

不同涡设计下混流泵叶轮参数分析与性能优化

王梦成¹ 丁征¹ 林仁荣² 张灵波² 陈婷婷² 夏卫刚³ 陈加琦¹

(1. 扬州大学电气与能源动力工程学院, 扬州 225009; 2. 利欧集团股份有限公司, 杭州 317599;

3. 上海凯泉泵业(集团)有限公司, 上海 201804)

摘要: 根据环量分布形式不同, 可将混流泵设计分为自由涡、强迫涡和复合涡设计。以一导叶式混流泵叶轮为研究对象, 通过采用反问题设计方法控制叶轮出口处环量分布形式, 结合正交试验设计方法, 对比分析了自由涡和复合涡设计对混流泵叶轮的参数分析及性能优化结果的影响。研究表明: 环量控制参数 rv_h 和 rv_s 对所有工况下效率及扬程均具有较大影响; 与原始模型相比, 自由涡设计优化结果在 0.8、1.0、1.2 倍设计流量处效率分别增加 0.31、1.63、1.03 个百分点, 而复合涡设计优化结果效率分别增加了 1.09、3.51、9.71 个百分点, 且设计流量处三者扬程差较小; 内流分析结果表明采用考虑环量分布的复合涡设计有利于叶轮出口处流态的进一步改善从而降低叶轮下游部件水力损失。

关键词: 混流泵; 自由涡设计; 复合涡设计; 数值模拟; 流场分析

中图分类号: TH313 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2025)03-0312-11

OSID:



Influence of Different Vortex Design on Parameter Analysis and Performance Optimization of Mixed-flow Pump Impeller

WANG Mengcheng¹ DING Zheng¹ LIN Renrong² ZHANG Lingbo² CHEN Tingting²
XIA Weigang³ CHEN Jiaqi¹

(1. College of Electrical, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China

2. Leo Group Co., Ltd., Hangzhou 317599, China

3. Shanghai Kaiquan Pump Industry (Group) Co., Ltd., Shanghai 201804, China)

Abstract: According to different forms of circulation distribution, mixed flow pump design can be divided into free vortex, forced vortex, and composite vortex designs. A mixed flow pump model TJ-HL-05, whose performance has been widely verified in the South to North Water Transfer Project, was taken as the research object. Based on the inverse design method, the parameterization of the impeller blade under the nonlinear circulation distribution was realized with the help of the continuity equation, the energy equation and the simplified radial balance equation. On this basis, the parameter analysis of the mixed flow pump impeller under the nonlinear circulation distribution under different working conditions was studied by using the orthogonal experimental design, and the performance optimization of the mixed flow pump was completed based on the analysis results. The results showed that the circulation control parameters rv_h and rv_s had a significant impact on efficiency and head under all operating conditions, and compared with traditional free vortex design, compound vortex design had a higher optimization upper limit. Compared with the original model, the efficiency of the free vortex design optimization results was increased by 0.31 percentage points, 1.63 percentage points, and 1.03 percentage points respectively under the $0.8Q_{des}$, Q_{des} , and $1.2Q_{des}$ operating conditions, while the efficiency of the composite vortex design optimization results was increased by 1.09 percentage points, 3.51 percentage points, and 9.71 percentage points, respectively, and the head difference between the three under the design operating conditions was relatively small. The results of the internal flow analysis indicated that using a compound

收稿日期: 2024-10-23 修回日期: 2024-11-15

基金项目: 国家自然科学基金项目(52206055)、江苏省自然科学基金项目(SBK2023042972)、中国博士后科学基金项目(2023M741499、2022M722695)和江苏省高校节能大型轴流泵站工程研究中心开放课题项目(ECHEAP022)

作者简介: 王梦成(1992—),男,讲师,博士,主要从事流体力学机械设计优化及内流分析研究,E-mail: jdwmc2018@163.com

通信作者: 陈加琦(1994—),男,讲师,博士,主要从事流体力学机械及射流冲刷研究,E-mail: mengcheng@yzu.edu.cn

vortex design that considered the distribution of circulation was beneficial for further improving the flow state at the outlet of the impeller, thereby reducing the hydraulic losses of downstream components of the impeller.

Key words: mixed-flow pump; free vortex design; compound vortex design; numerical simulation; flow field analysis

0 引言

混流泵因其较大的流量和适中的扬程被广泛应用于农业灌排^[1]、工业生产^[2]、城市污水处理^[3]及区域性调水工程^[4]等。然而,由于混流泵内流体的强三维性及瞬时性,其内流态十分复杂,这给混流泵性能的提升带来了极大的挑战。

为克服上述缺点,研究人员针对叶轮机械设计优化进行了大量研究。近年来,随着计算机科学及计算流体力学发展,反问题设计方法因其设计参数少、参数与水力性能联系更紧密及更有可能获得创新性解的优点,得到了越来越多学者的关注^[5]。

文献[6-13]在各自的领域内均取得了较好的结果,表明反问题设计在涡轮机械的设计优化中具备较好的先进性。然而,为降低优化复杂度,上述研究在叶轮出口处均采用恒定环量分布,即自由涡设计,以维持叶轮理论扬程基本不变。文献[14-20]指出相比于叶轮出口处环量恒定分布,在叶轮设计中采用变环量分布,即强迫涡和复合涡设计,有利于叶轮性能进一步提升,特别是在反问题设计中,叶轮出口处环量分布可通过影响叶片不同高度处做功能力与轮毂和轮缘处流线方向载荷分布的双重作用影响叶片水力性能。

综上可知,在涡轮机械优化设计中考虑叶轮出口处环量分布是必要的,且相比于自由涡设计,强迫涡设计和复合涡设计更有利于优化结果性能的进一步提升。然而,目前有关不同环量分布对混流泵优化结果影响的研究较少,且在仅有研究中,大多数研究也处于使用环量线性分布,或试错法和穷举法定性研究环量非线性分布对混流泵性能影响的初级阶段,而针对不同环量分布对混流泵参数分析及优化结果影响的系统性研究则尚未见报道。

本文以反问题设计方法为基础,通过联立能量方程、质量方程和径向平衡方程实现叶轮出口处环量分布的参数化控制,然后结合正交试验设计,对比分析不同涡设计对混流泵参数分析及优化结果的影响。

1 反问题设计

1.1 基本理论

以文献[21]提出的、有效性已在各类涡轮机械

的设计优化中得到广泛证明的反问题设计方法为基础。该方法中,流场被分为周期脉动速度和周向平均速度,两者的求解分别由势函数与流函数完成。

由于叶片表面不可穿透,因此,垂直于叶片表面的速度分量为零,则叶片形状满足

$$(\bar{v}_z + v_{zbl}) \frac{\partial f}{\partial z} + (\bar{v}_r + v_{rbl}) \frac{\partial f}{\partial r} = \frac{r \bar{v}_\theta}{r^2} + \frac{v_{\theta bl}}{r} - \omega \quad (1)$$

式中 $\bar{v}_z$ ——周向平均绝对速度轴向分量

$\bar{v}_r$ ——周向平均绝对速度径向分量

v_{zbl} 、 $v_{\theta bl}$ 、 v_{rbl} ——周期速度轴向、周向、径向分量

ω ——旋转角速度

r 、 z ——圆柱坐标系径向、轴向坐标

f ——叶片包角

$\bar{v}_\theta$ ——同向平均速度

在此基础上,给定轴面投影图、叶片厚度分布、流体性质、轮毂和轮缘处载荷分布及叶片进出口环量分布,即可通过流场与叶片形状迭代计算获取叶片最终形状。

在上述控制方程组下,根据不可压缩势流理论^[22]可知,叶片表面压差可由载荷(环量沿轴面流线的偏导数,即 $\partial(r\bar{v}_\theta)/\partial m$)进行快速计算,公式为

$$\Delta p = p^+ - p^- = \frac{2\pi}{B} \rho v_m \frac{\partial(r\bar{v}_\theta)}{\partial m} \quad (2)$$

