

多工况下离心压气机叶轮-机匣一体联合设计优化

路宜凡, 张夏雯, 李震, 琚亚平, 张楚华
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为缓解现代涡轮增压器离心压气机引入机匣处理对压气机性能产生的负面影响,提出了一种离心叶轮与机匣处理于一体、多工况点联合的优化设计方法。首先,通过分析影响压气机性能的主要几何参数,建立机匣处理、机匣子午型线和叶轮叶片角分布的几何参数一体化方法。然后,基于数据驱动的自动优化方法对压气机叶轮与机匣处理几何参数进行了一体联合优化。在此基础上,分析了机匣处理与叶轮的耦合作用机制,总结了高效设计方案下的流场特征。结果表明:相比基准叶轮-机匣处理模型,一体联合优化后的压气机在稳定运行范围不下降的前提下,3 个目标工况点的总压比分别提升了 4.55%、4.97%、3.70%,绝热效率分别提升 5.04%、5.46%、5.52%,压气机高效区扩大并向目标工况点偏移,优化后的压气机使得内燃机热效率提升 1.68%;仅将机匣处理作为扩稳手段而不对叶轮-机匣处理一体优化会导致额外的性能损失;采用后加载的叶顶载荷分布以降低叶片前缘吸、压力面逆压梯度是性能提升的主要流动机理。

关键词: 涡轮增压器;离心压气机;机匣处理;多工况点;一体联合设计优化;流动机理

中图分类号: TH452 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202607014 **文章编号:** 0253-987X(2026)07-0148-11

Integrated and Joint Design Optimization of Centrifugal Compressor Impeller and Casing Treatment at Multiple Working Points

LU Yifan, ZHANG Xiawen, LI Zhen, JU Yaping, ZHANG Chuhua
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To mitigate the negative effects of casing treatment on the performance of modern turbocharger centrifugal compressors, a joint optimization method that integrates the centrifugal impeller with casing treatment across multiple working points is developed. First, by analyzing the principal geometric parameters affecting compressor performance, an integrated parameterization of the casing treatment, casing meridional profile, and impeller blade angle distribution was established. Then, integrated and joint optimization of geometric parameters of the compressor impeller and casing treatment was performed using a data-driven automated optimization method. Based on the optimized designs, the coupling mechanism between casing treatment and the impeller was analyzed, and the flow field characteristics of high-efficiency designs were summarized. Results show that, compared with the baseline impeller-casing treatment model, the optimized compressor exhibits increases in total pressure ratio of 4.55%, 4.97%, and 3.70%, and increases in adiabatic efficiency of 5.04%, 5.46%, and 5.52% at three target working points, respectively, without a

reduction in the stable operating range. The compressor's high-efficiency region was expanded and shifted toward the target working points. The optimized compressor yielded a 1.68% improvement in the thermal efficiency of the internal combustion engine. Applying casing treatment solely as a flow-stabilization measure without joint optimization with the impeller was found to cause additional performance losses. The primary flow mechanism responsible for performance improvement was identified as a rear-loaded blade-tip loading distribution, which reduces leading-edge suction and mitigates the adverse pressure gradient on the pressure side.

Keywords: turbocharger; centrifugal compressor; casing treatment; multiple working points; integrated and joint design optimization; flow mechanism

离心压气机广泛应用于涡轮增压内燃机中,其在提高单位排量功率输出、减小发动机体积的同时,能够有效降低燃油消耗和废气排放^[1-2]。然而,先进内燃机技术如低温燃烧与废气再循环等迫使离心压气机运行在流量小、稳定性差的区域,给离心压气机气动设计提出了两项苛刻而又矛盾的要求:小流量下具有足够大的失速裕度,设计流量下具有尽可能高的效率^[3-4]。目前,涡轮增压器离心压气机叶轮普遍采用高负荷叶片、大的叶片进出口半径比,这些设计使得机匣侧出现过高的扩散比,导致进口机匣侧易出现回流现象,进而降低设计点流动效率,诱发叶轮在小流量下过早进入失速状态^[5-6]。

