

研究论文

DOI: 10.11949/0438-1157.

导叶表面积垢对气液混输泵气相分布均匀性的影响

吴广宽¹, 贾丁瑁², 戈振国², 冯建军¹, 闫思娜¹, 朱国俊², 罗兴铨²

(¹ 西安理工大学旱区水工程生态环境全国重点实验室, 陕西 西安 710048; ² 西安理工大学水利水电学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 针对气液混输泵在输送高黏度、多相混合介质时导叶流道极易形成堆积物和气相聚并导致流道堵塞、压升骤降等问题, 本研究借鉴堆积位置对泵导叶叶片的中部至出口段进行均匀加厚。结合多相流数值模拟方法, 引入群体平衡模型定量解析多尺度气泡动力学行为, 揭示导叶表面积垢对泵内气相分布的影响规律。结果表明: 在相同工况下, 叶片表面积垢使泵的压升和效率分别提高了 1.0 kPa 和 3.1%, 导叶内气体体积分数大幅降低 10.46%; 多维分区评价显示, 导叶轮毂低速区的严重气堵得到有效缓解, 气相在轴向和径向空间上由“局部高浓度堆积”向“多区域离散分布”转变, 成功消除了高浓度气团, 径向气相分布均匀性提高近 20%; 此外, 湍流熵产和界面熵产分别减少了约 20% 和 6%, 导叶处的熵产较原叶片模型大幅降低约 30%。该研究证实了导叶叶片加厚设计的可行性, 为高含气率工况下多相泵导叶优化设计提供了有效路径。

关键词: 气液混输泵; 导叶表面积垢; 群体平衡模型; 气相分布; 数值模拟

中图分类号: TH313

文献标志码: AA

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-17

Effect of diffuser vane surface fouling on gas phase distribution uniformity in a gas – liquid multiphase pump

WU Guangkuan¹, JIA Dingmao², GE Zhenguo², FENG Jianjun¹, YAN Sina¹, ZHU Guojun², LUO Xingqi²

(¹ State Key Laboratory of Water Engineering Ecology and Environment in Arid Area, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, Shaanxi, China; ² School of Water Resources and Hydro-electric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, Shaanxi, China)

Abstract: To address the issues of severe accumulation and gas-phase coalescence in the diffuser flow passages in a gas – liquid multiphase pump when handling high-viscosity, multiphase mixtures—which can lead to flow channel blockage and sudden pressure rise drop—this study draws on the accumulation location to apply a uniform thickening to the diffuser vanes from the mid-span to the outlet section. Combined with multiphase flow numerical simulation and the introduction of a population balance model, the multi-scale bubble dynamics are quantitatively analyzed to reveal the influence of diffuser vane surface fouling on the gas phase distribution within the pump. The results show that under the same operating conditions, vane surface fouling increases the pump pressure rise and efficiency by 1.0 kPa and 3.1%, respectively, while the gas volume fraction in the diffuser is significantly reduced by 10.46%. Multi-zonal evaluation indicates that the severe gas blockage in the low-velocity region near the diffuser

收稿日期: 2026-06-14 修回日期: 2026-08-23

通信作者: 冯建军 (1976—), 男, 博士, 教授, jianjunfeng@xaut.edu.cn; 戈振国 (1994—), 男, 博士, 学术型副教授, zhenguo_ge@xaut.edu.cn

第一作者: 吴广宽 (1975—), 男, 博士, 副教授, wuguangkuan@xaut.edu.cn

基金项目: 国家自然科学基金项目 (52509129, 52409119, 52579091); 中国博士后科学基金面上项目 (2025MD784176)

引用本文: 吴广宽, 贾丁瑁, 戈振国, 冯建军, 闫思娜, 朱国俊, 罗兴铨. 导叶表面积垢对气液混输泵气相分布均匀性的影响[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1–17

Citation: WU Guangkuan, JIA Dingmao, GE Zhenguo, FENG Jianjun, YAN Sina, ZHU Guojun, LUO Xingqi. Effect of diffuser vane surface fouling on gas phase distribution uniformity in a gas – liquid multiphase pump[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1–17

hub is effectively alleviated; the gas phase transitions from "local high-concentration accumulation" to "multi-region discrete distribution" in both axial and radial spaces, successfully eliminating high-concentration gas clusters and improving radial gas phase distribution uniformity by nearly 20%. In addition, turbulent entropy production and interfacial entropy production are reduced by 20% and 6%, respectively, and the total entropy production at the diffuser is decreased by about 30% compared with the original model. This study confirms the feasibility of the diffuser vane fouling design and provides an effective approach for the optimized design of diffuser vanes in multiphase pumps under high gas volume fraction conditions.

Keywords: multiphase pump; diffuser vane fouling; population balance model; gas phase distribution; numerical simulation

引 言

气液混输泵是一种直接增压输送气液两相混合介质的叶片式泵,通过省去气液分离环节来简化流程,从而在密闭系统中实现易挥发或复杂相态介质的高效输送^[1,2]。该泵在石油化工、煤化工及海洋工程等领域应用广泛,承担着气液混合介质的连续输送任务^[3,4]。在典型的化工流程中,气液混输过程常见于加氢裂化、费托合成等高压反应产物的排出阶段,以及气液分离器底部液体的增压输送过程中。实际运行时,混输泵常需在宽含气率甚至高含气率下的段塞流等苛刻条件下处理气液混合流体。当工艺介质中夹带催化剂粉末、反应生成的固体副产物颗粒或管道内壁剥落的锈蚀碎屑时,这些固相物质极易在泵内流道、密封腔及低速区域发生堆积,进而诱发流道堵塞、磨损加剧等严重故障,对混输泵的运行可靠性与寿命构成直接威胁^[3,5-8]。因此,研究固相堆积条件下混输泵的气液两相性能及气相分布具有重要意义。

研究表明,混输泵水力性能恶化的核心诱因在于其内部严重的气液分离、气相聚集以及固态物质沉积,如图1所示的费托反应器过滤管结垢照片^[9]。由于离心力场与压力梯度的综合作用,密度较小的气相在流经导叶流道时,极易在轮毂及近壁面的低速区发生积聚,形成大尺度气团。这种气相聚集不仅会导致有效流道面积减小、产生流动堵塞,还会诱发强烈的动静干涉与能量耗散,导致泵的压升与效率大幅下降。针对这一问题,国内外学者主要从叶轮叶片几何优化入手。Ge等^[4]利用CFD-PBM (computational fluid dynamics-population balance model)耦合模型有效模拟了气泡聚并与破碎过程,研究发现当入口含气体积分数增至临界值时,叶轮内气泡积聚形成大气团,诱发泵的喘振现象,为理

解泵内气液相互作用机制提供了新视角。Cao等^[10]提出了一种基于准三维反问题设计法与CFD相结合的混输泵水力设计方法,通过给定速度矩分布确定叶片安放角,试验表明该泵具有较宽的工作区间,在15%含气率工况下效率能够达到44%。Zhang等^[11]提出了短叶片、叶片表面开孔和T型叶片等三种方法,验证了上述三种方法可以增强气液混合效果。Marsis等^[12]将导叶叶片分裂并错位布置,同时在叶片不同位置开槽。马希金等^[13]则聚焦静叶进口安放角,发现其与混输泵增压能力和气液混合性能呈非线性关系,优化后流场不均匀性降低,为静叶设计提供理论依据。肖业祥等^[14]通过引入分流叶片,系统分析了含气率对混输泵扬程的影响,发现在含气率15%时单级扬程提升24.2%,并通过涡核分布和湍动能量化证实了分流叶片对气相聚集的抑制作用。孙殿新^[15]进一步研究分流叶片前缘形状,提出曲率连续方案,使扬程和效率分别提高31.83%和2.58%,并通过减阻分析量化流动改善效果。张广等^[16]则针对大流量离心泵,利用多岛遗传算法在Isight平台上构建了自动化优化流程,实现了效率提高0.4%、汽蚀余量降低3 m的目标,显著提升了泵在非设计工况下的适应性。Yang等^[17]对同步旋转多相泵建立了综合数学模型,通过复合形法进行优化搜索,发现在低含气率下倾向于提高机械效率,而高含气率下则优先考虑容积效率,提出了针对不同工况的优化策略。申正精等^[18]采用Silverbullet智能算法对双吸泵叶轮进行全参数化建模,通过决策树的MDI方法识别出叶片进口形状和进出口角为关键参数,并结合熵产理论分析能量损失机制,最终使效率提升1.54%且压力脉动幅值降低12.01%。Hu等^[19]通过灵敏度分析筛选出叶轮出口宽度、叶片出口角和包角作为关键参数,利用BP神经网络和遗传算法优化启动过程,使扬程和效率

分别降低 4.39m 和 5.65%。



图1 费托反应器过滤管结垢^[9]

Fig.1 Fouling on the filter tube in Fischer-Tropsch reactor^[9]

针对颗粒堆积问题,Zhao 等^[20, 21]建立了三维扩散-反应模型,发现密实絮体更易破碎成大量小尺寸子絮体,所建模型可推广至一般流固反应问题。Liu 等^[22]发现管束边界层强化了热泳和过饱和效应。Jiang 等^[23]设计并搭建了一台液固循环流化床锅炉,选取四种不同物性的工程塑料颗粒。在低添加量和低流量条件下,所有颗粒均无法正常流化并积聚于汽包,其中密度大、球形度低的颗粒更易堆积。微通道换热器研究同样表明,空气侧积垢或颗粒物沉积形成的微观流道收缩会引发压降激增,其流体力学效应类似于在流道内引入了附加的机械过滤器,从而迫使流体局部加速并重构压力梯度^[24, 25]。

尽管叶轮几何改型成果丰富,但针对静止导叶几何结构主动调控气液两相分布的研究仍相当匮乏。传统导叶设计主要依赖进出口安放角与包角的优化匹配,在高含气率工况下,仅靠角度调控往往难以有效遏制严重的气液分离。上述化工颗粒沉积与微通道结垢所引发的“流道被动收缩”现象,虽然在工程中属于亟待抑制的失效模式,但其通过改变流道截面收缩比例来重构压力场与速度场,为多相泵导叶的结构改型提供了一种反向设计思路,即可以通过主动设计导叶的加厚位置与程度,定向干预气液两相的空间分布。

基于此,本文提出一种导叶表面积垢几何改型方案,即在导叶叶片中部至出口段进行均匀加厚处理。为了深入解析这一几何结构改变对气泡动力学行为的影响,引入了群体平衡模型(PBM),旨在从多尺度气泡破碎与聚并的角度,定量分析叶片积垢对气相分布均匀性的干预机理。

1 物理模型与数值方法

1.1 几何模型

本研究对象为单级混流式气液混输泵,其主要参数如表 1 所示。该泵主要由进口管、叶轮、导叶和出口管组成。叶轮和导叶叶片数分别为 4 和 7;进口管与出口管的长度分别为叶轮进口轮缘直径的 4 倍和 6 倍^[26]。

