

不同流量下自吸泵能量损失与流动特性研究

曾继来^{1,2} 鲜少航¹ 邵安灿³ 聂雄杰³ 申正精^{1,2} 赵伟国^{1,2}

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 特种泵阀及流控系统教育部重点实验室, 兰州 730050;
3. 普仑斯(福建)泵业有限公司, 松溪 353500)

摘要: 本文基于熵产理论与 Q 准则涡识别方法, 对自吸泵在不同流量工况下内部流动特性及能量损失机理展开了系统性研究。研究结果表明: 自吸泵内部能量损失以湍流熵产为主, 平均占比达 63.8%; 吸入室与气液分离室湍流熵产损失对流量变化较为敏感, 随流量增大, 二者最大相对增长率分别达到 72.2% 和 44.8%; 叶轮与蜗壳断面Ⅳ~Ⅷ区域湍流熵产主要由湍动能主导, 而在隔舌附近、断面Ⅱ、Ⅲ之间、回流孔以及气液分离室出口等区域, 湍流熵产则由湍动能和涡动频率共同主导; 分离涡是气液分离室内能量损失的主要来源, 涡强度占比随流量增大从 7.2% 上升至 34.1%, 尾迹涡与通道涡共同主导了蜗壳区域的能量损失; 随流量增大, 吸入室和气液分离室壁面熵产最大相对增长率分别为 60.4% 和 28.7%, 蜗壳和叶轮最大相对增长率为 -7.4% 和 -7%。

关键词: 自吸泵; 能量损失; 熵产理论; 涡识别

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)20-0274-10 OSID: 

Energy Loss and Flow Characteristics of Self-priming Pump under Different Flow Rates

Zeng Jilai^{1,2} Xian Shaohang¹ Shao Ancan³ Nie Xiongjie³ Shen Zhengjing^{1,2} Zhao Weiguo^{1,2}

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China
2. Key Laboratory of Advanced Pumps, Valves and Fluid Control System, Ministry of Education, Lanzhou 730050, China
3. Prons (Fujian) Pump Co., Ltd., Songxi 353500, China)

Abstract: Based on the entropy production theory and the Q -criterion vortex identification method, the internal flow characteristics and energy loss mechanism of a self-priming pump under different flow rate conditions were systematically investigated. The results showed that the energy loss inside the self-priming pump was dominated by turbulent entropy production, which accounted for an average of 63.8% of the total loss. The turbulent entropy production losses in the suction chamber and the gas-liquid separation chamber were highly sensitive to variations in flow rate; as the flow rate increased, the maximum relative growth rates of these two losses reached 72.2% and 44.8%, respectively. In the impeller and the volute regions from the fourth to the eighth cross-sections, the turbulent entropy production was primarily governed by turbulent kinetic energy. In contrast, in the regions near the tongue, between the second and the third cross-sections, around the return hole, and at the outlet of the gas-liquid separation chamber, the turbulent entropy production was jointly governed by turbulent kinetic energy and vorticity frequency. The separation vortex was the main source of energy loss in the gas-liquid separation chamber, with its vortex intensity proportion increased from 7.2% to 34.1% as the flow rate increased. The wake vortex and the channel vortex jointly dominated the energy loss in the volute region. As the flow rate increased, the maximum relative growth rates of wall entropy production in the suction chamber and the gas-liquid separation chamber were 60.4% and 28.7%, respectively, while those in the volute and the impeller were -7.4% and -7%, respectively.

Key words: self-priming pump; energy loss; entropy production theory; vortex identification

0 引言

自吸泵因结构紧凑、安装维护便捷、运行适应性广等优点,在农田灌溉、防洪排涝等领域得到广泛应用^[1-2]。为提升过流能力与自吸性能,自吸泵常采用半开式叶轮、长短叶片布置、叶片数精简、增设回流孔及蜗壳出口与气液分离室出口错位布置等特殊结构,但上述结构使泵内流场趋于复杂,整体运行效率普遍偏低^[3-4]。在当前能源效率日益受到重视的背景下,提升此类大型流体机械运行能效已成为节能领域亟待解决的关键问题。

众多学者针对自吸泵内部能量损失机制及性能优化策略展开了研究。舒欣等^[5]采用试验与数值模拟相结合方法,研究了外混式自吸泵内部能量损失特性,发现叶轮、蜗壳及气液分离室为自吸泵主要能量损失区域。程效锐等^[6]采用数值模拟方法,分析了立式自吸泵回流孔位置与面积对水力性能的影响,发现上述参数对泵效率及扬程影响较小。Zhang 等^[7]采用正交试验法,确定了最优叶轮参数组合,显著改善了自吸泵扬程与高效区性能。Ma 等^[8]采用数值模拟与试验验证相结合方法,发现喷射器垂直布置能小幅提升短型喷射自吸泵扬程。Chen 等^[9]采用响应面法,获得了自吸泵叶片几何参数最优组合,使泵扬程提升 7.12%,效率提高 3.4%。Chang 等^[10]基于 Liutex 涡识别,发现随粗糙度增加自吸泵扬程与效率显著下降,且泵内能量损失集中于叶轮与蜗壳区域。Ji 等^[11]通过数值模拟研究发现固相体积分数、颗粒直径及密度增大会导致自吸泵性能下降。现有研究成果大多采用 CFD 技术以及试验设计与优化方法等研究手段,围绕自吸泵主要过流部件结构优化、参数最佳匹配、布置形式以及输送介质物理性质等方面展开研究。然而,目前这些研究对于自吸泵内部能量损失的具体来源、空间分布及其定量贡献仍缺乏系统性揭示。

基于熵产理论的分析方法,凭借对不可逆损失出色的捕捉能力、直观的可视化呈现以及精准的定位特性,为揭示流体机械内部能量损失机制提供了行之有效的手段。任芸等^[12]基于熵产理论,通过数值模拟研究,发现壁面熵产为能量损失主导因素,叶轮中涡流及诱导轮泄漏涡为主要能量损失来源。苗森春等^[13]基于熵产理论,研究了双吸泵作液力透平时叶轮内部能量损失机理,揭示了不同流量工况下由湍流耗散与壁面摩擦主导的能量损失分布规律。Liu 等^[14]基于熵产理论,探讨了双吸离心泵在泵与涡轮 2 种模式下能量损失分布机制,研究结果表明能量损失主要集中于蜗壳、叶轮与吸入室。Cao

等^[15]基于熵产理论,发现增大包角可降低立式离心泵湍流熵产损失,且包角 48°与 9 叶片组合能有效优化水力性能。Song 等^[16]基于熵产理论,探究了泵作透平工况下水力损失机制,分析了涡旋运动诱导的湍流耗散规律。