为了延迟失速现象,行业普遍采用进口机匣处理作为额外的扩稳手段^[7]。机匣处理在有效改善小流量下流场品质、提高压气机失速裕度的同时,会不可避免地恶化设计流量下流动性能^[8-9]。三维计算流体动力学(CFD)优化方法已被广泛应用于离心压气机气动设计中,但工况点与设计变量的选取仍然高度依赖于设计人员的经验^[10]。基于此,本文开展离心压气机叶轮与机匣处理于一体、多工况点联合的优化设计方法研究,旨在为发展涡轮增压器离心压气机气动技术提供参考。

自 Fisher^[11]在公开文献中介绍离心压气机进口机匣处理技术以来,已有大量研究致力于机匣处理几何对压气机性能的影响。文献[12]表明,增加机匣处理下游槽的宽度有助于增强稳定性,但由于摩擦和混合损失会对压气机效率产生负面影响。也有研究表明,在机匣内安装负预旋叶片能控制叶轮叶片进口载荷,进一步增强机匣处理的扩稳效果^[13]。文献[14-16]针对蜗壳几何不对称性展开了一系列研究,发现蜗壳几何的不对称影响会向叶轮上游传播,正弦式开槽相比对称开槽在提升压气机效率的同时也可扩大或维持失速裕度。尽管引入机

匣处理能有效提升离心压气机的稳定性,但同时显著改变了子午面上的通流条件,而单独优化机匣处理无法完全挖掘压气机整体优化方案的潜力。

为了提升压气机多部件的匹配性能,已有研究通过自动优化方法开展压气机多部件耦合优化设计:Qin 等^[17]提出了多部件耦合优化框架,研究表明压气机多部件耦合优化的综合效果要优于单部件优化、单部件串行或并行优化;Li 等^[18]与 Zhao 等^[19]对压气机进口机匣处理、叶轮及有叶扩压器的几何参数实施了耦合优化,表明精细的几何优化设计可以在不损失压气机设计效率的前提下拓宽稳定运行范围。然而,现有的优化方法多集中在单一设计工况或转速下,忽视了整个性能图范围内的性能表现。因此,如何在多工况条件下实现压气机性能的全面提升,成为亟待解决的问题。

综上,本文建立叶轮与机匣处理于一体的几何参数化方法,并采用拉丁超立方采样、XGBoost 代理模型和遗传算法等数据驱动方法,开展多转速、多工况的联合优化,旨在提升压气机在整个性能图范围内的效率与稳定性。在此基础上,分析机匣与叶轮耦合作用机制,总结高效设计的流场特征。本文研究工作证明了离心压气机处理机匣和叶轮多部件、多工况优化的必要性,并为涡轮增压器离心压气机的多工况高效稳定设计提供了新方法。

1 研究对象及数值方法

1.1 研究对象

以某六缸涡轮增压柴油机性能改进为应用需求,重新设计了离心压气机。该设计的首要目标是满足发动机系统一维特性计算所确定的3个目标工况点性能需求,如表1所示,其中工况点 a 是设计点,工况点 b 和 c 是低速工况点。

表 1 发动机不同曲轴转速下的压气机性能需求

Table 1 Compressor performance requirements at different crankshaft speeds of engine

工况点	曲轴转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	压气机转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	质量流量/ ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	总压比
a	1 800	84 334	0.459	2.875
b	1 600	78 121	0.376	2.579
c	1 400	70 164	0.293	2.230

图 1 为压气机三维模型,图中数字表示离心压气机关键截面。压气机主要部件包括进口管道、叶轮、无叶扩压器以及进口机匣处理,其中叶轮为带有 6 个主叶片、6 个分流叶片的半开式叶轮。本文研究对象有 3 个,从简单到复杂依次为光壁机匣压气机、基准机匣处理压气机和一体联合优化压气机,其中基准机匣处理压气机为在光壁机匣压气机所有设计参数不变的基础上,额外引入进口机匣处理结构。表 2 给出了压气机设计点及主要通流几何参数,设计点的级总压比为 2.875,叶片进口叶顶相对马赫数约为 0.96。

