doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.01.031

基于沟槽结构优化的轴流泵水力性能提升研究

牟　童[1]　徐　辉[1,2]　费照丹[3]　冯建刚[1,2]　丁　哲[1]　王东升[2]

(1.河海大学农业科学与工程学院,南京 211100;2.河海大学水利水电学院,南京 210098;
3.河海大学水科学研究院,南京 211100)

摘要:轴流泵在小流量工况下运行时,由于进流速度较低且存在壁面回流,会导致水力性能劣化,产生严重的机组振动,威胁泵站的安全稳定运行。沟槽流动控制技术是一种有效改善轴流泵水力性能的方法,其结构参数对水力性能的影响关系目前尚不明确。运用数值模拟方法,通过改变重要几何参数对沟槽结构进行了改型设计,研究轴流泵沟槽结构参数单因素及多因素变量对轴流泵深度失速工况下的水力性能影响,并运用响应曲面法对沟槽结构参数进行了优化设计。研究结果表明,沟槽尾部距离、沟槽深度和沟槽宽度 3 个参数中,沟槽尾部距离对轴流泵水力性能和内部流场的影响最明显,轴流泵沟槽关键几何参数最优参数组合为:沟槽深度 h 为 0.022 倍叶轮直径;槽宽 W 为 0.088 倍叶轮直径;沟槽尾部距离 L_2 为 0.106 倍叶轮直径。研究结果可为沟槽流动控制技术在轴流泵装置设计和运行提供有效支撑。

关键词:轴流泵;水力性能;沟槽流动控制;优化设计

中图分类号:TV675;TH312　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)01-0321-11　　**OSID**:

Hydraulic Performance Improvement of Axial-flow Pump Based on Groove Structure Optimization

MU Tong[1]　XU Hui[1,2]　FEI Zhaodan[3]　FENG Jian'gang[1,2]　DING Zhe[1]　WANG Dongsheng[2]

(1. *College of Agricultural Science and Engineering*, *Hohai University*, *Nanjing* 211100, *China*
2. *College of Water Conservancy and Hydropower Engineering*, *Hohai University*, *Nanjing* 210098, *China*
3. *Institute of Water Science and Technology*, *Hohai University*, *Nanjing* 211100, *China*)

Abstract: When operating under low flow conditions, the hydraulic performance will be deteriorated due to the low inlet speed and the backflow near the wall, which will produce serious unit vibration and threaten the safe and stable operation of the pump station. The groove flow control technology for axial-flow pump is an effective method for enhancing its hydraulic performance. However, the influence of its structural parameters on hydraulic performance remains unclear. Numerical simulations were utilized to modify the groove structure by changing the important geometric parameters. The impact of single-factor and multi-factor variables of groove structure on the hydraulic performance in deep stall conditions was investigated, with optimization of groove structure parameters conducted by using the response surface methodology. Results indicated that among three parameters of groove tail distance, groove depth, and groove width, the most pronounced influence on both hydraulic performance and internal flow field of axial-flow pumps was exerted by the groove tail distance. The optimal combination for key geometric parameters of axial-flow pump grooves was as follows: h (groove depth) equaled 0.022 times impeller diameter; W (groove width) equaled 0.088 times impeller diameter; L_2 (groove tail distance) equaled 0.106 times impeller diameter. These research findings provided valuable support for groove flow control technology in designing and operating axial-flow pump device.

Key words: axial-flow pump; hydraulic performance; groove flow control technology; optimization design

收稿日期:2024-07-16　修回日期:2024-10-08

基金项目:江苏省自然科学基金项目(BK20241520)、江苏省创新支撑计划国际科技合作项目(BZ2023047)和河南省 2022 年度第二批省级科技研发计划联合基金项目(225200810038)

作者简介:牟童(1988—),男,助理研究员,博士,主要从事水动力学与水力机械研究,E-mail:mu_tong@hhu.edu.cn

通信作者:费照丹(1994—),男,助理研究员,博士,主要从事水动力学与水力机械研究,E-mail:feizdan@hhu.edu.cn

0 引言

轴流泵在国民经济领域应用广泛[1-7]。轴流泵的高效率工作区域较狭窄,在实际运行过程中,外部条件的变化会使其偏离设计工况工作,有一定概率进入水力不稳定区(驼峰区),此时叶轮的升力急剧下降,水泵扬程也显著降低[8-10],相关试验还观察到了泵装置出现剧烈的振动和噪声[11-12]。

针对轴流泵驼峰区的水力性能改善方法,国内外学者进行了大量研究。主要通过叶轮轴向前置导流措施,如前置导叶[13]、挡板[14]、辐条[15],以及槽状结构如 J 形槽[16]和沟槽[17-18]等,进行改善研究。其中,沟槽结构对进流阻挡作用较弱,有更广泛的应用前景。之前的研究多关注于这些结构对外特性的改善效果,极少综合评估对内流场产生的综合效应,也没有给出对实际应用中的指导设计准则和最优设计参数选取方法。

响应曲面法可在试验条件优化过程中连续地对试验因素的水平进行分析,能够给出各因素对优化目标影响的直观图形[19]。近年来,响应曲面法已经广泛应用于水轮机研究领域,并且在提高叶轮的水力性能和效率等方面取得了显著效果[20-21]。因此,在轴流泵沟槽优化设计中,运用响应曲面优化法合理可行。基于应用统计学方法,寻找目标函数与各影响因子之间的定量关系,直观表达变量与目标性能之间的关系,可缩短 CFD 优化设计时间。

本文基于响应曲面模型和计算流体动力学理论,以轴流泵沟槽宽度、深度和尾部距离为设计变量,以轴流泵水力性能、进水流态和叶轮内部涡量场评价指标的加权函数为目标函数,进行单因素和三因素的优化设计分析。通过单因素分析确定单个因素对轴流泵水力性能和内部流场的影响程度,通过三因素的优化设计分析,找出在沟槽前端位置固定时,其他几何参数在合理范围内的最优解。最终推导出沟槽关键参数对水力性能改善效果的经验公式。

1 轴流泵装置数值模拟方法

1.1 轴流泵装置几何建模

轴流泵主要几何参数有:叶轮叶片数 Z_1 为 4,导叶叶片数 Z_2 为 5,叶轮直径 D 为 150 mm,叶顶间隙 δ 为 0.15 mm;主要设计性能参数:叶轮转速 n 为 1 000 r/min,额定流量 Q_{BEP} 为 30 L/s,额定扬程 H_{BEP} 为 0.66 m。加沟槽轴流泵装置模型计算模型几何结构如图 1 所示,加沟槽轴流泵装置模型整个计算域分为进口段、沟槽区域、叶轮区域、导叶区域和出口段 5 部分,进出口位置与轴流泵装置模型相同。添加沟槽数量为 20,在圆周方向均匀分布,沟槽深度 h 为 5 mm,长度 L 为 133 mm,槽宽圆周角 θ 为 8°。沟槽尾部距离叶轮进口 15 mm,即 0.1D 处。

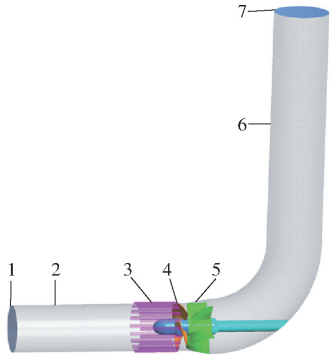


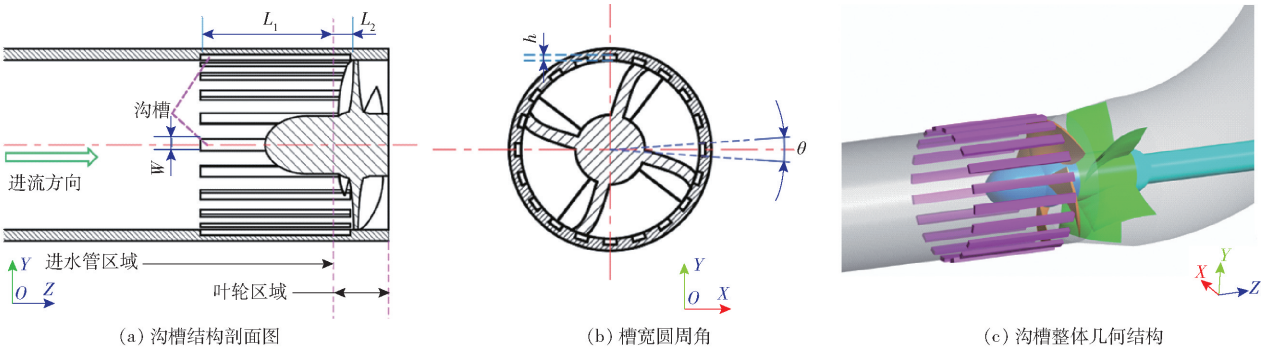
图 1 加沟槽轴流泵装置计算模型几何结构图

Fig. 1 Geometric structure diagram of axial flow pump unit with groove structures

