the outlet of the impeller, while P1~P9 represent different axial planes from the rear cover to the front cover of the impeller; r represents the radius of the radial surface, and z represents the coordinates of the axial plane along the z -direction.

图 14 叶轮流道径向曲面和轴向平面示意图

Fig.14 Schematic diagram of radial surface and axial plane of impeller channel

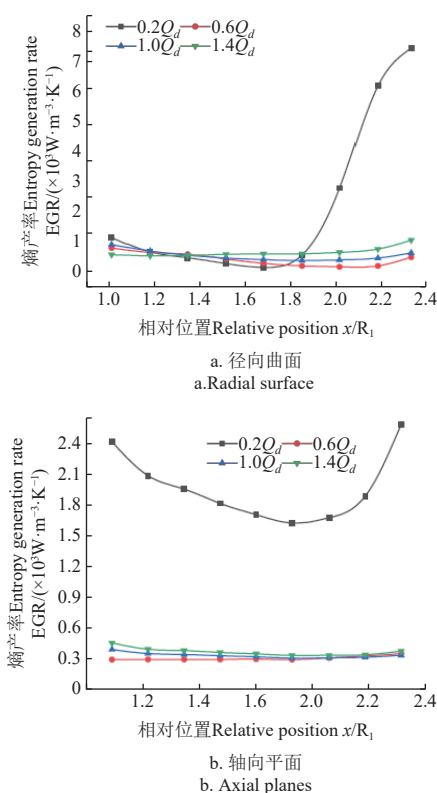


图 15 叶轮流道径向曲面和轴向平面平均熵产率分布
Fig.15 Distribution of average entropy production rate at radial surfaces and axial planes of impeller flow channel

叶轮后盖板侧, 轴向曲面平均熵产率随着流量增大, 表现出明显的先减小, 随后增大趋势, $0.2Q_d$ 时的平均熵产率明显高于其余工况, 至少是其余工况的 6 倍, 而在

后盖板侧,除了 $0.2Q_d$ 时的平均熵产率明显高于其余工况外,其余流量下的平均熵产率几乎没有差异。结合图 13 的涡核分布可知,在 $0.2Q_d$ 时之所以整体熵产率偏大,是由于低流量导致叶轮进口预旋,同时流道内产生大量失速涡,加剧了流动损失,而随着流量的增大,失速现象减弱,然而大流量也加剧了滑移和冲击,导致流体严重脱壁而形成较强的分离涡,因此流动损失又会增大^[31]。由此可知,管道泵吸水室和叶轮内部的大尺度涡团是造成流动损失的主要原因,因此对吸水室型线以及叶轮参数进行优化设计,减少内部涡团数目及尺度,可以有效提升管道泵的性能。

4 结 论

本文以管道泵为研究对象,基于熵产理论研究了不同流量工况下管道泵吸水室和叶轮的流动损失特性,并从压力脉动和涡核分布分析了吸水室以及叶轮流动损失与内部流场之间的关系,主要得出以下结论:

1) 吸水室和叶轮的流动损失可以分为 3 个区域,小流量工况下的高损失区,设计工况附近的低损失区和大流量下的中损失区。吸水室内部流动影响了叶轮内部流动,两者总熵产变化趋势一致,熵产叶轮总熵产显著大于吸水室总熵产,小流量工况下叶轮总熵产约是吸水室总熵产的 4 倍,大流量工况下叶轮总熵产约是吸水室总熵产的 15 倍。湍流耗散熵产构成了流动损失的主要部分,占据总熵产的 90% 以上;吸水室和叶轮压力脉动主频幅值随流量变化规律与总熵产变化规律一致,流场脉动是造成流动损失的原因之一。

2) 吸水室内的高熵产率区主要集中在第二弯道及出口处,且随着流量的增大,该区域熵产率先减小随后增大,小流量工况下的熵产率是其余工况下的数百倍。小流量时第二弯道及出口位置的大尺度带核涡,大流量时第二弯道及出口位置的附壁涡,是造成该区域熵产率较大的主要原因。

3) 叶轮内的高熵产率区域主要集中在叶轮进口和出口,且随着流量的增大,该区域熵产率先减小随后增大。在叶轮出口,小流量工况下熵产率约是其余工况下的 7 倍,在轴向,小流量工况下熵产率至少是其余工况的 6 倍。在小流量工况时,叶轮进口预旋和出口大尺度失速涡是造成熵产率较大的原因,大流量工况下,流体严重脱壁而形成较强的分离涡是造成熵产率较大的原因。

