

## U 型冲击式透平流道-叶片协同优化

张能轩<sup>1</sup>, 高铁瑜<sup>1</sup>, 颜晓江<sup>1</sup>, 孟祥瑞<sup>1</sup>, 龚建英<sup>1</sup>, 谢小军<sup>2</sup>, 宋子琛<sup>2</sup>

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安热工研究院有限公司, 710054, 西安)

**摘要:** 为提升 U 型冲击式透平的气动性能,开展了流道-叶片的协同多目标优化研究。首先,对冲击式透平转子叶片进行参数化建模,选取转子叶型和流道宽度作为设计变量。其次,采用最优拉丁超立方采样在高维决策空间生成样本集,获取样本响应值,基于样本数据构建 Kriging 代理模型。接着,以透平效率和输出功率为优化目标,采用非支配排序遗传算法 II (NSGA-II) 进行全局寻优并获得帕累托解集。然后,采用逼近理想解排序 (TOPSIS) 方法从解集中选取综合性能最优的几何参数组合,得到优化后的透平模型。最后,数值研究了优化方案与原始设计的内部流动特征,并结合全局敏感性分析了关键几何参数对性能的影响规律。研究结果表明:转子叶片中弧线几何角为影响效率的关键参数,导流叶片高度和转子叶片高度为影响功率的主要因素;优化后的冲击式透平效率和功率分别提升了 3.35%、3.13%,且有效抑制了转子吸力面的流动分离及下游导叶区域的过冲损失,从而改善了内部流动稳定性并提升了能量转换效率。该研究结果可为冲击式透平的流道与叶片协同设计提供理论参考。

**关键词:** 冲击式透平; U 型流道; 多目标优化; 气动性能; 全局敏感性分析

**中图分类号:** TK14 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202610017 **文章编号:** 0253-987X(2026)10-0197-12

## Collaborative Optimization of Flow Passage and Blades in a U-Shaped Impulse Turbine

ZHANG Nengxuan<sup>1</sup>, GAO Tieyu<sup>1</sup>, YAN Xiaojiang<sup>1</sup>, MENG Xiangrui<sup>1</sup>,  
GONG Jianying<sup>1</sup>, XIE Xiaojun<sup>2</sup>, SONG Zichen<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

**Abstract:** To improve the aerodynamic performance of a U-shaped impulse turbine, a collaborative multi-objective optimization study on the flow passage and blades was conducted. First, the rotor blades of the impulse turbine were parametrically modeled, and the rotor blade profile and flow passage width were selected as design variables. Second, optimal Latin hypercube sampling was employed to generate a sample set in the high-dimensional decision space and obtain the sample response values, based on which a Kriging surrogate model was constructed. Third, with turbine efficiency and output power as the optimization objectives, the non-dominated sorting genetic algorithm II (NSGA-II) was utilized for global optimization to obtain the Pareto solution set. Then, the technique for order preference by similarity to an ideal solution (TOPSIS) method was

收稿日期: 2026-01-22。 作者简介: 张能轩(1999—),男,硕士生;高铁瑜(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金

项目: 国家重点研发计划资助项目(2019YFB1504302)。

网络出版时间: 2026-04-09

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20260408.1022.002>

adopted to select the geometric parameter combination with the best comprehensive performance from the solution set, yielding the optimized turbine model. Finally, numerical investigations were conducted on the internal flow characteristics of the optimized and original designs. Combined with global sensitivity analysis, the influence mechanisms of key geometric parameters on performance were clarified. The results indicate that the geometric angle of the rotor blade camber line is the key parameter affecting efficiency, while the heights of the guide vanes and rotor blades are the main factors influencing output power. The efficiency and output power of the optimized impulse turbine are increased by 3.35% and 3.13%, respectively. Moreover, the optimized design effectively suppresses flow separation on the rotor suction surface and reduces overshoot losses in the downstream guide vane region, thereby improving internal flow stability and enhancing energy conversion efficiency. These results provide a theoretical reference for the collaborative design of flow passages and blades in impulse turbines.

**Keywords:** impulse turbine; U-shaped flow passage; multi-objective optimization; aerodynamic performance; global sensitivity analysis

波浪能储量巨大,其高效开发利用对于推动能源结构转型具有重要意义<sup>[1-2]</sup>。振荡水柱(OWC)技术利用气室内水柱的往复运动驱动空气透平发电<sup>[3-4]</sup>,是目前最具应用前景的波浪能利用方式之一<sup>[5-6]</sup>,其整体能量转换效率直接取决于空气透平的流动性能<sup>[7]</sup>。在众多透平形式中,具备自整流特性且无失速风险的冲击式透平已成为OWC系统的主流选择<sup>[8]</sup>。然而,传统冲击式透平受限于对称导叶结构<sup>[9-10]</sup>,气流在下游导叶处易产生严重“过冲”现象,引发显著流动分离与气动损失,导致其峰值效率通常难以突破50%<sup>[11]</sup>。因此,如何有效抑制下游导叶损失,已成为OWC装置规模化应用的核心瓶颈<sup>[12-13]</sup>。

为了提升冲击式透平运行效率,学者们在结构优化方面开展了广泛研究。Guo等<sup>[14]</sup>针对下游导叶流动损失问题,提出一种U型通道自整流透平结构,通过轴对称弯曲流道有效抑制下游导叶的“过冲”损失,使其峰值效率提升至66%。U型冲击式透平凭借其卓越的效率表现受到关注。为充分挖掘其应用潜力,针对其关键几何参数的优化已成为一个重要研究方向。Wang等<sup>[15]</sup>深入探讨了导叶高度、轮毂比等参数对性能的影响规律,为关键设计变量的选取奠定了基础。Halder等<sup>[16]</sup>通过协同优化叶片掠角与厚度,证实多参数匹配优化能更有效地抑制流动分离并提升透平输出扭矩。Gomes等<sup>[17]</sup>通过协同调整叶片弯度线与厚度分布曲线,实现叶片载荷的均匀分布与流场结构的整体优化,显著拓宽了透平的高效工况范围。

尽管上述研究已取得了重要进展<sup>[18]</sup>,但其优化

方法仍存在局限:一方面,现有工作多集中于单一参数的分析<sup>[19-20]</sup>,未能深入阐明流道与叶片几何参数之间的协同效应如何影响载荷分布以及流动分离<sup>[21]</sup>;另一方面,如何实现叶片与流道参数的协同优化,并建立一套高效、自动化的多目标优化流程,仍是亟待解决的挑战。

本文采用全局敏感性分析与Kriging-非支配排序遗传算法Ⅱ(Kriging-NSGA-Ⅱ)相结合的多目标优化方法,深入探讨了流道宽度及叶片关键几何参数的耦合效应对U型冲击式透平气动性能的影响规律,并提出了兼顾输出功率与气动效率最优的流道-叶片参数协同优化方案。

## 1 研究对象与数值计算

本文研究对象为U型冲击式透平,是振荡水柱式波浪能转换装置中的二级能量转换的核心部件。该透平具有自整流特性,能够在双向气流中保持单向旋转。其工作过程如下:波浪的周期性运动驱动装置内部水柱往复振荡,进而形成周期性双向气流。气流首先沿径向进入透平,经上游固定式导流叶片引导,实现流动方向的偏转,形成具有显著轴向分量的高速气流,并以特定冲角冲击转子叶片做功。做功后的气流继续流经下游固定式导流叶片进行整流,最终在出口段的渐扩流道中径向平稳出射,完成能量转换循环。