1. 进口 2. 进水流道 3. 沟槽 4. 叶轮区域 5. 导叶区域 6. 出水流道 7. 出口

1.2 轴流泵沟槽几何结构及主要结构参数选取

轴流泵沟槽几何参数如图 2 所示。θ 可以反映沟槽宽度;L_1 为沟槽头部距离,L_2 为沟槽尾部距离,即沟槽尾部到叶轮进口平面沿水流流向的距离,沟槽总长度 $L = L_1 + L_2$。沟槽头部位置对流场结构的作用主要是打碎进水管壁面附近的旋流,因此沟槽在长度方向覆盖旋流较强的壁面区域即可,本文优化过程中 L_1 作为定值处理。综上,最终选取沟槽 3



(a) 沟槽结构剖面图 (b) 槽宽圆周角 (c) 沟槽整体几何结构

图 2 沟槽结构参数

Fig. 2 Groove structure parameters

个几何参数进行优化，分别为槽宽圆周角 θ、沟槽深度 h 以及沟槽尾部距离 L_2。几何结构坐标轴如图 2c 所示，其中 Z 轴正向为进流方向，Y 轴为竖直方向，X 轴为水平方向。

1.3　边界条件设置

基于有限元的有限体积法，同时使用全隐式多网格耦合求解技术，通过 ANSYS CFX 软件开展数值模拟研究。进口设置为流量进口，出口设置为自由出流，壁面采用无滑移边界。进水管壁面与沟槽进水管段部分内侧壁面组成一组交界面，连接方式为 General；叶轮区域的外壳与沟槽泵段部分内侧壁面组成一组交界面，连接方式为 Transient frozen rotor。采用可伸缩壁面函数处理近壁区的流动。计算设定均方根收敛残差（RMS）标准为 1×10^{-5}。设定的时间步长为 2.3×10^{-4} s（每时间步叶轮转动 2°），总迭代时间为 $10T$（T 为叶轮转动周期）。选取最后 2 个叶轮转动周期计算结果的时均值作为轴流泵水力性能参数的输出值。

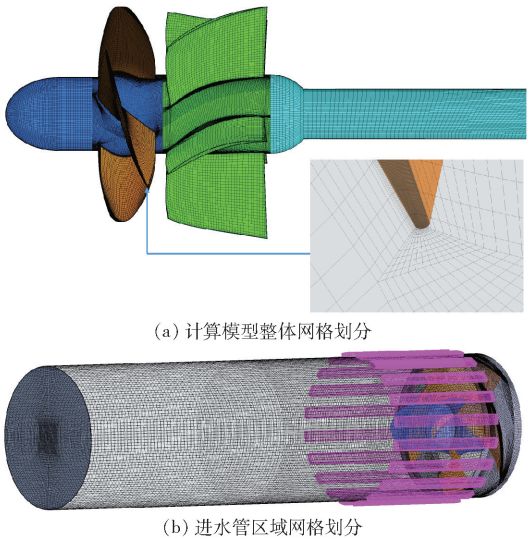
1.4　湍流模型选取

轴流泵内部流动具有强剪切、旋转以及受复杂壁面效应影响的特征，属于复杂湍流。目前，轴流泵内部流动的数值模拟大多采用基于雷诺平均方程（RANS）结合涡粘模型（如标准 $k-\varepsilon$ 模型）的方法。但是，考虑到轴流泵内部流动具有多尺度及非定常特点，且过流部件的曲面结构和叶轮的旋转还会引起流动曲率效应，采用一种既包含更多流动尺度信息，又对流动曲率效应敏感性较强的湍流模型 FBM－CC 模型[22]进行轴流泵内部流场数值模拟。

1.5　网格剖分及网格无关性分析

加沟槽轴流泵装置模型沟槽计算区域网格如图 3 所示。通过 ICEM 软件对各个计算区域进行六面体网格划分，叶片表面采用 O 型网格拓扑以控制附面层，叶顶间隙采用 O 型网格拓扑以保证网格质量，叶顶间隙高度范围内有 7 层网格。整体计算域网格总数为 480 万。其中进水管区域网格数量为 120 万，叶轮区域网格数量为 163 万，导叶区域的网格数量为 108 万，出水管网格数量为 62 万，沟槽计算区域网格总数为 26 万。计算区域壁面的 y^+ 值控制在 100 以内，符合 FBM－CC 湍流模型的计算要求。

设置 3 种不同网格数量 N 的方案，命名为 G1、G2 和 G3，其网格数量分别为 $N_{G1}=480\ 180$、$N_{G2}=218\ 452$、$N_{G3}=99\ 404$，对加沟槽轴流泵装置在深度失速工况下扬程 H 和效率 η 进行了求解：$H_{G1}=1.712$ m，$\eta_{G1}=11.728\%$；$H_{G2}=1.664$ m，$\eta_{G2}=11.384\%$；$H_{G3}=11.532$ m，$\eta_{G3}=10.657\%$。基于扬程结果计算得到网格收敛指数为 2.57%，基于效率结果计算得到网格收敛指数为 3.30%，均小于 4%，满足 GCI 收敛准则[23]，具体计算结果如表 1 所示。因此，选取 $N_{G1}=480\ 180$ 作为加沟槽轴流泵装置模型数值模拟的网格数量。



(a) 计算模型整体网格划分

(b) 进水管区域网格划分

图 3　轴流泵装置计算区域网格划分

Fig. 3　Mesh generation of axial-flow pump unit

表 1　网格误差预估结果

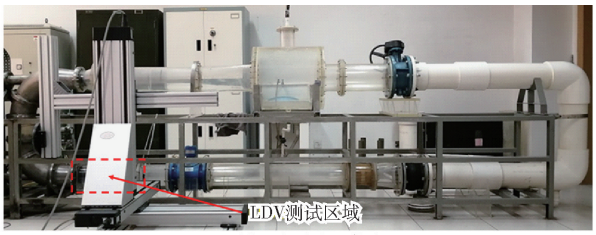
Tab. 1　Calculation of mesh independence

参数	扬程项	效率项
网格细化因子 1 r_{21}	1.300	1.300
网格细化因子 2 r_{32}	1.300	1.300
关键变量 1 φ_1	1.712	0.117
关键变量 2 φ_2	1.664	0.114
关键变量 3 φ_3	1.532	0.107
关键变量外推值 φ_{ext}	1.738	0.120
外推值相对误差 e_{ext}/%	1.550	2.570
网格收敛指数（GCI_{fine}）/%	1.960	3.300

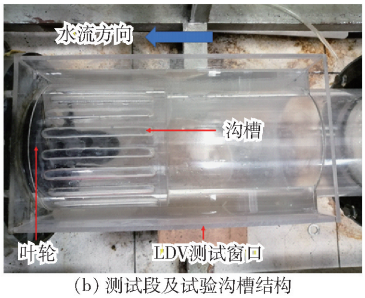
2　数值模拟方法验证

2.1　实验台布置及内流场测试方法

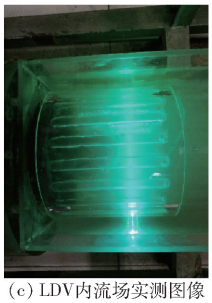
加沟槽轴流泵装置的外特性和内流场试验布置如图 4a～4c 所示，其中，轴流泵装置的外特性通过闭式循环管路轴流泵实验台获得，轴流泵关键位置的内流场参数通过 LDV 测试方法[24]获得。根据沟槽参数选取基本原则，综合考虑试验中沟槽加工难度，选取沟槽参数为 $L_2=15.0$ mm、$h=5$ mm、$\theta=8°$ 的初始方案，进行模型试验。与不加沟槽的轴流泵装置模型外特性进行对比，如图 4d 所示。添加沟槽前后，轴流泵装置在设计工况下的水力性能没有明显变化；并且，沟槽对轴流泵外特性的主要提升效果体现在小流量工况，尤其是驼峰区域。基于此，本文的沟槽参数优化主要在深度失速工况（运行流量 $Q=0.122Q_{BEP}=3.66$ L/s）下进行研究。

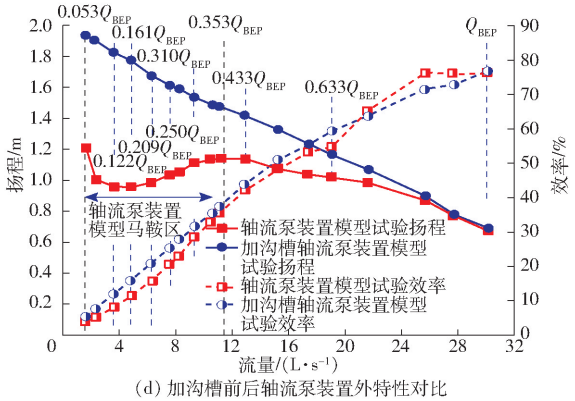


(a) 模型实验台整体布置



(b) 测试段及试验沟槽结构


(c) LDV内流场实测图像



(d) 加沟槽前后轴流泵装置外特性对比

图 4 轴流泵装置外特性及内流场试验

Fig. 4 Experiments for external characteristics and internal flow fields of axial-flow pump unit