表 1 混流式气液混输泵主要参数

Table 1 Main parameters of mixed-flow gas-liquid

mixed pump			
参数	符号	值	单位
叶轮叶片数	Z_1	4	—
叶轮进口轮缘直径	D_{s1}	108.76	mm
叶轮出口轮缘直径	D_{s2}	135.75	mm
叶顶间隙	δ	1	mm
导叶叶片数	Z_{DV}	7	—
导叶出口轮缘直径	D_{s3}	108.97	mm
设计流量	Q_d	75	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
设计扬程	H_d	17	m
额定转速	n_d	3500	$\text{rpm} (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$

1.2 网格生成

混输泵计算域采用商业软件 ANSYS ICEM 和 ANSYS TurboGrid 生成的结构网格进行离散化处理。ANSYS ICEM 用于划分进口管和出口管的网格,而 ANSYS TurboGrid 则用于划分叶轮和导叶。图 2 展示了泵主要部件的网格结构。通过使用四组网格进行网格独立性验证,以评估网格数量对计算结果的影响;各部件的网格数量列于表 2。验证指标为泵在纯水工况下的扬程(H)和效率(η)(计算工况: $n = 1500 \text{ rpm}$, $Q = 33 \text{ m}^3/\text{h}$)。图 3 展示了目标值随网格数量增加的变化趋势,图中数值表示相对于前一组网格的相对变化率。当总网格数 N 超过 3.347×10^6 时,扬程和效率均趋于稳定,相对变化率均低于 1%。综合考虑计算成本与精度之间的平衡,最终选择网格 3 进行后续模拟:其中进口管网格数为 4.81×10^5 ,叶轮网格数为 1.213×10^6 ,导叶网格数为 1.438×10^6 ,出口管网格数为 0.215×10^6 。

1.3 计算设置

在数值计算中,气液两相分别设定为空气和水,本研究采用 Eulerian-Eulerian 非均相模型与 SST $k-\omega$ 湍流模型对混输泵进行模拟。Eulerian-Eulerian 非均相模型将气相和液相视为相互贯穿的

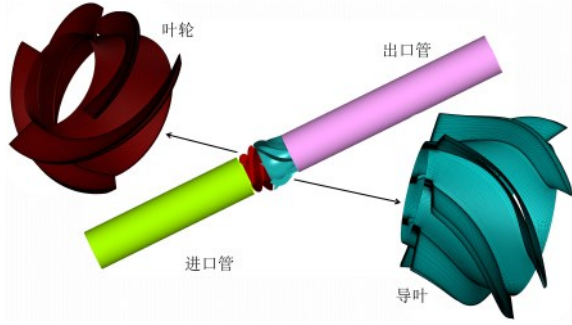


图2 几何模型与网格

Fig.2 Geometric model and grids

表2 各部件网格数

Table 2 Grid numbers for each component

部件	网格数量 $N (\times 10^5)$			
	网格1	网格2	网格3	网格4
进口管	0.54	1.65	4.81	12.78
叶轮	1.52	4.32	12.13	34.48
导叶	1.89	5.04	14.38	40.95
出口管	0.23	0.69	2.15	5.70

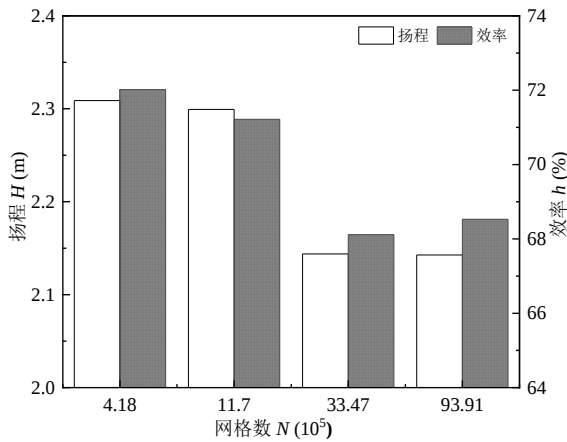


图3 网格无关性验证

Fig.3 Grid independence verification

连续介质,分别求解各相的质量、动量和能量守恒方程,并通过相间耦合项描述气液两相之间的相互

作用。该模型能够直接获取流道内气相的体积分数分布,有效揭示气液两相在叶轮内的流动规律与聚集行为。SST $k-\omega$ 湍流模型对近壁处理可根据网格分辨率在低雷诺数方法和壁面函数之间自动过渡。叶片表面积垢模型计算域内最大 y^+ 小于 71,处于壁面函数的适用范围内,能够满足 SST $k-\omega$ 模型的计算要求。进口边界条件设置为速度进口;出口边界条件设置为压力出口,取 1 个标准大气压。采用 SIMPLE 算法实现压力-速度耦合求解,各项离散格式均采用一阶格式。收敛判据设置为各控制方程最大残差低于 10^{-5} 。瞬态计算时间步长对应叶轮旋转 3° ,共计算 15 个叶轮旋转周期,并选取稳定后的周期数据进行后续分析^[27-29]。

考虑到泵内气泡聚并和破碎行为引起的多尺寸气泡分布,本研究的气泡尺寸模型选择 PBM。PBM 是专门针对多分散体系中颗粒尺度演变问题的数值方法,适用于模拟气泡或液滴等离散相的尺寸分布特性。该模型通过将离散相按特征尺寸(如气泡直径)划分为多个尺寸组,每个尺寸组代表某一特定直径范围的气泡群体,从而实现对气泡粒径分布的追踪。在均相 PBM 框架下,假定所有尺寸组的气泡共享同一速度场。该假设成立的前提是气泡处于“扭曲颗粒”状态,此时气泡的渐进滑移速度相对于惯性时间尺度足够小,因此不同尺寸气泡间的速度差异可以忽略。PBM 的核心在于通过群体平衡方程(Population Balance Equation, PBE)描述气泡的聚并与破碎行为:聚并为两个或多个较小气泡合并为较大气泡,破碎则为单个大气泡分裂为若干子气泡。这两个过程会动态改变各尺寸组内气泡的数量,进而动态更新气泡尺寸分布。PBM 通过求解 PBE,确保各尺寸组体积分数之和始终为 1,从而实现对多分散体系演变的定量描述。其方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial t} [n(V,t)] + \nabla \cdot [un(V,t)] + \nabla_v \cdot [G_v n(V,t)] = \underbrace{\frac{1}{2} \int_0^V a(V-V')n(V-V',t)n(V',t)dV'}_{\text{birth due to aggregation}} - \underbrace{\int_0^\infty a(V,V')n(V,t)n(V',t)dV'}_{\text{death due to aggregation}} + \underbrace{\int_{\Omega_v} \rho g(V')\beta(V|V')n(V',t)dV'}_{\text{birth due to breakage}} - \underbrace{g(V)n(V,t)}_{\text{death due to breakage}} \quad (1)$$

式中, V' 为初始气泡体积, V 为其余气泡体积, $n(V,t)$ 表示为 V 的气泡数密度函数, $a(V,V')$ 为气泡聚并速率, $\beta(V|V')$ 为气泡破碎的概率密度函数。

对于尺寸组离散,需确定各组所对应的气泡直径,本研究采用体积比率方式,最小尺寸组气泡直径为 0.1 mm,其公式如下:

$$\frac{V_{i+1}}{V_i} = 2^q \quad (2)$$

式中, V_i 为第 i 个气泡体积; q 为气泡直径增长系数。

PBM 中气泡破碎模型采用 Luo 模型^[30],该模型基于各向同性湍流和统计理论,其方程如下:

$$g(m_i; m_j) = 0.923F_B(1 - \beta_g) \left(\frac{\varepsilon_l}{d_i^2} \right)^{1/3} \int_{\xi_{\min}}^1 \frac{(1 + \xi)^2}{\xi^{11/3}} e^{-\chi} d\xi \quad (3)$$

$$\chi = \frac{6 \left(\left(\frac{m_j}{m_i} \right)^{2/3} + \left(1 - \frac{m_j}{m_i} \right)^{2/3} - 1 \right) \sigma}{\rho_l \varepsilon_l^{2/3} d_i^{5/3} \xi^{11/3}} \quad (4)$$

$$\xi_{\min} = \frac{ER_{\min}}{d_i} \left(\frac{\nu_l^3}{\varepsilon_l} \right)^{1/4} \quad (5)$$

式中, F_B 为校准系数; ε_l 为液相涡流消散率; ξ 为各向同性湍流惯性子区内涡的无量纲尺寸; $ER_{\min}$ 为最小涡流比, 取值范围为 11.4 ~ 31.4, 默认值为 11.4。

气泡聚并模型采用 Prince and Blanch 模型^[31], 该模型假定气泡聚并分为三步: 首先是气泡碰撞, 气泡之间存在液膜; 液膜随后排出直到分离气泡的液膜达到临界厚度; 最后薄膜破裂, 气泡结合在一起。该聚并模型基于两个气泡的碰撞频率和聚并效率来建立, 方程如下:

$$Q(m_i; m_j) = (\theta_{ij}^T + \theta_{ij}^B) \eta_{ij} \quad (6)$$

$$\eta_{ij} = e^{-t_{ij}/\tau_{ij}} \quad (7)$$

$$t_{ij} = \left(\frac{\rho_l r_{ij}^3}{16\sigma} \right)^{1/2} \ln \left(\frac{h_0}{h_f} \right) \quad (8)$$

$$\tau_{ij} = \frac{r_{ij}^{2/3}}{\varepsilon_l^{1/3}} \quad (9)$$

$$r_{ij} = \left(\frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_j} \right) \right)^{-1} \quad (10)$$

式中, h_0 为初始液膜厚度; h_f 为液膜破裂时的临界厚度; r_{ij} 为气泡等效半径。

湍流引起的碰撞频率 θ_{ij}^T 和浮力引起的碰撞频率 θ_{ij}^B 的公式分别如下:

$$\theta_{ij}^T = F_{CT} S_{ij} (u_{ii}^2 + u_{jj}^2)^{1/2} \quad (11)$$

$$S_{ij} = \frac{\pi}{4} (d_i + d_j)^2 \quad (12)$$

$$u_{ii} = \sqrt{2} \varepsilon_l^{1/3} d_i^{1/3} \quad (13)$$

$$\theta_{ij}^B = F_{CB} S_{ij} \left| \sqrt{\frac{2.14\sigma}{\rho_l d_j} + 0.505gd_j} - \sqrt{\frac{2.14\sigma}{\rho_l d_i} + 0.505gd_i} \right| \quad (14)$$

式中, S_{ij} 为气泡碰撞横截面积; u_{ii} 为湍流脉动速度; F_{CT} , F_{CB} 为校正因子。

综合考虑计算成本和计算精确度, 本文采用 10 组不同尺寸气泡, 如表 3 所示, 气泡尺寸范围为 0.1 mm ~ 10 mm。选择第 4 组和第 5 组气泡尺寸作为进口气泡尺寸, 各占 50%^[26]。