### 1.1 几何模型与网格划分

U型冲击式透平核心部件包括上游导叶、转子叶片、下游导叶3部分。基于文献[14]中实验验证得到的最优性能结构参数,构建透平初始几何模型,结构如图1所示。其中,上游及下游导流叶片数均为

18,转子叶片数为30。针对透平额定设计工况开展数值模拟研究,设计工况参数为:转速  $N=400$  r/min,入口空气体积流量  $Q=3.85$  m<sup>3</sup>/s。

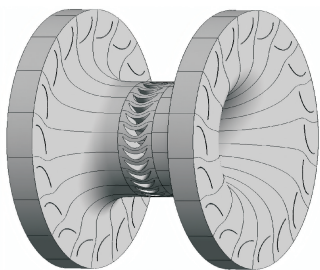


图1 U型冲击式透平完整结构

Fig. 1 Complete structure of U-shaped impulse turbine

基于上述几何模型,采用六面体结构化网格对单流道计算域进行离散,对叶片前缘、尾缘等复杂区域加密,并优化边界层网格以确保壁面分辨率满足湍流计算要求(无量纲壁面距离  $y^+ \approx 1$ )。计算域及网格示意图如图2所示。为了分析叶片通道内流动参数沿叶高方向的变化规律,在计算模型中沿叶高方向截取了3个特征截面,分别位于20%、50%、80%相对叶高处,截面位置如图3所示。

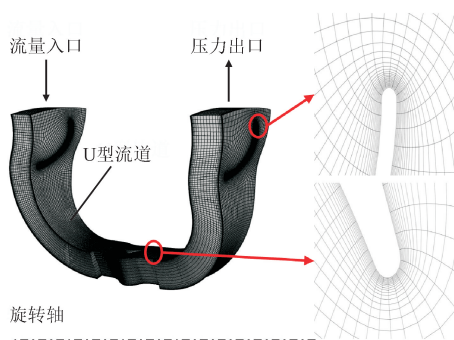


图2 网格划分示意图

Fig. 2 Schematic diagram of mesh generation

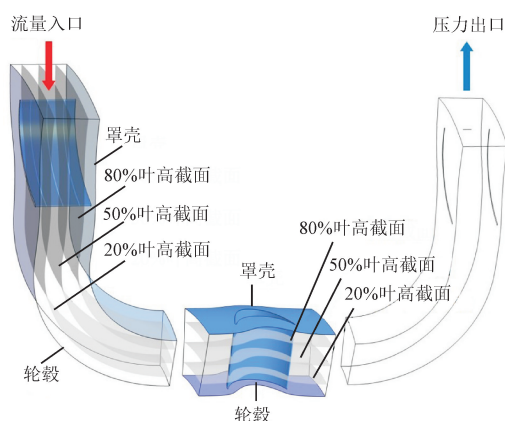


图3 不同叶高截面位置示意图

Fig. 3 Schematic diagram of spanwise sections at different heights

## 1.2 数值计算方法

采用 ANSYS CFX 软件对 U 型冲击式透平内部流动进行数值模拟,基于不可压缩、定常流动假设求解三维雷诺时均 Navier-Stokes 方程。计算中不考虑传热,流体物性设为恒定。湍流模型选用 SST  $k-\omega$  模型,是因为其在预测近壁流动和复杂分离方面具有良好的精度与稳定性。

计算边界条件设置如下:①进口给定体积流量;②出口设定为大气压( $1.013 \times 10^5$  Pa);③固体壁面均采用无滑移边界条件;④采用多重参考系(MRF)方法处理动静干涉,将转子域设为旋转域,导叶域为静止域,动、静交界面采用 Frozen Rotor 模型。当残差降至  $10^{-5}$  且基本不变,同时透平效率、扭矩及压降的波动小于 1% 时,即认为计算结果收敛。

## 1.3 数值模型验证

冲击式空气透平的进、出口总压降、输出功率和透平效率是衡量其运行性能的核心指标,计算公式如下

$$P_{in} = \Delta p Q \quad (1)$$

$$P_{out} = \frac{T_o N}{9.55} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{P_{in}}{P_{out}} = \frac{\Delta p Q}{P_{out}} \quad (3)$$

式中:  $P_{in}$  为透平输入功率;  $P_{out}$  为透平输出功率;  $\eta$  为透平效率;  $\Delta p$  为透平进口与出口两端的压降;  $T_o$  为透平输出扭矩。

应用于波浪能转换装置的自整流空气透平类型多样、结构各异,为统一比较不同透平方案的气动性能,学界普遍采用基于无量纲参数的性能评估方法。选取 4 项核心评价指标,分别为输入系数  $C_A$ 、扭矩系数  $C_T$ 、流量系数  $\phi$  和透平效率  $\eta$ , 表达式如下

$$C_A = \frac{2\Delta p Q}{\rho(v_a^2 + U_R^2)h_r l_r Z v_a} \quad (4)$$

$$C_T = \frac{2T_o}{\rho(v_a^2 + U_R^2)h_r l_r Z r_R} \quad (5)$$

$$\phi = \frac{v_a}{U_R} \quad (6)$$

$$\eta = \frac{C_T}{C_A \phi} = \frac{T_o \omega}{\Delta p Q} \quad (7)$$

式中:  $\rho$  为空气密度;  $v_a$  为气流冲击转子叶片时的轴向速度;  $U_R$  为转子叶片中值半径  $r_R$  处的圆周速度;  $\omega$  为转子叶片的角速度;  $h_r$  为转子叶片高度;  $l_r$  为转子叶片弦长;  $Z$  为转子叶片数。

为验证网格无关性,以额定工况(流量  $Q=3.85$  m<sup>3</sup>/s, 转速为 400 r/min)下的透平效率为评价指标,针对 U 型冲击式透平构建了 6 套网格,单元数分别为 19.51 万、41.30 万、60.30 万、81.50 万、

99.80 万、120.50 万。图 4 展示了透平输出功率  $P_{\text{out}}$  与总压降  $\Delta p$  随网格数的变化趋势。由图可见,当网格数增加至 80 万及以上时,透平输出功率与总压降基本不再变化,相对偏差小于 1%。综合考虑计算精度与效率,选取单元数为 81.50 万的网格用于后续数值模拟。

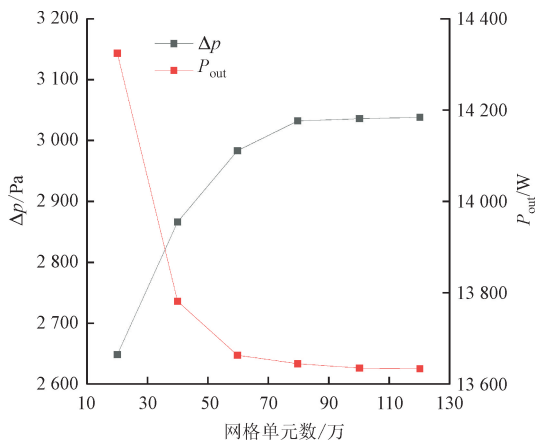


图 4 网格无关性验证

Fig. 4 Grid independence verification

为评估本文数值模型的可靠性,参照文献[14]工况设置相同转速、进口流量等边界条件开展数值模拟,并将计算结果与该文献实验结果进行对比验证,如图 5 所示。由图可见,当流量系数  $\phi$  为 0.30~2.50 时,二者吻合良好, $\eta$  的最大相对偏差不超过  $\pm 2\%$ ,表明本文所采用的数值模型具有较高的预测精度。