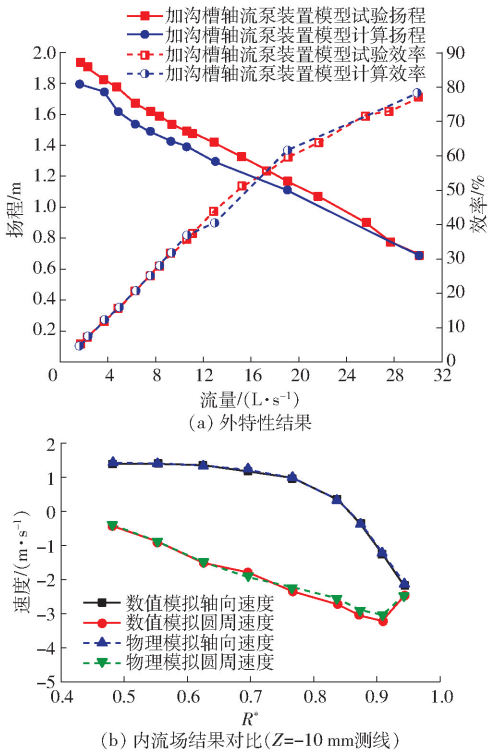
2.2 数值模拟结果验证

加沟槽轴流泵装置模型试验及数值模拟外特性结果如图 5a 所示,由图可知,外特性曲线整体规律相同。各流量工况下扬程的平均误差小于 5%,效率的平均误差小于 3%。加沟槽轴流泵装置模型的模型试验及数值模拟内流场结果如图 5b 所示,可以看出,从轮毂到轮缘,数值模拟得出的轴向速度与圆周速度变化规律均与试验得出的速度变化规律相同。在 0.122Q_{BEP}工况,加沟槽轴流泵装置模型中,数值模拟得出的轴向速度相对于试验的整体误差为 2.38%,圆周速度相对于试验的整体误差为 5.82%。通过对加沟槽轴流泵装置模型外特性和内流场的验证,说明本文对轴流泵水力性能的模拟精度能够满足要求,可以用该模型进行轴流泵水力性能的相关研究。

3 结果与讨论

3.1 单因素变量对轴流泵水力性能及内部流场的影响

单因素变量对轴流泵水力性能及内部流场的影响研究主要在深度失速工况(Q = 0.122Q_{BEP} = 3.66 L/s)下进行。首先在沟槽宽度和深度不变的条件下(槽宽圆周角 θ 为 8°,沟槽深度 h 为 5.0 mm),对不同沟槽尾部距离 L_2 的 10 个方案进行数值模拟,分析沟槽尾部距离对轴流泵外特性的影响,如图 6 所示。当L_2 = 10.5 mm(0.07D)时,沟槽尾部沿轴线方向位置与叶顶前缘位置相当;当 L_2 = 19.5 mm(0.13D)时,沟槽尾部位置处于叶轮的中心平面。扬程随沟槽尾部距离 L_2 的增大呈先增大后减小的趋势,并在 12.0 ~ 15.0 mm 区间达到峰值,接近正态分布规律。随着沟槽尾部距离 L_2 的增大,效率几乎没有变化。沟槽尾部距离对轴流泵外特性的提升效果最好的取值范围为 10.5 ~ 19.0 mm。



(a) 外特性结果

(b) 内流场结果对比(Z=-10 mm测线)

图 5 模型试验结果与数值模拟结果的对比

Fig. 5 Comparisons between experiment results and numerical simulation results

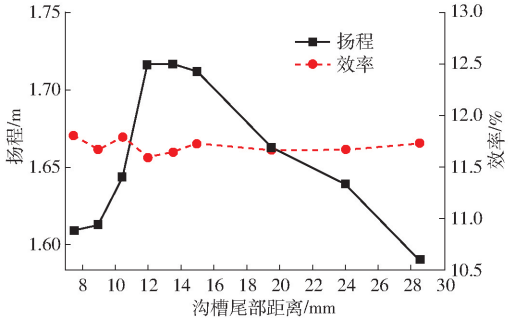
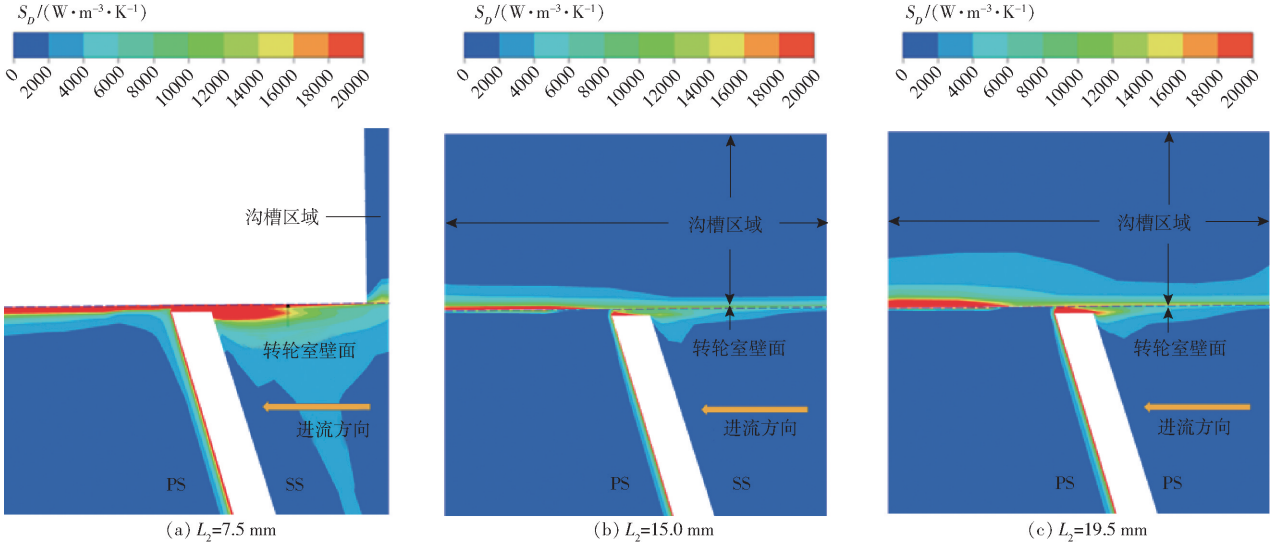


图 6 沟槽尾部距离对轴流泵外特性影响(Q = 0.122Q_{BEP})

Fig. 6 Effect of groove tail distance on external characteristics of axial flow pump (Q = 0.122Q_{BEP})

熵产是指实际热力过程中不可避免地存在不可逆性所造成的效应[25]。在流体机械领域，熵产理论常被用来分析泵、水轮机等内部能量损失的位置和类型。边界层分离引起的湍流耗散熵产和直接耗散熵产是造成水力损失的主要因素，在轴流泵的叶轮区域中，湍流耗散熵产占据主导地位[26-27]。当沟槽尾部距离发生变化时，湍流耗散熵产 S_D 的分布情况如图 7 所示。当 L_2 = 15.0 mm 时，湍流耗散熵产较大区域（红色区域）的面积最小；当 L_2 = 7.5 mm 时，由于间隙下游处的回流挤压与上游壁面附近没有沟槽区域使旋流进入，间隙下游与上游的壁面均会出现面积较大的红色区域；当 L_2 = 19.5 mm，间隙内部靠近上游的地方出现红色区域，间隙下游处会出现条状的红色区域，这两块红色区域的面积均大于 L_2 = 15.0 mm 方案。综上，沟槽尾部距离偏上游或下游过大均会在一定程度上增加叶轮区域内间隙附近的能量损失。而对于沟槽尾部距离，其应在叶顶间隙前缘的下游，且与叶顶间隙前缘的距离不可过大。结合沟槽尾部距离变化对轴流泵外特性的分析结果，选取参数 L_2 在响应曲面分析中的 3 个水平为 10.5、15.0、19.0 mm。



(a) L_2=7.5 mm　(b) L_2=15.0 mm　(c) L_2=19.5 mm

图 7　沟槽尾部距离变化时湍流耗散熵产分布图（Q = 0.122Q_{BEP}）

Fig. 7　Entropy production induced by turbulence dissipation with groove tail distances (Q = 0.122Q_{BEP})

在沟槽尾部距离和宽度不变的条件（沟槽尾部距离 L_2 为 15.0 mm，槽宽圆周角 θ 为 8°）下，不同沟槽深度 h 对轴流泵外特性的影响规律如图 8 所示。随着沟槽深度 h 的增大，扬程呈先增大后减小的趋势，在 3 mm 附近区域达到峰值，接近正态分布规律。随着沟槽深度 h 的增大，效率也是先增大后减小，在 4 mm 附近区域达到峰值。