本文结合实际排污需求,设计一款外混式自吸泵,采用数值模拟与试验相结合方法,系统研究其能量损失机理与内部流动特性。通过外特性试验验证数值计算可信性,在此基础上定量揭示自吸泵能量损失类型与各过流部件损失分布特性,明确能量损失机制及其与流场结构之间的耦合关系。以期为自吸泵性能提升与宽工况高效运行设计提供参考。

1 物理模型和数值方法

1.1 仿真模型

自吸泵性能和几何参数如表 1 所示。

表 1 自吸泵几何参数与性能参数
Tab. 1 Geometric and performance parameters of self-priming pump

参数	数值
流量 $Q_d/(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	44
扬程 H/m	27
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	2 900
效率 $\eta/\%$	45
叶轮外径 D/mm	163
叶轮出口宽度 b_2/mm	51

自吸泵三维模型主要由吸入室、叶轮、后泵腔、蜗壳以及气液分离室 5 部分构成。为增强过流能力,叶轮采用半开式结构设计,并设置为两叶片形式。为提升自吸泵气液分离效率,蜗壳出口与气液分离室出口采用错位布置方式。此外,在蜗壳底部设置专用回流孔,为气液分离室中的液体提供回流路径。

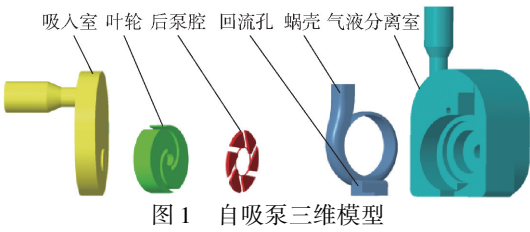


图 1 自吸泵三维模型
Fig. 1 Three-dimensional model of self-priming pump

1.2 数值计算方法

自吸泵内部流动遵循流体力学的基本控制方程,包括连续性方程、动量方程和能量方程。自吸泵输送介质可视作不可压缩流体,流动引起的温度变化可忽略^[17]。为准确模拟近壁区流动,采用对复杂流动适应性强、并具良好捕捉边界层特性的 SST $k-\omega$

湍流模型^[18]。熵产理论在流体机械领域应用较为成熟,已广泛用于离心泵、轴流泵等旋转机械的能量损失评估^[19-20]。目前,针对自吸泵内部能量损失特性的研究尚不充分,本文基于熵产理论对自吸泵内部能量损失特性进行分析。

1.3 网格生成

利用 ANSYS Fluent Meshing 软件划分自吸泵流体域网格。为满足 SST $k-\omega$ 湍流模型对壁面网格的要求,对叶片压力面和吸力面、后盖板等关键部位设置边界层,本文模型所采用边界层参数:边界层首层高度为 0.02 mm,层高增长比为 1.1,边界层层数为 7,并对部分区域进行网格加密处理。图 2 为自吸泵蜗壳和叶轮网格。

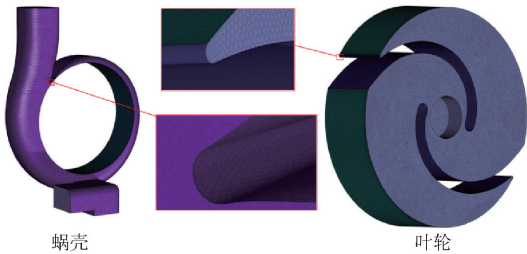


图 2 蜗壳和叶轮区域网格

Fig. 2 Mesh of volute and impeller regions

叶轮作为自吸泵实现能量转换的核心部件,近壁区网格质量直接影响数值模拟精度。因此,对叶轮近壁区网格 y^+ 值进行提取与分析。结果显示,除后盖板局部区域 y^+ 值偏高外,叶片表面绝大部分区域 y^+ 值均小于 30,满足所选 SST $k-\omega$ 湍流模型对近壁区分辨的要求^[21]。

为消除网格密度对数值计算结果的影响,采用网格收敛指数方法,基于理查森外推法对 3 套不同数量网格展开独立性验证^[22]。选取自吸泵扬程和效率作为收敛评价指标。网格数及对应性能见表 2。

表 2 网格数及对应性能

Tab. 2 Grid numbers and corresponding performance			
网格等级	网格数 N	扬程 H/m	效率 $\eta/\%$
粗网格	5.00×10^6	27.4	44.85
中网格	8.64×10^6	27.7	44.97
细网格	1.49×10^7	27.9	45.05

经过网格收敛性分析^[23],相邻网格细化比差异极小、扬程与效率双指标单调递减、收敛阶 ($p \approx 2.22$) 位于工程合理区间,计算细网格收敛指数得扬程 $GCI_{32,H} \approx 1.8\%$,效率 $GCI_{32,\eta} \approx 0.44\%$,均低于全局量网格独立性判定阈值。表明从中网格到细网格的加密已不产生显著精度提升,中网格已满足网格无关性要求。因此,综合考虑计算精度与资源,选

取中网格 (8.64×10^6) 用于自吸泵流场数值计算。

1.4 边界条件

以 25℃ 清水为介质,采用 ANSYS Fluent 软件对自吸泵正常运行状态下水力特性进行数值模拟。选取清水介质既符合常见工况,又能简化物性并排除固相干扰,便于与试验结果对比,提高计算结果准确性。将吸入室、蜗壳及气液分离室设为静止域,叶轮及后泵腔区域设为旋转域。边界条件设置:采用速度进口,自由出流;除交界面外所有壁面均设置为无滑移壁面,壁面粗糙度取 0.04 mm。计算收敛以残差降至 10^{-5} 为基本判据,同时监测进出口质量流量作为辅助收敛条件。

2 数值模拟结果验证

2.1 试验系统

为验证数值模拟方案可行性,设计并搭建了自吸泵开式试验台(图 3)。

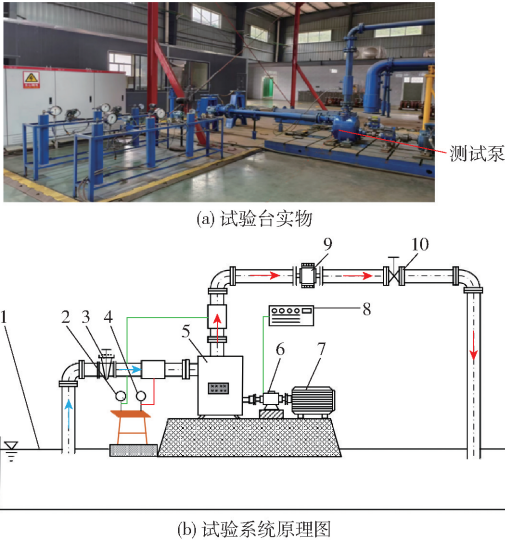


图 3 自吸泵试验台

Fig. 3 Experimental setup of self-priming pump

1. 水池 2. 压力表 3. 水封闸阀 4. 真空表 5. 测试泵 6. 转速转矩传感器 7. 电机 8. 转速转矩仪 9. 电磁流量计 10. 调节阀

测试系统主要由电机、转速转矩传感器、试验泵、进出口取压管、电磁流量计、压力表以及水池等组成。试验开始时,通过自吸泵注水阀向泵内注水;注水完成后启动自吸泵,自吸泵可自动排出口管道及泵体内空气。泵进出口压力、流量、转速及转矩等数据均由数据采集系统自动采集。相关试验仪器参数见表 3。