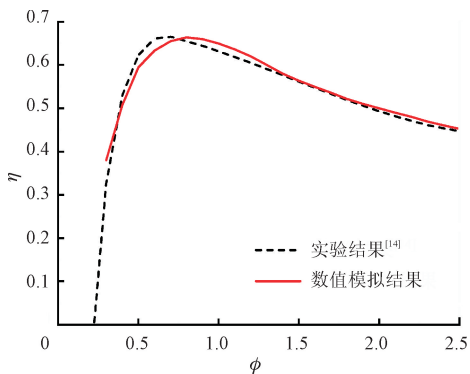


图 5 透平效率的数值模拟结果与实验结果[14]对比

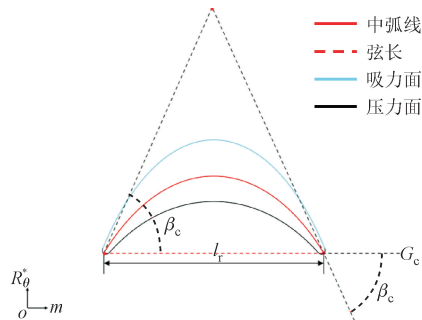
Fig. 5 Comparison of numerical results and experimental results[14] of turbine efficiency

## 2 U 型冲击式透平流道-叶片协同优化

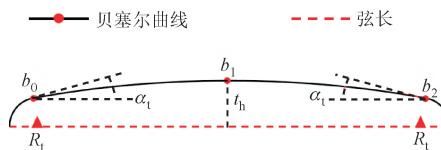
### 2.1 流道-叶片参数化建模

采用中弧线叠加厚度分布的参数化方法建模,

叶片中弧线与厚度分布均由贝塞尔曲线描述。转子叶片吸力面与压力面由同一中弧线对称偏移生成。叶片中弧线由二阶贝塞尔曲线定义,控制点由进口几何角  $\beta_c$  与弦长  $l_r$  确定。厚度分布由一条三控制点的贝塞尔曲线表示,通过最大半厚度  $t_h$ 、厚度分布控制角  $\alpha_t$  及前缘与尾缘圆角半径  $R_t$  定义。将厚度分布沿中弧线法向叠加,即可生成完整的叶片型线。图 6 展示了叶片中弧线以及叶片厚度分布定义方法。其中,  $G_c$  为叶片安装角(U型透平中取为  $0^\circ$ ),  $m$  为子午流向坐标轴,  $R_\theta^*$  为圆柱坐标系周向展开坐标轴。



(a) 转子叶片中弧线定义



(b) 厚度分布曲线定义

图 6 叶片中弧线和厚度分布定义方法示意图

Fig. 6 Schematic diagram of definition method for blade camber line and thickness distribution

U 型透平流道以表 1 中的初始值为基准,给定转子叶片高度  $h_r$  与导流叶片高度  $h_g$ ,确定流道的轴向宽度以及轮毂-叶顶直径比等关键几何参数;通过设计椭圆过渡段的半长轴  $E_{ar}$  与半短轴  $E_{er}$ ,使得流道型线能够从  $h_g$  平滑过渡至  $h_r$ ,从而保证型线的几何连续性。其具体结构如图 7 所示。

表 1 U 型冲击式透平流道-叶片决策空间

Table 1 Decision space of U-type impulse turbine flow passage-blade

| 部件    | 参数                | 初始值   | 变化范围    |
|-------|-------------------|-------|---------|
| U 型流道 | $h_r/\text{mm}$   | 150   | 100~150 |
|       | $h_g/\text{mm}$   | 150   | 100~150 |
| 转子叶片  | $\beta_c/(\circ)$ | 60    | 54~66   |
|       | $t_h/\text{mm}$   | 21.45 | 15~25   |
|       | $l_r/\text{mm}$   | 144   | 120~240 |
|       | $Z$               | 30    | 20~30   |

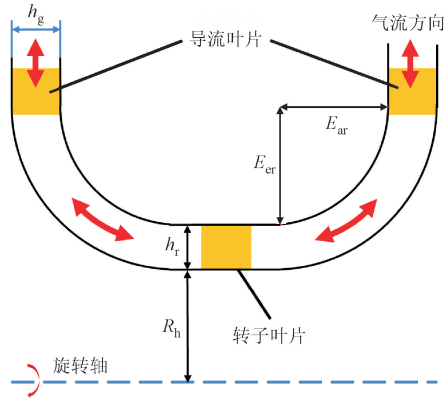


图 7 U 型冲击式透平流道结构示意图

Fig. 7 Schematic diagram of U-shaped impulse turbine flow passage structure

## 2.2 冲击式透平流道-叶片优化的数学模型

叶轮机械的优化设计通常需要兼顾多个存在竞争关系的性能参数<sup>[22]</sup>,如流量、效率、压比、总压损失系数等<sup>[23-24]</sup>;与此同时,还需满足一系列约束条件,如进出口气流角、叶型面积等几何维度与气动性能层面的约束<sup>[25]</sup>。由于各类气动性能参数之间存在强耦合,单一目标性能的提升常常以牺牲其他目标性能为代价,因此在优化过程中,必须全面权衡各目标之间的平衡关系。针对 U 型冲击式透平的优化设计需求,本文以满足约束条件为前提,同时实现透平效率  $\eta$  与输出功率  $P_{out}$  的最大化,对应的目标函数表达式如下

$$\begin{cases} \max F(\mathbf{x}) = (\eta, P_{out}) \\ \mathbf{x} = (h_r, h_g, l_r, B_c, Z, t_h), \\ h_r, h_g, l_r, B_c, Z, t_h \in V_{space} \end{cases} \quad (8)$$

式中:  $F(\mathbf{x})$  为目标函数;  $\mathbf{x}$  为 6 维优化变量,取值范围由决策空间  $V_{space}$  限定。

优化所需满足的约束条件包括气动性能约束及设计变量的几何边界约束,表达式如下

$$\begin{cases} \eta_{opt} \geq \eta_{ori} \\ P_{opt} \geq P_{ori} \\ 100.0 \text{ mm} \leq h_r \leq 150.0 \text{ mm} \\ 100.0 \text{ mm} \leq h_g \leq 150.0 \text{ mm} \\ 120.0 \text{ mm} \leq l_r \leq 240.0 \text{ mm} \\ 54.0^\circ \leq \beta_c \leq 66.0^\circ \\ 20 \leq Z \leq 30, Z \in \mathbf{Z}^+ \\ 15.0 \text{ mm} \leq t_h \leq 25.0 \text{ mm} \end{cases} \quad (9)$$

式中:  $\eta_{ori}$ 、 $\eta_{opt}$  和  $P_{ori}$ 、 $P_{opt}$  分别为优化前、后的透平效率及输出功率。

NSGA-II 是一种基于 Pareto 最优概念的改进

遗传算法,其核心特点在于通过快速非支配排序,结合拥挤度计算维持种群的多样性,并采用精英保留策略确保优秀个体不被淘汰,可有效提升多目标优化的收敛速度与解集分布均匀性。其优化流程图如图 8 所示。