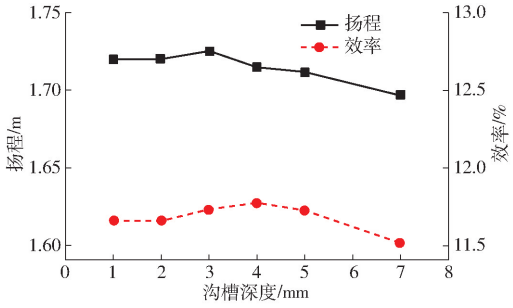


图 8　沟槽深度对轴流泵外特性影响（Q = 0.122Q_{BEP}）

Fig. 8　Effect of groove depth on external characteristics of axial flow pump (Q = 0.122Q_{BEP})

当沟槽深度发生变化时湍流耗散熵产 S_D 的分布情况如图 9 所示。当 h = 1.0 mm 时，湍流耗散熵产较大区域（红色区域）的面积最大，并且在间隙内部、间隙上游靠吸力面处和间隙下游等 3 个位置均出现了红色区域；当 h 逐渐增大超过某一定数值时，湍流耗散熵产的分布基本不变，且强度相当。这意味着沟槽要达到一定深度才能有效降低叶顶间隙区域附近的能量损失。当沟槽的深度达到足够使得叶顶区域的旋流进入与沟槽壁面发生相互作用时，若再增加沟槽的深度，对于降低叶顶间隙的能量损失并不能起到明显作用，且过大的沟槽深度可能会引起进水流场流态的恶化。结合沟槽深度变化轴流泵外特性和内部流场的分析结果，选取参数 h 在响应曲面分析中的 3 个水平为 1.0、3.0、5.0 mm。

在沟槽尾部距离和深度不变的情况（沟槽尾部距离 L_2 为 15.0 mm，沟槽深度 h 为 5.0 mm）下，槽宽圆周角 θ 对轴流泵外特性的影响规律如图 10 所示。随着 θ 的增大，扬程呈先增大后减小的趋势，在 11° 附近达到峰值，扬程变化接近正态分布规律；与扬程的变化趋势相似，效率先增大后减小，并在 10° 附近达到峰值，效率变化接近正态分布规律。

当沟槽宽度发生变化时湍流耗散熵产的分布情

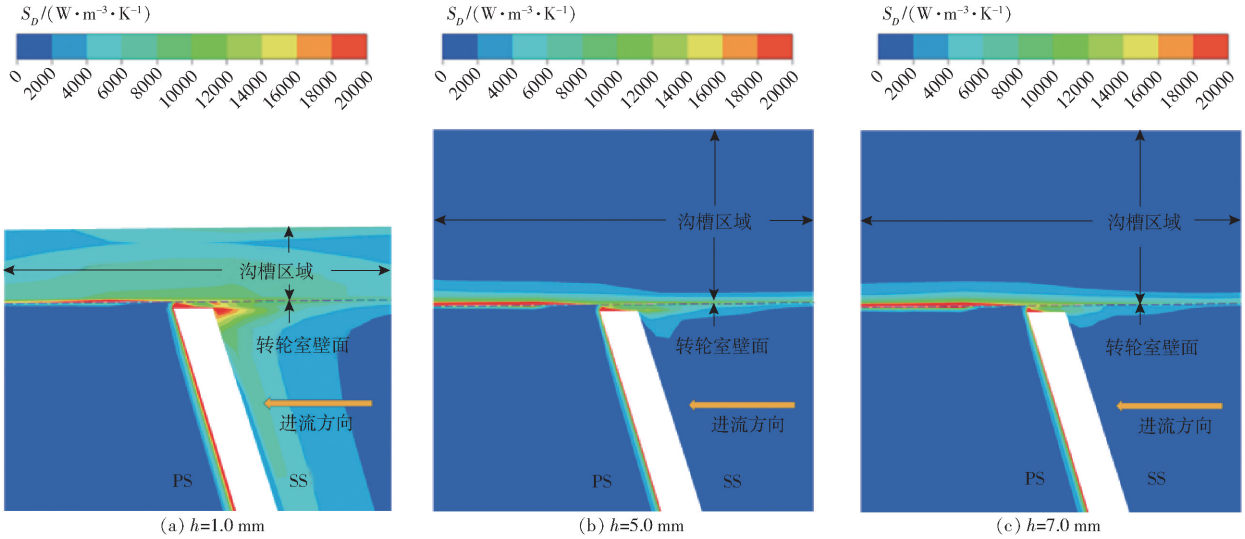


图 9 沟槽深度变化时湍流耗散熵产分布图($Q=0.122Q_{BEP}$)

Fig. 9 Entropy production induced by turbulence dissipation with groove depths ($Q=0.122Q_{BEP}$)

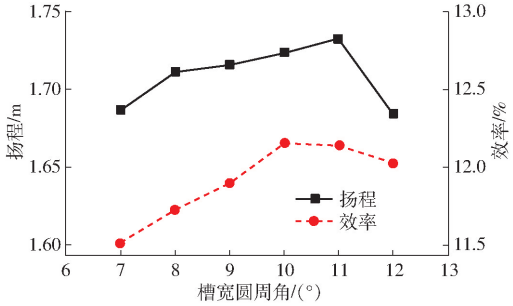


图 10 槽宽圆周角对轴流泵外特性影响($Q=0.122Q_{BEP}$)

Fig. 10 Effect of groove width on external characteristics of axial flow pump ($Q=0.122Q_{BEP}$)

况如图 11 所示。当 $\theta=8°$时,湍流耗散熵产较大区域(红色区域)的面积最小。沟槽宽度变小时,间隙内部靠近叶轮侧的红色区域面积扩大,与下游的条状红色区域连接在一起。这意味着沟槽宽度过小时,会出现充满间隙内部和延伸到下游的高湍流耗散熵产区域,造成叶轮区域内产生较大的能量损失,导致叶轮压力面上的湍流耗散熵产也略有提升。当沟槽宽度过大时,间隙内部近叶轮侧和下游条状红色区域面积都有增大,这意味着这两个位置的湍流耗散熵产略有提升,导致叶轮压力面上的湍流耗散熵产的增加。综上,沟槽宽度达到一定值才能有效降低叶顶间隙区域附近的能量损失,当沟槽宽度过大或者过小时,能量损失均会有一定程度的增加。结合沟槽宽度变化对轴流泵外特性和内部流程影响的分析结果,选取参数 θ 在响应曲面分析中的 3 个水平为 8°、10°和 12°。考虑到 θ 与 h 和 L_2 的量纲不同,为了更好分析沟槽参数对轴流泵装置的水力性能和内部流场的影响,统一 3 个参数的量纲,应用槽宽 W 代替槽宽圆周角 θ,$W=\theta R$,R 表示叶轮半径,得到槽宽 W 的 3 个水平为 10.46、13.07、15.68 mm。

在沟槽尾部距离、沟槽深度和沟槽宽度 3 个参数中,沟槽尾部距离对轴流泵水力性能和内部流场

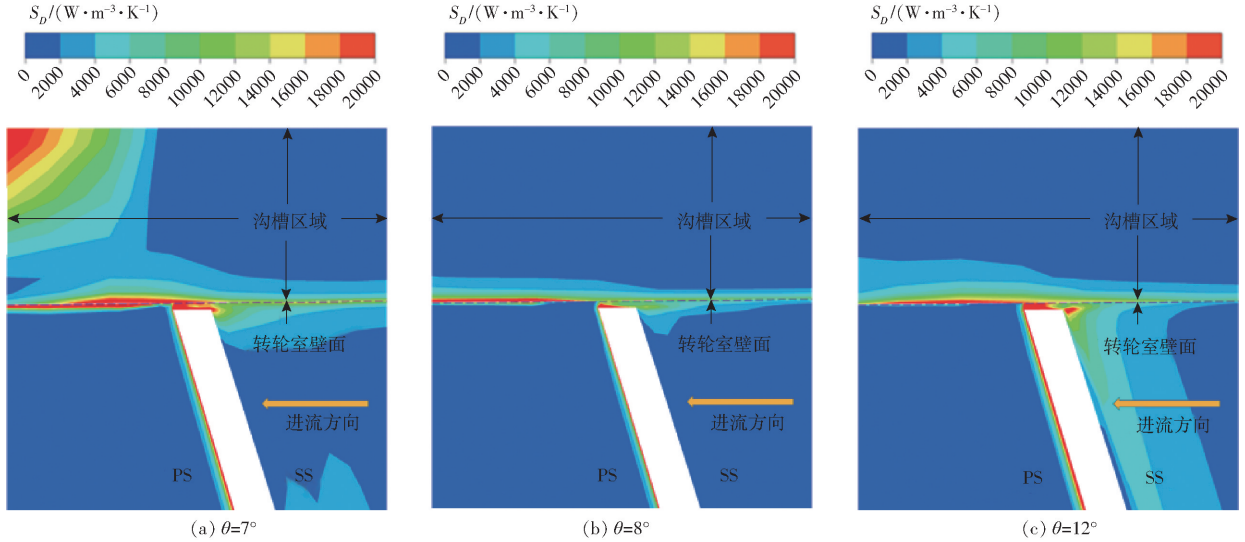


图 11 沟槽圆周角变化时湍流耗散熵产分布图($Q=0.122Q_{BEP}$)