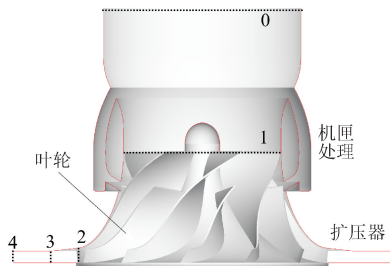


图 1 基准机匣处理压气机三维模型

Fig. 1 3D model of reference compressor with casing treatment

表 2 压气机设计点及主要几何参数

Table 2 Design point and main geometric parameters of compressor with casing treatment

参数	数值
级总压比	2.875
流量系数	0.102 8
总能量头系数	0.611 5
叶轮进口叶顶叶片安装角/(°)	-58.90
叶轮出口叶片安装角/(°)	-49.29
叶轮叶顶半径比	0.625 4
扩压器出口半径比	1.50
叶顶间隙/mm	0.50
主叶片数	6
分流叶片数	6

1.2 数值方法

采用商业计算流体动力学软件 NUMECA Fine/Turbo 求解雷诺平均 N-S 方程。时间导数项采用四阶显式龙格-库塔格式,对流项采用二阶中心结合四阶人工黏性格式,扩散项采用二阶中心格式。湍流封闭采用一方程 S-A 模型。计算域为压气机单通道,包括叶轮进口前延长段、叶轮、扩压器、进口机匣处理。进口边界条件给定总温、总压及进气方向;出口边界条件在设计点给定质量流量,在近堵塞工况与近失速工况给定静压;周向采用旋转周期性边界条件;固壁设置无滑移绝热边界条件,机匣处理与叶轮通道之间的动静交接面采用混合平面法处理。

采用 NUMECA AutoGrid 5 生成分块结构化网格,如图 2 所示。第一层网格距离壁面的法向高度约为 0.006 mm,保证无量纲距离 y^+ 整体接近 1,最大不超过 5,以满足 S-A 模型的使用要求。采用粗网格(约 98 万)、中网格(约 220 万)、细网格(约 410 万)3 套网格进行网格无关性验证,3 套网格在设计转速下的绝热效率如图 3 所示。其中,中网格的计算结果与细网格的最大误差不超过 0.3%,达到了计算误差与计算成本之间的平衡,因此后续采用中网格开展计算。

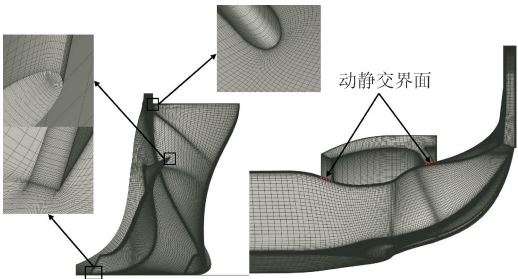


图 2 计算网格

Fig. 2 Computational grid

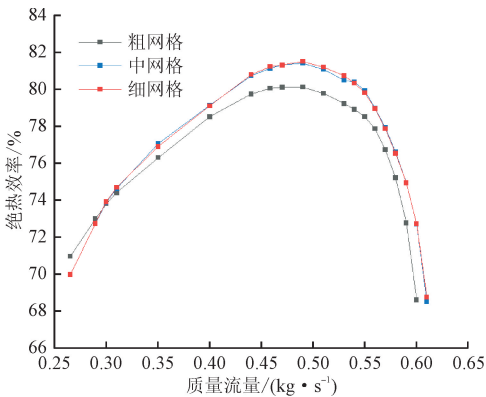


图 3 设计转速下 3 套网格绝热效率对比

Fig. 3 Comparison of adiabatic efficiency at design speed with three grid sets

选用 Eckardt 的叶轮 O^[20-21] 来验证数值方法的准确性和可靠性。数值模型与本文压气机相同,计算域包括叶轮进口前延长段、叶轮、无叶扩压器。图 4 为转速 $14\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,不同修正质量流量下,总压比、绝热效率的计算值与实验数据^[22] 的对比。可以看出,计算结果与实验测量值吻合良好,最大误差不超过 2.3%。造成误差的可能原因一方面是实验测量中在扩压器出口引入的节流装置使扩压器流场发生畸变,另一方面是数值方法没有考虑压缩机细微几何(叶根倒角和轮盘后腔)及壁面传热的影响。总之,考虑到计算模型的简化与实验测量的不确定性,本文的数值方法能够满足优化设计要求。