1.4 实验验证

本实验在旱区水工程生态环境全国重点实验室的气液两相测试系统上进行, 整个试验系统主要

表 3 各气泡尺寸分组

Table 3 Bubble size groups

尺寸组	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	d_9	d_{10}
直径 d (mm)	0.10	0.17	0.28	0.46	0.77	1.29	2.15	3.59	5.99	10.00

由供水管路、供气管路、气液混合管路、气液混输泵可视化试验台和采集系统组成。供水管路中水由增压泵从水箱中抽出, 途经截止阀、闸阀、压力表和液体质量流量计, 随后进入气液混合管路中的气液混合器; 供气管路中气体由空气压缩机输出, 途经球阀、过滤器、压力表、闸阀和气体层流质量流量计, 然后进入气液混合管路中的气液混合器; 气液混合管路主要是气液混合器和直管段, 目的是使气液混合均匀, 随后将混合介质输送至气液混输泵可视化试验台, 同时将泵出口排出的混合介质输回水箱; 气液混输泵可视化试验台主要包括电机、扭矩仪和外壳为透明的试验泵; 采集系统包括 NI 数据采集模块和高速摄像采集模块, NI 数据采集模块主要采集气液相流量、泵进口压力、进出口压差、扭矩以及压力脉动等信号^[26]。表 4 为采集系统中主要仪器参数。

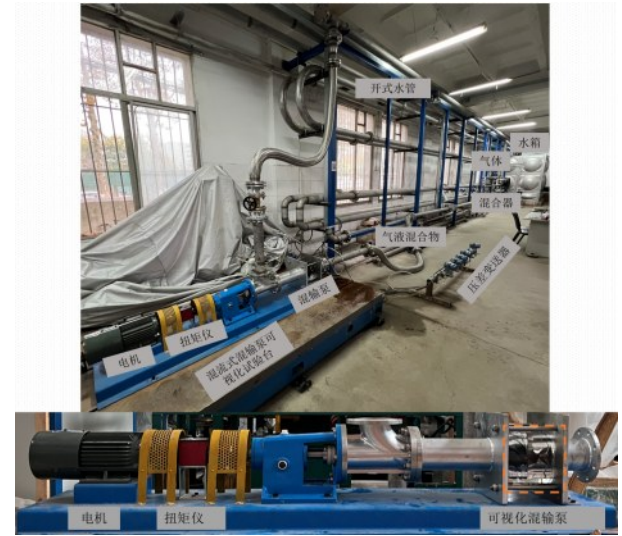


图 4 实验系统与设备

Fig.4 Experimental system and equipment

在单相纯水工况下, 泵的扬程 H 和效率 η 的计算公式如下所示:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho_l g} \quad (15)$$

$$\eta = \frac{\rho_l g Q H}{M \omega} \quad (16)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (17)$$

式中, ρ 表示流体密度, 下标 g, l, m 分别为气相、

表4 采集系统中主要仪器参数

Table 4 Main parameters of the instruments in the acquisition system

仪器仪表	参数范围	精度
气体层流质量流量计	0 ~ 3000 SLPM	±1%
液相质量流量计	0 ~ 100 t·h ⁻¹	±0.2%
动态扭矩传感器	0 ~ 5 N·m	0.1%
压力变送器	-0.1 ~ 0.5 MPa	0.075%
差压变送器	-0.1 ~ 1 MPa	0.075%
高频压力脉动传感器	0.07 ~ 345 kPa	±1%
数据采集板	48个输入通道, 80 ks·s ⁻¹	16 bits

液相和气液混合相, g 为重力加速度, Q 表示流量, p_1, p_2 分别为泵进口和出口压力; M 为泵的扭矩; ω 为泵的角速度。

气液两相工况下, 泵的扬程和效率计算公式较为复杂, 尚无完全统一的形式。本文选择泵的压升 ΔP 和效率 η' 作为评估性能参数, 其计算公式如下

所示:

$$\Delta P = p_2 - p_1 \quad (18)$$

$$\eta' = \frac{\Delta P Q}{M \omega} \quad (19)$$

图5(a)对比了纯水工况下(转速为1500 rpm, 流量为33 m³/h)数值模拟与实验所得的扬程和效率。结果表明, 数值模拟结果与实验数据高度吻合, 二者误差均小于5%, 充分验证了数值模拟的可靠性。图5(b)对比了气液两相工况下(转速为1500 rpm)数值模拟与实验所得的压升, 可以看出数值模拟压升曲线的规律与实验基本相符, 随着入口含气率 (inlet gas volume fraction, IGVF) 从5%增加至15%, 泵压升急剧下降, 呈现出典型的喘振特征。喘振发生后, 模拟与实验的误差约为5%; 喘振发生后, 误差增至6%~12%。考虑到泵内气液两相流动行为的复杂性, 该误差在可接受范围内, 因此气液两相工况下数值模拟的准确性得到了验证。

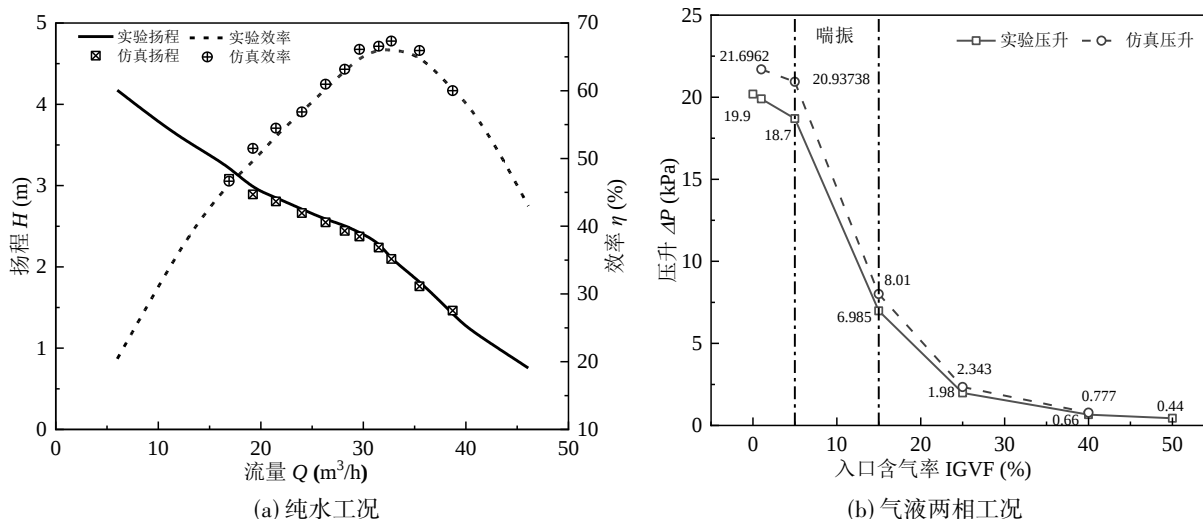


图5 数值模拟验证

Fig.5 Numerical simulation verification

1.5 导叶叶片积垢

化工过程中颗粒沉积与堆积的研究表明, 在含有固体颗粒的气液两相流动中, 颗粒受离心力与二次流共同作用, 倾向于在流道转弯处及扩压段壁面发生沉积。结合本团队前期可视化实验结果, 气相主要积聚于导叶中部至出口段的吸力面与压力面附近^[21]。因此, 本文将积垢位置选取在导叶叶片后半段。工程实测与文献调研表明, 壁面沉积层的典型厚度通常在0.8~1.5 mm范围内^[32]。在此基础上, 经前期测试与研究, 本文对导叶表面积垢进行简化处理, 在导叶叶片中部至出口段分别对吸力面与压

力面均匀加厚约叶片原厚度的30%(约1.0 mm), 加厚区域约占叶片弦长的50%(叶片弦长121.3 mm), 加厚厚度约占导叶流道宽度的5%。导叶表面积垢示意图如图6所示。

2 结果与分析

2.1 不同模型外特性对比

混输泵的外特性参数包括压升、效率与导叶气体体积分数。采用上文所述的数值计算方法对两种模型进行数值模拟, 模拟工况为: 流量 $Q = 33 \text{ m}^3 /$

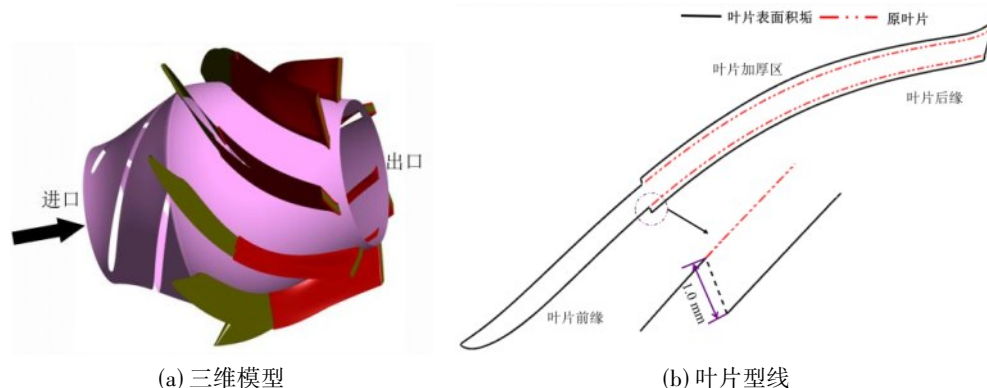


图6 导叶表面积垢示意图

Fig.6 Schematic of fouling on the diffuser vane surface

h, 入口含气率 IGVF 为 15%, 转速 $n = 1500 \text{ r/min}$ 。表 5 为两种模型的外特性。由表 5 可知, 相比原叶片模型, 叶片表面积垢模型压升增了 1 kPa, 效率提高 3.1%, 导叶气体体积分数下降 10.46%, 表明叶片表面积垢后混输泵的水力性能更优, 对气液两相介质的输运能力也有所增强。初步表明, 导叶叶片积垢有利于提升混输泵的水力性能及效率。

表 5 不同模型外特性参数

Table 5 External characteristics of different models

模型	压升/kPa	效率/%	导叶气体体积分/%
原叶片模型	8.01	39.53	44.07
叶片表面积垢模型	9.00	42.62	33.61

2.2 不同模型内流场分布对比

图 7 对比了不同模型的压力分布。总体而言, 叶轮区域的压力低于导叶区域, 表明混输泵导叶具有显著的扩压效果; 其中动静干涉区的压力达到最大值。与原叶片模型相比, 叶片表面积垢模型使动静干涉区的压力降低约 15%, 表明导叶叶片加厚能够改善流体对叶片的冲击。导叶段的增压效果更为突出, 较原叶片模型压升增加约 20%, 各流道内的压力分布更为均匀, 从而有效抑制了气相在压差作用下向低压区聚集的趋势。然而, 在叶片积垢起始位置出现了局部高压区, 由此引发了局部水力损失。