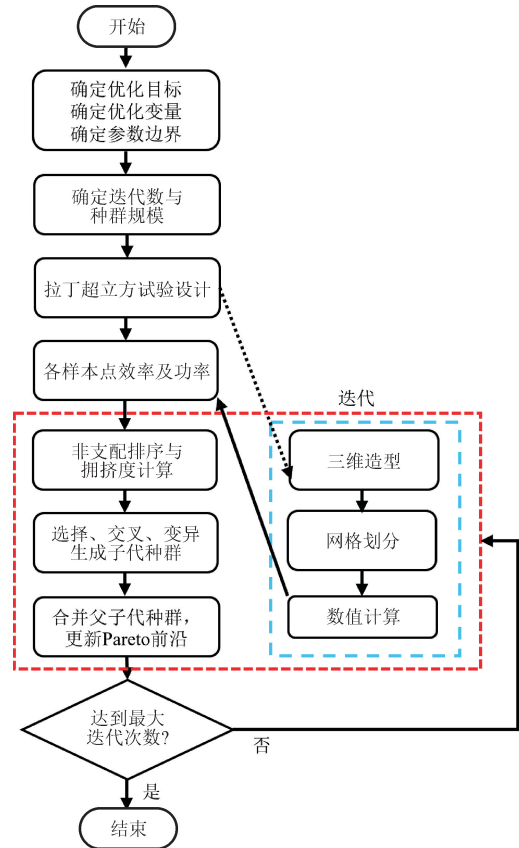


图 8 优化设计流程图

Fig. 8 Flowchart of optimization design

首先,采用实数编码随机生成规模为 100 的初始种群,每个个体包含全部 6 个优化变量,个体的适应度通过已构建的 Kriging 代理模型进行快速评估。随后,执行快速非支配排序,依据 Pareto 支配关系为所有个体分配前沿等级;在同一非支配层内,依据拥挤度距离进行排序,以保持种群多样性,并促进解集在目标空间中均匀分布。在此基础上,采用二元锦标赛选择机制,基于个体的前沿等级和拥挤度距离,筛选出较优个体作为父代,对父代个体执行模拟二进制交叉(SBX)与多项式变异生成子代种群,其中交叉与变异概率分别设置为 0.8、0.1。算法采用精英保留策略,将父代种群与子代种群合并为一个临时种群,对其重新执行非支配排序与拥挤度距离计算,并依据排序结果从前沿等级更优、拥挤度距离大的个体中筛选得到新一代种群。上述过程

迭代至最大次数后,最终输出一组非支配解集合,即 Pareto 前沿。

### 2.3 透平设计参数敏感性分析

为综合评估各设计变量对透平性能的影响,采用最优拉丁超立方抽样结合 Sobol 法的全局敏感性分析流程。本文针对 6 个设计变量,采用最优拉丁超立方抽样在设计空间内生成了 120 个样本点,并基于流体动力学(CFD)仿真数据训练 Kriging 代理模型。为评估代理模型预测精度,绘制拟合优度图如图 9 所示。

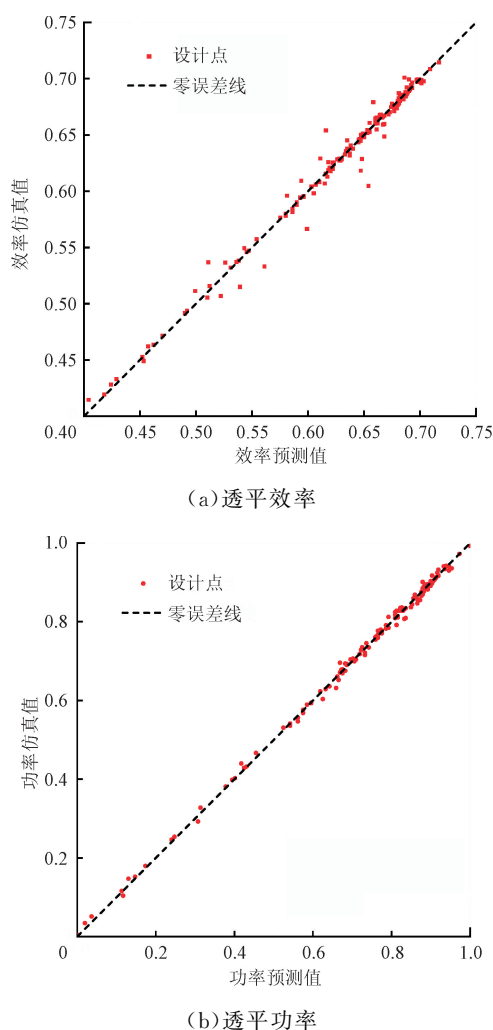


图 9 透平效率和透平功率的拟合优度

Fig. 9 Goodness of fit for turbine efficiency and power

由图 9 可见,代理模型预测值与 CFD 仿真值高度吻合,功率的拟合优度  $R^2$  为 0.989 4,均方根误差  $E_{RMSE}$  为 0.018 7;效率的拟合优度  $R^2$  为 0.920 7,均方根误差  $E_{RMSE}$  为 0.041 7。这表明,所建立的代理模型具有较高的可靠性与预测精度,可用于后续的优化设计。

为进一步量化各设计参数对透平性能(效率与功率)的独立贡献及交互影响,采用 Sobol 全局敏感性分析法开展研究。该方法基于模型输出的方差分解,能够量化单一参数的主效应(一阶效应)以及参数间交互作用对输出不确定性的贡献,尤其适用于非线性、非单调的复杂系统分析。

假设性能模型为  $y = f(p_1, p_2, \dots, p_k)$ , 其中  $p_1, p_2, \dots, p_k$  为  $k$  个设计参数,  $y$  为输出性能指标。Sobol 方法将输出总方差  $V(y)$  分解为各参数独立作用及其交互作用所贡献的方差之和。具体表达式为

$$V(y) = \sum_{i=1}^k V_i + \sum_{1 \leq i < j \leq k} V_{ij} + \sum_{1 \leq i < j < l \leq k} V_{ijl} + \dots + V_{12 \dots k} \quad (10)$$

式中:  $V_i$  为参数  $p_i$  单独引起的一阶方差;  $V_{ij}$  为参数  $p_i$  与  $p_j$  交互作用所引起的二阶方差;更高阶项依此类推。

通过归一化处理,得到一、二阶敏感性指数如下

$$\begin{cases} S_i = \frac{V_i}{V(y)} \\ S_{ij} = \frac{V_{ij}}{V(y)} \end{cases} \quad (11)$$

式中: 一阶敏感性指数  $S_i$  反映参数  $p_i$  独立变化对输出不确定性的贡献;二阶敏感性指数  $S_{ij}$  反映参数  $p_i$  与  $p_j$  之间的交互效应;各阶指数之和为 1。

为了全面评估各参数的综合影响,引入总敏感性指数

$$S_{T_i} = 1 - \frac{V_{-i}}{V(y)} \quad (12)$$

式中:  $V_{-i}$  为排除参数  $p_i$  后其余参数所引起的方差。 $S_{T_i}$  包含了参数  $p_i$  的主效应及其与所有其他参数的交互效应,是判断参数是否重要的全局指标。

采用最优拉丁超立方采样方法,在设计空间内生成样本点,结合已训练的代理模型,计算效率与功率的一阶及总敏感性指数。对于透平效率,叶片几何角  $\beta_c$  的一阶敏感性指数显著高于其他参数,是主导效率的核心变量;转子叶片高度  $h_r$  对透平功率的影响最为突出,其参数变化直接关联流道通流面积与气动载荷的匹配关系。值得注意的是,  $h_r$  与  $h_g$  对效率的总敏感性指数  $S_{T_i}$  均显著高于其一阶敏感性指数  $S_i$ , 这是因为二者交互作用会改变叶栅通道的当量扩张度,进而影响边界层的发展和流动分离特性。相比之下,叶片半厚度  $t_h$  与转子叶片弦长  $l_r$  对功率与效率的敏感性指数处于较低水平,即对功率和效率的独立影响及交互作用均较弱。具体的敏感性分析结果如图 10 所示。