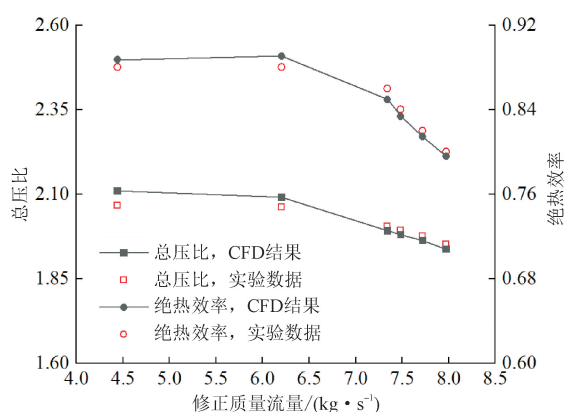


图4 Eckardt 叶轮 O 的 CFD 计算和实验测量结果对比
Fig. 4 Comparison of CFD predictions and measurement data of Eckardt's impeller O

2 机匣处理性能分析

2.1 机匣处理对压气机性能的影响

表 3 对比了光壁机匣压气机和基准机匣处理压气机在 3 个目标工况点的级总压比 ϵ 与绝热效率 η , 其中下标 sw 代表光壁机匣压气机, ref 代表基准机匣处理压气机。基准机匣处理压气机相比光壁机匣压气机在 3 个工况点的总压比与绝热效率平均下降幅度为 2.53%。引入进口机匣处理后,基准压气机的总压比指标低于表 1 中的目标工况需求,需要开展优化设计以提高机匣处理压气机性能。

表 3 光壁机匣及基准机匣处理压气机性能对比
Table 3 Comparison of compressor performance between solid wall casing and reference compressor

工况点	ϵ_{sw}	ϵ_{ref}	$\eta_{\text{sw}}/\%$	$\eta_{\text{ref}}/\%$
a	2.909	2.793	84.05	81.47
b	2.548	2.515	82.74	80.74
c	2.209	2.188	80.94	79.22

采用失速裕度 σ ^[23-25] 来评估机匣处理对压气机运行的扩稳效果,公式为

$$\sigma = \frac{\dot{m}_{\text{WP}} - \dot{m}_{\text{NS}}}{\dot{m}_{\text{WP}}} \times 100\% \quad (1)$$

式中: $\dot{m}$ 为质量流量;下标 WP 表示目标工况;NS 表示近失速工况。该式在压气机转速恒定时适用。

图 5 为光壁机匣压气机与基准机匣处理压气机在设计转速下的总压比-流量性能曲线。可以看出:一方面,引入机匣处理将压气机设计转速的失速裕度提升了 14.15%,并且使得总压比-流量特性曲线的斜率绝对值更大,这通常被认为是有助提高压气机稳定性的特征;另一方面,基准机匣处理压气机相比光壁机匣压气机在整条转速线上效率有所降低,这是因为基准机匣处理存在额外的功率消耗。

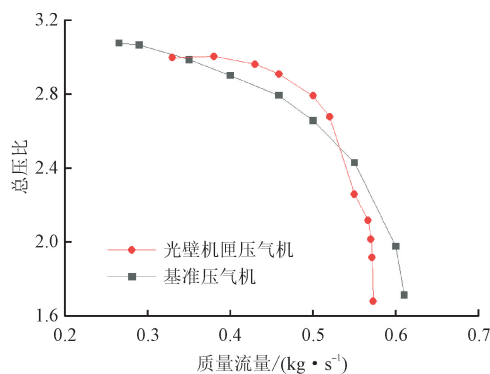


图5 光壁机匣与基准机匣处理压气机设计转速性能对比
Fig. 5 Comparison of characteristic curve of solid wall casing compressor and reference compressor at design speed