2.2 数值计算结果验证

为全面评估自吸泵在不同流量下性能,开展了全流量外特性试验。图 4 中虚线为自吸泵外特性试验结果。由图 4 可知,自吸泵最高效率点对应的流

表 3 试验仪器参数

Tab.3 Experimental instrument parameters

名称	测量参数	规格型号	精度/%	量程
电磁流量计	液体流量	MIK-LDG	0.5	0~60 m ³ /h
压力传感器	进口压力	GKS2	0.5	-0.1~0.1 MPa
压力传感器	出口压力	MPM480	0.2	0~1.6 MPa
转速转矩传	转速	NJL-307	0.5	0~3 000 r/min
感器	转矩		0.5	0~50 N·m

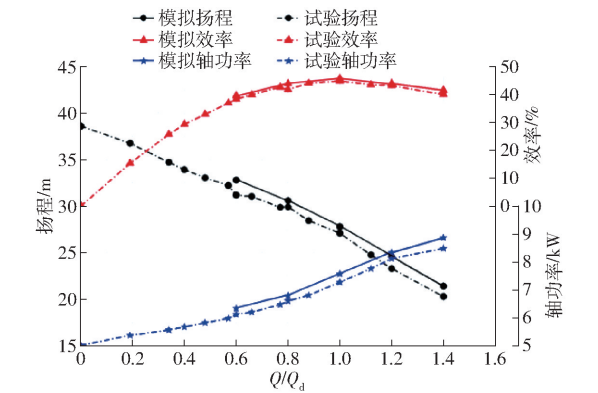


图4 自吸泵数值模拟结果与试验结果
Fig.4 Numerical and experimental performance of self-priming pump

量为 44.18 m³/h,此时扬程和效率分别为 27.1 m 和 44.76%。由此可见,自吸泵整体性能偏低,优化空间较大。

为明确自吸泵内部能量损失的主要部位并对各类损失进行量化,选取 0.6Q_d、0.8Q_d、1.0Q_d、1.2Q_d、1.4Q_d 5 组典型流量工况,对泵内部流动开展数值模拟。图 4 中实线为数值计算得到的外特性曲线。对比可见,试验与模拟结果变化趋势基本一致,且在设计工况附近吻合度最高。设计工况下,扬程、效率及轴功率试验值与模拟值相对误差分别为 4.21%、3.16% 和 4.58%,处于数值模拟允许误差范围内^[24]。

3 结果与讨论

3.1 不同类型熵产损失变化规律

根据熵产理论,自吸泵内部能量损失可分为直接熵产损失、湍流熵产损失与壁面熵产损失 3 部分。图 5 为不同流量下 3 类熵产损失及其在总熵产中占比分布。从图 5 可以看出,直接熵产损失随流量增加缓慢上升,在 0.6Q_d 时为最小值 20.8 W,在 1.4Q_d 时增至 27.3 W,在总熵产中占比较小且基本稳定,始终维持在 0.6% 左右,表明由流体黏性内摩擦引起的能量损失非常有限,在实际分析中可忽略不计。

湍流熵产损失随流量变化呈波动趋势,最小值为 0.6Q_d 时的 2 150 W,在 1.4Q_d 时升至最大值 2 782 W。湍流熵产损失在总熵产中占比最高,平均

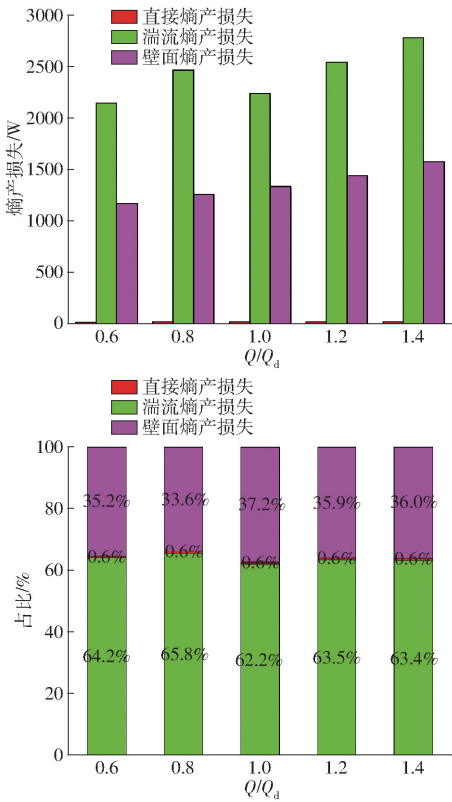


图 5 不同类型熵产损失及其占比
Fig.5 Proportions of different entropy production loss components

达到 63.8%,因此湍流流动是自吸泵内部主要能量损失来源。壁面熵产损失则随流量增加持续增大,从 0.6Q_d 时的 1 263.2 W 上升至 1.4Q_d 时的 1 581.7 W,主要源于流量增大导致壁面剪切应力增强与近壁区速度梯度升高,进而加剧了壁面附近的能量损失。壁面熵产损失在总熵产中平均占比约为 35.6%。综上可见,在自吸泵运行过程,湍流熵产与壁面熵产共同主导了内部能量损失。

3.2 不同过流部件熵产损失特性

为进一步揭示自吸泵内部能量损失分布规律,对各过流部件熵产特性开展分析。图 6 为不同流量下自吸泵整体熵产变化趋势及各过流部件熵产占比分布。从各部件熵产占比随流量变化来看,叶轮与蜗壳熵产占比随流量增加逐渐降低,气液分离室和吸入室熵产占比则持续上升,后泵腔熵产占比始终维持在较低水平。值得注意的是,所有工况下,叶轮区域熵产贡献均占据主导地位,是自吸泵内部能量损失主要来源。

为定量分析各过流部件熵产随流量变化规律,以 0.6Q_d 工况下熵产为基准,分别计算流量增至 0.8Q_d、1.0Q_d、1.2Q_d 及 1.4Q_d 过程各部件熵产相对增长率。结果显示,吸入室熵产增长率始终处于高位,分别为 76.06%、52.32%、57.66% 与 51.31%;气液分离室增长率呈逐步下降趋势,分别为