式中 Δp ——叶片表面压差

p^+ ——叶片工作面静压

p^- ——叶片背面静压

ρ ——流体密度 B ——叶片数

m ——轴面流线归一化长度

v_m ——轴面流速

叶片表面载荷分布由如图1所示经典三段式曲线进行控制,令 L_e 为前缘载荷预加载值; P_1 为第1段抛物线与中间直线交点横坐标所在位置,又称第1控制点; K 为中间直线斜率,其值为负值、零和正值分别对应着前载、中载和后载3种加载方式; P_2 为中间直线与第2段抛物线交点横坐标所在位置,又称第2控制点;分段曲线计算方程为

$$\Delta \Gamma = \int_0^1 \frac{\partial(r\bar{v}_\theta)}{\partial m} dm = \int_0^{P_1} (a_1 m^3 + b_1 m^2 + c_1 m + d_1) dm + \int_{P_1}^{P_2} (K m + b_2) dm + \int_{P_2}^1 (a_3 m^3 + b_3 m^2 + c_3 m + d_3) dm \quad (3)$$

式中 $\Delta\Gamma$ ——进出口环量差,一般而言,为保证叶轮进口无预选假设,叶轮进口处环量值设为零

$a_1、b_1、c_1、d_1$ ——第 1 段抛物线待定系数
 b_2 ——中间直线待定系数
 $a_3、b_3、c_3、d_3$ ——第 2 段抛物线待定系数

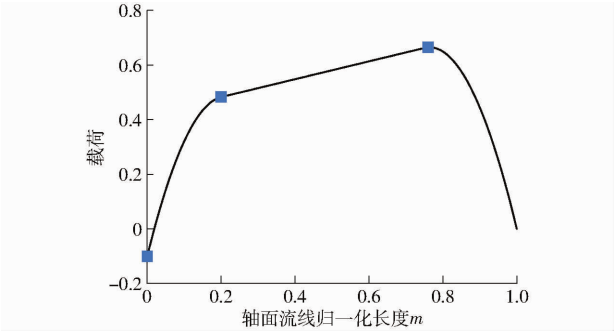


图 1 载荷分布
Fig. 1 Loading distribution

叶片其余位置处载荷分布由轮毂及轮缘处载荷根据线性插值计算获得。

1.2 环量分布的参数化

叶轮出口处环量分布参数化是研究不同涡设计对混流泵叶轮参数分析及性能优化影响的前提。为简化理论推导,参考经典欧拉方程建立过程^[23],假定叶轮中流体为理想不可压缩绝热均匀流,流体在叶轮内各绕轴回转面上做轴对称流动且互不干扰。此时,叶轮内流体满足连续性方程

$$Q_{des} = \int_{r_h}^{r_s} 2\pi v_m r dr \tag{4}$$

式中 Q_{des} ——设计流量
 $r_h、r_s$ ——叶轮轮毂、轮缘处半径
能量方程则可表示为

$$\frac{gH_{des}Q_{des}}{2\pi\omega} = \int_{r_h}^{r_s} v_m r v_\theta r dr \tag{5}$$

式中 H_{des} ——设计扬程
 g ——重力加速度
径向平衡方程可表示为

$$(1 - \sin^2\beta) v_m \frac{dv_m}{dr} = \left(\omega - \frac{v_\theta}{r} \right) \left(\frac{\partial v_\theta r}{\partial r} - \frac{\partial v_\theta r}{\partial m} \cos\beta \cot f \right) - \frac{v_m^2}{R} \cos\beta \tag{6}$$

式中 β ——叶片倾角 R ——曲率半径
由于研究对象为导叶式混流泵,其叶轮结构特点决定了其具有曲率半径较大、切向速度变化率较小及倾角较小等特点^[24],因此,式(6)可简化为

$$v_m \frac{dv_m}{dr} = \left(\omega - \frac{v_\theta}{r} \right) \frac{\partial v_\theta r}{\partial r} \tag{7}$$

考虑到叶轮出口处环量分布对叶片形状的影响

及控制复杂度,采用二阶抛物线对叶轮出口处环量分布进行控制,则环量分布 $\Gamma(r)$ 满足

$$v_\theta r = \frac{\Gamma(r)}{2\pi} = \frac{ar^2 + br + c}{2\pi} \tag{8}$$

式中 $a、b、c$ ——待定系数
式(4)、(5)、(7)、(8)共同构成了叶轮出口处环量分布参数化控制方程组。

显然,根据 $a、b$ 和 c 赋值的不同,存在以下 3 种环量分布形式:

情况 1:当 $a = b = 0$ 且 $c \neq 0$ 时,环量为恒定分布,对应着自由涡设计。此时,方程数与未知数均为 4,故可对 c 值进行直接计算。

情况 2:当 $a = 0$ 且 $b \neq 0$ 时,环量为线性分布,对应着强迫涡设计。此时,未知数比方程数多 1 个,可引入方程

$$v_h r = \frac{c}{2\pi} \tag{9}$$

式中 $v_h r$ —— $r = 0$ 处环量,即轮毂处环量
 v_h ——轮缘处切向速度

对方程组进行封闭。

情况 3:当 $a \neq 0$ 时,环量为非线性分布,对应着复合涡设计。此时,未知数比方程数多 2 个,可通过在式(9)的基础上额外引入方程

$$v_s r = \frac{\Gamma(a + b + c)}{2\pi} \tag{10}$$

式中 $v_s r$ —— $r = 1$ 处环量,即轮缘处环量
 v_s ——轮缘处切向速度

对方程组进行封闭。

上述方程共同构成了反问题设计叶轮出口处环量控制方程组,在此基础上给定 $v_h r$ 及 $v_s r$,即可确定 $a、b$ 和 c 的数值,实现复合涡参数化。

由于情况 2 可看做情况 3 的特例,为节约篇幅,本文重点对情况 1 所对应的自由涡设计和情况 3 所对应的复合涡设计下混流泵叶轮参数分析及性能优化进行对比。图 2 为自由涡和复合涡设计下叶轮出口处环量分布示意图,图中,横坐标为由叶轮出口处环量 $r_s v_s$ 作无量纲处理后环量值,纵坐标为归一化叶轮出口翼展方向距离,且 0 表示轮毂,1 表示轮缘。

2 数值模拟

2.1 原始模型

为使不同涡设计下参数分析及优化结果具有可比性,采用自由涡设计和复合涡设计对同一性能已在水北调工程中得到广泛验证的导叶式混流泵模型叶轮进行设计优化。该模型(HLB1)比转数为

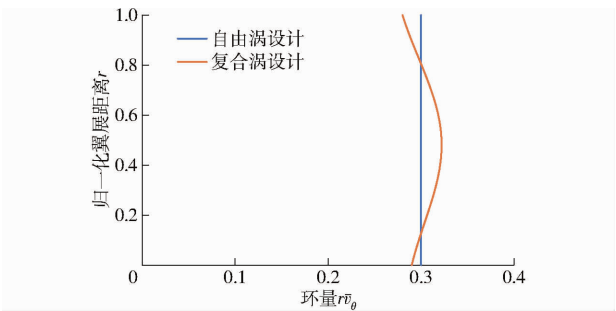


图 2 不同涡设计下叶轮出口处环量分布对比

Fig. 2 Comparison of circulation distribution at impeller outlet under different vortex designs

511, 设计流量为 $0.420\ 7\ \text{m}^3/\text{s}$, 设计扬程为 $12.66\ \text{m}$, 设计转速为 $1\ 450\ \text{r}/\text{min}$, 叶轮叶片数为 4, 导叶叶片数为 7, 叶轮半径为 $0.3\ \text{m}$ 。

2.2 计算模型建立与网格剖分

由于结构化网格相比于非结构化网格具有数量及质量可控的优点^[25], 为便于后续计算模型网格划分及边界条件设置, 计算模型被划分为进水管、叶轮、导叶和出水管 4 部分, 其中, 进水管和出水管网格划分由计算流体力学领域专业网格划分软件 ICEM 采用 O 形拓扑结构完成, 而叶轮及导叶网格划分由涡轮机械领域专业网格划分软件 Turbogrid 采用 C 形和 Y 形拓扑结构完成(图 3)。