2.2 机匣处理对压气机流场的影响

图 6 为光壁机匣压气机与基准机匣处理压气机叶轮周向平均相对马赫数的子午分布。一方面,由于叶轮前缘叶片对主流的增压和旋转作用,机匣处理内的回流流体在再次到达叶片前缘时,其轴向与周向速度相对于主流流体均已显著改变,因而改变了叶轮进口的相对流动条件^[26]。在进口叶顶区域,由于回流流体的正预旋作用,叶顶区域的相对马赫数有所降低,但流出机匣处理的回流流体在叶顶形成一定的堵塞区域。为了保持相同的进气质量流量,进口其余展向部分的轴向速度必然增大(图 6(b)),且高马赫数区域扩大并向叶展中部偏移。由于这种偏移在小流量下能够有效降低叶轮叶片进口的正冲角,所以对叶轮进口主导的旋转失速现象有显著抑制作用。Liu 等^[27] 的研究指出,回流流体主要集中在 80% 展向以上的叶顶区域,但由于叶顶区域流体的堵塞效应,进口 80% 展向以下区域的流动状态也会受到影响。另一方面,除了机匣内回流流体本身产生的损失外,引

入机匣处理也会对叶轮叶片通道内的流动产生影响。图7展示了两个压气机模型90%叶高处的熵分布。其中,基准机匣处理压气机从上游槽到下游槽之间区域的熵增主要由回流流体本身的分离、摩擦、扩散、掺混等损失引起^[28],但值得注意的是,这种影响在经过下游槽之后还会继续向叶轮通道内传播。潜在的原因可能是引入机匣处理改变了下游槽附近的静压分布,使得叶片吸力面承受了更大的局部静压梯度,因而增大了叶顶区域的流动分离损失。

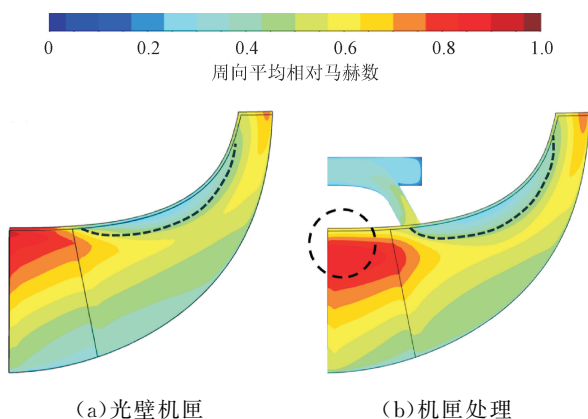


图6 压气机设计点相对马赫数子午分布

Fig. 6 Meridional distribution of relative Mach number at design point of compressor

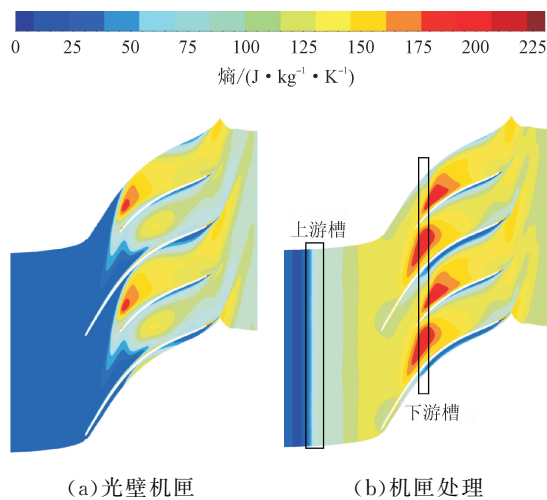


图7 设计点90%叶高熵分布

Fig. 7 Design point 90% span entropy distribution contour

综上,引入机匣处理后改变了流动的子午及跨叶片分布,特别是叶片进口叶顶处的流动分布。在子午方向上,叶顶处相对马赫数和冲角降低,有利于扩大失速裕度。在跨叶片方向上,熵增明显增高,不利于增效目的。仅仅单独优化机匣几何,或者在优化叶片几何基础上简单增加机匣