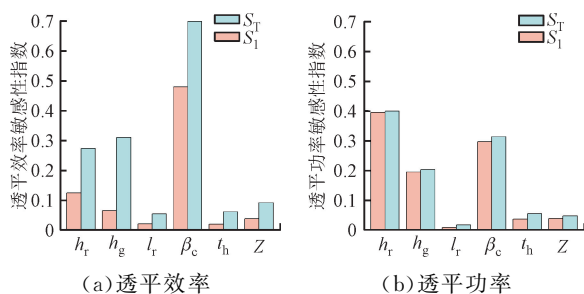


图 10 设计参数对目标函数的影响

Fig. 10 Influence of design parameters on the objective function

### 3 优化结果分析

#### 3.1 Pareto 最优解集

采用 NSGA-II 算法进行多目标优化,得到效率与功率的 Pareto 最优解集,如图 11 所示。由图可见,Pareto 前沿呈现效率随着功率的提升而下降趋势,证实了两个优化目标之间存在权衡关系,无法同时达到最大值。图 11 中多数优化解对应的性能均优于初始模型,验证了优化算法的有效性。

为从 Pareto 前沿中选取一个综合性能最优的折衷方案,采用逼近理想解排序法(TOPSIS),具体步骤如下:首先,将 Pareto 前沿中各候选方案的效率  $\eta$  和输出功率  $P_{out}$  构建为决策矩阵;其次,对两个目标值进行极差归一化处理,以消除量纲与数量级的影响;考虑到效率  $\eta$  和功率  $P_{out}$  均为 U 型冲击式透平性能优化的核心目标,二者对透平综合性能的影响同等重要,因此二者权重系数均设为 0.5;接着,确定正理想解(效率最高、功率最高)和负理想解(效率最低、功率最低);随后计算各方案与正、负理

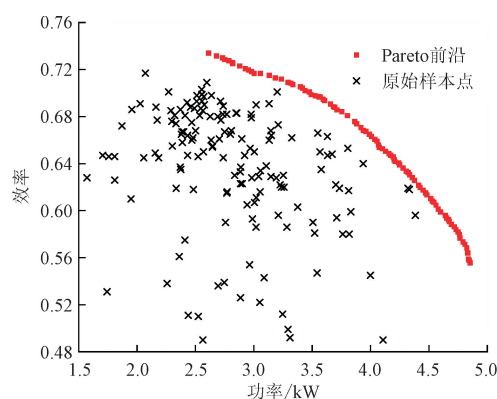


图 11 基于 NSGA-II 算法的效率与功率多目标优化 Pareto 前沿

Fig. 11 Pareto front for the multi-objective optimization of efficiency and power based on NSGA-II algorithm

想解之间的欧氏距离;进而根据欧氏距离计算各个方案与理想解的相对接近度,依据相对接近度从大到小排序,选取相对接近度最大的方案作为最终优化方案。通过上述 TOPSIS 流程,最终选出的方案在效率和输出功率之间取得了良好平衡。

为验证基于 Kriging 代理模型优化结果的可靠性,从优化收敛后获得的 Pareto 前沿中筛选出 5 组具有代表性的优化方案,所选方案对应于不同目标权重下的透平结构。针对上述 5 组优化方案,开展全流程三维定常 CFD 仿真校核,数值方法及边界条件与初始模型保持一致。各优化方案性能参数代理模型预测值与 CFD 仿真计算值的对比结果如表 2 所示。由表可见,效率  $\eta$  和功率  $P_{out}$  的误差均控制在 2% 以内,表明代理模型具有良好的预测精度,能够有效表征实际运行工况。

表 2 基于 Kriging 代理模型的优化设计参数的预测值及仿真值对比

Table 2 Comparison of predicted and simulated values of optimization design parameters based on Kriging surrogate model

| 序号 | $h_t/\text{mm}$ | $h_g/\text{mm}$ | $l_r/\text{mm}$ | $\beta_c/(^{\circ})$ | $t_h/\text{mm}$ | $Z$ | 功率/W    |         | 效率/%  |      |
|----|-----------------|-----------------|-----------------|----------------------|-----------------|-----|---------|---------|-------|------|
|    |                 |                 |                 |                      |                 |     | 模型预测值   | 仿真值     | 模型预测值 | 仿真值  |
| 1  | 150             | 100             | 191             | 66.0                 | 24.7            | 26  | 4 887.6 | 4 977.4 | 56.5  | 55.5 |
| 2  | 150             | 117             | 227             | 62.6                 | 20.8            | 22  | 3 741.9 | 3 691.9 | 68.4  | 67.0 |
| 3  | 149             | 109             | 230             | 63.8                 | 20.1            | 24  | 4 155.3 | 4 077.5 | 64.3  | 63.8 |
| 4  | 142             | 120             | 238             | 61.9                 | 20.9            | 22  | 3 456.3 | 3 399.2 | 70.4  | 69.3 |
| 5  | 150             | 100             | 202             | 62.6                 | 19.1            | 23  | 4 107.4 | 4 070.7 | 64.3  | 63.2 |

在此基础上,采用 TOPSIS 方法对 Pareto 前沿方案进行综合评价,对经 TOPSIS 筛选出的最优方案开展了全流程 CFD 仿真校核,结果表明:该方案在峰值效率所对应流量工况下的效率和功率分别为 68.3%、3 026 W,相较于初始模型的 64.9% 和 2 934 W,分别提升了 3.35%、3.13%,且所有设计

参数均满足约束条件。同时,为进一步综合评价优化方案的工程适用性,研究对比了优化后最优方案与初始设计在宽流量范围( $\phi = 0.1 \sim 2.5$ )内的变工况性能,结果如图 12 所示。由图可见,在低流量系数( $\phi < 0.5$ )区域,优化模型的性能较原始设计略有下降;而在设计工况附近及高流量系数( $\phi > 0.7$ )区

域,优化模型的性能较初始设计均有显著提升。其中,在设计工况( $\phi = 1.0$ )下,效率提升幅度达 3.35%;即使在 $\phi = 2.0$ 的高流量工况下,效率的提升幅度仍能保持在 6.71%。

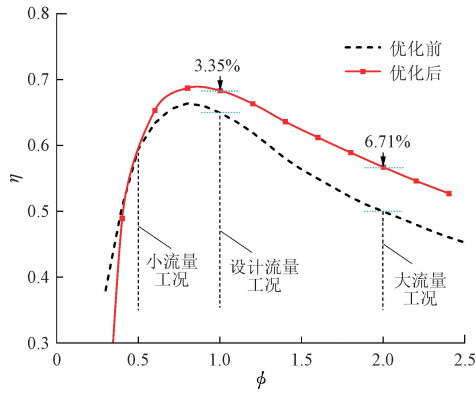
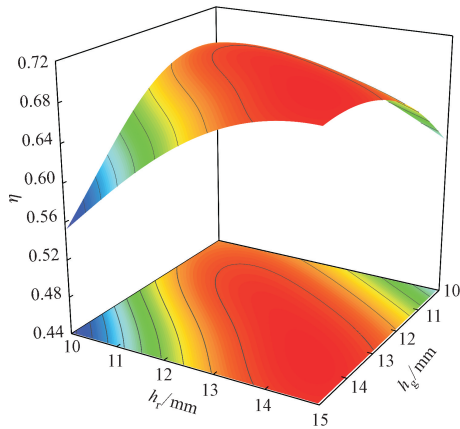