参 考 文 献

- [1] 裴吉,甘星城,王文杰,等.基于人工神经网络的管道泵进水流道性能优化[J].农业机械学报,2018,49(9): 130-137.
PEI Ji, GAN Xingcheng, WANG Wenjie, et al. Hydraulic optimization on inlet pipe of vertical inline pump based on artificial neural network[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 130-137. (in Chinese with English abstract)
- [2] 司乔瑞,唐亚静,甘星城,等.立式管道泵进水弯管和叶轮的参数化分析与验证[J].农业工程学报,2020,36(17): 54-63.
SI Qiaorui, TANG Yajing, GAN Xingcheng, et al. Parametric analysis and verification of curved inlet pipe and impeller of vertical inline pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2020, 36(17): 54-63. (in Chinese with English abstract)
- [3] 关醒凡.现代泵理论与设计[M].北京:中国宇航出版社,2011.
- [4] STEPHEN C, YUAN S, PEI J. Numerical flow prediction in inlet pipe of vertical inline pump[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2018, 140(5): 051201.
- [5] 王业富,王洋,宋建龙,等.弯管安装角对管道泵内压力脉动影响的数值研究[J].排灌机械工程学报,2022,40(12): 1219-1226.
WANG Yefu, WANG Yang, SONG Jianlong, et al. Numerical study on influence of elbow installation angle on pressure fluctuation in pipeline pump[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2022, 40(12): 1219-1226. (in Chinese with English abstract)
- [6] ZHANG L, LUO Y, SHEN Z, et al. Optimization design of the elbow inlet channel of a pipeline pump based on the SCSSO-BP neural network[J]. *Water*, 2023, 16(1): 74.
- [7] 陈学炳,杨博文,张人会,等.离心泵进口来流速度扰动不确定性对水力性能及流场的影响[J].农业工程学报,2024,40(12): 77-85.
CHEN Xuebing, YANG Bowen, ZHANG Renhui, et al. Impacts of inlet flow velocity perturbation uncertainty for centrifugal pumps on hydraulic performance and flow field[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2024, 40(12): 77-85. (in Chinese with English abstract)
- [8] CHEN L, YANG Y X, SONG X, et al. Integrated optimization design of multiphase pump based on adaptive sparse grid method[J]. *Ocean Engineering*, 2024, 29: 117235.
- [9] 徐磊,朱成程,夏斌,等.叶轮中心淹没深度对特低扬程下立式泵装置流道水力性能的影响[J].农业工程学报,2024,40(8): 53-61.
XU Lei, ZHU Chengcheng, XIA Bin, et al. Influence of the submerged depth of impeller center on the hydraulic performance of flow channel in vertical pump system with extra-low head[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2024, 40(8): 53-61. (in Chinese with English abstract)
- [10] PEI J, SHEN J W, WANG W J, et al. Evaluating hydraulic dissipation in a reversible mixed-flow pump for micro-pumped hydro storage based on entropy production theory[J]. *Renewable Energy*, 2024, 225: 120271.
- [11] YANG Y, WANG H, WANG C, et al. An entropy efficiency model and its application to energy performance analysis of a multi-stage electric submersible pump[J]. *Energy*, 2024, 288:

- 129741.
- [12] ZHOU R Z, LIU H L, DONG L, et al. Energy loss assessment of a two-stage pump under natural flow in the marine cooling system based on entropy production theory[J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2023, 43: 101976.
- [13] BEJAN A, HERWIG J. Entropy generation through heat and fluid flow[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1983, 50: 475.
- [14] 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*, 2003, 47(10): 2205-2215.
- [15] 张翔, 王洋, 徐小敏, 等. 低比转数离心泵叶轮内能量转换特性[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(7): 75-81.
ZHANG Xiang, WANG Yang, XU Xiaomin, et al. Energy conversion characteristic within impeller of low specific speed centrifugal pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(7): 75-81. (in Chinese with English abstract)
- [16] 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. (in Chinese with English abstract)
- [17] 冯建军, 张钰, 朱国俊, 等. 采用熵产理论的离心泵断电过渡过程特性[J]. *农业工程学报*, 2020, 36(4): 10-17.
FENG Jianjun, ZHANG Yu, ZHU Guojun, et al. Transition process characteristics of centrifugal pump with power-off based on entropy production theory[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2020, 36(4): 10-17. (in Chinese with English abstract)
- [18] JI L L, LI W, SHI W D, et al. Energy characteristics of mixed-flow pump under different tip clearances based on entropy production analysis[J]. *Energy*, 2020, 199: 117447.
- [19] 许哲, 郑源, 阚阚, 等. 基于熵产理论的超低扬程双向卧式轴流泵装置飞逸特性[J]. *农业工程学报*, 2021, 37(17): 49-57.
XU Zhe, ZHENG Yuan, KAN Kan, et al. Runaway characteristics of bidirectional horizontal axial flow pump with super low head based on entropy production theory[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2021, 37(17): 49-57. (in Chinese with English abstract)
- [20] LI D Y, QIN Y L, WANG J P, 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] 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]. *排灌机械工程学学报*, 2023, 41(6): 541-548.
LI Zhenggui, WANG Dong, LI Deyou, 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. (in Chinese with English abstract)
- [22] 司乔瑞, 夏欣, 武凯鹏, 等. 应急供水多级泵意外停机水力过渡过程瞬态特性[J]. *农业工程学报*, 2024, 40(4): 72-81.
SI Qiaorui, XIA Xin, WU Kaipeng, et al. Transient characteristics of the hydraulic transition process of emergency water supply multi-stage pump with unexpected shutdown[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2024, 40(4): 72-81. (in Chinese with English abstract)
- [23] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [24] MENTER F R. Zonal two equation k-w turbulence models for aerodynamic flows[J]. *NASA STI/Recon Technical Report N*, 1992, 93: 1993-2906.
- [25] MENTER F R, KUNTZ M, LANGTRY R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model[J]. *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 2003, 4(1): 625-632.
- [26] GHORANI M M, HAGHIGHI M, MALEKI A, et al. A numerical study on mechanisms of energy dissipation in a pump as turbine(pat)using entropy generation theory[J]. *Renewable Energy*, 2020, 162: 1036-1053.
- [27] YU A, TANG Y B, TANG Q H, et al. Energy analysis of francis turbine for various mass flow rate conditions based on entropy production theory[J]. *Renewable Energy*, 2022, 183: 447-458.
- [28] MATHIEU J, SCOTT J. An introduction to turbulent flow[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2000.
- [29] 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 with English abstract)
- [30] WANG X L, WANG Y, LIU H L, et al. A numerical investigation on energy characteristics of centrifugal pump for cavitation flow using entropy production theory[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 201: 123591.
- [31] 袁建平, 王振清, 付燕霞, 等. 中比转速离心泵进口回流特性研究[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(22): 8-15, 34.
YUAN Jianping, WANG Zhenqing, FU Yanxia, et al. Experiments on the backflow characteristics at the inlet of a moderate-speed centrifugal pump[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(22): 8-15, 34. (in Chinese with English abstract)