处理,都不足以有效改进叶轮内部流动状态以提升整机性能。

3 一体联合优化设计方法

3.1 几何参数一体化方法

本文对机匣处理几何及叶轮叶顶附近几何进行一体设计优化。图8(a)展示了机匣处理几何参数化分布,其中,进口机匣处理的设计变量包括:下游槽位置 x_1 、上游槽位置 x_2 、下游槽宽度 x_3 、槽高度 x_4 、上游槽宽度 x_5 、下游槽角度 x_6 。机匣侧子午面几何形状由 $s_1 \sim s_5$ 共5个点所构成的四阶Bezier曲线控制,其中位于叶轮进出口的两个控制点 s_1 、 s_5 固定,位于叶轮与收缩扩压器进口延长线的交点上的 s_4 也保持固定, s_1 与 s_2 分别在位于 s_3 与 s_4 、 s_4 与 s_5 的连线上移动。采用这种几何参数化的方式主要是为了将设计空间限制在合理范围内,避免在实验设计阶段生成大量病态几何。除了子午型线外,Casey等^[29]与Zangeneh等^[30]的研究表明,叶顶叶片角分布与叶轮出口倾角(Rake)也会对离心压气机性能产生显著影响。本文采用四阶Bezier曲线参数化叶顶叶片角分布(图8(b))。

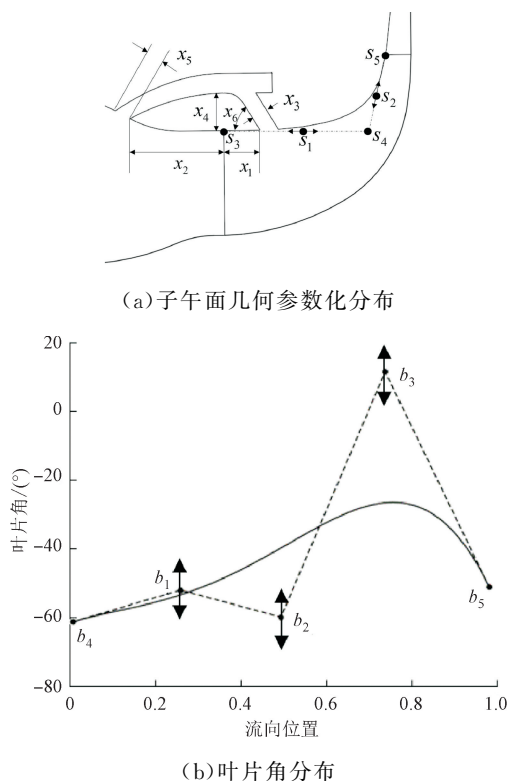


图8 压气机子午面几何参数化分布及叶顶叶片角参数化分布

Fig. 8 Geometric parameterization distribution of the compressor meridional plane and the blade tip angle

图8中,箭头表示叶顶叶片角变化方向。叶片前缘与尾缘的安装角(控制点 b_1 、 b_5)固定,通过改变叶顶25%、50%以及75%流向的控制点(b_1 、 b_2 、 b_3)纵向坐标来控制叶顶叶片角分布。当叶顶角分布确定后,通过调整轮毂角分布来满足

叶轮出口倾角的需求。总而言之,本文的几何参数化思想是保持压气机一维设计尺寸不变,选取对压气机性能影响显著的机匣与叶顶侧参数作为设计变量。设计变量初值及上、下限如表4所示。

表4 设计变量初值及优化前、后对比

Table 4 Initial values of design variables and comparisons before and after optimization

设计变量	初值	上限	下限	优化值	变化幅度
s_1	55.32%	50%	-50%	80.38%	45.30%
s_2	75.47%	50%	-50%	40.43%	-46.29%
b_1	-64.13°	-30%	30%	-48.09°	-24.86%
b_2	-49.27°	-30%	30%	-58.79°	-19.98%
b_3	15.76°	30%	-30%	19.08°	21.06%
前倾角	20.33°	100%	-100%	10.96°	-46.09%
x_1	12.64 mm	30%	-30%	10.24 mm	-18.99%
x_2	21.85 mm	50%	-50%	24.72 mm	13.14%
x_3	3.38 mm	50%	-50%	4.22 mm	24.85%
x_4	7.446 mm	50%	-50%	9.69 mm	30.13%
x_5	6 mm	50%	-50%	4.52 mm	-24.67%
x_6	60°	50%	-50%	64.15°	6.91%