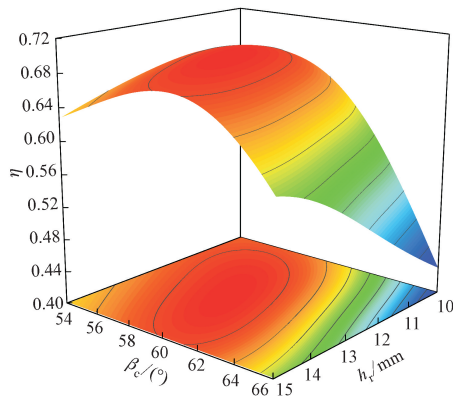
图 12 优化前、后透平效率的对比

Fig. 12 Comparison of turbine efficiency before and after optimization

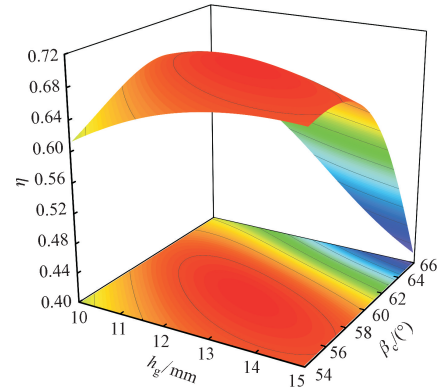
为更直观地揭示关键设计变量对透平效率的交互影响规律,基于构建的代理模型,绘制典型参数对的效率响应面如图 13 所示。需要说明的是,在绘制各响应面时,除当前考察的两个设计变量外,其余设计变量均固定为初始值。



(a)  $h_r$  和  $h_g$  对透平效率的响应面



(b)  $\beta_c$  和  $h_r$  对透平效率的响应面



(c)  $h_g$  和  $\beta_c$  对透平效率的响应面

图 13 关键几何参数对透平效率的响应面

Fig. 13 Response surfaces of key geometric parameters on turbine efficiency

### 3.2 优化前、后叶型特征与流场结构对比分析

图 14 展示了优化前、后的转子叶片叶型的几何特征。优化前、后的叶型参数如表 3 所示。从中可见,原始设计的叶片几何角  $\beta_c$  已处于较优区间,因此优化后的叶片几何角基本维持不变;优化后的动叶弦长相较于原始叶型显著增大,叶片厚度则小幅增加。对于冲击式透平的转子叶栅,适当增加弦长可基于叶栅扩散因子理论降低单位展长气动载荷,进而削弱吸力面的边界层分离风险;此外,合理增加弦长可延长气流在叶片表面的附着时间,减少气流分离引发的型面损失,从而提升能量转换效率。

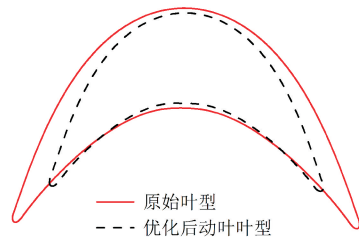


图 14 优化前、后叶片型线的对比

Fig. 14 Comparison of blade profile before and after optimization

表 3 优化前、后叶型参数与流道参数的对比

Table 3 Comparison of blade profile and flow passage parameters before and after optimization

| 参数                   | 优化前   | 优化后   |
|----------------------|-------|-------|
| $h_g/\text{mm}$      | 150   | 118   |
| $h_r/\text{mm}$      | 150   | 132   |
| $l_r/\text{mm}$      | 144   | 220   |
| $\beta_c/(\text{°})$ | 60    | 61    |
| $Z$                  | 30    | 22    |
| $t_h/\text{mm}$      | 21.45 | 24.30 |

U 型冲击式透平转子叶栅的通流面积沿流向呈先收缩后扩张的对称分布。在此几何构型下,气流在转子叶片前半段加速,于叶片中部达到速度峰值,且吸力面流速显著高于压力面。进入叶片后半段扩张流道后,由于通流面积增大,气流难以被叶片壁面有效约束引导,因此在叶片后半区域吸力面侧发生流动分离。这一分离现象削弱了吸力面的负压强度,降低了气流对转子的做功能力。

为明确设计流量下 U 型冲击式透平流道及叶轮的气动特性变化,对优化前、后的流场特征开展对比分析。图 15 呈现了优化前、后转子叶栅在 20%、50%、80% 叶高截面处的相对速度云图。对比后可知,优化后叶栅通道内沿叶高方向的速度分布更为均匀,速度峰值区域与叶片的空间匹配更合理,各叶高截面的速度梯度显著减小。以 50% 叶高截面为例,优化前通道内存在明显的速度分层以及压力面、吸力面的流速差异,优化后叶片尾缘处的局部低速区域的面积明显缩小,表明局部气流分离现象被有效抑制,流动更贴合叶片型面与流道曲率。由于优化后的透平流道宽度收窄,即从 150 mm 缩减至 132 mm,显著提升了通道内的主流速度;此外,叶片弦长延长后,气流更贴合叶片壁面运动,二者共同作用减小了流场速度梯度,降低了由流动分离和二次流引起的损失。值得注意的是,优化过程中对叶型几何的调整改变了转子区域的入流条件,在 80% 叶高截面处可以观察到叶片前缘存在一定的负冲角。这表明,尽管整体性能已得到提升,但当前叶片沿展向的载荷分布并未达到全局最优状态。

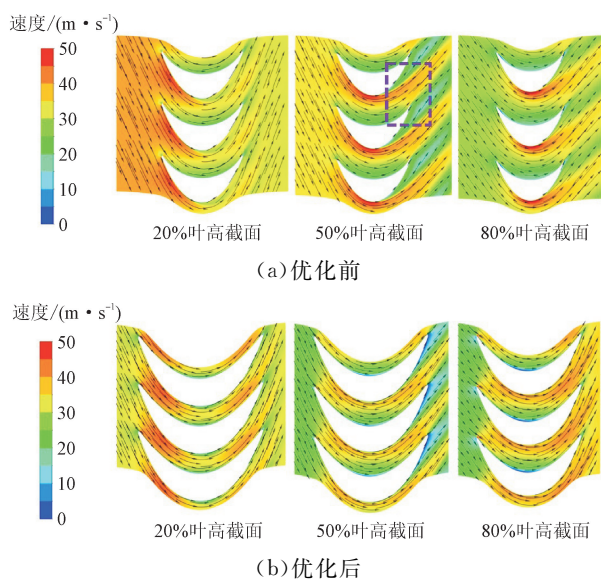


图 15 优化前、后转子叶栅各叶高截面处的相对速度分布  
Fig. 15 Relative velocity distribution of each blade height section for the rotor blade cascade before and after optimization