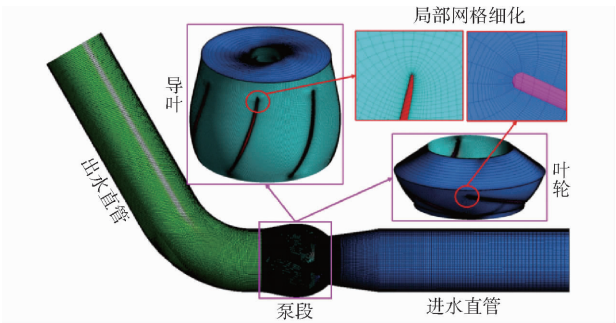


图 3 网格剖分

Fig. 3 Grid division

为最大化节约计算资源并消除网格数对计算结果的不利影响, 采用美国机械工程师协会(ASME)推荐的 Richardson 外推法^[26]进行网格无关性分析。本文共设计 3 种网格数方案 W1、W2 和 W3, 对应网格数分别为 4.6×10^6 、 2.36×10^6 和 1.15×10^6 , 相邻方案间网格细化因子为 1.25, 大于规范要求(1.2), 满足网格数设置要求。W1、W2 和 W3 对应的设计工况处效率分别为 85.11%、84.25% 和 83.82%。此时效率外推值为 85.80%, 则网格收敛因子为 1%, 表明网格收敛; 而近似相对误差和外推相对误差分别为 1% 和 0.81%, 均较小。因此, 采用方案 W1 对计算模型进行网格划分可行, 此时总网格数为 4.6×10^6 , 进水管、出水管、叶轮

和导叶网格数分别为 8.3×10^5 、 9.5×10^5 、 1.4×10^6 和 1.42×10^6 。

2.3 计算设置

所有计算均由软件 ANSYS - CFX 完成。湍流模型选用兼具 $k - \omega$ 模型和 $k - \varepsilon$ 模型优点的 SST $k - \omega$ 模型; 收敛标准设为 10^{-5} ; 迭代步数设为 1 000。壁面处设为光滑无滑移, 且启动自动壁面函数。叶轮设为旋转域, 转速为 $1\ 450\ \text{r}/\text{min}$; 旋转域与固定域间的数据传递采用冻结转子交界面; 固定域与固定域间的数据传递采用普通交界面。进口采用质量流量边界条件, 湍流强度设为中等(即 5%); 出口采用开放出口边界条件以贴合试验允许回流产生, 参考压力设为 $101\ 325\ \text{Pa}$ 。

2.4 试验验证

采用 2.2 节网格划分及 2.3 节计算设置对 2.1 节所述原始模型进行计算, 并将计算结果与南水北调天津同台测试公开数据^[27]进行对比(试验中已扣除全部空载损失, 即密封、转子摩擦和轴承摩擦等各类机械摩擦损失), 结果如图 4 所示。由图 4 可知, 在混流泵常用流量范围内, 模拟值和纯试验值具有较好的一致性, 且两者最大误差不超过 5%, 但在部分小流量工况下存在模拟值小于纯试验值, 文献[28 - 30]指出该现象主要与小流量工况下湍流的过度预测有关。因此, 本文所用数值模拟是可靠的。

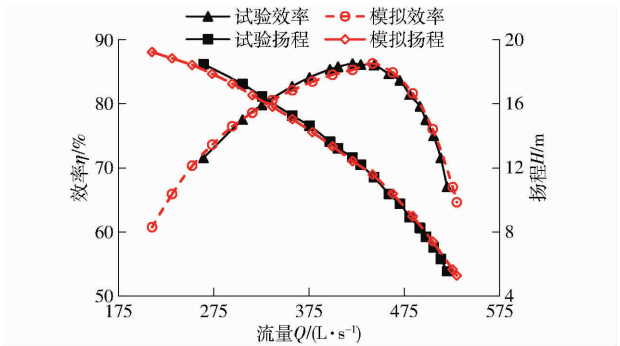


图 4 试验验证结果

Fig. 4 Experimental verification result

3 不同涡设计下正交试验设计

3.1 不同涡设计下优化目标和设计参数的选择

为全面探索不同涡设计对不同工况下混流泵参数分析的影响, 工况 $0.8Q_{\text{des}}$ 、 Q_{des} 和 $1.2Q_{\text{des}}$ 处效率在被作为优化目标, 设计工况处扬程 H_{des} 被作为约束条件, 以全面兼顾小流量、设计流量和大流量工况。

由第 1 节可知, 轮毂及轮缘处载荷由 L_{ch} 、 $P_{1\text{h}}$ 、 K_{h} 、 $P_{2\text{h}}$ 、 L_{es} 、 $P_{1\text{s}}$ 、 K_{s} 和 $P_{2\text{s}}$ 共同控制(下标 h 和 s 分别表示轮毂及轮缘), 因此, 上述参数均被作为设计参数。相比于自由涡设计, 由于复合涡设计中额外引

入设计参数 rv_h 和 rv_s 对叶轮出口处环量分布进行控制,因此,在复合涡设计中,参数 rv_h 和 rv_s 也被作为设计参数。文献[31]指出叶轮出口倾角控制参数 St 对混流泵性能也具有较大影响,因此,参数 St 也被选为设计参数。

为评估随机误差对正交试验设计的影响,在自由涡设计和复合涡设计中均引入一空白列 K_B ,故自由涡设计中设计参数总个数为 10,而复合涡设计中设计参数总个数则为 12。为降低计算量,并能够反映优化目标随设计参数水平的变化趋势,参数水平均被设为 3。因此,在两种涡设计下均采用 $L_{27}(3^{12})$ 标准正交表进行正交试验的构建,且自由涡设计仅取其前 10 列。表 1 为自由涡设计和复合涡设计下设计参数水平及其真值对应关系,其中,为避免叶片前缘过于扭曲, L_c 取 $-0.2 \sim 0.2$; 为壁面叶片出现负功区, K 值不宜过大,取 $-1.5 \sim 1.5$; P_1 和 P_2 根据课题组设计经验以使效率最大化而定,取为 $0.1 \sim 0.4$ 和 $0.4 \sim 0.9$; rv 根据叶轮理论扬程而定,取 $0.2815 \sim 0.3515$ 。

表 1 参数水平及其真值对应关系

Tab.1 Correspondence between parameter levels and values

参数	自由涡设计水平			复合涡设计水平		
	1	2	3	1	2	3
L_{ch}	-0.2	0	0.2	-0.2	0	0.2
P_{1h}	0.1	0.25	0.4	0.1	0.25	0.4
K_h	-1.5	0	1.5	-1.5	0	1.5
P_{2h}	0.4	0.65	0.9	0.4	0.65	0.9
L_{es}	-0.2	0	0.2	-0.2	0	0.2
真值 P_{1s}	0.1	0.25	0.4	0.1	0.25	0.4
K_s	-1.5	0	1.5	-1.5	0	1.5
P_{2s}	0.4	0.65	0.9	0.4	0.65	0.9
St	-18	0	18	-18	0	18
rv_h				0.2815	0.3165	0.3515
rv_s				0.2815	0.3165	0.3515

3.2 不同涡设计下正交表构建及模型计算结果

表 2 为自由涡和复合涡设计下正交表中不同模型优化目标及约束条件计算结果。由表 2 可知,自由涡设计中, $0.8Q_{des}$ 工况处效率最小值为 78.63%,最大值为 81%; Q_{des} 工况处效率最小值为 85.35%,最大值为 87.81%; $1.2Q_{des}$ 工况处效率最小值为 71.91%,最大值为 82.23%; 此外, Q_{des} 工况处扬程最小值为 11.09 m,最大值为 13.67 m,变化范围为 2.58 m。在复合涡设计中, $0.8Q_{des}$ 工况处效率最小值为 75.63%,最大值为 82.64%; Q_{des} 工况处效率最小值为 82.61%,最大值为 88.56%; $1.2Q_{des}$ 工况处效率最小值为 66.78%,最大值为 82.89%; Q_{des} 工况