图 7 不同模型压力分布对比

Fig.7 Comparison of pressure distribution between different models

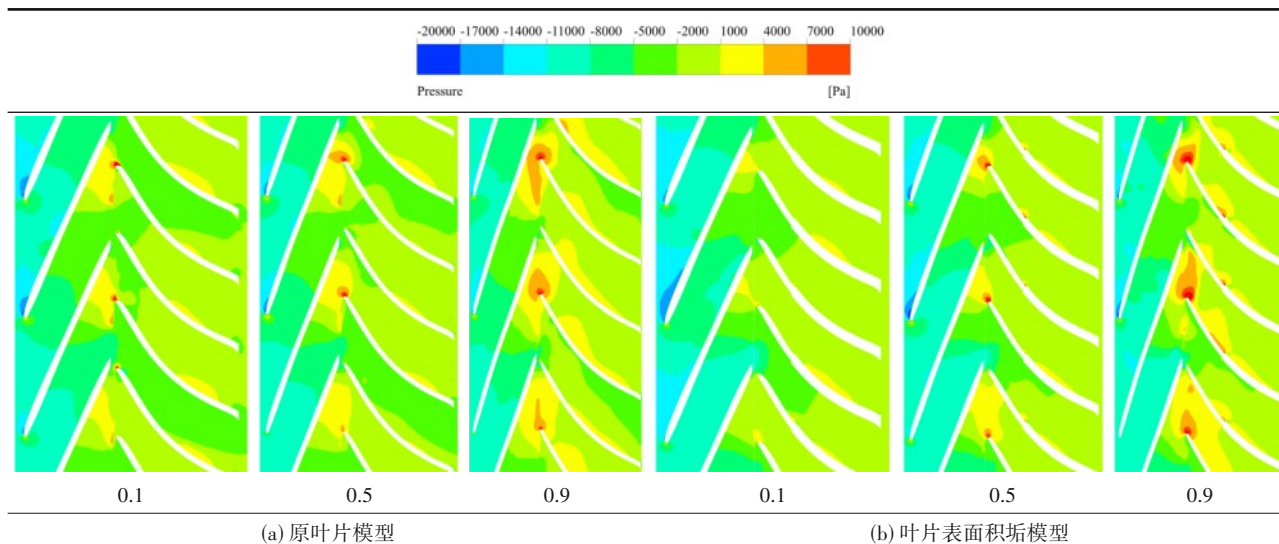


图 8 对比了不同模型在半叶高截面处的涡量分布与流线特征。总体而言, 导叶流道内的高涡量带

与流线所指示的二次流位置高度对应, 表明涡量集中区即二次流核心区域。与原叶片模型相比, 叶片

表面积垢模型在积垢起始点上游的高涡量带显著减弱,流线二次流区域显著减少,流动趋于平顺;在积垢区域内,高涡量带的范围明显缩小。同时,积垢模型的二次流主要集中于导叶叶片吸力面出口段,其尺度明显小于原叶片模型,二次流强度显著降低。上述结果表明,叶片表面积垢有助于改善流场结构、降低水力损失,从而提升泵的输送效率。

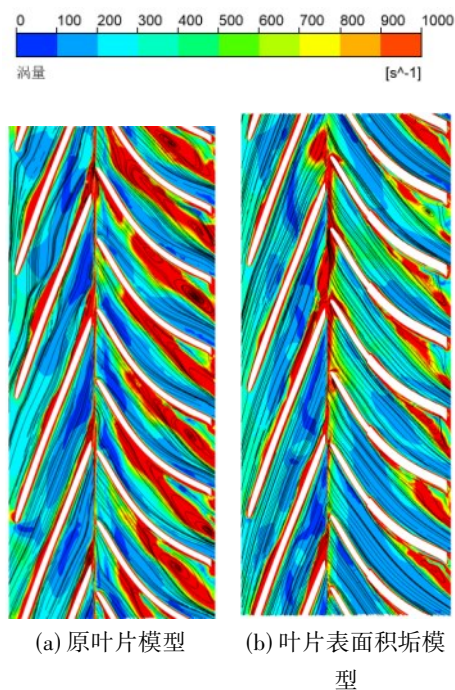


图8 各模型半叶高处涡量与流线分布

Fig.8 Vorticity and streamline distribution at mid-span of each model

2.3 不同模型两相分布对比

图9展示了叶轮与导叶区域内气体体积分数为0.5的等值面分布。选取气体体积分数0.5作为等值面阈值,该值通常被视为气液两相流动中气相连续分布的临界参考点,能够有效表征中等浓度气团的聚集程度与空间分布特征,已被同类研究广泛采用^[33]。在原叶片模型中,叶轮从进口至出口的0.5等值面主要集中于轮缘及叶片吸力面侧附近,进入导叶后,气相聚集现象进一步加剧,形成严重气体积聚,导致流道有效通流面积显著减小,出现气堵。叶片表面积垢模型在叶轮区域的气相分布特征与原叶片差异不大。但在导叶段,加厚叶片区域内的含气率显著降低,流道堵塞问题得到有效缓解。由表6可知,叶片表面积垢模型的0.5等值面覆盖范围均大于原叶片模型,等值面面积增加0.0225 m²。鉴

于气液混输泵内部流动具有高度复杂性,伴随大量二次流与回流,此处采用绝对平均质量流量来表征气体流量,结果显示叶片表面积垢模型的绝对平均质量流量低于原叶片模型。这表明叶片表面积垢模型有效削弱了极高浓度的局部气团,降低了绝对平均流量,使中等浓度气体区域在空间中的分布更为广泛,气相分布均匀性得以改善。

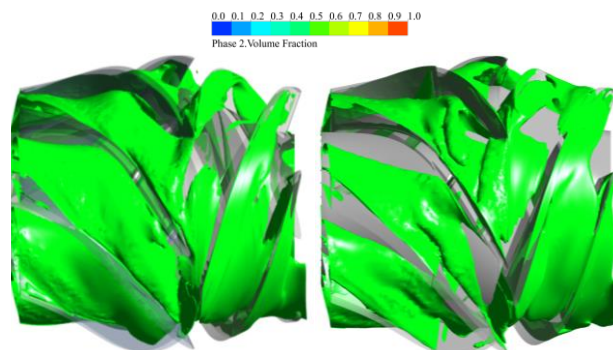


图9 各模型流道内气体体积分数0.5等值面

Fig.9 Isosurface of gas volume fraction equal to 0.5 for each model

注:(a) 原叶片模型 (b) 叶片表面积垢模型

表6 气体体积分数0.5等值面参数

Table 6 Isosurface parameters of gas volume fraction equal to 0.5

	叶轮等值面 面积/m ²	导叶等值面 面积/m ²	绝对平均质量流 量/kg·s ⁻¹
原叶片模型	0.02475	0.03577	0.5573
叶片表面积垢模型	0.03233	0.05067	0.5453

图10展示了不同叶高截面处叶轮与导叶流道内的气体体积分数分布云图。在0.1倍叶高截面处,原叶片模型的叶轮内气相主要附着于叶片吸力面,流道内气体体积分数较低,这是由于离心力作用驱使气相向轮缘方向迁移;相应地,导叶内气体高度聚集于轮毂侧流道,几乎堵塞该区域,这是导致混输泵效率低下的主要流动因素。相比之下,叶片表面积垢模型在导叶叶片积垢起始点附近气体体积分数显著降低,有效减轻了流道堵塞程度。在0.5倍叶高截面处,原叶片模型的导叶叶片从进口至出口气体体积分数呈持续递增趋势,而叶片表面积垢模型则显著降低了叶片积垢段上游的气体体积分数,仅在加厚区域内略有增加。在0.9倍叶高截面处,叶片表面积垢模型的叶轮与导叶内气体体积分数均高于原叶片。图11进一步量化对比了叶轮与导叶内气体体积分数沿叶高方向的分布。在叶

轮区域,叶片表面积垢模型在近轮毂截面的气体体积分数较原叶片模型降低约6%,而在近轮缘截面较原叶片模型增加约16%。在导叶区域,叶片表面积垢模型在近轮毂截面的气体体积分数原叶片模型降低约5%,随后沿叶高方向气体体积分数逐渐

降低;在0.7倍叶高截面处原叶片模型的气体体积分数已低于叶片表面积垢模型。综上可知,叶片表面积垢模型通过叶片积垢方案改善了气相在展向空间中的分布均匀性,使气体不再过度集中于轮毂区域,从而减轻了局部气堵。

图10 各模型不同叶高截面处气相分布

Fig.10 Gas phase distribution at different spanwise for each model

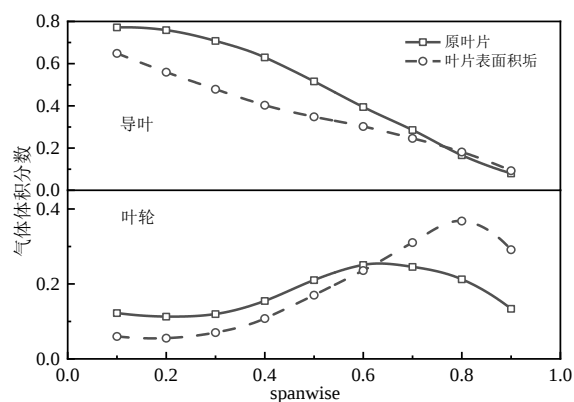
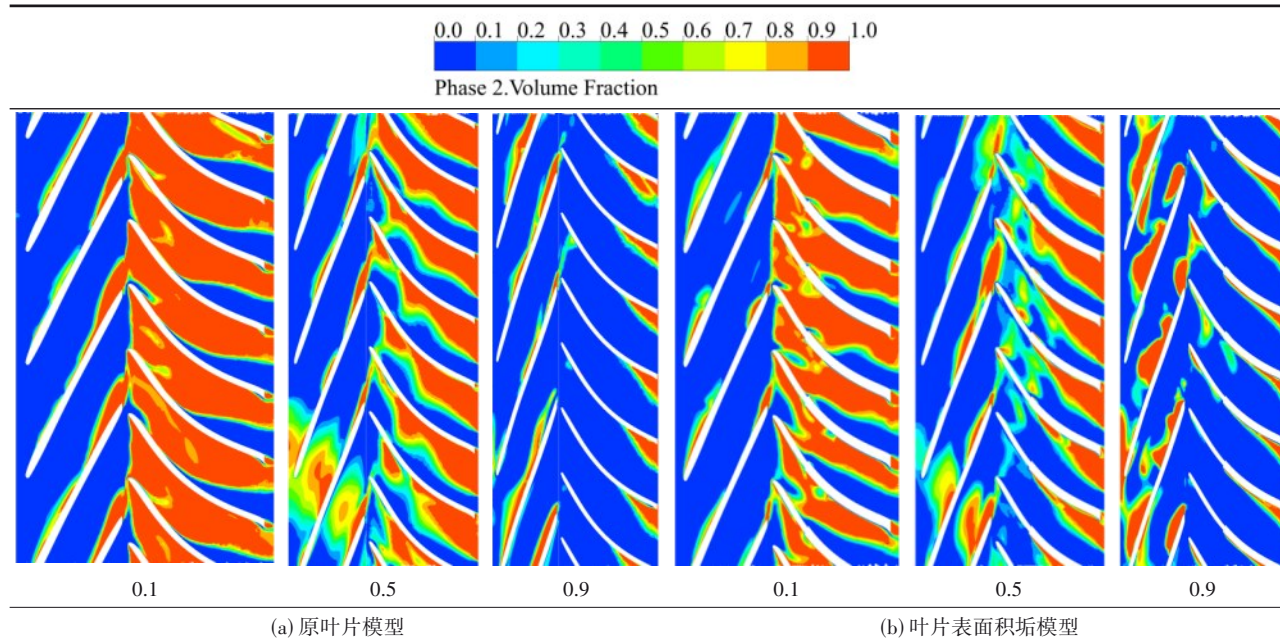