优化前、后透平转子叶栅各叶高截面处的相对总压分布如图 16 所示。

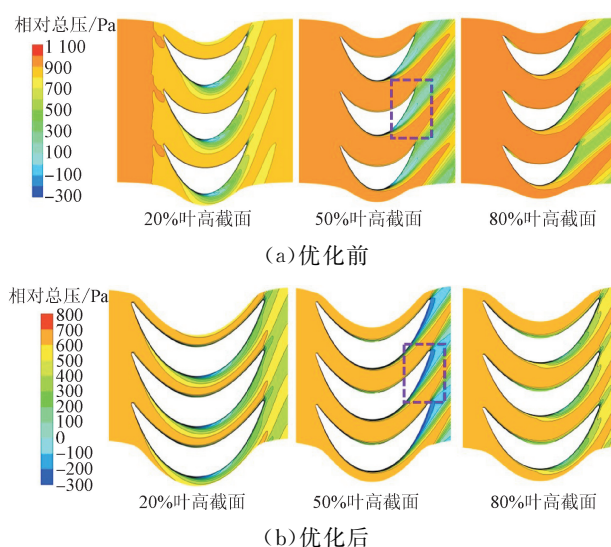


图 16 优化前、后转子叶栅各叶高截面处的相对总压分布  
Fig. 16 Relative total pressure distribution of each blade height section for the rotor blade cascade before and after optimization

由图 16 可见,在初始设计中,各展向截面均存在较大的逆压梯度。在叶根截面,端壁附面层撞击导致入口局部高压,随后气流加速形成弦中部低压区。然而,由于流道后半段扩张剧烈,逆压梯度迅速增大,诱发流动分离,使得吸力面压力上升;优化后,转子叶片尾迹区域的总压衰减幅度减小,尤其是在 20% 叶高截面,吸力面附近总压等值线分布更为均匀。流道宽度收窄后,转子在维持足够通流面积与做功能力的同时,有效抑制了端壁二次流的生成与发展,强化了流动的导向性与稳定性,进而提升了总压分布的均匀性和透平整体气动性能。此外,优化后的透平转子叶片数有所减少,相应的叶片总面积也减小,气流与叶片表面之间的黏性作用被削弱,因此流动摩擦损失也随之降低。

图 17 给出了下游导叶区域 50% 叶高截面处的流线分布和速度云图。优化前,下游导叶流道转弯区域存在明显的流动分离现象,这是该区域局部逆压梯度相对较大所致。从速度云图可见,初始设计导叶通道内速度梯度更为显著,在吸力面形成局部高流速集中区。低速回流区与主流区在速度云图上的过渡极为陡峭,流线呈现出明显的扭曲与分离特征,这种流动形态会加剧流场的剪切效应与湍流耗散,诱发额外的气动损失。相比之下,优化后的流场分布更为均匀,导叶从前缘至尾缘的流速过渡平缓,低速回流区范围显著收缩。

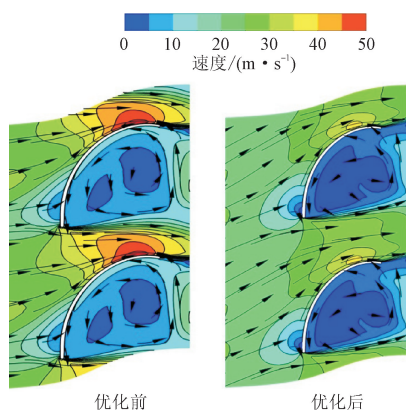
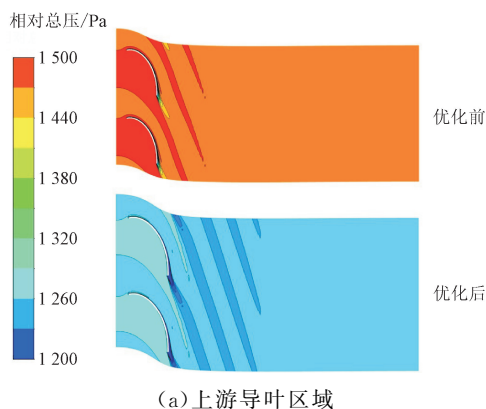


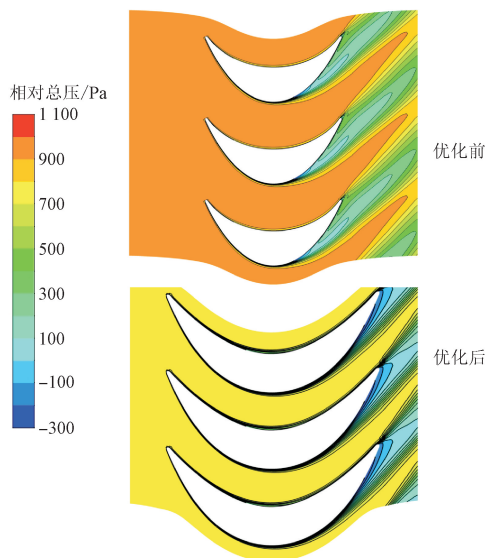
图 17 优化前、后下游导叶区域 50% 叶高截面处的流线分布和速度云图

Fig. 17 Streamline distribution and velocity cloud diagram at 50% blade height section in the downstream guide vane area before and after optimization

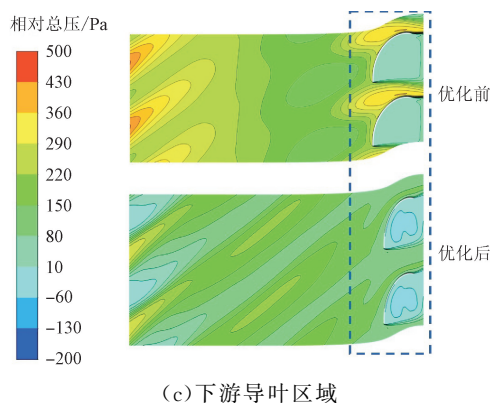
图 18 展示了优化前、后透平内部的总压分布。可以看到,优化后全流道内沿流向的总压衰减趋势放缓,导叶通道内的周向压力梯度大幅减小,等值线分布也更为平缓,表明流场均匀性有了显著提升。



(a) 上游导叶区域



(b) 转子叶片区域



(c) 下游导叶区域

图 18 优化前、后透平内部相对总压沿流向的变化

Fig. 18 Variation of relative total pressure along the streamwise direction before and after optimization

图 19 进一步给出了透平内部总压沿流动方向变化规律。由图可见,在初始设计中,下游导叶区域流向位置 2.7~3.0 区间存在显著的总压骤降。优化后,该区域总压损失较原方案降低了 7.8%。

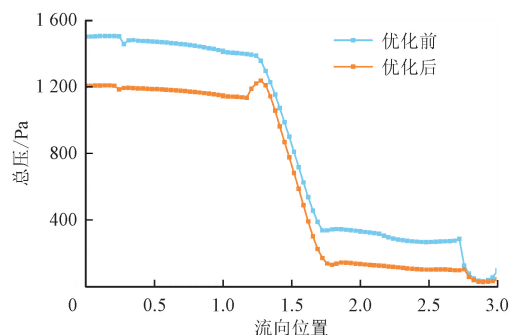


图 19 优化前、后透平内部总压沿流向的变化

Fig. 19 Variation of total pressure along the streamwise direction before and after optimization

综上,在初始设计中,气流离开转子叶片后以较大负冲角撞击下游导叶吸力面,引发了强烈能量耗散。同时,在导叶椭圆弧段压力面附近形成明显的涡旋结构,进一步加剧了流动损失。在优化方案中,导流叶片高度  $h_g$  小于转子叶片高度  $h_r$ ,且流道轮毂壁面采用椭圆弧过渡设计,不仅减缓了下游流道的扩张速率,还增强了流道对气流的气动引导能力。同时,气流进入下游导叶时的负冲角减小,转子出口来流与导叶几何角匹配度有所提升,从而削弱了导叶前缘撞击损失及下游导叶椭圆弧段压力面附近的涡旋耗散损失,最终实现转子通道及下游导叶区域气动性能的协同优化。