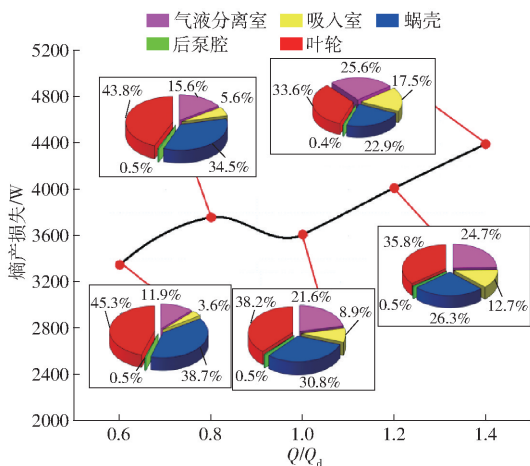


图6 自吸泵不同过流部件熵产损失占比

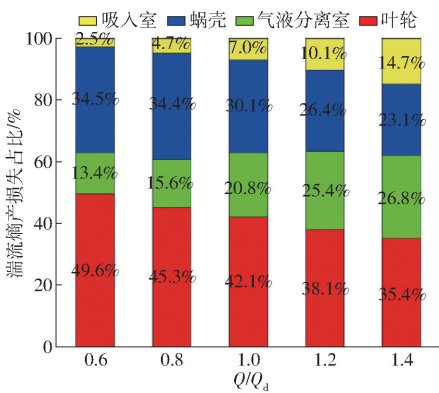


图7 自吸泵不同过流部件湍流熵产损失占比

Fig. 7 Proportion of turbulent entropy production loss in different flow passage components of self-priming pump

46.85%、32.58%、27.61%与13.46%；蜗壳增长率在0.8 Q_d 后转为负值，分别为0.01%、-14.18%、-5.28%与-4.60%；叶轮增长率则呈由正转负再回升的波动特征，分别为8.22%、-15.91%、4.27%与2.40%。

上述增长率差异表明，吸入室与气液分离室熵产对流量变化较为敏感，流动损失随流量提升迅速增加；而蜗壳与叶轮在达到或超过设计流量后，熵产增长趋缓甚至降低。因此，在针对不同工况进行自吸泵优化时，重点不仅是改进叶轮和蜗壳，还应特别关注吸入室和气液分离室结构设计。

3.3 主要过流部件湍流熵产率

图7为自吸泵内吸入室、蜗壳、气液分离室及叶轮湍流熵产损失占比。由图7可知，随着流量增大，吸入室与气液分离室湍流熵产占比持续升高，而蜗壳和叶轮占比则逐渐降低。以0.6 Q_d 工况下湍流熵产为基准，随流量增大，吸入室和气液分离室最大相对增长率分别为72.2%和44.8%，蜗壳和叶轮最大相对增长率则为-7.6%和-15.4%。为揭示这一变化的湍流熵产损失机制，将从各过流部件湍流熵产率分布规律分析。

为便于分析，选取叶轮0.5倍叶高截取叶轮、蜗壳和气液分离室切面作为分析平面，并沿逆时针方向将叶轮和蜗壳划分为8个特征断面，用以系统揭示湍流熵产率空间分布及其生成机理，各切面与特征断面具体位置如图8所示。

尽管上述分析中发现吸入室湍流熵产对流量变化很敏感，但最大占比仅为14.7%。因此图9中仅展示自吸泵内叶轮、蜗壳及气液分离室的湍流熵产率分布。结合图8中划分的特征断面可以看出，高湍流熵产率区域主要集中于6处：断面IV和断面VI之间A1区域、断面VI和断面VIII之间B1区域、隔舌

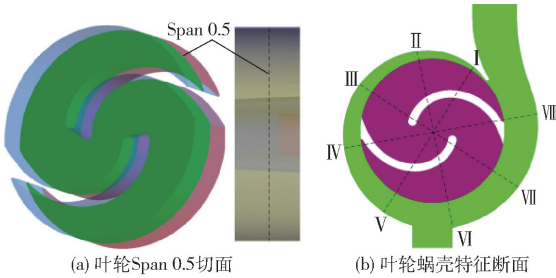


图8 切面和特征断面示意图

Fig. 8 Schematics of section plane and characteristic cross-sections

附近C1区域、断面II和断面III之间D1区域、回流孔处E1区域、气液分离室出口F1区域。由此可见，叶轮、蜗壳及气液分离室中湍流熵产率两大特征：①叶轮与蜗壳内部熵产率沿圆周方向分布呈明显不对称性，而气液分离室高熵产区则主要集中在出口与回流孔附近。②随着流量增大，高熵产率区域仍集中于上述位置，但各区域熵产强度变化规律有所不同。

湍流熵产率的主要影响因素包括湍动能和湍流涡动频率^[19-20]。为阐明其产生机理，图10、11分别给出了相应区域的湍动能和湍流涡动频率分布。对比图9、10、11发现，A1、B1区域高熵产率分别与A2、B2区域高端动能有良好对应，说明这些位置的熵产主要由湍动能主导。而C1、D1、E1、F1区域高熵产率，则分别与C2、C3区域，D2、D3区域，E2、E3区域，F2、F3区域中同时升高的湍动能与湍流涡动频率相对应，说明这些区域的熵产由湍动能与湍流涡动频率共同作用。综上可知，A1、B1区域能量损失主要源于大尺度湍流所蕴含的高动能基数，即使涡动频率未显著升高，其巨大的湍动能仍直接导致强烈耗散。而C1、D1、E1、F1区域，能量损失机制更为复杂，除湍流脉动速度直接引起的耗散外，流动分离、撞击与强剪切等不稳定流动结构还会激发大量小尺度涡旋，这些涡旋具有高涡动频率，进一步加剧

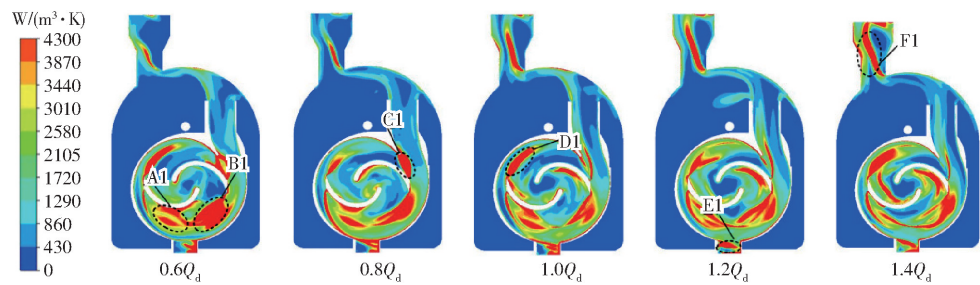


图 9 叶轮、蜗壳及气液分离室湍流熵产率

Fig. 9 Turbulent entropy production rate in impeller, volute, and gas – liquid separation chamber