图11 气体体积分数沿展向分布

Fig.11 Spanwise distribution of gas volume fraction

图12展示了沿转轴方向不同截面上的气体体积分数分布对比,其中轴向位置-280 mm、-230 mm和-145 mm分别对应叶轮进口、叶轮出口和导叶出口。叶片积垢区自-200 mm处起始并延伸至导叶出口。与原叶片模型相比,叶片表面积垢模型在-175 mm至-220 mm区间内的气体体积分数大幅降低,而在-145 mm至-150 mm区间及-220 mm至-280 mm区间内则略有升高。这一变化规律表明,

叶片积垢方案有效加快了导叶内气相的运输速度,减少了气体在中间流道段的滞留与积聚,从而提升了泵的输送效率。

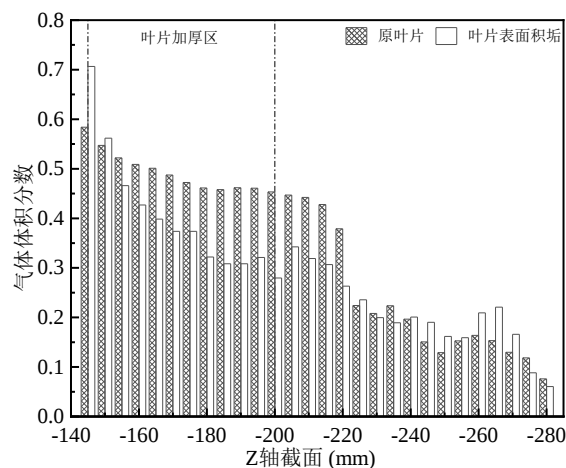


图12 不同轴向截面气体体积分数

Fig.12 Gas volume fraction of different axial cross-sections

基于图11和图12所示的气相分布特征,气相主要集中于导叶区域。为此,建立导叶内气相分布均匀性评价指标。采用各截面含气率的标准差进

行计算^[34],公式如下:

$$I_{span} = 1 - \frac{\sigma_{span}}{\bar{\alpha}_{span}} \quad (20)$$

其中:

$$\sigma_{span} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (\alpha_j - \bar{\alpha}_{span})^2} \quad (21)$$

$$\bar{\alpha}_{span} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \alpha_j \quad (22)$$

其中, α_j 为各截面气体体积分。

在叶高方向(径向)上,原叶片模型的气相均匀性指标 $I_{span-radial}$ 为 0.31,而叶片表面积垢模型提升至 0.37,提高了近 20%。径向指标增幅显著,表明表面积垢有效缓解了叶高方向上的气相聚集现象。由于径向方向是导叶内气相分布不均匀性的主导方向,其不均匀程度远大于轴向,因此该方向上的改善对整体流动更为关键。综上,叶片表面积垢模型

在径向方向(不均匀性的主导方向)上改善效果显著,有助于优化导叶内部的气相分布,提升混输泵的气液混合与输送性能。

2.4 不同模型气泡尺寸分布对比

图 11 沿径向(展向)、图 12 沿轴向分别展示了气体体积分数的分布特征,揭示了不同设计两种模型对气相空间分布的影响。图 13 进一步给出了叶轮和导叶内不同气泡尺寸的体积分对比。结果显示,叶片表面积垢模型的大尺寸气泡体积分高于原叶片模型,表明叶片表面积垢模型在改善气液两相空间分布均匀性的同时,也抑制了气泡的破碎。其原因可能是叶片积垢使得导叶流道内压强分布趋于均匀、涡量减弱,气泡所受作用力变化更为平缓,从而抑制了气泡的破碎,导致大尺寸气泡所占比例上升。

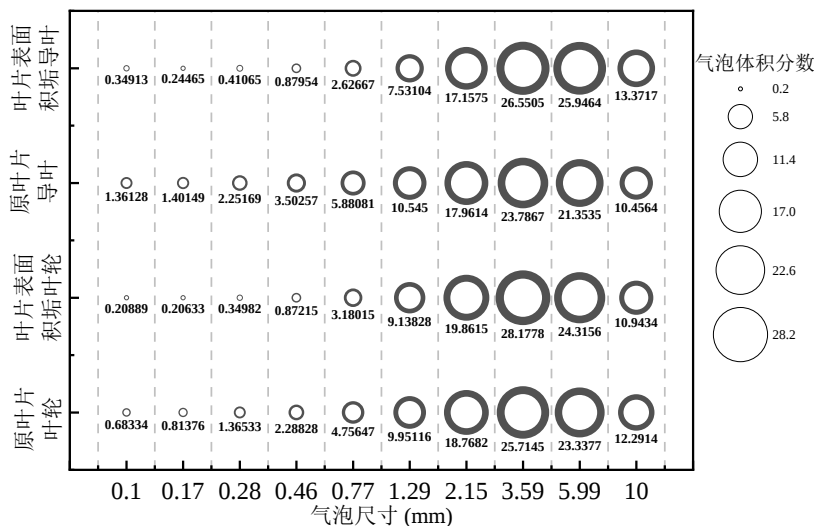


图 13 不同气泡尺寸的体积分

Fig.13 Volume fraction of different bubble sizes

图 14 为两种模型流道内的平均气泡尺寸分布。在 0.1 倍叶高截面处,原叶片模型叶轮进口及叶轮叶片压力面附近的气泡平均尺寸较大,导叶内气泡平均尺寸约为 3.5 mm;0.5 倍叶高截面处,气泡平均尺寸在叶轮流道及导叶出口段局部偏大,其余区域均维持在 3.5 mm 左右;0.9 倍叶高截面处,气泡平均尺寸仅在叶轮进口与导叶出口局部较大,其余区域同样约为 3.5 mm。与原叶片模型相比,叶片表面积垢模型最显著的变化在于大尺寸气泡区域高度集中于叶轮叶片压力面;此外,导叶叶片压力面出口处出现了局部小尺寸气泡区,其余区域的气泡平均尺寸均较原模型增大。结合图 13 可知,叶片表面积垢模型大尺寸气泡体积分数的增加直接导致了气

泡平均尺寸的上升,而导叶出口局部小尺寸区的出现,则可能与重力作用下大尺寸气泡的沉降有关,导致该处小气泡相对富集。平均气泡尺寸 D 计算公式如下:

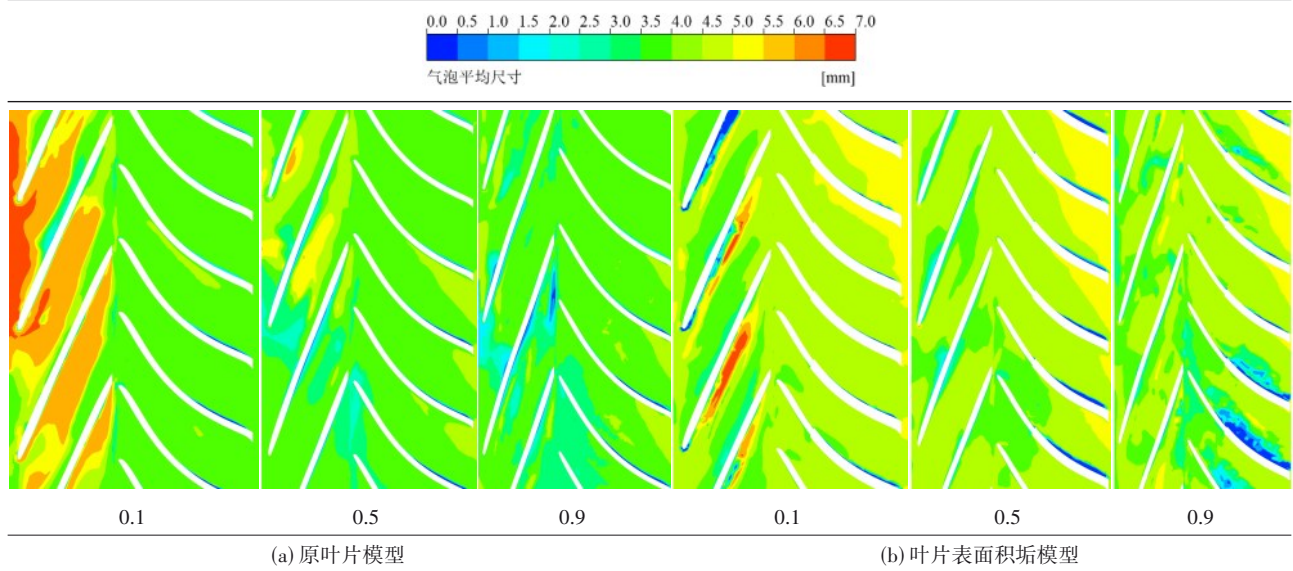
$$\Delta D = d_i \times \alpha_i (i = 1, 2, 3 \dots 10) \quad (23)$$

式中, d_i 为不同气泡尺寸, α_i 为不同气泡的体积分。

为定量分析混输泵叶轮与导叶内的气相演化特征,本文构建了多维流道空间分区评价体系:在径向维度,依据无量纲叶高将流场划分为近轮缘区 (0.9 ~ 1.0]、主流道区 (0.3 ~ 0.9] 及近轮毂区 (0 ~ 0.3];在轴向维度,沿旋转轴线将叶轮和导叶离散为进口部 (0~0.3]、中部 (0.3~0.7] 及出口部 (0.7~1.0];同

图14 各模型流道内气泡平均尺寸分布

Fig.14 Average bubble size distribution for each model



时,结合气团在叶片表面的吸附特性,将近壁面流场划分为压力面区与吸力面区,旨在通过多维空间坐标锁定气团在不同优化模型下的空间分布规律及演化差异。将叶轮和导叶交叉划分为30个具有明确空间坐标的微小分区,具体分区如表7所示。同时基于上述PBM的10组气泡直径,图15逐一判断了每组气泡在各分区内是否出现:若某一尺寸组的气泡在某分区内体积分数不为零,则标记为“存在”(赋值为1),反之则标记为“不存在”(赋值为0)。图15中,原叶片模型有130个分区标记为“1”,170个分区标记为“0”,叶片表面积垢模型有157个分区标记为“1”,143个分区标记为“0”。叶片表面积垢