3.2 代理模型及训练数据集

采用XGBoost代理模型^[31]建立设计变量与压气机性能指标之间的映射关系。在训练代理模型之前,首先需要生成训练数据集。基于数值模拟的计算机实验设计(DoCE)强调设计空间的覆盖性^[32],本文采用拉丁超立方采样(LHS)对表4所示12个设计变量在预定义的设计空间内采样。根据采样理论,为了获得良好的代理模型预测精度,样本数量通常取设计变量的10~15倍,本文共采样180组设计变量。然后根据1.2节所建立的数值方法对每组样本分别计算3个工况点的总压比与绝热效率。

代理模型输入变量为表4所示设计变量,取每个工况点的总压比和绝热效率分别作为输出变量,训练6个代理模型。采用决定系数 R^2 评估代理模型的预测精度,公式为

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (2)$$

式中: y_i 为CFD计算值; $\hat{y}_i$ 为代理模型预测值; $\bar{y}$ 为CFD计算值的平均值。

6折交叉验证后的平均 R^2 如表5所示。可以看出,代理模型的 R^2 最低为0.8728,符合优化设计过程中的代理模型预测精度要求。

表5 代理模型预测精度

Table 5 Prediction accuracy of surrogate model

参数	R^2
ϵ_a	0.9585
η_a	0.9518
ϵ_b	0.8728
η_b	0.9536
ϵ_c	0.8921
η_c	0.9674

3.3 多工况联合优化

2.1节的分析表明,引入机匣处理在拓宽压气机稳定运行范围的同时使得压比与效率下降。因此,需要在保证3个工况点的总压比(ϵ_a 、 ϵ_b 、 ϵ_c)大于等于系统需求总压比(ϵ_{sys})的同时最大化绝热效率(η_a 、 η_b 、 η_c)。基于此,本文的优化命题定义如下

$$\begin{cases} \text{Max: } J(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^3 w_i \eta_i(\mathbf{x}), \mathbf{x} \in \mathbf{R}^{12} \\ \text{s. t. } \begin{cases} \epsilon_a \geq \epsilon_{a,sys} \\ \epsilon_b \geq \epsilon_{b,sys} \\ \epsilon_c \geq \epsilon_{c,sys} \end{cases} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\mathbf{x}$ 为设计变量所构成的12维向量; $J(\mathbf{x})$ 为优化目标函数; w_i 为3工况点所占权重,本文取相等权重。

在表4定义的设计空间内,基于python DEAP库中遗传算法(GA)进行全局单目标优化。图9展示了遗传算法在寻优过程中的每代种群的最优解历

史,其中初始种群最优解做了归一化处理,观察到第 41 代后性能进入平台期,连续 40 代的性能改善低于 10^{-6} ,判定算法已收敛到最优解。设计变量的优化结果如表 4 所示。

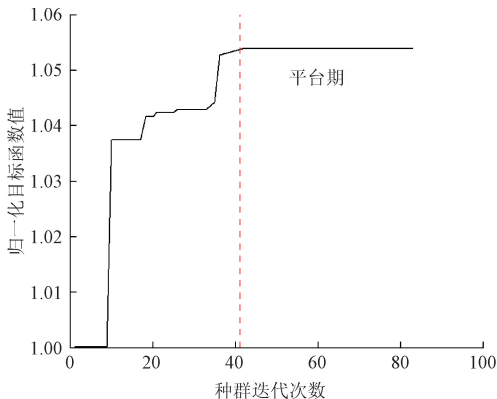


图 9 遗传算法性能演化

Fig. 9 GA performance evolution

4 优化结果与讨论

4.1 优化结果

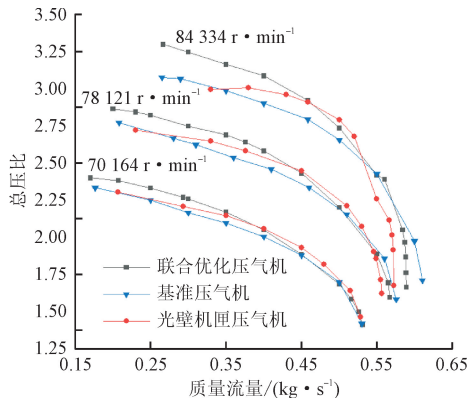
3 台压气机在 3 个目标工况点的性能指标如表 6 所示,其中,下标 opt 代表一体联合优化压气机。可以看出,优化后的压气机的总压比 ϵ_a 、 ϵ_b 、 ϵ_c 相比基准机匣处理压气机分别提升了 4.55%、4.97%、3.70%,联合优化后的总压比已经满足了系统需求;绝热效率 η_a 、 η_b 、 η_c 分别提升 5.04%、5.46%、5.52%,在目标工况点消除了引入机匣处理所带来的额外效率损失。