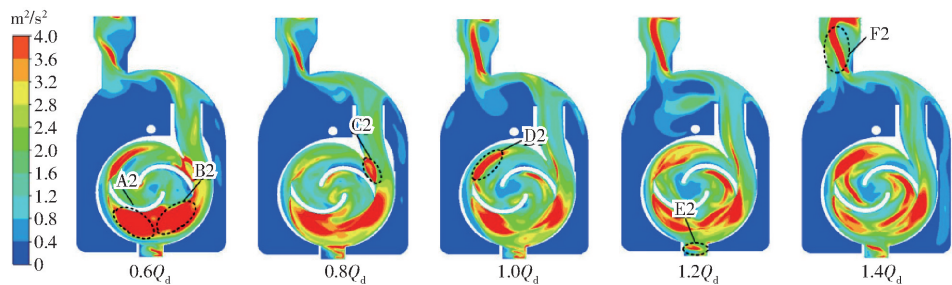


图 10 叶轮、蜗壳及气液分离室湍流动能

Fig. 10 Turbulent kinetic energy distributions in impeller, volute, and gas – liquid separation chamber

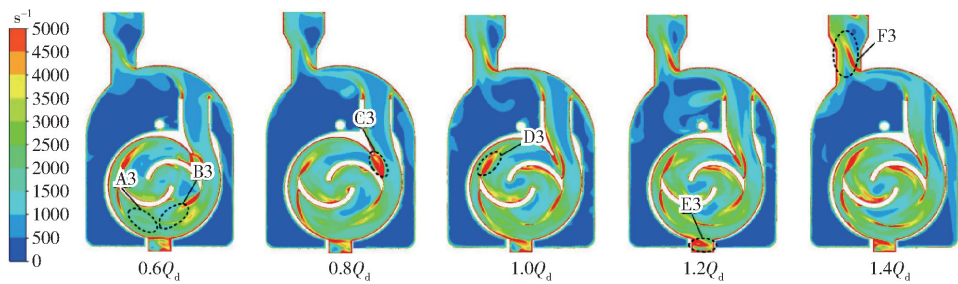


图 11 叶轮、蜗壳及气液分离室湍流涡动频率

Fig. 11 Turbulent vortex frequency distributions in impeller, volute, and gas – liquid separation chamber

了黏性耗散,从而使该区域熵产表现为湍动能与涡动频率的双重主导。

3.4 主要过流部件流场结构

为进一步揭示自吸泵内部主要过流部件的湍流熵产机理,对内部流场结构展开分析。图 12 为叶轮、蜗壳及气液分离室内速度与流线分布。结合图 8 中划分的特征断面,观察速度云图与流线形态可以发现,自吸泵内部流线均匀性较差,具体表现为 3 方面:①蜗壳特征断面Ⅱ、Ⅲ附近流线发生明显集聚与变形,速度梯度较大,该区域监测到的最小流速为 2.8 m/s,最大流速为 16.5 m/s。②在蜗壳断面Ⅵ附近,速度场出现明显畸变,流线分布紊乱,该区域内流速最小值为 3.4 m/s,最大值为 16.7 m/s。③在气液分离室出口处,由于流道截面突变,形成了显著的逆压梯度与流动分离,所产生的分离涡进一步挤压出口流道;随着流量增大,该区域平均流速由 2.7 m/s 增大至 10.4 m/s。总体来看,随着流量增大,气液分离室内流速显著提高,流动冲击及涡流加剧,导致湍流耗散增强。而叶轮和蜗壳在大流量工

况下相对流动更为顺畅。这正是图 7 观察到随着流量增大,吸入室与气液分离室湍流熵产占比持续升高,而蜗壳和叶轮占比则逐渐降低的原因。

由图 12 可知,叶轮与蜗壳内部流线形态复杂、速度梯度较大,表明这些区域存在强烈的剪切作用与旋涡运动。采用 Q 准则涡识别方法定量分析自吸泵内部涡结构^[25]。图 13 为叶轮、蜗壳及气液分离室内涡结构分布。由图 13 可见,主要过流部件中识别出 5 类典型涡结构:位于叶片出口处的尾迹涡(V1);由叶轮与蜗壳内主流和回流孔泄漏流相互掺混、剪切所形成的通道涡(V2);由叶顶间隙泄漏流与叶轮主流相互作用产生的泄漏涡(V3 与 V4);以及在气液分离室出口因流道突变引起的流动分离所产生的分离涡(V5)。

图 14 为不同流量下叶轮、蜗壳及气液分离室湍流熵产率,以及对应流量下不同涡结构强度占比。从图 14 可直观看到,随流量增大,分离涡 V5 涡强度占比从 7.2% 增长至 34.1%,变化趋势与气液分离室湍流熵产率变化规律一致,表明分离涡 V5 是

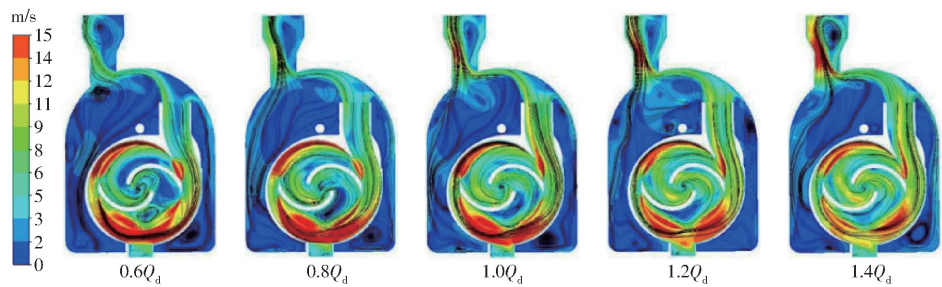


图 12 叶轮、蜗壳及气液分离室速度-流线分布

Fig. 12 Velocity contours and streamline distributions in impeller, volute, and gas - liquid separation chamber

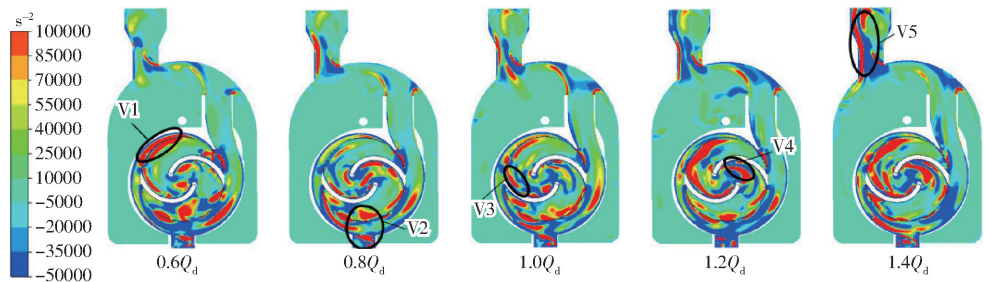


图 13 叶轮、蜗壳及气液分离室涡量分布

Fig. 13 Vorticity distributions in impeller, volute, and gas - liquid separation chamber