处扬程最小值为 11.09 m,最大值为 13.9 m,变化范围为 2.81 m。通过对比可知两种涡设计下优化目标及约束条件均随模型设计参数的变化出现了较大的变化,且复合涡设计相比于自由涡设计具有更高的优化上限,而扬程波动增加值则较小。因此,在混流泵优化设计中考虑叶轮出口处环量分布形式更有可能获得超出现有设计的创新型解。

3.3 不同涡设计下参数分析及对比

极差分析因其操作简单、结果直观易于理解的优点,被广泛应用于正交试验计算结果的参数分析^[32]。采用极差分析对表 2 中数据进行计算,结果如表 3 所示。由表 3 可知,对 $0.8Q_{des}$ 工况处效率而言,自由涡设计中各设计参数排秩从大到小依次为: P_{2s} 、 L_{es} 、 K_h 、 P_{2h} 、 P_{1s} 、 K_s 、 St 、 P_{1h} 、 K_B 、 L_{ch} ,复合涡设计中各设计参数排秩从大到小依次为: rv_s 、 rv_h 、 P_{2h} 、 K_B 、 L_{es} 、 P_{2s} 、 L_{ch} 、 K_h 、 P_{1s} 、 St 、 K_s 、 P_{1h} ; 对 Q_{des} 工况处效率而言,自由涡设计中各设计参数排秩从大到小依次为: K_h 、 P_{2s} 、 L_{es} 、 L_{ch} 、 St 、 P_{2h} 、 K_B 、 K_s 、 P_{1s} 、 P_{1h} ,复合涡设计中各设计参数排秩从大到小依次为: rv_s 、 rv_h 、 L_{ch} 、 K_h 、 L_{es} 、 P_{2s} 、 P_{1s} 、 K_s 、 K_B 、 P_{2h} 、 St 、 P_{1h} ; 对 $1.2Q_{des}$ 工况处效率而言,自由涡设计中各设计参数排秩从大到小依次为: L_{es} 、 K_h 、 L_{ch} 、 K_s 、 P_{2h} 、 P_{1h} 、 P_{1s} 、 P_{2s} 、 K_B 、 St ,复合涡设计中各设计参数排秩从大到小依次为: L_{es} 、 K_h 、 rv_h 、 rv_s 、 P_{2h} 、 L_{ch} 、 P_{2s} 、 K_s 、 St 、 P_{1s} 、 P_{1h} 、 K_B ; 对 Q_{des} 工况处扬程而言,自由涡设计中各设计参数排秩从大到小依次为: P_{2h} 、 K_h 、 P_{2s} 、 K_s 、 P_{1s} 、 St 、 L_{es} 、 L_{ch} 、 P_{1h} 、 K_B ,复合涡设计中各设计参数排秩从大到小依次为: rv_s 、 P_{2h} 、 rv_h 、 K_h 、 P_{2s} 、 L_{ch} 、 L_{es} 、 St 、 K_s 、 P_{1h} 、 P_{1s} 、 K_B 。

尽管极差分析可以有效确定设计参数对优化目标排秩及优化目标随设计参数水平的变化趋势,但其无法直接指出哪些参数对优化目标具有显著影响,这将引起后续优化中设计参数选择的任意性,进而导致优化工作量上升或优化效果降低。为此,采用 T 值检验对表 2 中数据进行回归分析,结果如图 5 所示。由于 $T=2.11$ 对应于该参数与优化目标间存在显著关联概率超过 95%,因此,选择 2.11 作为临界值,如图中黑色虚线所示。对 $0.8Q_{des}$ 工况处效率而言,参数 P_{2s} 、 L_{es} 、 K_h 、 P_{2h} 、 P_{1s} 和 K_s 均为自由涡设计显著因素,参数 rv_s 、 rv_h 和 P_{2h} 为复合涡设计显著因素;对 Q_{des} 工况处效率而言,参数 K_h 、 P_{2s} 、 L_{ch} 、 L_{es} 和 St 均为自由涡设计显著因素,参数 rv_s 、 rv_h 、 L_{ch} 和 K_h 为复合涡设计显著因素;对 $1.2Q_{des}$ 工况处效率而言,参数 L_{es} 、 K_h 、 L_{ch} 、 K_s 和 P_{2h} 均为自由涡设计显著因素,参数 L_{es} 、 K_h 、 rv_h 、 rv_s 、 P_{2h} 、 L_{ch} 和 P_{2s} 为复合涡设计显著因素;对 Q_{des} 工况处扬程而言,参数 P_{2h} 、 K_h 、 P_{2s} 、

表 2 不同涡设计下正交试验安排与结果

Tab.2 Arrangement and results of orthogonal experiments under different vortex designs

试验 序号	水平												自由涡设计				复合涡设计			
	L_{ch}	P_{1h}	K_h	P_{2h}	L_{es}	P_{1s}	K_s	P_{2s}	St	K_B	rv_h	rv_s	$\eta_{0.8}/$	$\eta_{1.0}/$	$\eta_{1.2}/$	$H_{1.0}/$	$\eta_{0.8}/$	$\eta_{1.0}/$	$\eta_{1.2}/$	$H_{1.0}/$
													%	%	%	m	%	%	%	m
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	79.04	85.52	75.48	13.32	75.63	82.61	78.37	13.90
2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	79.78	86.98	79.78	13.30	79.78	86.98	79.79	13.30
3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	80.49	87.81	79.92	12.56	81.62	88.31	78.01	11.83
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	3	2	3	79.03	86.50	80.98	13.67	81.62	88.33	78.17	11.98
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	1	3	1	79.35	87.26	80.93	13.26	78.55	86.42	79.90	13.57
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	2	1	2	81.00	87.20	74.30	11.70	79.68	85.67	77.16	12.50
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	2	3	2	78.76	87.10	80.15	12.64	81.69	87.38	74.91	11.09
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	3	1	3	80.09	86.41	74.46	11.57	80.30	85.98	74.57	11.12
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	1	2	1	79.88	85.96	71.91	11.09	78.18	84.94	75.94	12.67
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	79.85	86.94	79.05	13.08	79.40	86.63	78.53	13.40
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	3	1	2	79.97	87.77	80.74	13.14	78.03	85.12	82.26	13.91
12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	1	2	3	78.88	86.33	82.08	13.03	80.95	88.56	80.28	11.89
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	1	3	78.97	85.53	74.34	12.51	79.25	85.63	74.36	11.99
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	2	1	79.12	86.55	79.03	12.52	76.93	83.32	80.27	13.25
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	3	2	79.30	85.35	72.60	12.52	80.79	85.53	68.07	11.49
16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	3	2	2	79.85	87.61	81.55	12.78	79.85	87.61	81.55	12.78
17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	1	3	3	80.50	87.45	78.33	12.91	82.64	87.96	73.79	11.40
18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	2	1	1	80.01	87.51	80.24	13.14	78.57	85.69	81.56	13.70
19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	79.85	86.51	75.10	12.71	77.83	85.07	77.68	13.78
20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	1	3	2	78.83	85.44	78.22	12.68	80.30	87.01	75.78	12.05
21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	2	1	3	78.63	86.37	80.16	13.32	78.95	86.44	80.53	13.05
22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	2	3	3	80.16	87.76	81.17	12.82	81.88	88.47	78.22	11.62
23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	3	1	1	78.93	87.05	82.23	13.44	77.45	84.97	82.89	13.80
24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	1	2	2	80.27	87.46	78.75	12.98	80.28	87.46	78.75	12.98
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	1	2	79.93	87.54	78.42	12.43	78.06	85.06	80.90	13.07
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	2	3	80.20	86.28	72.49	12.27	82.32	85.91	66.48	11.26
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	3	1	80.03	86.74	76.72	12.12	79.58	86.58	76.40	12.57