Flow loss characteristics of pipeline pump using entropy production theory

WANG Yong^{1,2}, LI Ming², WANG Xue¹, WANG Xiaolin³, ZHAO Jianlin⁴, CHEN Jie²

(1. Department of Precision Manufacturing Engineering, Suzhou Vocational Institute of Industrial Technology, Suzhou 215104, China;

2. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 3. Chongqing Vocational Institute of Engineering, Chongqing 402260, China; 4. Jiali Technology, Hangzhou 311241, China)

Abstract: The inlet structures of pipeline pump are characterized by the elbow bend pipe. The inlet structures are susceptible to inlet reflux and uneven impeller inflow, leading to substantial hydraulic losses. This study aims to investigate the flow loss characteristics during the operation of pipeline pump using numerical simulation method. Computational Fluid Dynamics (CFD) was employed to predict the energy characteristics and internal flow patterns. An opening test bench was established to measure the performance parameters of the pipeline pump. A comparison of performance parameters between numerical results and experimental data was conducted to validate the reliability of numerical simulation method. The entropy production theory was also used to qualitatively and quantitatively analyze the magnitude, and identify the specific location of flow loss. A system analysis was made to recognize the significant impact of suction conditions on the impeller inlet, and the flow state inside the impeller dominates the energy conversion efficiency of the entire pipeline pump. Therefore, the entropy production of the suction and impeller was discussed emphatically, and explore to construct the relationship between the flow loss and the flow field. The results indicate that the energy curve obtained by numerical simulation method was better consistent with the experimental results data. The numerical results data was much little higher than the experimental results ones, but the error between the two was less than 5%, indicating that high credibility of the employed numerical simulation method. The total entropy production of the suction and impeller exhibited a trend of initially decreasing and then increasing with rising flow rate. This behavior was aligned closely with the variation in the main frequency amplitude of pressure fluctuation observed at internal monitoring points. Notably, the total entropy production was smaller in the high-efficiency region and, whereas, the larger in the low-efficiency region, indicating that the entropy production was better represented on the flow loss of the pipeline pump. Furthermore, the variation in total entropy production of the impeller was highly consistent with the suction, indicating that the flow inside the suction affected the flow inside the impeller. The total entropy production of the impeller was outstandingly greater than that of the suction, especially that under biased flow conditions. The total entropy production of the impeller was about 4 four times that of the suction at low flow rate, while the total entropy production of the impeller increased to approximately 15 times that of the suction at high flow rate. The zone of high entropy production rate zone in the suction was primarily distributed in the second bend and outlet, with the increase of flow rate, the entropy production rate showed a trend of first decreasing and then increasing. Notably, the entropy production rate under low flow conditions was hundreds of times higher than that under the rest conditions. The high entropy production rate observed in the suction region, particularly at the second bend and exit positions, can be attributed to the presence of large-scale nucleated vortices during low flow rates and wall-attached vortices during high flow rates. The high entropy production area of the impeller was primarily concentrated at the inlet and outlet. In the radial direction, under low flow rate conditions, the entropy production rate at the outlet was about 7 times higher than that at the inlet under the low flow rate. In the axial direction, the entropy production rate under low flow rate conditions was at least 6 times that under the rest conditions. However, there was no significant variation in the entropy production rate under other flow conditions along the radial and axial direction of the impeller. The high entropy production rate at the low flow rates was primarily caused by the pre-swirl at the impeller inlet and the large-scale stall vortex at the outlet. Conversely, at high flow rates, the high entropy production rate was driven by the severe wall detachment of the fluid and the formation of a strong separation vortex zone at high flow rates. This study finding can offer the valuable insights to identify and optimize the localized flow losses in pipeline pump and enable targeted optimization efforts.

Keywords: pipeline pump; flow loss; entropy production; pressure fluctuation; vortex; numerical simulation