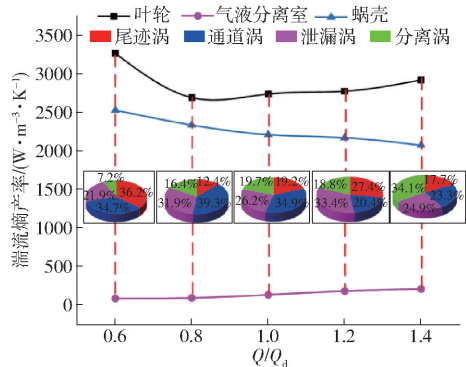


图 14 不同过流部件湍流熵产损失及涡强度占比

Fig. 14 Proportion of turbulent entropy production loss and vorticity intensity in different flow-passing components

气液分离室内能量损失的主要来源。流量从 $0.6Q_d$ 逐渐增至 $1.4Q_d$ 过程,尾迹涡 V1 和通道涡 V2 强度之和占比依次为 70.9%、51.7%、54.1%、47.8%、41%,整体呈下降趋势,与蜗壳湍流熵产率随流量增大而下降的变化规律相符,说明 V1 和 V2 主导了蜗壳区域能量损失。随流量增大,泄漏涡 V3 与 V4 强度占比在 21.9% ~ 33.4% 范围内波动,尾迹涡 V1、通道涡 V2 以及泄漏涡 V3、V4 强度占比与叶轮湍流熵产损失之间均未呈现明显的对应关系。

自吸泵内部湍流熵产率及涡结构具有显著的瞬态特性。考虑到自吸泵排污过程工况的多样性,随机选取 $1.4Q_d$ 工况开展非定常计算。时间步长设为叶轮旋转 2° 所需时间,总计算时长为 6 个旋转周期,以保证计算收敛。图 15(图中 t_0 为第 6 个旋转周期的开始时刻)为最后 1 个旋转周期的瞬态计算结果。由图 15 可见,总湍流熵产率随时间呈波动变

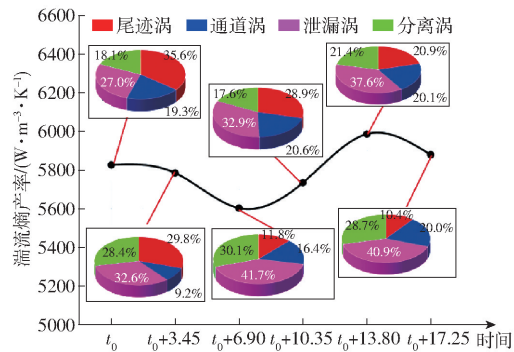


图 15 $1.4Q_d$ 下湍流熵产率和涡强度瞬态特性

Fig. 15 Transient characteristics of turbulent entropy production rate and vortex intensity at $1.4Q_d$

化;不同涡结构强度占比随时间变化无明显规律,各类型涡结构强度与总湍流熵产率之间均未呈现清晰且单调的对应关系,反映了自吸泵实际运行过程能量损失的非定常演化特征。

事实上,自吸泵内部各类涡结构并非孤立存在,而是相互耦合、彼此干扰。为深入阐释其相互作用机理,图 16 给出不同流量工况下,在叶顶间隙中间位置按不同弦长分段释放的三维流线。其中:第 1 部分流线(黑色)从进口边至 $1/3$ 弦长释放,第 2 部分(绿色)从 $1/3$ 至 $2/3$ 弦长释放,第 3 部分(红色)从 $2/3$ 弦长至出口边释放。由图 16 可见,随着流量增大,叶顶间隙泄漏流在叶轮流道内的分布范围逐渐扩展。从不同释放段来看:进口边至 $1/3$ 弦长释放的泄漏流中,一部分出现前缘溢流,绕过叶片前缘进入上半部分流道并随流向下游运动,主要是由于该部分泄漏流刚进入流道时获得的能量较低,主要

依靠自身惯性进入上半流道;另一部分则在下半流道内与叶轮主流掺混后,沿叶片吸力面向下游运动。1/3 至 2/3 弦长释放的泄漏流均随叶轮主流向下游

输运。2/3 弦长至出口边释放的泄漏流也整体沿叶片吸力面随主流运动。对比图 13 与图 16 可知,尾迹涡 V1 与泄漏涡 V3 之间存在明显的耦合作用。

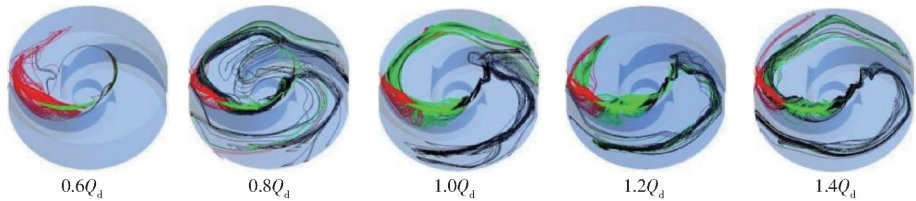


图 16 不同流量叶顶间隙中间高度释放的三维流线

Fig. 16 Three-dimensional streamlines released at mid-height of tip clearance at different flow rates

回流孔对叶轮及蜗壳主流场的影响同样显著。图 17 为从回流孔释放的三维流线在叶轮与蜗壳内分布。由图 17 可以看出,随着流量增大,回流孔泄漏流对主流的影响范围呈先减小后增大趋势。回流孔泄漏流沿轴向注入蜗壳,与蜗壳及叶轮内主流之

间形成强烈的剪切作用,两者相互掺混、相互作用,从而诱发了如图 13 分布范围较广的通道涡 V2。对比图 13、16、17 可知,尽管叶顶间隙泄漏流与回流孔泄漏流均会对通道涡 V2 的分布和强度产生一定影响,但叶轮与蜗壳主流仍是决定该通道涡结构强度

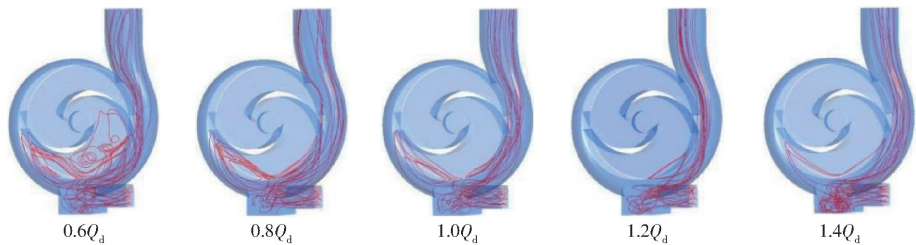


图 17 回流孔处泄漏流三维流线分布

Fig. 17 Three-dimensional streamline distribution of leakage flow at recirculation hole