Fig. 11 Entropy production induced by turbulence dissipation with groove widths ($Q=0.122Q_{BEP}$)

的影响最明显。当沟槽尾部距离在叶片前缘上游时，会严重影响轴流泵装置的水力性能和内部流场。

3.2　轴流泵沟槽结构参数方案优化

对沟槽深度 h、槽宽 W 与沟槽尾部距离 L_2 进行参数优化。为了更好获得沟槽参数对轴流泵水力性能的规律，对 h、W、L_2 进行无量纲化处理，分别除以轴流泵进水管内径 D，得到相对深度 A、相对宽度 B 与相对尾部距离 C。其中，A_1 为 0.006 7，A_2 为 0.020 0，A_3 为 0.033 3；B_1 为 0.069 7，B_2 为 0.0872，B_3 为 0.104 5；C_1 为 0.070 0，C_2 为 0.100 0，C_3 为 0.130 0。

设计三因素三水平总共 27 个沟槽作为不同沟槽参数的样本，通过分析样本的数值模拟结果，进行添加权重的目标函数求解，最终通过响应曲面法获得沟槽参数的最优解。

在未加沟槽的轴流泵装置的深度失速工况下，造成轴流泵水力性能严重下降的主要原因一方面是出现了叶轮进口处的预旋流动和壁面回流，表现为进水均匀度 V_u 的大幅降低[11]。同时在叶轮区域，叶片吸力面尾缘发生了流动分离，形成了较为明显的通道涡结构[12]。在深度失速工况下，对轴流泵的水力性能进行优化，关注外特性参数和内流场参数均有重要意义。

为了比较全面地评价轴流泵水力性能，综合考虑外特性和内流场特性，在本文优化设计中，以轴流泵装置的扬程 H、计算域的水力效率 η、进水均匀度 V_u 和涡量分布极值 ω 的加权函数作为优化设计的目标函数。用于优化的样本的编号和通过数值模拟得到的外特性及内流场参数如表 2 所示。

为了便于目标函数的分析求解，给目标函数的最终取值设置一个 0～1 区间的取值范围，首先将目标函数的各分量进行无量纲化，无量纲化过程为

$$H^* = \frac{H - H_1}{H_2} \tag{1}$$

$$\eta^* = \frac{\eta - \eta_1}{\eta_2} \tag{2}$$

$$V_u^* = \frac{V_u - V_{u1}}{V_{u2}} \tag{3}$$

$$\omega^* = \frac{\omega - \omega_1}{\omega_2} \tag{4}$$

根据样本求解各方案的外特性和内流场参数求解结果，取 $H_1 = 1.55$ m，$H_2 = 0.25$ m，$\eta_1 = 10\%$，$\eta_2 = 10\%$；$V_{u1} = -10$，$V_{u2} = -10$；$\omega_1 = -1\,000\ \mathrm{s}^{-2}$，$\omega_2 = 1\,000\ \mathrm{s}^{-2}$。其中，$H_1$ 为无沟槽轴流泵装置模型临界失速工况下的扬程，H_2 为无沟槽轴流泵装置深度失速工况和临界失速工况的扬程差值；η_1 和 η_2 为深度失速工况下，无沟槽轴流泵装置的效率；V_{u1} 和 V_{u2} 为使进水均匀度归一化的基准值；ω_1 和 ω_2 为使涡量归一化的基准值。

表 2　沟槽参数优化方案外特性及内流场数值模拟结果（$Q = 0.122Q_{\mathrm{BEP}}$）

Tab. 2　Numerical results of groove parameter optimization schemes ($Q = 0.122Q_{\mathrm{BEP}}$)

方案序号	因素	扬程/m	效率/%	进水均匀度	最低涡量值/s^{-1}
1	$A_1B_1C_1$	1.669 4	11.96	−4.450	−740.7
2	$A_1B_1C_2$	1.719 4	11.66	−4.032	−741.9
3	$A_1B_1C_3$	1.710 0	11.61	−3.926	−809.6
4	$A_1B_2C_1$	1.664 8	11.72	−4.342	−637.4
5	$A_1B_2C_2$	1.719 0	11.64	−3.966	−630.5
6	$A_1B_2C_3$	1.696 3	11.55	−3.966	−516.9
7	$A_1B_3C_1$	1.656 6	11.54	−3.968	−688.7
8	$A_1B_3C_2$	1.727 9	11.53	−3.816	−802.3
9	$A_1B_3C_3$	1.709 9	11.61	−3.734	−600.1
10	$A_2B_1C_1$	1.695 8	11.62	−3.853	−756.4
11	$A_2B_1C_2$	1.725 0	11.73	−2.825	−952.3
12	$A_2B_1C_3$	1.708 7	11.80	−3.652	−810.7
13	$A_2B_2C_1$	1.686 1	12.08	−4.030	−613.3
14	$A_2B_2C_2$	1.732 2	12.08	−2.862	−524.1
15	$A_2B_2C_3$	1.717 5	12.09	−2.415	−583.3
16	$A_2B_3C_1$	1.679 6	12.03	−3.668	−669.0
17	$A_2B_3C_2$	1.704 8	12.04	−2.904	−527.4
18	$A_2B_3C_3$	1.693 5	12.13	−2.460	−803.4
19	$A_3B_1C_1$	1.643 6	11.79	−3.841	−442.1
20	$A_3B_1C_2$	1.711 6	11.73	−3.455	−722.2
21	$A_3B_1C_3$	1.662 3	11.66	−2.638	−555.9
22	$A_3B_2C_1$	1.710 8	12.20	−3.543	−612.0
23	$A_3B_2C_2$	1.723 9	12.16	−2.513	−541.3
24	$A_3B_2C_3$	1.705 9	12.04	−2.303	−585.8
25	$A_3B_3C_1$	1.664 5	12.07	−4.075	−588.4
26	$A_3B_3C_2$	1.684 4	12.03	−2.681	−507.7
27	$A_3B_3C_3$	1.673 1	12.02	−3.825	−571.6

各分量无量纲化后，需要对各分量系数进行权重处理。设置扬程无量纲参数权重为 0.4，效率无量纲参数权重为 0.2。结合内流场的特点，对于轴流泵水力性能的影响，进水流态与通道涡的堵塞均起到了重要作用。因此，设置进水均匀度无量纲参数权重为 0.2，通道涡涡量无量纲参数权重为 0.2。三因素数值计算的结果和目标函数值如表 3 所示，其中，最终优化目标函数 R_1 表达式为

$$R_1 = 0.4H^* + 0.2\eta^* + 0.2V_u^* + 0.2\omega^* \tag{5}$$

为建立目标函数 R_1 与相对沟槽深度 A、相对槽宽 B、相对沟槽尾部距离 C 关系的数学方程，基于响应曲面模型对表中的数据拟合，并进行方程方差回归分析，如表 4 所示。由于轴流泵装置内部流体紊动剧烈且存在高扭曲大变形的流动，使得目标函数与影响因素之间存在显著的非线性，采用一阶、二阶

表 3 三因素数值计算结果和目标函数值

($Q=0.122Q_{BEP}$)

Tab. 3 Results of three-factor calculations and values of objective function ($Q=0.122Q_{BEP}$)

方案序号	因素	H^*	η^*	V_u^*	ω^*	R_1
1	$A_1B_1C_1$	0.477 6	0.196 0	0.555 0	0.259 3	0.393 1
2	$A_1B_1C_2$	0.597 0	0.166 0	0.596 8	0.258 1	0.443 0
3	$A_1B_1C_3$	0.550 0	0.161 0	0.607 4	0.190 4	0.411 8
4	$A_1B_2C_1$	0.324 0	0.172 0	0.565 8	0.362 6	0.349 7
5	$A_1B_2C_2$	0.595 0	0.164 0	0.603 4	0.369 5	0.465 4
6	$A_1B_2C_3$	0.481 5	0.155 0	0.603 4	0.483 1	0.440 9
7	$A_1B_3C_1$	0.283 0	0.154 0	0.603 2	0.311 3	0.326 9
8	$A_1B_3C_2$	0.639 5	0.153 0	0.618 4	0.197 7	0.449 6
9	$A_1B_3C_3$	0.549 5	0.161 0	0.626 6	0.399 9	0.457 3
10	$A_2B_1C_1$	0.479 0	0.162 0	0.614 7	0.243 6	0.395 7
11	$A_2B_1C_2$	0.625 0	0.173 0	0.717 5	0.047 7	0.437 6
12	$A_2B_1C_3$	0.543 5	0.180 0	0.634 8	0.189 3	0.418 2
13	$A_2B_2C_1$	0.430 5	0.208 0	0.597 0	0.386 7	0.410 5
14	$A_2B_2C_2$	0.661 0	0.208 0	0.713 8	0.475 9	0.543 9
15	$A_2B_2C_3$	0.587 5	0.209 0	0.758 5	0.416 7	0.511 8
16	$A_2B_3C_1$	0.398 0	0.203 0	0.633 2	0.331 0	0.392 6
17	$A_2B_3C_2$	0.524 0	0.204 0	0.709 6	0.472 6	0.486 8
18	$A_2B_3C_3$	0.467 5	0.213 0	0.754 0	0.196 6	0.419 7
19	$A_3B_1C_1$	0.218 0	0.179 0	0.615 9	0.557 9	0.357 8
20	$A_3B_1C_2$	0.558 0	0.173 0	0.654 5	0.277 8	0.444 3
21	$A_3B_1C_3$	0.311 5	0.166 0	0.736 2	0.444 1	0.393 9
22	$A_3B_2C_1$	0.554 0	0.220 0	0.645 7	0.388 0	0.472 3
23	$A_3B_2C_2$	0.619 5	0.216 0	0.748 7	0.458 7	0.532 4
24	$A_3B_2C_3$	0.529 5	0.204 0	0.769 7	0.414 2	0.489 4
25	$A_3B_3C_1$	0.322 5	0.207 0	0.592 5	0.411 6	0.371 2
26	$A_3B_3C_2$	0.422 0	0.203 0	0.731 9	0.492 3	0.454 2
27	$A_3B_3C_3$	0.365 5	0.202 0	0.617 5	0.428 4	0.395 8