## 4 结 论

本文采用 NSGA-II 遗传算法对 U 型冲击式透

平开展流道-叶片协同多目标优化,探究了设计参数对气动性能的影响规律与流动机制,得到如下主要结论。

(1)构建了参数化协同设计空间,揭示了关键设计变量的影响机制。基于二阶贝塞尔曲线建立转子叶栅参数化模型,结合 Sobol 全局敏感性分析发现,转子叶片中弧线几何角  $\beta_c$  对透平效率的影响最为显著;转子叶片高度  $h_r$  是影响功率最为敏感的参数。

(2)提出基于 Kriging 代理模型的多目标优化方法,实现了透平气动性能的协同优化。数值结果表明,优化方案在满足所有气动与几何约束的前提下,将透平效率提高了 3.35%、输出功率提高了 3.13%,验证了该协同优化方法的可靠性与工程适用性。

(3)阐明了流动性能提升的内在机理,经过对比分析流场证明,流道宽度收窄与叶片弦长延长抑制了转子吸力面流动分离,降低了速度梯度;下游过渡流道优化实现了流道平缓扩张,使得入射冲角与导叶型线达到更好的气动匹配。下游导叶区域的总压损失降低了 7.8%,流动稳定性得到增强。

#### 参考文献:

- [1] 施伟勇,王传崑,沈家法. 中国的海洋能资源及其开发前景展望 [J]. 太阳能学报, 2011, 32(6): 913-923.  
Shi Weiyong, Wang Chuankun, Shen Jiafa. Utilization and prospect of ocean energy resource in China [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2011, 32(6): 913-923.
- [2] Md Yasir A S H, Omar M A, Mohd Azhar N A, et al. A comprehensive review of recent advancements and challenges in breakwater oscillating water column technology for wave energy conversion [J]. Energy Reports, 2025, 13: 4095-4113.
- [3] 李显豪,张亚群,范朝晖. 振荡水柱波浪能装置空气透平研究综述 [J]. 新能源进展, 2023, 11(2): 174-180.  
Li Xianhao, Zhang Yaquin, Fan Zhaohui. An overview of air turbines for oscillating water column wave energy converters [J]. Advances in New and Renewable Energy, 2023, 11(2): 174-180.
- [4] Yang Bo, Duan Jinhang, Chen Yong, et al. A critical survey of power take-off systems based wave energy converters: summaries, advances, and perspectives [J]. Ocean Engineering, 2024, 298: 117149.
- [5] Falcão A F O, Henriques J C C. Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: a review [J]. Renewable Energy, 2016, 85: 1391-1424.
- [6] 刘艳娇,黄铭冶,彭爱武. 振荡水柱波浪能发电装置机电转换及控制研究进展 [J]. 太阳能学报, 2024, 45(10): 699-709.  
Liu Yanjiao, Huang Mingye, Peng Aiwu. Research progress on electromechanical conversion and control of oscillating water column wave energy converter [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2024, 45(10): 699-709.
- [7] Manan Jariwala A, Kumar Dash S, Sahu U K, et al. Performance optimization techniques on point absorber and oscillating water column wave energy converter: a comprehensive review [J]. IEEE Access, 2025, 13: 14743-14759.
- [8] Cui Ying, Liu Zhen, Zhang Xiaoxia, et al. Review of CFD studies on axial-flow self-rectifying turbines for OWC wave energy conversion [J]. Ocean Engineering, 2019, 175: 80-102.
- [9] Falcão A F O, Gato L M C, Nunes E P A S. A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters [J]. Renewable Energy, 2013, 50: 289-298.
- [10] Liu Jiajie, Xiao Yexiang, Liu Jie, et al. Analysis of OWC impulse turbine flow characteristics considering the blade tip clearance [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2752(1): 012158.
- [11] Thakker A, Dhanasekaran T S. Experimental and computational analysis on guide vane losses of impulse turbine for wave energy conversion [J]. Renewable Energy, 2005, 30(9): 1359-1372.
- [12] Prakash S S, Mamun K A, Islam F R, et al. Wave energy converter: a review of wave energy conversion technology [C]//2016 3rd Asia-Pacific World Congress on Computer Science and Engineering (APWC on CSE). Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2016: 71-77.
- [13] Ding Zhenyu, Ning Dezhi, Mayon R. Experimental study on the performance comparison of unidirectional and bidirectional impulse turbines in an oscillating water column wave energy converter [J]. Energy Conversion and Management, 2026, 347: 120536.
- [14] Guo Peng, Zhang Yongliang, Chen Wenchuang. Numerical analysis on a self-rectifying impulse turbine with U-shaped duct for oscillating water column wave energy conversion [J]. Energy, 2023, 274: 127359.
- [15] Wang Chen, Zhang Yongliang, Xu Haochun, et al. Multi-stage wave energy conversion and electric power estimation of a chamber-breakwater integrated system with a U-shaped impulse turbine [J]. Energy Conversion and Management, 2024, 313: 118591.
- [16] Halder P, Mohamed M H, Samad A. Wave energy conversion: design and shape optimization [J]. Ocean

- Engineering, 2018, 150: 337-351.
- [17] Gomes R P F, Henriques J C C, Gato L M C, et al. Multi-point aerodynamic optimization of the rotor blade sections of an axial-flow impulse air turbine for wave energy conversion [J]. Energy, 2012, 45 (1): 570-580.
- [18] Vega-Valladares A, Garcia-Diaz M, Pereiras B. Multi-objective response surface optimization of a centrifugal turbine for application in oscillating water column devices equipped with a twin turbine configuration [J]. Ocean Engineering, 2025, 324: 120629.
- [19] Badhurshah R, Samad A. Multi-objective optimization of a bidirectional impulse turbine [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2015, 229(6): 584-596.
- [20] Rodríguez L, Pereiras B, Fernández-Oro J, et al. Optimization and experimental tests of a centrifugal turbine for an OWC device equipped with a twin turbines configuration [J]. Energy, 2019, 171: 710-720.
- [21] Baddegamage B H B P D, Bae S J, Jang S H, et al. Performance improvement of a cross-flow air turbine for oscillating water column wave energy converter by nozzle and blade optimization [J]. Ocean Engineering, 2025, 316: 119986.
- [22] Elatife K, El Marjani A. Design optimization and analysis of a compact twin radial impulse turbine for wave energy conversion [J]. Results in Engineering, 2024, 24: 103561.
- [23] Liaw K L, Kurnia J C, Lai Wenkang, et al. Optimization of a novel impulse gas turbine nozzle and blades design utilizing Taguchi method for micro-scale power generation [J]. Energy, 2023, 282: 129018.
- [24] Saad M, Díaz M G, Pereiras B, et al. Optimized geometry design of a radial impulse turbine for OWC wave energy converters [J]. Applied Ocean Research, 2021, 111: 102650.
- [25] Ezhilsabareesh K, Suchithra R, Thandayutham K, et al. Surrogate based optimization of a bi-directional impulse turbine for OWC-WEC: effect of guide vane lean and stagger angle for pseudo-sinusoidal wave conditions [J]. Ocean Engineering, 2021, 226: 108843.

(编辑 李慧敏)