模型中标记为“1”的分区从130个增加至157个,这表明叶片积垢使气相分布更为均匀,由“局部高浓度堆积”向“多区域离散分布”的转变有效降低了导叶流道发生气堵的风险,且增加的分区主要对应大尺寸气泡。气泡主要增加在叶轮进口主流道区(II区)、导叶进口主流道区(XVII区)、导叶中部近轮缘区(XXI区)、导叶中部主流道区(XXII区)、导叶出口部近轮缘区(XXVI区)及导叶出口部近轮毂区(XXVIII区)。气泡分布主要集中在导叶中后段流道与轮缘处,表明导叶叶片加厚对气相分布具有显著影响。

表7 气液混输泵三维分区

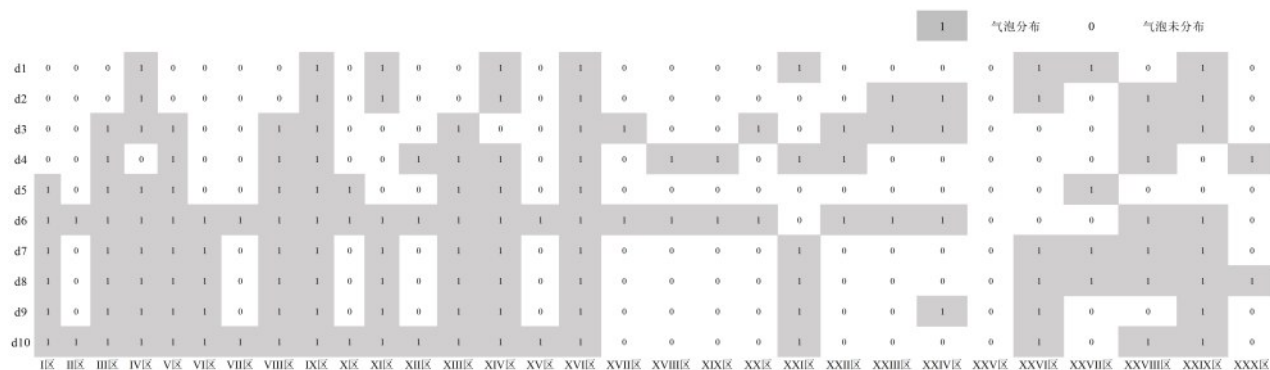
Table 7 Three-dimensional zoning of the gas - liquid multiphase pump

位置	叶轮进口部近轮缘区	叶轮进口部主流道区	叶轮进口部近轮毂区	叶轮进口部压力面区	叶轮进口部吸力面区	叶轮中部近轮缘区	叶轮中部主流道区	叶轮中部近轮毂区	叶轮中部压力面区	叶轮中部吸力面区	叶轮出口部近轮缘区	叶轮出口部主流道区	叶轮出口部近轮毂区	叶轮出口部压力面区	叶轮出口部吸力面区
名称	I区	II区	III区	IV区	V区	VI区	VII区	VIII区	IX区	X区	XI区	XII区	XIII区	XIV区	XV区
位置	导叶进口部近轮缘区	导叶进口部主流道区	导叶进口部近轮毂区	导叶进口部压力面区	导叶进口部吸力面区	导叶中部近轮缘区	导叶中部主流道区	导叶中部近轮毂区	导叶中部压力面区	导叶中部吸力面区	导叶出口部近轮缘区	导叶出口部主流道区	导叶出口部近轮毂区	导叶出口部压力面区	导叶出口部吸力面区
名称	XVI区	XVII区	XVIII区	XIX区	XX区	XXI区	XXII区	XXIII区	XXIV区	XXV区	XXVI区	XXVII区	XXVIII区	XXIX区	XXX区

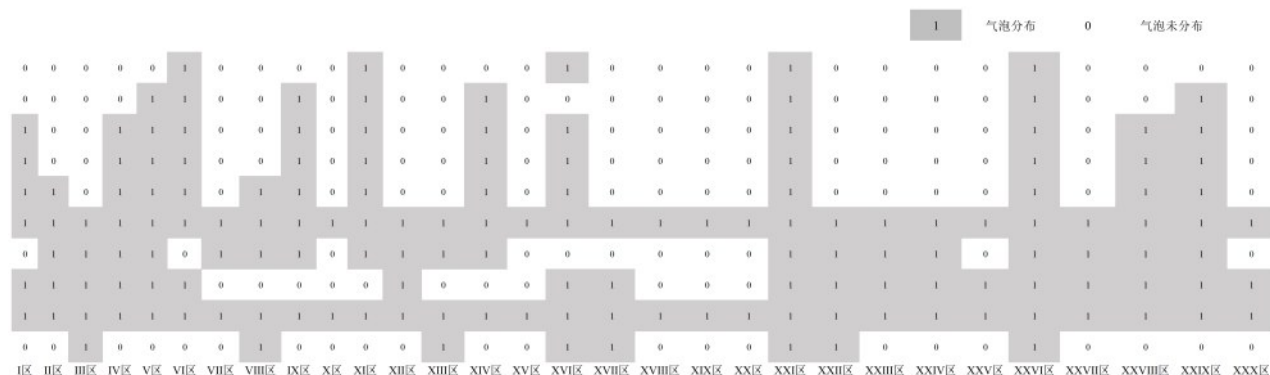
2.5 不同模型熵产对比

气液混输泵内两相介质的流动特征十分复杂,气液两相间的动量、能量交换与相态演变使得流动

损失机制趋于多元化。在气液流体中,熵主要通过四种方式产生:(1)由平均速度引起的直接熵产率 $\dot{S}_D''$;(2)由脉动熵产产生的湍流熵产率 $\dot{S}_D''$;(3)由壁面



(a) 原叶片模型



(b) 叶片表面积垢模型

图 15 各模型不同区域内的气泡分布

Fig.15 Bubble distribution in different regions of each model

摩擦引起的壁面熵产率 $\dot{S}_w''$; (4) 由气液交界面引起的界面熵产率 $\dot{S}_l''$ 。

Kock 将熵产率分为由平均速度引起的直接熵产率和由脉动速度引起的湍流熵产率两类^[35], 计算公式分别如下:

$$\dot{S}_D'' = \dot{S}_D'' + \dot{S}_{D'}'' \quad (24)$$

$$\dot{S}_D'' = \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (25)$$

式中, $\bar{u}$ 、 $\bar{v}$ 和 $\bar{w}$ 分别为平均速度在 x 、 y 和 z 方向上的分量; T 为温度; μ 为动力黏度; μ_{eff} 为有效动力黏度, $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, 其中 μ_t 为湍流黏度; $\bar{u}'$ 、 $\bar{v}'$ 和 $\bar{w}'$ 分别为脉动速度在 x 、 y 和 z 方向上的分量。

Kock 将 SST k - ω 湍流模型的湍流熵产率 $\dot{S}_{D'}''$ 近似为^[35]:

$$\dot{S}_{D'}'' = 0.09 \frac{\rho k \omega_t}{T} \quad (26)$$

式中, ω_t 为湍流涡频率; k 为湍动能。

壁面效应产生的熵产率计算公式如下^[36, 37]:

$$\dot{S}_w'' = \frac{\tau_w \cdot \mathbf{u}_p}{T} \quad (27)$$

式中, τ_w 为壁面剪切力; $\mathbf{u}_p$ 为壁面附近的平均速度。

气液相界面产生的熵产率计算公式如下^[35, 37, 38]:

$$\dot{S}_l'' = \frac{2H_c \sigma}{T} \nabla \cdot (\beta_g (1 - c_g) v_{lg}) \quad (28)$$

$$c_g = \frac{\beta_g \rho_g}{\rho_m} \quad (29)$$

$$v_{lg} = v_l - v_g \quad (30)$$

式中, H_c 为气泡表面的平均曲率; σ 为气液表面张力; c_g 为气相质量分数; v_{lg} 为气液相滑移速度; β 为体积分数。

对以上四部分熵产率分别积分, 可得四部分熵产, 分别为直接熵产、湍流熵产、壁面熵产和界面熵产。总熵产为四部分熵产总和, 计算公式如下:

$$S = S_D + S_{D'} + S_w + S_l = \int_V \dot{S}_D'' dV + \int_V \dot{S}_{D'}'' dV + \int_A \dot{S}_w'' dA + \int_V \dot{S}_l'' dV \quad (31)$$

表 8 对比了两种模型下各过流部件因熵产引起的压力损失, 计算公式如下:

$$P_{\text{Loss}} = \frac{T \cdot S}{Q_g + Q_l} \quad (32)$$

进口管段熵产最小,约占总损失的3%;叶轮段熵产最大,占比约55%。叶片表面积垢使导叶区域的熵产降低了约9%,进口管和出口管略有降低,使叶轮区域的熵产增加。如图10~图12所示,相较于原叶片模型,叶片表面积垢模型在叶轮0.9倍叶高附近的气体体积分数增加,表明该区域气液两相间的相互作用增强,局部熵产相应上升。然而,导叶流道内的高涡量带显著减弱,流线旋涡显著减少,二次流损失明显降低。整体来看,虽然叶轮区域的局部损失略有增加,但导叶区域的水力损失显著下降,二者相互抵消后泵的总损失呈降低趋势,输送效率得到提升。这表明叶片表面积垢虽然在一定程度上恶化了叶轮局部的流动状态,但有效抑制了导叶内的二次流发展,从而实现了整体性能的改善。

表8 熵产引起的压力损失

Table 8 Pressure loss caused by entropy generation

	进口管/%	叶轮/%	导叶/%	出口管/%	总损失/Pa
原叶片模型	3.43	53.88	27.99	14.70	21951.78
叶片表面积垢模型	2.67	58.22	25.49	13.62	21503.86

图16对比了不同模型下泵各过流部件的熵产值。其中,叶轮是能量耗散的主要来源,熵产值最高约0.41 W/K;进口管与出口管的熵产贡献则相对较低。叶片表面积垢模型在叶轮处的熵产较原叶片模型高约7.5%,表明该模型中叶轮做功引发的流动不可逆损失有所增加。然而,叶片表面积垢模型在导叶处的熵产较原模型显著降低约30%,且在进口管与出口管处亦保持在较低水平。从四个部件的总熵产来看,叶片表面积垢模型显著低于原叶片,降低约10%,说明尽管叶片表面积垢模型在叶轮内部的流动损失略有上升,但其在导叶及进出口管处有效抑制了流体动能向热能的不可逆耗散。因此,基于热力学不可逆损失的评价,叶片表面积垢模型具有更优的水力性能与能量利用效率。