的主导因素。

3.5 主要过流部件壁面熵产率

为进一步深入阐释自吸泵能量损失特性,本节针对各过流部件壁面熵产损失特性展开分析。图 18 为自吸泵吸入室、气液分离室、叶轮及蜗壳壁面熵产值占比。由图 18 可见,随着流量增大,吸入室与气液分离室壁面熵产占比持续升高,而蜗壳和叶轮占比则逐渐降低。以 0.6 Q_d 工况下壁面熵产为基准,随流量增大,吸入室和气液分离室最大相对增长率分别为 60.4% 和 28.7%,蜗壳和叶轮最大相对增长率则为 -7.4% 和 -7%。

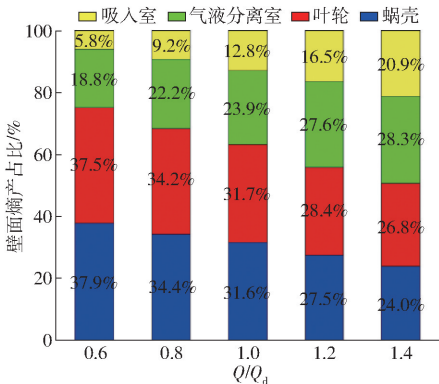


图 18 自吸泵主要过流部件壁面熵产占比

Fig. 18 Proportion of wall entropy production in main flow passage components of self-priming pump

图 19 为自吸泵主要过流部件壁面熵产率分布。对于吸入室和气液分离室,流道结构较为简单,流量增大意味着整体流速相应提高,壁面速度梯度与剪切应力同步增大,因此壁面熵产率随之上升。在叶轮内部,流量增大不仅提升绝对流速,还会增强相对流动对叶片表面的冲击与剪切作用,尤其在大流量工况下,叶片压力面负荷和吸力面流速均显著提高,导致整个叶片表面的摩擦损失进一步增大。

对蜗壳而言,壁面熵产率变化主要源于流动匹配程度的改变。在小流量工况下,叶轮出口流量与蜗壳设计流量严重不匹配,导致高速流体以较大冲角冲击隔舌及蜗壳近舌区壁面,引发显著的流动分离、脱流与回流,致使壁面局部剪切应力急剧升高。随着流量增大,叶轮出口流动方向逐渐接近蜗壳的几何导流方向,流动分离现象明显减弱,隔舌区域的流动冲击得到缓解,整体流动趋于均匀,这一点可从图 12 的速度流线分布中得到印证。尽管此时整体流速有所上升,但因剧烈分离与冲击所造成的局部高剪切区域范围大幅缩减,使得蜗壳主流区域的速度梯度分布更为平缓,壁面时均剪切应力相应降低,因此壁面熵产率呈下降趋势。

4 结论

(1) 自吸泵内部能量损失以湍流熵产为主,平

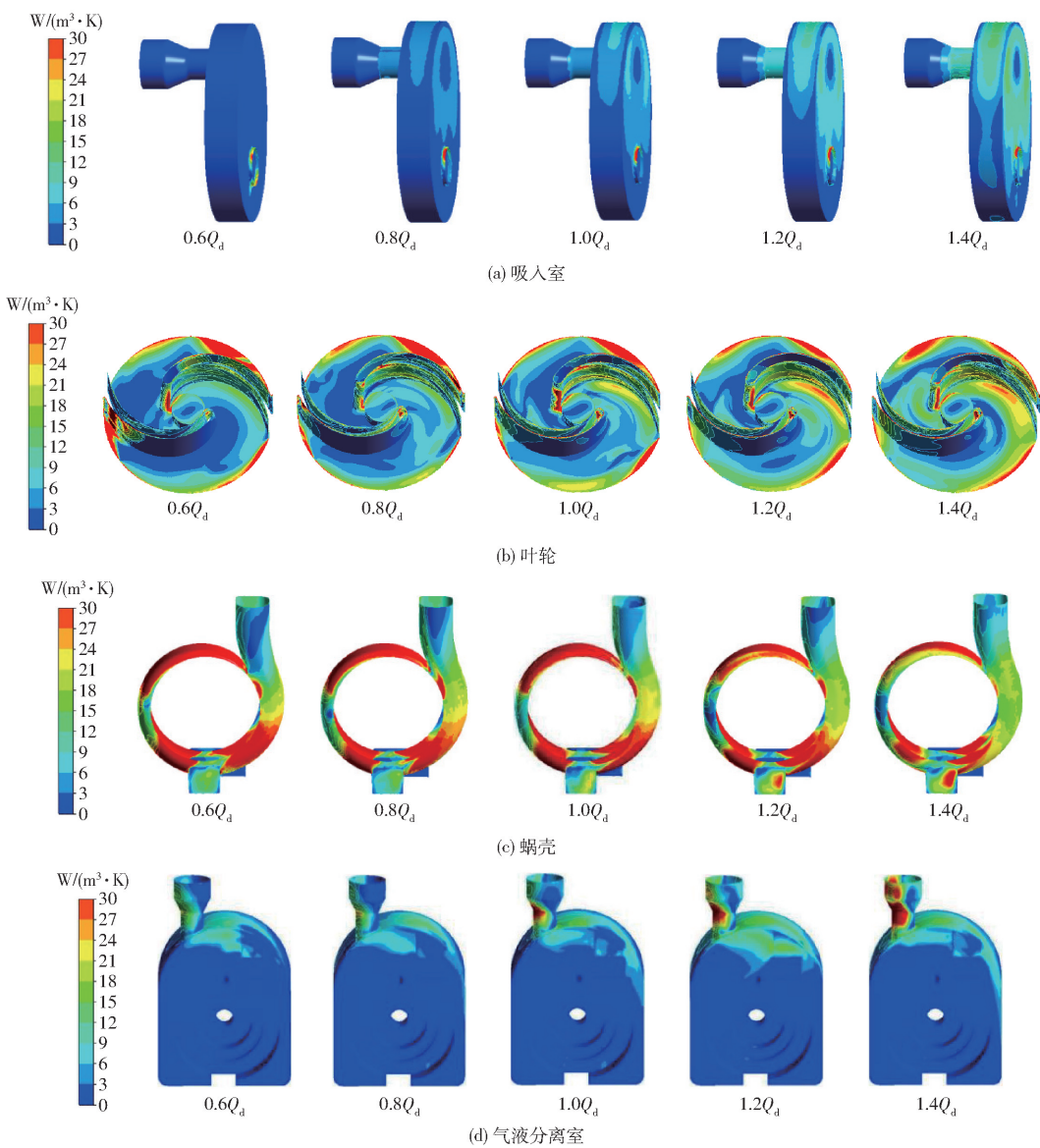


图 19 自吸泵主要过流部件壁面熵产率

Fig. 19 Wall entropy production rates of major flow-passing components in self-priming pump

均占比为 63.8%，壁面熵产平均占比为 35.6%。吸入室和气液分离室湍流熵产损失对流量变化较为敏感，随流量增大，二者最大相对增长率分别达到 72.2% 和 44.8%，而蜗壳与叶轮最大相对增长率则为 -7.6% 和 -15.4%。