表 4 三因素响应曲面优化设计回归方程方差分析

Tab. 4 Analysis of variance of regression equation for optimal design of three-factor response surface

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	0.065 7	9	0.007 3	5.94	0.000 8**
A	0.001 4	1	0.001 4	1.14	0.300 7
B	0.000 2	1	0.000 2	0.123 5	0.729 6
C	0.006 2	1	0.006 2	5.04	0.038 4*
AB	0.000 1	1	0.000 1	0.109 6	0.744 6
AC	0.002 2	1	0.002 2	1.81	0.195 6
BC	0.000 9	1	0.000 9	0.741 7	0.401 1
A^2	0.007 8	1	0.007 8	6.36	0.021 9*
B^2	0.028 9	1	0.028 9	23.53	0.000 1**
C^2	0.017 5	1	0.017 5	14.25	0.001 5**
残差	0.020 9	17	0.001 2		
总和	0.086 6	26			

注：* 表示显著($0.01 \leqslant P < 0.05$)，** 表示极显著($P < 0.01$)，决定系数 $R^2 = 0.805\,9$。

多项式拟合难以反映实际真实关系，且其拟合精度难以保证，采用二次多项式拟合目标函数与影响因素之间的关系。函数关系式为

$$R_1 = -1.870\,64 + 11.205\,7A + 38.186\,51B + 11.863\,67C + 14.647\,66AB - 34.568\,77AC + 16.701\,34BC - 208.842\,18A^2 - 229.389\,75B^2 - 60.046\,91C^2 \quad (6)$$

由表 4 可以看出，目标函数 R_1 的响应面模型 P 值为 0.000 8（远小于 0.01），说明该响应面模型具有极高的显著性。采用此模型方程可准确得出沟槽深度、沟槽宽度和沟槽尾部距离对轴流泵外特性、进水均匀度和通道涡的影响。结果显示其决定系数为 0.805 9，符合模型预测精度要求。显著性结果显示 C、A^2、B^2、C^2 对模型影响显著。

3.3 轴流泵沟槽结构参数交互作用

图 12 给出了三因素中当某一参数处于零水平时，另外两个沟槽参数对目标函数的交互作用。结合表 4 可知，相对沟槽深度和相对槽宽的交互作用较强，相对沟槽深度和相对沟槽尾部距离的交互作用较强，而相对槽宽和相对沟槽尾部距离的交互作用较弱。

当相对沟槽相对深度 A 为 0.014 3 ~ 0.033 3、相对槽宽 B 为 0.076 74 ~ 0.097 56、相对沟槽尾部距离为 0.08 ~ 0.13 时，轴流泵外特性和内流场特征较好，在此范围之外，轴流泵外特性及内流场的流态均较恶劣。这是因为当相对沟槽深度和相对沟槽尾部距离较小时，叶顶间隙在前缘附近的几何结构改变不大，此时相对槽宽难以对叶顶前缘间隙处的泄漏流产生明显影响，即沟槽对内流场和外特性的改善效果不大。当相对槽宽过小时，间隙处的泄漏流与沟槽中流体的相互作用减弱，对间隙处的强旋流也起不到抑制的效果。当相对槽宽过大时，又会加剧间隙泄漏流动，造成过多的能量损失，同时使外特性和内流场特性变差。

3.4 最优方案

当 1.0 mm $\leqslant H \leqslant$ 5.0 mm、8° $\leqslant \theta \leqslant$ 12°、10.5 mm $\leqslant L_2 \leqslant$ 19.5 mm 时，对优化目标函数 R_1 进行极值求解，基于优化函数 R_1 最优求得沟槽轴流泵装置模型最优参数，此时 $A = 0.022$、$B = 0.088$、$C = 0.106$，对应的 $h = 3.321\,4$ mm、$\theta = 10.102\,1°$、$W = 13.206\,0$ mm、$L_2 = 15.914\,6$ mm。

基于最优方案沟槽的参数建立数值模型，进行数值模拟求解。得出在深度失速工况下的外特性数据和内流场特征的参数为：$H = 1.734\,2$ m，$\eta = 12.10\%$，$V_u = -2.643$，$\omega = -579.4\ s^{-1}$，$R_1 = 0.568\,0$。

通过优化目标函数得 R_1 为 0.545 0。将 R_1 的结果与优化目标函数的求解结果进行对比，误差为 4.05%，可认为得到的响应关系式能满足精度要求，即优化结果可以反映出相对沟槽深度 A、相对槽宽

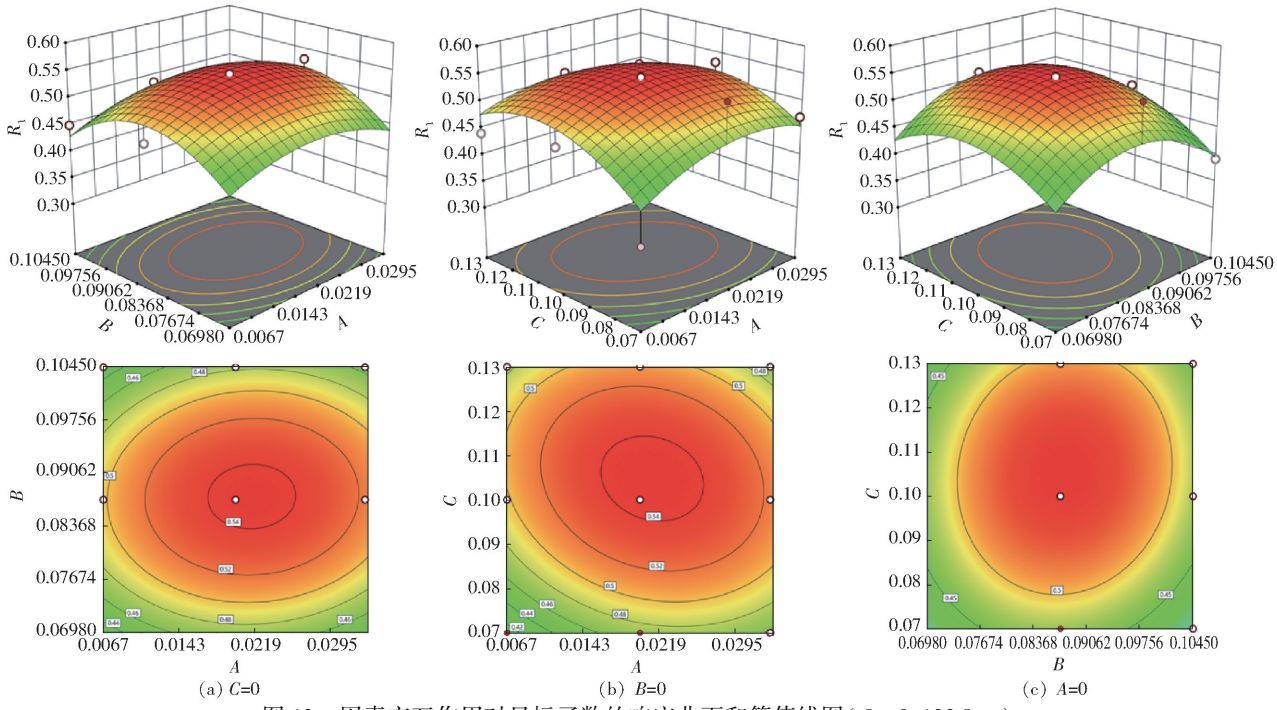


图 12　因素交互作用对目标函数的响应曲面和等值线图($Q=0.122Q_{BEP}$)

Fig. 12　Responses of each two in three factors to objective function ($Q=0.122Q_{BEP}$)