K_s 、 P_{1s} 、 L_{es} 和 St 均为自由涡设计显著因素,参数 rv_s 、 P_{2h} 、 rv_h 、 K_h 和 P_{2s} 为复合涡设计显著因素。

极差分析与 T 值检验结果均表明,各设计参数对优化目标和约束条件的排秩随着涡设计不同均出现了较大不同,且在复合涡设计中,叶轮出口处环量控制参数 rv_h 和 rv_s 对所有优化目标及约束条件均具有显著影响。因此,在混流泵优化设计中,考虑叶轮出口处环量分布是必要的,且在复合涡设计中,各参数选择与传统自由涡设计具有较大的不同。

3.4 不同涡设计下优化模型构建

为对比分析不同涡设计对混流泵优化结果的影响,根据前述不同涡设计下参数分析结果,在综合考虑各参数对效率和扬程影响的基础上,分别构建自由涡和复合涡设计优化后模型 HLB2 和 HLB3,其中,模型 HLB2 参数 L_{ch} 、 P_{1h} 、 K_h 、 P_{2h} 、 L_{es} 、 P_{1s} 、 K_s 、 P_{2s} 和 St 水平分别为 3、3、1、3、2、2、3 和 3,模型 HLB3 中参数 L_{ch} 、 P_{1h} 、 K_h 、 P_{2h} 、 L_{es} 、 P_{1s} 、 K_s 、 P_{2s} 、 St 、 rv_h 和 rv_s

水平分别为 3、3、3、3、1、2、2、3、2、3 和 3。图 6 为 HLB1、HLB2 和 HLB3 叶片形状对比,可以看出三者叶片形状出现了较大区别,特别是叶片中后部。

4 性能分析

4.1 外特性对比

为阐述模型 HLB1、HLB2 和 HLB3 性能差异,取三者外特性进行对比分析,结果如图 7 所示。由图 7 可知,优化后模型 HLB2 和 HLB3 性能相比于原始模型均有所增加。与原始模型 HLB1 相比,优化后模型 HLB2 效率略有增大,而模型 HLB3 效率则显著增加,且两者效率差随着流量的增大而增大;在扬程方面,模型 HLB2 扬程与模型 HLB1 扬程基本相同,而模型 HLB3 扬程在大流量工况下大于模型 HLB1,在小流量工况下则小于模型 HLB1,且两者间扬程差随着流量偏离设计工况程度的增加而增加。在工况 $0.8Q_{des}$ 、 Q_{des} 和 $1.2Q_{des}$ 处,原始模型 HLB1 效率分别为 80.23%、85.21% 和 73.84%,优

表 3 不同涡设计下极差分析结果

Tab.3 Range analysis results under different vortex designs

设计 类型	目标 参数	极 差 分 析	L_{eh}	P_{1h}	K_h	P_{2h}	L_{es}	P_{1s}	K_s	P_{2s}	St	K_B	rv_h	rv_s
自由涡 设计	$\eta_{0.8}$	$\overline{K_1}$	79.65	79.71	79.89	79.48	80.01	79.49	79.48	79.22	79.67	79.62		
		$\overline{K_2}$	79.67	79.60	79.80	79.57	79.63	79.64	79.71	79.65	79.53	79.65		
		$\overline{K_3}$	79.64	79.65	79.27	79.91	79.32	79.83	79.78	80.10	79.76	79.69		
		R	0.03	0.11	0.62	0.44	0.69	0.34	0.29	0.88	0.23	0.08		
		排秩	10	8	3	4	2	5	6	1	7	9		
	$\eta_{1.0}$	$\overline{K_1}$	86.52	86.78	87.28	86.67	86.57	86.78	86.83	86.34	86.62	86.76		
		$\overline{K_2}$	86.87	86.78	86.95	86.74	86.69	86.80	86.85	86.81	86.68	86.69		
		$\overline{K_3}$	86.98	86.79	86.13	86.96	87.11	86.78	86.68	87.21	87.06	86.91		
		R	0.46	0.01	1.14	0.29	0.54	0.02	0.17	0.87	0.44	0.22		
		排秩	4	10	1	6	3	9	8	2	5	7		
	$\eta_{1.2}$	$\overline{K_1}$	76.53	77.55	79.72	78.95	75.62	78.47	78.93	78.27	78.11	77.82		
		$\overline{K_2}$	78.87	78.66	78.41	78.26	78.23	78.47	78.31	78.42	78.16	77.96		
		$\overline{K_3}$	78.95	78.14	76.22	77.14	80.50	77.41	77.11	77.66	78.07	78.57		
		R	2.42	1.11	3.50	1.81	4.88	1.06	1.81	0.76	0.09	0.75		
		排秩	3	6	2	5	1	7	4	8	10	9		
	$H_{1.0}$	$\overline{K_1}$	12.62	12.57	13.03	13.02	12.56	12.88	12.96	12.97	12.51	12.73		
		$\overline{K_2}$	12.91	12.85	12.75	12.82	12.72	12.79	12.75	12.77	12.86	12.71		
		$\overline{K_3}$	12.64	12.75	12.40	12.33	12.89	12.50	12.46	12.43	12.80	12.73		
		R	0.29	0.28	0.63	0.69	0.32	0.39	0.50	0.54	0.36	0.03		
		排秩	8	9	2	1	7	5	4	3	6	10		
复合涡 设计	$\eta_{0.8}$	$\overline{K_1}$	79.33	79.67	79.74	79.17	79.88	79.47	79.48	79.92	79.46	79.31	78.44	78.01
		$\overline{K_2}$	79.78	79.60	79.80	79.60	79.69	79.59	79.63	79.55	79.65	79.91	79.75	79.83
		$\overline{K_3}$	79.79	79.63	79.36	80.13	79.34	79.84	79.78	79.43	79.79	79.68	80.72	81.06
		R	0.46	0.07	0.44	0.97	0.54	0.38	0.30	0.49	0.34	0.60	2.28	3.05
		排秩	7	12	8	3	5	9	11	6	10	4	2	1
	$\eta_{1.0}$	$\overline{K_1}$	85.55	86.29	86.67	86.30	85.87	86.31	86.13	86.22	86.20	86.18	85.24	85.14
		$\overline{K_2}$	86.69	86.23	86.48	86.20	86.53	85.96	86.42	86.64	86.31	86.28	86.47	86.43
		$\overline{K_3}$	86.61	86.33	85.70	86.35	86.45	86.58	86.30	85.99	86.33	86.39	87.14	87.29
		R	1.14	0.10	0.97	0.15	0.66	0.61	0.28	0.65	0.13	0.21	1.90	2.15
		排秩	3	12	4	10	5	7	8	6	11	9	2	1
	$\eta_{1.2}$	$\overline{K_1}$	75.85	77.42	79.21	79.02	74.82	78.08	78.16	76.28	78.07	77.56	79.18	79.06
		$\overline{K_2}$	78.46	77.85	77.79	77.53	78.05	77.30	77.88	78.26	77.62	77.49	77.66	77.68
		$\overline{K_3}$	78.48	77.51	75.79	76.23	79.92	77.41	76.74	78.25	77.10	77.73	75.96	76.05
		R	2.63	0.43	3.43	2.79	5.09	0.78	1.42	1.99	0.97	0.24	3.22	3.01
		排秩	6	11	2	5	1	10	8	7	9	12	3	4
	$H_{1.0}$	$\overline{K_1}$	12.47	12.44	12.81	13.03	12.40	12.65	12.68	12.31	12.41	12.61	13.00	13.43
		$\overline{K_2}$	12.78	12.65	12.64	12.58	12.64	12.58	12.64	12.75	12.69	12.53	12.63	12.57
		$\overline{K_3}$	12.50	12.66	12.30	12.14	12.70	12.52	12.43	12.69	12.66	12.61	12.12	11.75
		R	0.30	0.22	0.51	0.89	0.30	0.13	0.25	0.44	0.28	0.08	0.89	1.68
		排秩	6	10	4	2	7	11	9	5	8	12	3	1