(2) 自吸泵湍流熵产机制呈区域差异性，叶轮和蜗壳断面Ⅳ～Ⅷ区域的湍流熵产主要由湍动能主导；而在隔舌附近、断面Ⅱ、Ⅲ之间、回流孔及气液分离室出口等区域，湍流熵产由湍动能与涡动频率共同主导。

(3) 分离涡 V5 是气液分离室内能量损失的主要来源，其涡强度占比随流量增大从 7.2% 上升至 34.1%。尾迹涡 V1 与通道涡 V2 共同主导了蜗壳区域的能量损失，二者强度之和占比随流量增大依次为 70.9%、51.7%、54.1%、47.8%、41.0%。

(4) 随流量增大，吸入室和气液分离室壁面熵产最大相对增长率分别为 60.4% 和 28.7%，主要原因为流速升高导致壁面剪切作用增强；蜗壳和叶轮最大相对增长率为 -7.4% 和 -7%，主要原因是流量增加引起的局部高剪切区域显著减弱。

参 考 文 献

[1] 潘中永, 张大庆, 李彦军, 等. 喷灌与滴灌两用自吸泵设计与分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2014, 42(3): 122 - 126.

Pan Zhongyong, Zhang Daqing, Li Yanjun, et al. Design and analyses of sprinkler irrigation and drip irrigation dual-use self-priming pump[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2014, 42(3): 122 - 126. (in Chinese)

- [2] Qian H, Zhao H B, Xiang C, et al. Progress on numerical simulation of gas-liquid two-phase flow in self-priming pump[J]. Atmosphere, 2024, 15(8): 953.
- [3] 董亮, 潘琦, 刘厚林, 等. 长短叶片对射流式自吸离心泵性能的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2019, 50(8): 2033-2042.
Dong Liang, Pan Qi, Liu Houlin, et al. Influence of impeller with splitter blades on jet self-priming centrifugal pump[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2019, 50(8): 2033-2042. (in Chinese)
- [4] Jiang H B, Zheng S H, Zhang Y L, et al. Applications of different vortex identification methods in cavitation of a self-priming pump[J]. Scientific Reports, 2025, 15(1): 7458.
- [5] 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)
- [6] 程效锐, 王娟娟, 刘明建. 回流孔位置及面积对立式自吸泵性能的影响[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2022, 50(1): 63-68.
Cheng Xiaorui, Wang Juanjuan, Liu Mingjian. Influence of reflux hole position and area on performance of vertical self-priming pump [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2022, 50(1): 63-68. (in Chinese)
- [7] Zhang Y L, Zhang K Y, Zhu Z C. Optimal design of impeller for self-priming pump based on orthogonal method[J]. Scientific Reports, 2023, 13(1): 16491.
- [8] Ma X G, Yang J, Dai T T, et al. Influence of the vertically arranged front injector system on the performance and operational stability of the short jet pump[J]. Frontiers in Energy Research, 2024, 11: 1341289.
- [9] Chen J, Wang H Y, Pei J, et al. Semi-open impeller structural parameters optimization on hydraulic performance for a sanitary centrifugal pump[J]. Physics of Fluids, 2025, 37(2): 025203.
- [10] Chang H, Wang Z Q, Peng G J, et al. Role of wall roughness on energy dissipation and vortex dynamics in self-priming centrifugal pump: a study via entropy generation and Liutex vortex identification[J]. Energy, 2025, 337: 138733.
- [11] Ji Y Y, Yang Z Z, Zhang Y L, et al. Numerical prediction of the influence of particle properties on the hydraulic performance and wear of a self-priming pump[J]. Energy Science & Engineering, 2025, 13(6): 2672-2694.
- [12] 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 Yun, Zhu Zuchao, Wu Denghao, et al. Flow loss characteristics of a centrifugal pump based on entropy production[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2021, 42(2): 266-272. (in Chinese)
- [13] 苗森春, 罗文, 王晓晖, 等. 双吸泵作液力透平时叶轮内部能量损失机理分析[J]. 农业工程学报, 2022, 38(22): 12-22.
Miao Senchun, Luo Wen, Wang Xiaohui, et al. Impeller internal energy loss mechanism for a double-suction pump as the turbine[J]. Transactions of the CSAE, 2022, 38(22): 12-22. (in Chinese)
- [14] Liu S Y, Yang S S, Singh P, et al. Analysis of double suction pumps in both pump and turbine modes using entropy factor [J]. Renewable Energy, 2024, 237: 121555.
- [15] Cao P Y, Wei J Y, Wang J Y, et al. Performance analysis and flow loss mechanisms in large vertical centrifugal pumps: effects of guide vane wrap angles and blade number configurations[J]. Physics of Fluids, 2025, 37(3): 037148.
- [16] Song X J, Wang Z W, Jin Y, et al. Research on the mechanism of the effect of vortex on the hydraulic loss of pump as turbine units based on entropy production theory[J]. Renewable Energy, 2025, 239: 122048.
- [17] Teng S, Tian Y H, Li B, et al. Optimization of impeller blades of an electric water pump via computational fluid dynamics [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2024, 38(3): 1281-1291.
- [18] Li W, Liu M J, Ji L L, et al. Study on the trajectory of tip leakage vortex and energy characteristics of mixed-flow pump under cavitation conditions[J]. Ocean Engineering, 2023, 267: 113225.
- [19] Miao S C, Tan X X, Luo W, et al. The mechanism of internal energy losses in double-suction centrifugal pumps under direct and reverse conditions[J]. Energy, 2024, 306: 132547.
- [20] 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)
- [21] 王田田, 李俊宏, 南玲博, 等. 可变形磨损模型下微型离心泵复合磨损研究[J]. 农业机械学报, 2024, 55(4): 136-145.
Wang Tiantian, Li Junhong, Nan Lingbo, et al. Complex wear of micro centrifugal pump under deformable wear model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(4): 136-145. (in Chinese)
- [22] Lee M, Park G, Park C, et al. Improvement of grid independence test for computational fluid dynamics model of building based on grid resolution[J]. Advances in Civil Engineering, 2020(1): 8827936.
- [23] 刘厚林, 刘明明, 白羽, 等. 基于 GCI 的离心泵网格的收敛性[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2014, 35(3): 279-283.
Liu Houlin, Liu Mingming, Bai Yu, et al. Grid convergence based on GCI for centrifugal pump[J]. Journal of Jiangsu University(Natural Science Edition), 2014, 35(3): 279-283. (in Chinese)
- [24] 王福军. 计算流体力学分析: CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [25] Deng Fanjie, Wang Peng, Yuan Jianping, et al. Turbulence model comparison for ventilated cavitation around a hydrofoil[J]. Physics of Fluids, 2025, 37(2): 025119.