图17对比了四类熵产的分布特征。其中,湍流熵产在总熵产中所占比例最高,界面熵产次之。叶片表面积垢主要降低了湍流熵产和界面熵产,分别降低了约20%和6%,直接熵产则略有增加。这表明叶片表面积垢通过改善压力和涡量分布,抑制湍流脉动,增大了大尺寸气泡体积分数,减少相界面

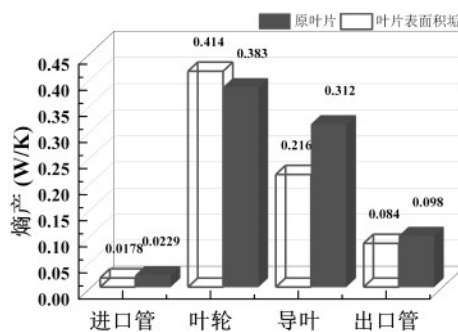


图16 两种模型不同部件熵产值

Fig.16 The entropy production value of each component for two models

摩擦引起的能量耗散,有效降低了主要损失项,但同时引入了轻微的直接耗散增量。

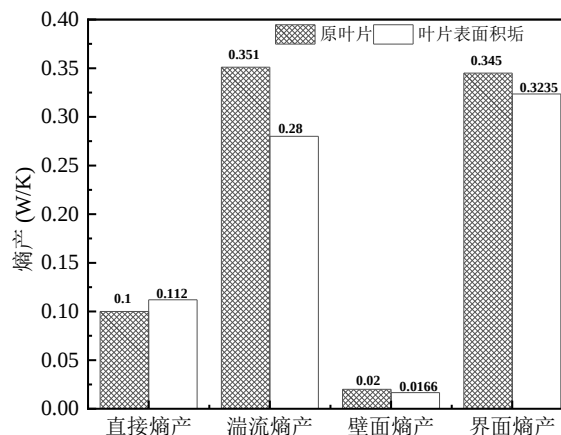


图17 两种模型不同类型熵产值

Fig.17 Various types of entropy production value for two models

图18(a)对比了不同模型在0.5倍叶高截面处的熵产率分布。与原叶片模型相比,叶片表面积垢模型叶轮叶片前缘的高熵产率区域显著缩减,且高熵产区分布更为集中,仅出现在叶轮叶片尾缘附近。图18(b)对比了不同模型在0.5倍叶高截面处的壁面熵产率分布。叶片表面积垢模型在叶片积垢区附近呈现较低的熵产率,这表明叶片积垢方案有效降低了导叶近壁区的速度梯度与剪切应力,抑制了壁面摩擦引起的不可逆耗散。图18(c)对比了不同模型在0.5倍叶高截面处的界面熵产率分布。相比于原叶片模型中导叶流道内大面积连续分布的高熵产率带,叶片表面积垢模型的高值带显著收缩,主要分布在叶片积垢起始点至叶片压力面出口之间区域。这表明叶片表面积垢模型有效优化了流场结构,显著抑制了流体内部的剪切与混合损失。

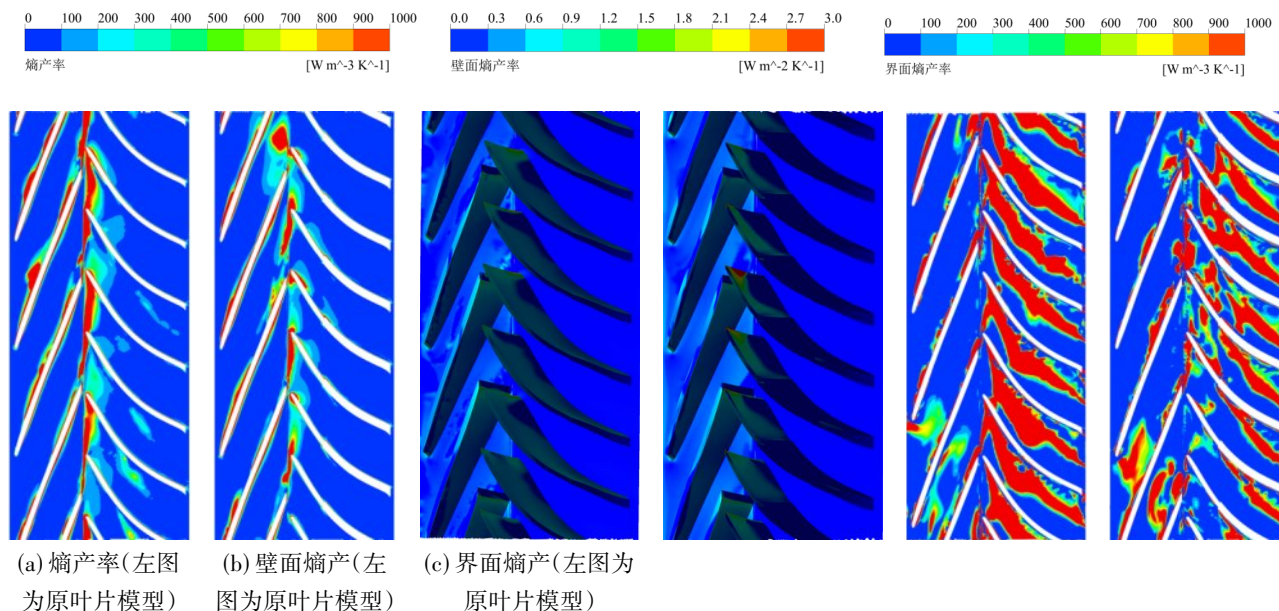


图18 两种模型流道内不同熵产率分布

Fig.18 Different entropy production rate distribution in two models

图19进一步展示了两种模型沿导叶流道的总熵产率及各类熵产率的分布特征。沿流线方向,总熵产率及各项分量均呈现持续下降的趋势。对比两种模型,叶片表面积垢模型的总熵产率、湍流熵产率、壁面熵产率和界面熵产率均低于原叶片模型,降幅分别约为20%、20%、10%和10%;而直接熵产率则相反,较原模型高出约23%。这表明叶片积垢削弱了部分湍流混合与壁面摩擦所引发的不可逆损失,但同时也加剧了速度梯度相关的直接耗散。此外,在积垢起始位置,各类熵产率均出现短暂的突增现象,这可能是由于积垢表面引发的流动分离或局部加速,导致该区域的局部耗散迅速上升;而进入积垢区后,由于流动逐渐改善,熵产率又开始下降。总体而言,导叶叶片表面积垢模型主要降低了湍流熵产和界面熵产,从而降低了总熵产。

3 结论

本文针对气液混输泵在化工高压反应产物排出过程中,导叶流道易发生固相堆积与气相积聚,导致流道堵塞和压升骤降的问题,提出了一种导叶表面积垢方案,即在导叶叶片中部至出口段进行均匀加厚(加厚厚度为叶片厚度的30%),并结合PBM与数值模拟,系统分析了叶片积垢对气液两相空间分布的影响,并通过可视化实验验证了数值模拟的可靠性。主要结论如下:

(1) 在相同工况下(IGVF=15%, $Q=33 \text{ m}^3/\text{h}$, $n=1500 \text{ rpm}$),相比原叶片模型,叶片表面积垢模型的压升提高了1.0 kPa,效率提高了3.1%,表明叶片积垢有效改善了混输泵的增压能力和能量转换效率。

(2) 叶片表面积垢改变了导叶流道内气相的空间分布特征,削弱了气相向轮毂低速区积聚的趋势,使气相由局部高浓度积聚向多区域分散分布转变,径向气相分布均匀性提高近20%。

(3) 叶片表面积垢能够降低混输泵内的不可逆能量耗散,湍流熵产和界面熵产分别降低约20%和6%,导叶区域熵产降低约30%,使泵的总熵产损失降低约10%。尽管叶轮区域局部熵产有所增加,但导叶区域损失的降低起主导作用,从而降低了整体水力损失。

综上,导叶叶片表面积垢方案是提升气液混输泵性能和气液分布均匀性的一种有效手段,为气液混输泵的设计与优化提供了重要的理论依据和参考。

符号说明

D_{s1}, D_{s2}, D_{s3}	——	分别为叶轮进口、叶轮出口、导叶出口轮缘直径, mm
d_i, i	——1, 2, ...——	第 <i>i</i> 个气泡直径, mm
g	——	重力加速度, m/s^2
H	——	扬程, m
M	——	泵的扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$

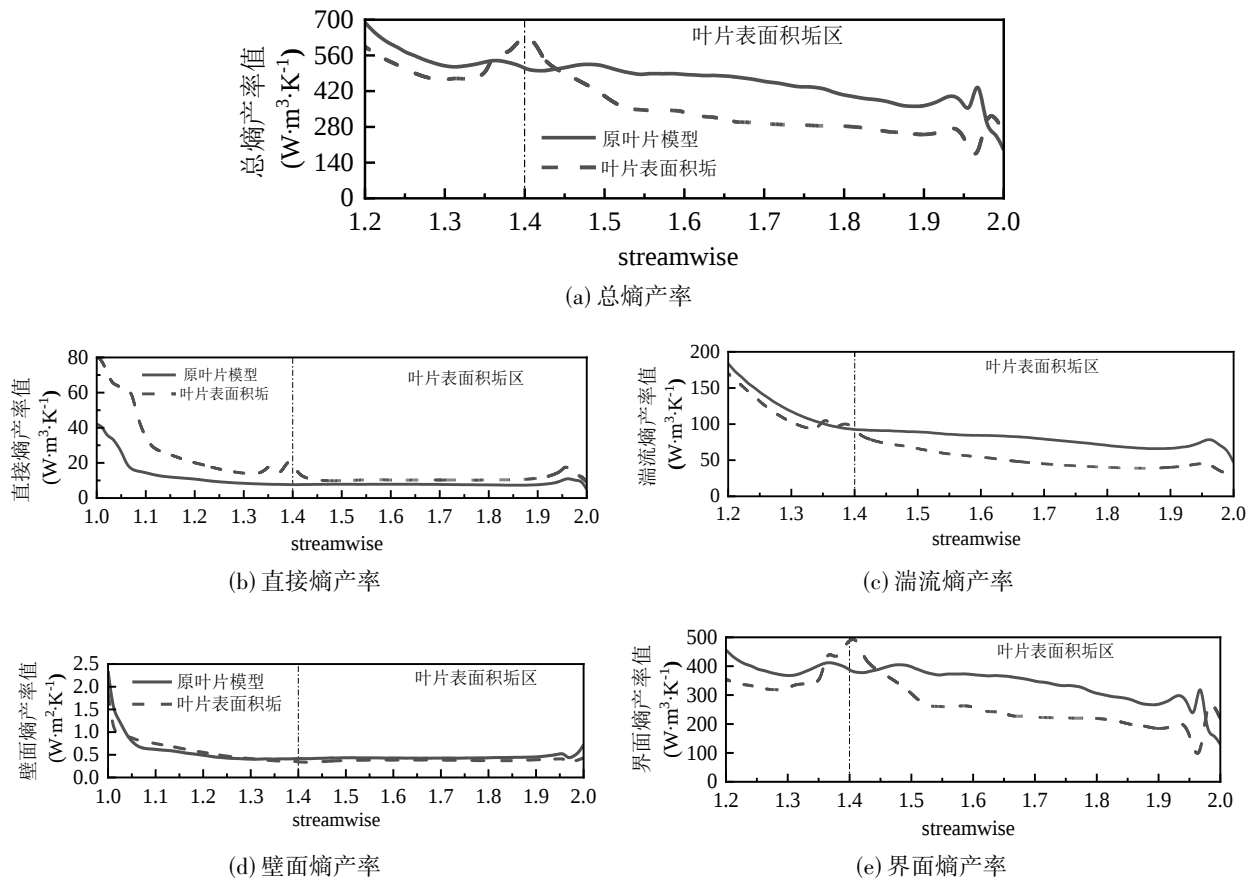


图19 各类熵产沿导叶流道内分布

Fig.19 Distribution of various entropy generation types along the diffuser channel