化后模型 HLB2 效率在 HLB1 的基础上分别增加 0.31、1.63、1.03 个百分点,而优化后模型 HLB3 效率则在 HLB1 的基础上分别增加 1.09、3.51、9.71 个百分点。在 Q_{des} 工况处,模型 HLB1、HLB2、HLB3 扬程分别为 12.11、12.25、12.44 m,扬程波动均小于 3%,满足优化设计要求。

4.2 流场分析

为进一步分析模型 HLB1、HLB2 和 HLB3 性能

差异产生的根本原因,对三者内部流场进行对比分析。由于叶轮为混流泵核心能量转换部件,其内流场对混流泵性能具有支配作用,故取模型 HLB1、HLB2 和 HLB3 叶轮内不同跨度处周向展开图中的湍动能分布进行对比(图 8)。在靠近轮毂侧叶片尾缘附近,由于叶片工作面流体与背面流体的混合,模型 HLB1、HLB2 和 HLB3 在该区域内均出现了较大的湍动能,但 HLB3 中湍动能最小,如区域 A1、A2

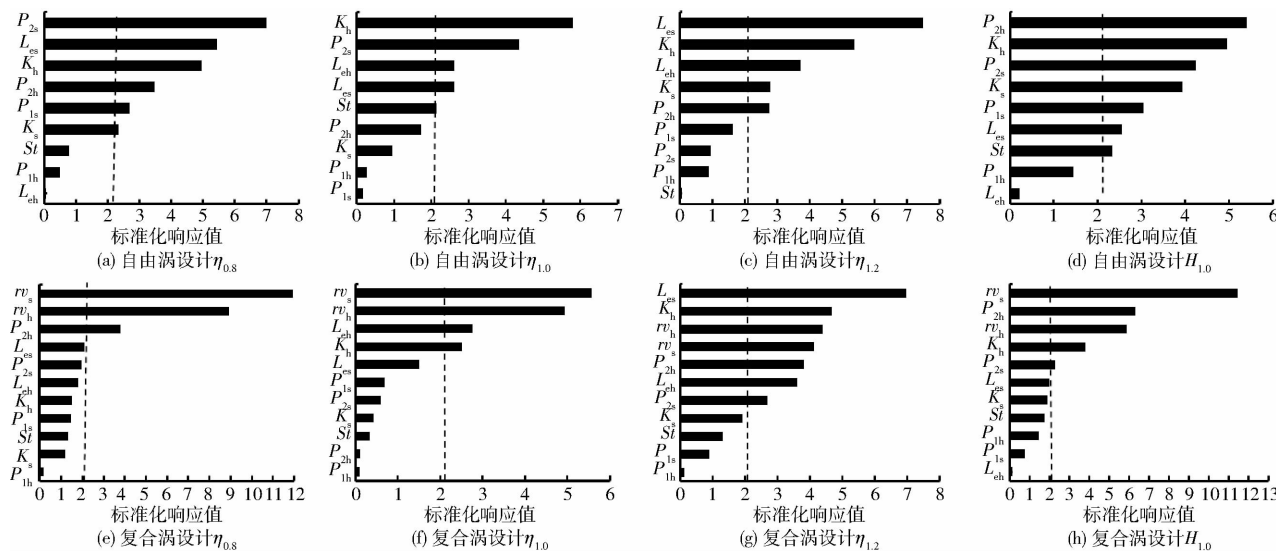


图 5 不同涡设计下 T 值检验

Fig. 5 T -value test under different vortex designs

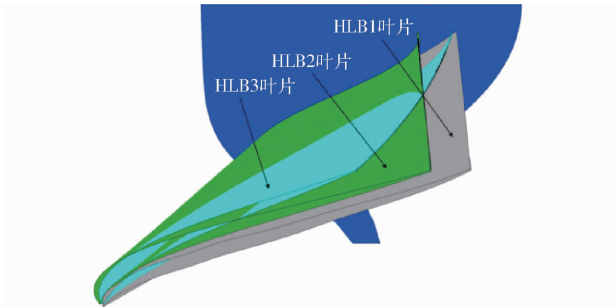


图 6 不同模型叶片形状对比

Fig. 6 Comparison of blade shapes of different models

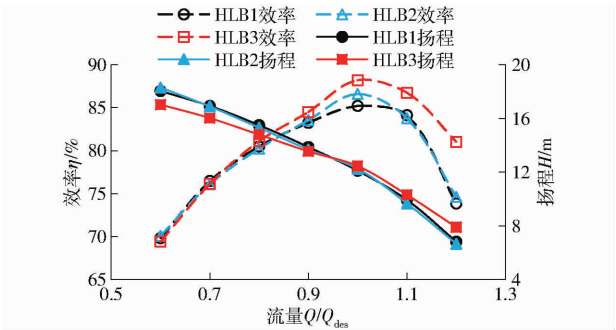


图 7 不同模型外特性对比

Fig. 7 Comparison of external characteristics of different models

和 A3 所示。跨中处 HLB1、HLB2 和 HLB3 内的湍

动能则均较小。轮缘附近,模型 HLB1 于叶片工作面前缘附近出现了较大的湍动能,在叶间通道的中后部,也出现了较为明显的湍动能,如区域 C1 所示;在 HLB2 和 HLB3 的叶片通道中后部可以观察到类似现象,但叶片工作面前缘附近的高湍动能区得到了有效抑制,如区域 C2 和 C3 所示。

导叶的主要作用为收集从叶轮中流出的流体并将其所蕴含的旋转动能部分转化为压力势能,其性能对混流泵整体性能具有较大影响,且其内流场受叶轮出口处流态的影响。图 9 为模型 HLB1、HLB2 和 HLB3 叶轮出口处轴向速度分布。在 HLB1 叶轮出口处,存在一覆盖整个轮毂处的回流区 D1 及一小范围的轮缘处回流区 E1;在模型 HLB2 中,轮毂附近的回流得到了有效抑制,回流区面积显著减小,如区域 D2 所示,但轮缘附近的回流则无任何改善;在模型 HLB3 中,轮毂附近的回流区得到了彻底消除,轮缘附近的回流区也几乎被消除。HLB3 中叶轮出口处流态的改善主要与该模型设计时轮毂及轮缘处较大的环量所带来的较大叶片做功能力有关。

图 10 为模型 HLB1、HLB2 和 HLB3 中导叶在跨度为 0.1、0.5 和 0.9 时周向展开图中绝对速度云图

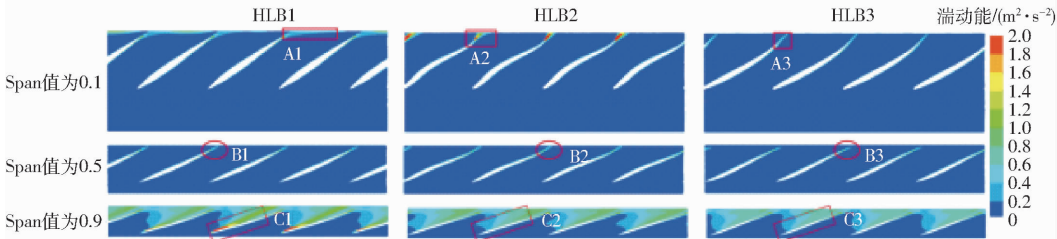


图 8 不同模型叶轮内不同跨度处周向展开图中湍动能分布

Fig. 8 Turbulent kinetic energy distribution in circumferential expansion at impeller different spans of different models

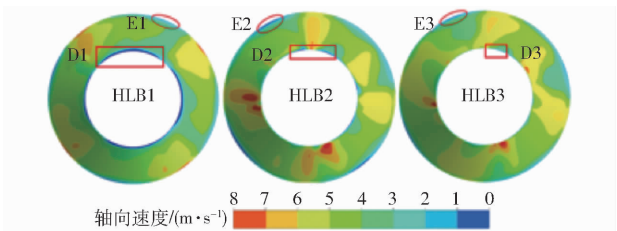


图 9 叶轮出口处轴向速度分布

Fig.9 Impeller outlet axial velocity distribution

分布。在轮毂附近,HLB1 中存在一几乎布满整个叶间通道的大范围低速回流区,如区域 F1 所示;