B、相对沟槽尾部距离 C 对轴流泵装置水力性能的影响。优化前后叶顶间隙附近湍流耗散熵产对比如图 13 所示,叶轮内部间隙附近区域的整体湍流耗散熵产有所降低。间隙下游条状高熵产区域消除,间隙内部靠近叶轮侧的熵产稍有增加。这减轻了间隙下游流体在沟槽进口位置的能量损失,有助于提升叶轮做功能力。

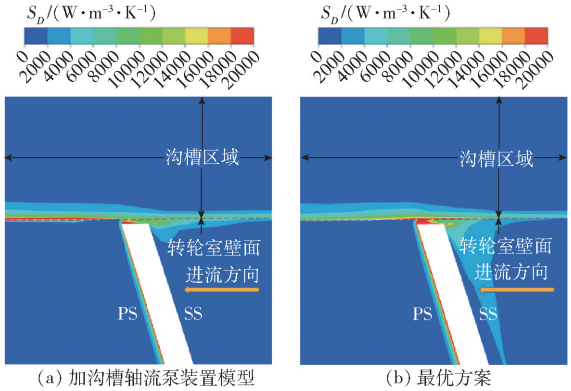


图 13　优化前后叶顶间隙附近湍流耗散熵产对比($Q=0.122Q_{BEP}$)

Fig. 13　Comparison of entropy production induced by turbulence dissipation near blade tip clearance before and after optimization ($Q=0.122Q_{BEP}$)

优化前后叶轮区域通道涡分布规律如图 14 所示。在沟槽优化之后,轴流泵装置通道中不存在从吸力面向上游发展的主通道涡,相邻叶片前缘附近的小涡强度也减弱。在叶轮中心平面,小涡量区域(图 14 中的蓝色区域)面积也显著降低。综合上述分析,优化方案在轴流泵装置叶轮区域的内流场较

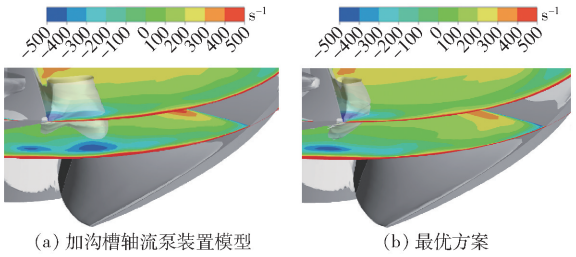


图 14　优化前后通道涡强度对比($\omega_Z=-500\ s^{-2}$, $Q=0.122Q_{BEP}$)

Fig. 14　Comparison of vortex intensity of passage vortex before and after optimization ($\omega_Z=-500\ s^{-2}$, $Q=0.122Q_{BEP}$)

添加沟槽的原方案有一定的改善效果。

3.5　最优方案与无沟槽轴流泵装置内流场特性对比

利用数值模拟方法对轴流泵叶轮进口附近的轴向速度进行分析,选用无量纲变量 V_V 表示轴向速度在合速度中所占的比重,如图 15 所示,表达式为

$$V_V=|\boldsymbol{V}_m|/|\boldsymbol{V}| \tag{7}$$

$$\boldsymbol{V}=\boldsymbol{V}_m+\boldsymbol{V}_a \tag{8}$$

式中　$\boldsymbol{V}$——流场中某点时均合速度,m/s

$\boldsymbol{V}_m$——轴向速度分量,m/s

$\boldsymbol{V}_a$——切向速度分量,m/s

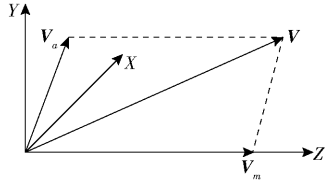
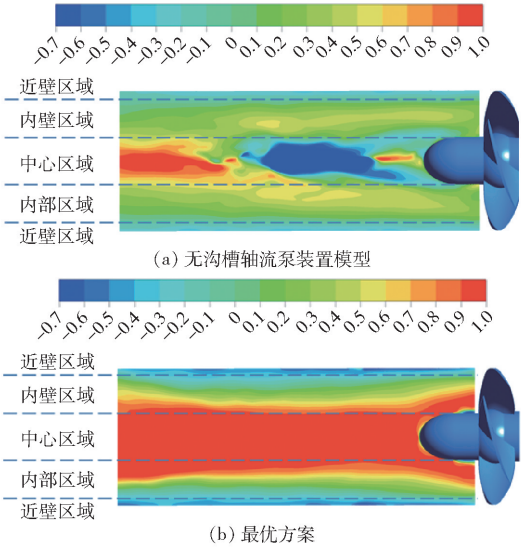


图 15　速度分量示意图

Fig. 15　Schematic of velocity components

V_V 取值范围为 $-1 \leqslant V_V \leqslant 1$，当 $|\boldsymbol{V}_m| = |\boldsymbol{V}_a|$ 时，对应的 V_V 为 0.707。当 $V_V > 0.707$ 时，说明此时正向的轴向进流占据主导；当 $V_V = 1$ 时，说明合速度即为轴向速度。当 $V_V < 0$ 时，说明流场中出现回流区；当 $V_V < 0.707$ 时，说明回流的轴向速度占据了主导。

最优方案与无沟槽轴流泵装置进水流场 V_V 对比如图 16 所示。在 $0.122Q_{BEP}$ 工况，即深度失速工况下，相较于无沟槽轴流泵装置模型，添加沟槽优化后，轴流泵的中心区域没有出现明显的 $V_V < 0.707$ 的区域，说明此时叶轮的轮毂头部上游的回流区消失。另外在近壁区域，V_V 的范围为 $-0.4 < V_V < -0.2$，说明近壁区域都属于回流区。在叶轮进口处的内部区域，V_V 的范围为 $0.2 < V_V < 0.9$，说明在叶轮进口非近壁面区域，有较大的轴向进流速度，旋流强度很小。



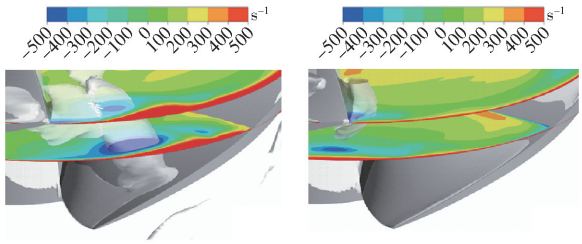
(a) 无沟槽轴流泵装置模型

(b) 最优方案

图 16 最优方案与无沟槽轴流泵装置 V_V 对比 ($Q = 0.122Q_{BEP}$)

Fig. 16 Comparison of V_V value between the original and optimal schemes ($Q = 0.122Q_{BEP}$)

最优方案与无沟槽轴流泵装置叶轮区域通道涡强度对比如图 17 所示。对于无沟槽轴流泵装置模型，深度失速工况时，叶轮吸力面上方明显存在通道涡结构，此通道涡在叶片吸力面尾缘附近形成，向叶轮进口附近发展，并在叶轮进口附近与吸附涡出现了一定程度的融合。在添加沟槽优化之后，轴流泵装置通道中不存在从吸力面向上游发展的主通道涡，相邻叶片前缘附近的小涡强度也显著减弱。在叶轮中心平面，小涡量区域(图 17 中的蓝色区域)面积明显降低。最优方案在轴流泵装置叶轮区域的内流场较无沟槽轴流泵装置模型改善显著。



(a) 无沟槽轴流泵装置 (b) 最优方案

图 17 最优方案与无沟槽轴流泵装置通道涡强度对比 ($\omega_Z = -500\ s^{-2}$, $Q = 0.122Q_{BEP}$)

Fig. 17 Comparison of channel vortex strength between the original and optimal schemes ($\omega_Z = -500\ s^{-2}$, $Q = 0.122Q_{BEP}$)

深度失速工况下，沟槽对进水流态的主要影响是抑制了进流的旋流速度，从而使得轴向进流速度更加均匀，同时避免了轮毂头部上游回流区的形成。在叶轮区域，沟槽的存在减轻了叶顶间隙附近区域以及间隙内部的能量损失，同时抑制了通道涡的形成，提升了叶轮的做功能力。最终体现为深度失速工况下，轴流泵装置模型外特性的显著提升。

4 结论

(1) 当沟槽前端位置固定的条件下，沟槽尾部距离、沟槽深度和沟槽宽度 3 个参数中，沟槽尾部距离对轴流泵水力性能和内部流场的影响最明显。当沟槽尾部距离在叶片前缘上游时，会严重影响轴流泵装置的水力性能和内部流场。

(2) 建立了基于二次多项式响应面模型的函数关系式，能够精确地得出沟槽设计几何参数与轴流泵水力性能之间的响应关系。同时发现相对沟槽深度和相对槽宽的交互作用较强，相对沟槽深度和相对沟槽尾部距离的交互作用较强，而相对槽宽和相对沟槽尾部距离的交互作用较弱。

(3) 针对本文的轴流泵装置模型，在沟槽个数为 20 且沟槽前端位置固定的前提下，沟槽最优参数组合为：沟槽深度为 0.022 倍叶轮直径；沟槽宽度为 0.088 倍叶轮直径；沟槽尾部距离为 0.106 倍叶轮直径。此参数组合下，轴流泵装置扬程为 1.734 2 m，效率为 12.10%，进水均匀度为 -2.643，叶轮中心平面涡量极值为 $-579.4\ s^{-1}$。

参 考 文 献

[1] 徐辉. 贯流式泵站[M]. 北京：中国水利水电出版社，2008.