n ——泵的转速, r/min
 N ——网格数量
 p ——压力, Pa
 Q ——流量, m^3/s
 $\dot{S}_D'''$ ——直接熵产率, $W \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$
 $\dot{S}_{D'}''$ ——湍流熵产率, $W \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$
 $\dot{S}_w''$ ——壁面熵产率, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
 $\dot{S}_i''$ ——界面熵产率, $W \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$
 T ——温度, K
 $\bar{u}$, $\bar{v}$ 和 $\bar{w}$ ——平均速度在 x , y 和 z 方向上的分量, m/s
 u' , v' 和 w' ——脉动速度在 x , y 和 z 方向上的分量, m/s
 V_i, i ——1, 2, ...——第 i 个气泡体积, %
 Z_1, Z_{DV} ——分别为叶轮、导叶叶片数
 α_i, i ——1, 2, ...——不同气泡的体积分数, %
 D ——平均气泡尺寸, mm
 P ——泵的压升, kPa
 η ——泵的效率, %
 下角标
 d——泵的设计工况

g, l, m ——分别为气相、液相、气液混合相

参考文献

- [1] Deng Y X, Wang X D, Xu J, et al. Gas - liquid interaction characteristics in a multiphase pump under different working conditions[J]. Processes, 2022, **10**(10): 1977.
- [2] Shi G T, Tang M Q, Lv W J, et al. Identification of the vortex in the main flow passage of a multiphase pump and the relationship with pressure fluctuation[J]. Energy Science & Engineering, 2024, **12**(10): 4394-4413.
- [3] Chen L, Yang Y X, Peng C C, et al. The influence of shear-thinning characteristics on multiphase pump vortex structure evolution, pressure fluctuation, and gas-solid distribution[J]. Processes, 2024, **12**(2): 284.
- [4] Ge Z G, He D H, Huang R, et al. Application of CFD-PBM coupling model for analysis of gas-liquid distribution characteristics in centrifugal pump[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2020, **194**: 107518.
- [5] Ou G F, Wang K X, Zhan J L, et al. Failure analysis of a reactor effluent air cooler[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, **31**: 387-393.
- [6] Li H C, Zhang W W, Hu L W, et al. Studies on flow characteristics of gas - liquid multiphase pumps applied in petroleum transportation engineering: a review[J]. Energies, 2023,

- 16(17): 6292.
- [7] Lin Z, Hu L H, Tao J Y, et al. Analysis of high-concentration solid-liquid flow and erosion characteristics of centrifugal pump based on CFD-DEM[J]. Chemical Engineering Science, 2025, **317**: 122106.
- [8] Lv W J, Shi G T, Wen H G, et al. The effect of particle mass concentration on the motion characteristics of particles in a helical-bladed multiphase pump[J]. Physics of Fluids, 2025, **37** (8): 083395.
- [9] 卜鑫, 蒋光辉, 瞿伟, 等. 费托反应器蜡过滤管结垢分析及清洗再生[J]. 清洗世界, 2019, **35**(11): 14-16.
Bu X, Jiang G H, Qu W, et al. Fouling analysis and cleaning regeneration of wax filter tube in Fischer-Tropsch reactor [J]. Cleaning World, 2019, **35**(11): 14-16.
- [10] Cao S L, Peng G Y, Yu Z Y. Hydrodynamic design of rotodynamic pump impeller for multiphase pumping by combined approach of inverse design and CFD analysis[J]. Journal of Fluids Engineering, 2005, **127**(2): 330-338.
- [11] Zhang J Y, Zhu H W, Ding K, et al. Study on measures to improve gas-liquid phase mixing in a multiphase pump impeller under high gas void fraction[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, **15**(6): 062023.
- [12] Marsis E, Pirouzanah S, Morrison G. CFD-based design improvement for single-phase and two-phase flows inside an electrical submersible pump[C]// ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting, July 7 - 11, 2013, Incline Village, Nevada, USA. 2013
- [13] 马希金, 刘晓睿, 张耘. 油气混输泵静叶内部流场分析及优化设计[J]. 流体机械, 2019, **47**(7): 21-26.
Ma X J, Liu X R, Zhang Y. Analysis of flow field in diffuser of multiphase pump and its optimization[J]. Fluid Machinery, 2019, **47**(7): 21-26.
- [14] 肖业祥, 桂中华, 张瑾, 等. 分流叶片对混输泵水力性能影响的优化分析[J]. 水力发电学报, 2023, **42**(4): 25-31.
Xiao Y X, Gui Z H, Zhang J, et al. Optimization analysis of effect of splitter blades on flow characteristics of multiphase pumps[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2023, **42**(4): 25-31.
- [15] 孙殿新. 分流叶片前缘形状对叶片式混输泵性能的影响[J]. 石油机械, 2024, **52**(11): 114-121.
Sun D X. Influence of the front shape of splitter vanes on the performance of the vane type multiphase pump[J]. China Petroleum Machinery, 2024, **52**(11): 114-121.
- [16] 张广, 冯雪萍, 曾庚运, 等. 基于多岛遗传算法的大流量离心泵水力性能优化研究[J]. 大电机技术, 2024(4): 111-117.
Zhang G, Feng X P, Zeng G Y, et al. Optimization design of centrifugal pump based on MIGA[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2024(4): 111-117.
- [17] Yang X, Zhang J, Hu X, et al. Design optimization of a synchronal rotary multiphase pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2016, **230**(2): 134-145.
- [18] 申正精, 江丰伏, 杨志强, 等. 基于叶轮全参数建模的双吸泵性能优化研究[J]. 热能动力工程, 2025, **40**(8): 20-29, 56.
Shen Z J, Jiang F Y, Yang Z Q, et al. Research on performance optimization of double suction pumps based on full parameterized modeling of impeller[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, **40**(8): 20-29, 56.
- [19] Hu Y C, Wang Z C, Wang Y W. Simulation and optimization of start-up process of high-speed gas-liquid two-phase pump[J]. Recent Innovations in Chemical Engineering (Formerly as Recent Patents on Chemical Engineering), 2025, **18**(1): 26-39.
- [20] Zhao S Q, Zhang R, Huang H, et al. Intrapore water - gas shift reaction inhibits coal gasification in supercritical water[J]. Chemical Engineering Science, 2024, **289**: 119843.
- [21] Zhao S Q, Zhang R, Huang H, et al. Chemical reaction of solid particle aggregates in quiescent fluids[J]. Chemical Engineering Journal, 2024, **501**: 157709.
- [22] Liu H X, Yang F X, Tan H Z, et al. Industrial application and numerical simulation on discrete dynamics of fine particulate matters: Condensational growth, deposition and agglomeration[J]. Chemical Engineering Journal, 2024, **488**: 150999.
- [23] Jiang F, Li X, Qi G P, et al. Effects of particle type on the particle fluidization and distribution in a liquid - solid circulating fluidized bed boiler[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2023, **54**: 53-66.
- [24] Bell I H, Groll E A, König H. Experimental analysis of the effects of particulate fouling on heat exchanger heat transfer and air-side pressure drop for a hybrid dry cooler[J]. Heat Transfer Engineering, 2011, **32**(3/4): 264-271.
- [25] Zhang C Q, Tang Z Y, Zhang Z Q, et al. Impact of airside fouling on microchannel heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, **128**: 42-50.
- [26] 戈振国. 混流式气液混输泵内部流动机理及性能优化[D]. 西安: 西安理工大学, 2024.
Ge Z G. Internal flow mechanism and performance optimization design of a gas-liquid mixed-flow pump[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2024.
- [27] 罗兴铸, 闫思娜, 冯建军, 等. 偏工况下气液两相离心泵喘振特性[J]. 水力发电学报, 2019, **38**(3): 108-115.
Luo X Q, Yan S N, Feng J J, et al. Surge characteristics of gas-liquid two-phase centrifugal pumps under part-load conditions[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2019, **38**(3): 108-115.
- [28] 闫思娜. 半开混流式气液混输泵两相流动特性研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2022.
Yan S N. Study on two-phase flow characteristics of a semi-open mixed flow gas-liquid pump[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2022.
- [29] Ge Z G, Qiu R B, Feng J J, et al. Multiple size group modeling of gas - liquid flow instability and energy conversion in a multiphase pump: Effects of inlet gas volume fraction[J]. Petroleum Science, 2026, **23**(7): 4259-4279.
- [30] Luo H A, Svendsen H F. Theoretical model for drop and bubble breakup in turbulent dispersions[J]. AIChE Journal, 1996, **42**(5): 1225-1233.
- [31] Prince M J, Blanch H W. Bubble coalescence and break-up in air-sparged bubble columns[J]. AIChE Journal, 1990, **36**(10): 1485-1499.
- [32] Wang C S, Ma Q L, Lv X F, et al. Experimental study on wax deposition of highly paraffinic oil in intermittent gas-oil flow in pipelines[J]. Petroleum Science, 2024, **21**(3): 2080-2088.
- [33] Kyriazis N, Koukouvini P, Gavaises M. Numerical investigations on bubble-induced jetting and shock wave focusing: application on a needle-free injection[J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2019, **475**

- (2222): 20180548.
- [34] Liao A D, Xiong J W, Tong Z R, et al. Microfluidic chamber design for organ-on-a-chip: a computational fluid dynamics study of pillar geometry and pulsatile perfusion[J]. Biosensors, 2026, **16**(1): 16010049.
- [35] Kock F, Herwig H. Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in cfd codes[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, **26**(4): 672–680.
- [36] 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.
- [37] Herwig H, Kock F. Local entropy production in turbulent shear flows: a tool for evaluating heat transfer performance[J]. Journal of Thermal Science, 2006, **15**(2): 159–167.
- [38] Wang C, Zhang Y X, Hou H C, et al. Entropy production diagnostic analysis of energy consumption for cavitation flow in a two-stage LNG cryogenic submerged pump[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, **129**: 342–356.