在 HLB2 中,低速回流区得到了有效抑制,仅存在于叶片中后部;而在 HLB3 中,低速回流区得到了进一步改善,仅存在于叶片后部,如区域 F3 所示;结合图 9 可知,上述流场差异的产生主要与叶轮出口处轮毂附近回流的抑制直接相关。在跨中处,HLB1 于叶片后部仍存在一小面积的低速回流区(区域 G1),而在 HLB2 和 HLB3 中,该部分回流得到了有效消除,如区域 G2 和 G3 所示。轮缘附近,HLB2 和 HLB3 相比于 HLB1 则具有更为均匀的流场分布。

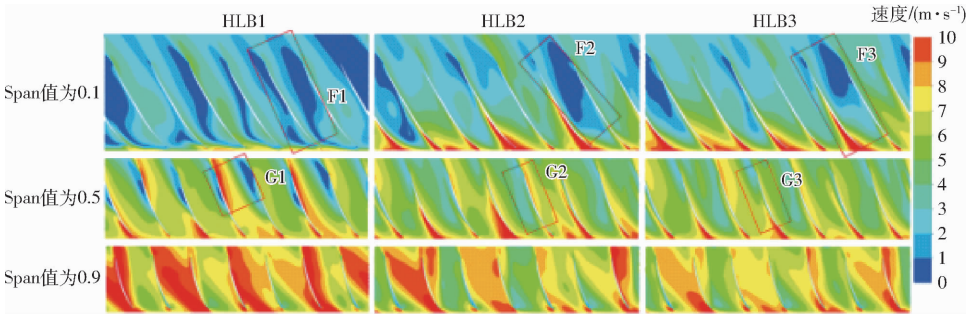


图 10 导叶内不同跨度处周向展开图中绝对速度云图分布

Fig.10 Absolute velocity cloud map distribution in circumferential expansion at guide vane different spans

湍动耗散率表示粘性作用下湍动动能转化为内能的速率,其可在一定程度上表征水泵内能量损失。图 11 为不同模型出水管内湍动耗散率分布云图。在 HLB1 中,出水管入口处及轴面附近均出现了较大的湍动耗散率,在优化后 HLB2 和 HLB3 中,入口处及轴面附近的湍动耗散率均得到了显著改善,特别是在 HLB3 中。这主要与 HLB2 和 HLB3 中导叶内更为均匀的流场分布有关。

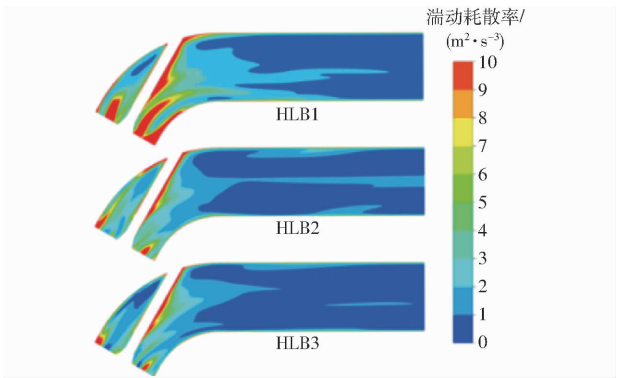


图 11 出水管内湍动耗散率分布

Fig.11 Distribution of outlet pipe turbulent dissipation rate

为量化分析 HLB1、HLB2 和 HLB3 性能差异产生的根本原因,取三者不同部件内除机械损失和容积损失外的各种水力损失进行对比分析,结果如图 12 所示。在进水管中,三者水力损失基本相等,这表明叶轮对进水管内流态基本无影响。在叶轮内,HLB2 中水力损失相比于 HLB1 降低 0.06 个百分点,而 HLB3 中水力损失相比于 HLB1 则降低 0.49 个

百分点。在导叶内,HLB2 中水力损失相比于 HLB1 降低 0.75 个百分点,而 HLB3 中水力损失相比于 HLB1 则降低 1.56 个百分点。出水管中,HLB2 中水力损失相比于 HLB1 降低 0.58 个百分点,而 HLB3 中水力损失相比于 HLB1 则降低 0.95 个百分点。由此可见,叶轮下游部件水力损失减小是优化后模型 HLB2 和 HLB3 性能提升的主要原因,且相比于自由涡设计优化结果 HLB2,复合涡设计优化结果 HLB3 中由采用非线性环量所引起的叶轮出口处流态改善导致的叶轮下游部件水力损失减小更为显著。

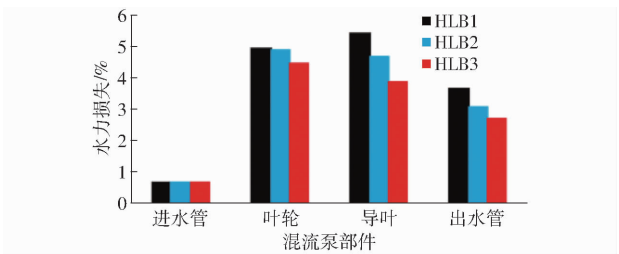


图 12 不同模型不同部件内水力损失对比

Fig.12 Comparison of different components hydraulic losses

5 结论

(1)与自由涡设计相比,复合涡设计在不同工况下的效率上限均有所提高,且设计工况下扬程波动增加值较小;此外,环量控制参数 rv_h 和 rv_s 对所有工况下优化目标影响均较大,且考虑环量分布影响后,各载荷控制参数对混流泵效率及扬程排秩将出现较大区别。因此,在混流泵优化设计中采用复合

涡设计可行且必要。

(2)自由涡设计最优模型中参数 L_{ch} 、 P_{1h} 、 K_h 、 P_{2h} 、 L_{es} 、 P_{1s} 、 K_s 、 P_{2s} 和 St 分别为0.2、0.4、-1.5、0.9、0、0.25、0、0.9和18,而复合涡设计最优模型中参数 L_{ch} 、 P_{1h} 、 K_h 、 P_{2h} 、 L_{es} 、 P_{1s} 、 K_s 、 P_{2s} 、 St 、 rv_h 和 rv_s 分别为0.2、0.4、1.5、0.9、-0.2、0.25、0、0.9、0、0.3515和0.3515,两者参数出现了较大区别。

(3)与原始模型相比,自由涡设计优化结果在工况 $0.8Q_{des}$ 、 Q_{des} 和 $1.2Q_{des}$ 处效率分别增加0.31、1.63、1.03个百分点,而复合涡设计优化结果的效率则分别增加1.09、3.51、9.71个百分点。此外,设计工况处,原始模型、自由涡设计优化结果、复合涡

设计优化结果的扬程分别为12.11、12.25、12.44 m,均满足扬程约束要求,因此,在混流泵的优化设计中,采用考虑环量分布的复合涡设计有利于优化效果的进一步提升。

(4)内流分析结果表明在混流泵的优化设计中,采用考虑叶轮出口处环量分布的复合涡设计,有利于叶轮内流态的改善,特别是叶轮出口轮毂处回流的抑制,从而降低叶轮下游部件内水力损失。与原始模型相比,自由涡设计优化结果中导叶和出水管内水力损失分别降低0.75、0.58个百分点,而复合涡设计优化结果中导叶和出水管内水力损失分别降低1.56、0.95个百分点。

参 考 文 献

[1] 黎宇浩. 片区排涝提升的大型混流泵站建设方案稳定分析[J]. 云南水力发电, 2024, 40(4):156-159.
LI Yuhao. Stability analysis of the construction plan for large-scale mixed flow pumping stations for drainage and upgrading in the area[J]. Yunnan Water Power, 2024, 40(4):156-159. (in Chinese)

[2] 柴培虎, 程生鹏, 韩国军. 斜流泵和消雾冷却塔组合在联碱装置循环水系统中的应用[J]. 纯碱工业, 2023(5):156-159.
CHAI Peihu, CHENG Shengpeng, HAN Guojun. Application of the combination of inclined flow pump and defogging cooling tower in the circulating water system of the alkali plant[J]. Soda Ash Industry, 2023(5):156-159. (in Chinese)

[3] 李震寰, 季卫国. 潜水轴混流泵在水处理行业的应用[J]. 通用机械, 2010(4):28-29.