[2] 刘超. 水泵及水泵站[M]. 北京：中国水利水电出版社，2009.

[3] LI D Y, WANG H J, QIN Y L, et al. Numerical simulation of hysteresis characteristic in the hump region of a pump-turbine

model[J]. Renewable Energy, 2018, 115:433 – 447.
[4] FU S F, ZHENG Y, KAN K, et al. Numerical simulation and experimental study of transient characteristics in an axial flow pump during start-up[J]. Renewable Energy, 2020, 146:1879 – 1887.
[5] 刘晨钰, 张睿, 徐辉. 辐条控制技术对竖井贯流泵马鞍区水力特性影响的数值模拟[J]. 水利水电科技进展, 2020, 40(2): 23 – 28.
LIU Chenyu, ZHANG Rui, XU Hui. Numerical simulation of influence of groove control technique on saddle zone hydraulic characteristics for a shaft tubular pump[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2020, 40(2): 23 – 28. (in Chinese)
[6] ZHANG R, MU T, XU H, et al. Numerical investigation of the grooves effect on the inlet flow characteristics and hydraulic performance of an axial-flow pump[J]. IOP Conferences Series: Earth and Environmental Science, 2021, 627(1):012002.
[7] 胡重阳, 张校文, 汤方平, 等. 溢流孔直径对轴流泵系统过渡过程的影响[J]. 农业机械学报, 2023, 54(增刊 2): 181 – 191.
HU Chongyang, ZHANG Xiaowen, TANG Fangping, et al. Influence of overflow hole diameter on transition process of axial flow pump system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(Supp. 2): 181 – 191. (in Chinese)
[8] ZHANG W P, TANG F P, SHI L J,et al. Effects of an inlet vortex on the performance of an axial-flow pump[J]. Energies, 2020, 13(11):2854.
[9] LI W, LI E D, JI L L,et al. Mechanism and propagation characteristics of rotating stall in a mixed-flow pump[J]. Renewable Energy, 2020, 153:74 – 92.
[10] TOYOKURA T. Studies on the characteristics of axial-flow pumps: part 1, general tendencies of the characteristics of pumps [J]. Bulletin of JSME, 1961, 4(14):287 – 293.
[11] 陈伟, 陆林广, 王刚, 等. 轴流泵运行工况对叶轮室进口预旋的影响[J]. 水力发电学报, 2012, 31(1): 213 – 219.
CHEN Wei, LU Linguang, WANG Gang, et al. Influence of axial-flow pump operating condition on the pre-swirl at impeller chamber inlet[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2012, 31(1): 213 – 219. (in Chinese)
[12] GOLTZ I, KOSYNA G, STARK U, et al. Stall inception phenomena in a single-stage axial-flow pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2003, 217(4):471 – 479.
[13] 程千, 冯卫民, 周龙才, 等. 前置导叶对轴流泵马鞍区工况回流涡特性的影响[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 8 – 14.
CHENG Qian, FENG Weimin, ZHOU Longcai, et al. Effects of inlet vane on characteristics of backflow vortex in hump region of axial-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 8 – 14. (in Chinese)
[14] 邢杨义, 谢荣盛, 项春, 等. 前置挡板改善轴流泵装置马鞍区的模拟研究[J]. 煤矿机械, 2019, 40(1): 52 – 54.
XING Yangyi, XIE Rongsheng, XIANG Chun, et al. Simulation study on improving saddle zone of axial flow pump device with front baffle[J]. Coal Mine Machinery, 2019, 40(1): 52 – 54. (in Chinese)
[15] NAGAHARA T, MANABE A, MUKAI H, et al. An improvement of performance-curve instability in an axial flow pump by use of J-grooves[J]. Turbomachinery, 2013, 31(10):614 – 622.
[16] YANG K F, FENG J J, ZHOU G J, et al. Study on improvement of hump characteristic of an axial flow pump by grooving inlet wall[C]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Publishing, 2018: 012090.
[17] MU T, ZHANG R, XU H, et al. Study on improvement of hydraulic performance and internal flow pattern of the axial flow pump by groove flow control technology[J]. Renewable Energy, 2020, 160: 756 – 769.
[18] 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.
[19] 李敏. 可靠度分析的响应面法研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2016.
LI Min. Reliability analysis of response surface method research[D]. Chongqing: Chongqing University, 2016. (in Chinese)
[20] 蒋登辉, 周佩剑, 王磊, 等. 基于响应曲面法的双叶片污水泵叶轮优化分析[J]. 水力发电学报, 2021, 40(11): 72 – 82.
JIANG Denghui, ZHOU Peijian, WANG Lei, et al. Study on optimization method of two-blade sewage pump impellers based on response surface model[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2021, 40(11): 72 – 82. (in Chinese)
[21] KIM J H, CHO B M, CHOI Y S, et al. Optimized reduction of unsteady radial forces in a single-channel pump for wastewater treatment[C]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Publishing,2016: 032008.
[22] 张睿. 轴流泵失速和空化流动特性及其性能改善研究[D]. 上海: 上海大学, 2014.
ZHANG Rui. Research on the stall and cavitation flow characteristics and the performance improvement of axial-flow pump [D]. Shanghai: Shanghai University, 2014. (in Chinese)
[23] CELIK B I, GHIA U, ROACHE P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 078001.
[24] 金燕. 贯流泵内部流动的数值模拟与三维 LDV 测量研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2010.
JIN Yan. Numerical simulation and three-dimensional LDV measurement on the internal flow in a tubular pump [D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2010. (in Chinese)

(下转第 355 页)

[40] LUNDBERG S, LEE S. A unified approach to interpreting model predictions[C]//Proceedings of 31st Annual Conference on Neural Information Processing Systems, 2017.

[41] CHANDRASHEKAR G, SAHIN F. A survey on feature selection methods[J]. Computers and Electrical Engineering, 2014, 40(1): 16 - 28.

[42] FERNANDEZ-GALLEGO J A, KEFAUVER S C, VATTER T, et al. Low-cost assessment of grain yield in durum wheat using RGB images[J]. European Journal of Agronomy, 2019, 105: 146 - 156.

[43] LI B, XU X, ZHANG L, et al. Above-ground biomass estimation and yield prediction in potato by using UAV-based RGB and hyperspectral imaging[J]. ISPRS Journal of Photogrammetry and Remote Sensing, 2020, 162: 161 - 172.

[44] LAW C N, SNAPE J W, WORLAND A J. The genetical relationship between height and yield in wheat[J]. Heredity, 1978, 40(1): 133 - 151.

[45] CHENG X, LEI H. Remote sensing scene image classification based on mmsCNN - HMM with stacking ensemble model[J]. Remote Sensing, 2022, 14(17):4423.

[46] 刘照,李华朋,陈慧,等. 基于时序影像及不同模型的玉米早期估产研究[J]. 光谱学与光谱分析,2023,43(8):2627 - 2637.
LIU Zhao, LI Huapeng, CHEN Hui, et al. Research on early yield estimation of maize based on time-series imagery and different models[J]. Spectroscopy and Spectral Analysis, 2023,43(8): 2627 - 2637. (in Chinese)

[47] HASSAN M A, YANG M, RASHEED A, et al. Time-series multispectral indices from unmanned aerial vehicle imagery reveal senescence rate in bread wheat[J]. Remote Sensing, 2018, 10(6): 809.

[48] FU Y, YANG G, LI Z, et al. Winter wheat nitrogen status estimation using UAV-based RGB imagery and Gaussian processes regression[J]. Remote Sensing, 2020, 12(22): 1 - 27.

[49] ADAMS S, BELING P A. A survey of feature selection methods for Gaussian mixture models and hidden Markov models[J]. Artificial Intelligence Review, 2019, 52(3): 1739 - 1779.

[50] LIU T, YANG T, ZHU S, et al. Estimation of wheat biomass based on phenological identification and spectral response[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2024, 222:198 - 203.

[51] YANG K, MO J, LUO S, et al. Estimation of rice aboveground biomass by UAV imagery with photosynthetic accumulation models[J]. Plant Phenomics, 2023, 5:0056.

[52] LONGFEI Z, RAN M, XING Y, et al. Improved yield prediction of ratoon rice using unmanned aerial vehicle-based multi-temporal feature method[J]. Rice Science, 2023, 30(3): 247 - 256.

(上接第 331 页)

[25] 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)

[26] FEI Z, ZHANG R, XU H, et al. Energy performance and flow characteristics of a slanted axial-flow pump under cavitation conditions[J]. Physics of Fluids, 2022, 34(3): 035121.

[27] 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.