[4] 李加旭. 基于混沌理论的大型立式蜗壳式混流泵压力脉动特性分析[D]. 扬州:扬州大学, 2023.
LI Jiaxu. Analysis of pressure fluctuation characteristics of volute mixed-flow pump based on chaos theory[D]. Yangzhou: Yangzhou University, 2023. (in Chinese)

[5] WU C H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radia, and mixed-flow types[J]. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1952,74(8):1363-1380.

[6] ZANGENEH M. A compressible three-dimensional design method for radial and mixed flow turbomachinery blades[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 2010, 13(5):599-624.

[7] ZANGENEH M. Inviscid-viscous interaction method for three-dimensional inverse design of centrifugal impellers[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1994, 116(2):280-290.

[8] CHEN J Q, WANG M C, BAO Y H, et al. Mixed-flow pump performance improvement based on circulation method[J]. Frontiers in Energy Research, 2023, 11:1177437.

[9] CHIKH M A A, BELAID I, KHELLADI S, et al. Coupling of inverse method and cuckoo search algorithm for multiobjective optimization design of an axial flow pump[J]. Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy, 2019, 233(8):988-1006.

[10] 杨魏,雷晓宇,张志民,等.基于载荷分布的潜水轴流泵叶轮与导叶水力设计[J]. 农业机械学报, 2017,48(11):179-187.
YANG Wei, LEI Xiaoyu, ZHANG Zhimin, et al. Hydraulic design of submersible axial-flow pump based on blade loading distributions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(11):179-187. (in Chinese)

[11] 杨魏, 杨科迪, 伏泽, 等. 不同载荷分布型式下轴流泵叶顶间隙流特性研究[J]. 农业机械学报, 2022, 53(6):177-183.
YANG Wei, YANG Kedi, FU Ze, et al. Numerical study of blade loading effects on tip leakage flow in axial-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(6):177-183. (in Chinese)

[12] 江伟, 李国君, 张新盛, 等. 基于叶片载荷分布的离心泵叶轮水力性能优化[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2015, 36(4):505-510.
JIANG Wei, LI Guojun, ZHANG Xinsheng, et al. Optimization of the hydraulic performance of a centrifugal pump impeller based on the blade load distribution[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2015, 36(4):505-510. (in Chinese)

[13] ZANGENEH M, MENDONCA F, HAHN Y, et al. 3D multi-disciplinary inverse design based optimization of a centrifugal compressor impeller[C]//Proceedings of the ASME. Turbo Expo:Power for Land, Sea, and Air, Düsseldorf, 2014.

[14] 张德胜, 施卫东, 李通通, 等. 轴流泵叶轮非线性环量数学模型建立与试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(1):58-61.
ZHANG Desheng, SHI Weidong, LI Tongtong, et al. Establishment and experiment on nonlinear circulation mathematical model of axial-flow pump impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(1):58-61. (in Chinese)

[15] 张德胜. 轴流泵叶轮非线性环量分布理论及实验研究[D]. 镇江:江苏大学, 2010.
ZHANG Desheng. Theoretical and experimental study on nonlinear circulation distribution of axial flow pump impeller[D]. Zhenjiang:Jiangsu University, 2010. (in Chinese)

[16] BONAIUTI D, ZANGENEH M, AARTOJARVI R, et al. Parametric design of a waterjet pump by means of inverse design, CFD calculations and experimental analyses[J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(3):4 – 19.

[17] BONAIUTI D, ZANGENEH M. On the coupling of inversedesign and optimization techniques for the multiobjective, multipoint design of turbomachinery blades[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2):14 – 29.

[18] 常书平, 石岩峰, 周晨, 等. 出口环量分布对混流泵性能的影响[J]. 农业机械学报, 2014, 45(1):89 – 93.
CHANG Shuping, SHI Yanfeng, ZHOU Chen, et al. Effect of exit circulation distribution on performances of mixed-flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1):89 – 93. (in Chinese)

[19] 王梦成, 李彦军, 袁建平, 等. 叶轮出口环量非线性分布条件下混流泵性能研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(11): 204 – 211.
WANG Mengcheng, LI Yanjun, YUAN Jianping, et al. Performance of mixed flow pump under condition of non-linear distribution of impeller exit circulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 204 – 211. (in Chinese)

[20] 王梦成, 焦海峰, 周正富, 等. 基于变环量设计的混流泵叶轮多工况优化[J]. 农业机械学报, 2023, 54(9):227 – 235.
WANG Mengcheng, JIAO Haifeng, ZHOU Zhengfu, et al. Multi-conditions optimization of mixed-flow pump impeller based on variable circulation design[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(9):227 – 235. (in Chinese)

[21] ZANGENEH M. Three-dimensional design of radial-inflow turbines[D]. London:University of Cambridge, 1988.

[22] 王梦成. 基于环量分布的混流泵叶轮优化设计及非定常特性研究[D]. 镇江:江苏大学, 2022.
WANG Mengcheng. Optimization design and unsteady characteristics study of mixed-flow pump impeller based on circulation distribution[D]. Zhenjiang:Jiangsu University, 2022. (in Chinese)

[23] 刘超. 水泵与水泵站[M]. 北京:中国宇航出版社, 2019.

[24] WANG Mengcheng, LI Yanjun, YUAN Jianping, et al. Effects of different vortex designs on optimization results of mixed-flow pump[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2022, 16(1):36 – 57.

[25] ZHENG Yunhao, LI Yanjun, ZHANG Fan, et al. Cross-influence of cavitation and flow rate on pressure pulsation of a volute mixed flow pump[J]. Physics of Fluids, 2024, 36(4):045102.

[26] ROY C J. Grid convergence error analysis for mixed-order numerical schemes[J]. AIAA Journal, 2003, 41(4):595 – 604.

[27] 刘宁. 南水北调工程水泵模型同台测试[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2006.

[28] 张德胜, 杨雪琪, 杨港, 等. 不同导叶开度下立式蜗壳离心泵失速特性分析[J]. 农业机械学报, 2022, 53(3):175 – 182.
ZHANG Desheng, YANG Xueqi, YANG Gang, et al. Stall characteristics of vertical volute centrifugal pump at different guide vane openings[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(3):175 – 182. (in Chinese)

[29] 丁征, 袁建平, 陈颖俊, 等. 耦合参数分析与智能优化的导叶式混流泵多工况优化[J/OL]. 排灌机械工程学报. DOI: 10.3969/j. issn. 1674 – 8530. 24. 0110.
DING Zheng, YUAN Jianping, CHEN Yingjun, et al. Multi-condition optimization of guide-vane mixed flow pump based on coupling parameter analysis and intelligent optimization[J/OL]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering. DOI: 10.3969/j. issn. 1674 – 8530. 24. 0110. (in Chinese)

[30] 张旭, 王鹏飞, 阮晓东. 带分流叶片混流式水泵非定常流动特性研究[J]. 农业机械学报, 2021, 52(11):153 – 160.
ZHANG Xu, WANG Pengfei, RUAN Xiaodong. Unsteady flow characteristics of mixed-flow pumps with splitter blades[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(11):153 – 160. (in Chinese)

[31] ZHU Baoshan, TAN Lei, WANG Xuhe, et al. Investigation on flow characteristics of pump-turbine runners with large blade lean[J]. Journal of Fluids Engineering, 2017, 140(3):1 – 10.

[32] 游峻松, 陈洋, 周大庆. 特大流量潜水贯流泵叶轮水力设计优化研究[J]. 中国农村水利水电, 2024(5):9 – 16,22.
YOU Junsong, CHEN Yang, ZHOU Daqing. Research on hydraulic design and performance optimization of impeller of large flow submersible tubular pump[J]. China Rural Water and Hydropower, 2024(5):9 – 16,22. (in Chinese)