表 6 3 台压气机性能对比

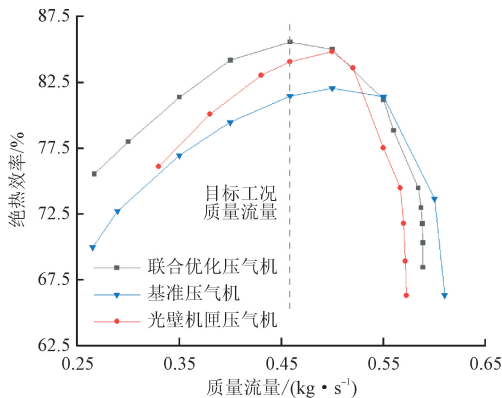
Table 6 Comparison of three compressor performance

工况点	ϵ_{sw}	ϵ_{ref}	ϵ_{opt}	$\eta_{sw} / \%$	$\eta_{ref} / \%$	$\eta_{opt} / \%$
a	2.909	2.793	2.920	84.05	81.47	85.58
b	2.548	2.515	2.640	82.74	80.74	85.15
c	2.209	2.188	2.269	80.94	79.22	83.59

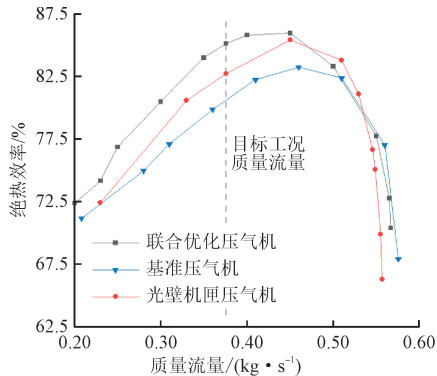
图 10 为 3 台压气机在 3 个目标转速下的特性曲线。从图 10(a)可以看出,优化后 3 个目标转速的失速裕度相比基准机匣处理压气机分别提升了 0.35%、2.13%、2.28%,但是在中、高转速下堵塞流量有所降低。考虑到实际应用场景涡轮增压器通常不会运行在堵塞工况^[10],轻微的堵塞流量减小是可以接受的。结合图 10(b)~(d)来看,一体联合优化后的压气机在 3 个目标工况下的效率显著高于基准机匣处理压气机,略高于光壁机匣压气机,且失速裕度显著高于光壁机匣压气机。



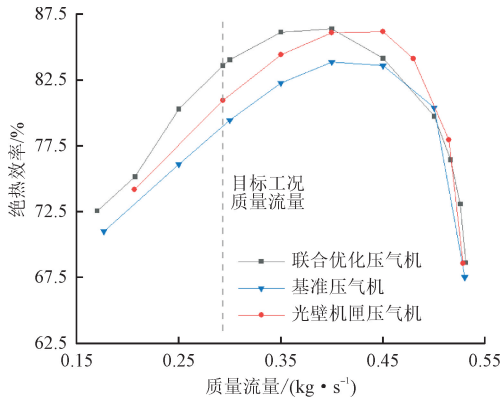
(a) 3 个目标转速的总压比



(b) 84 334 r/min 时的绝热效率



(c) 78 121 r/min 时的绝热效率



(d) 70 164 r/min 时的绝热效率

图 10 压气机多转速特性曲线对比

Fig. 10 Comparison of characteristics curves among three compressors at different speeds

图 11 为优化前、后压气机 6 条转速线 CFD 计算的性能数据经过插值形成的性能图,图中标明了 3 个目标工况点的分布情况。其中,效率采用径向基函数(RBF)进行平滑插值,在堵塞、喘振线上采用分段三次 Hermite 插值多项式(PCHIP)计算^[33]。

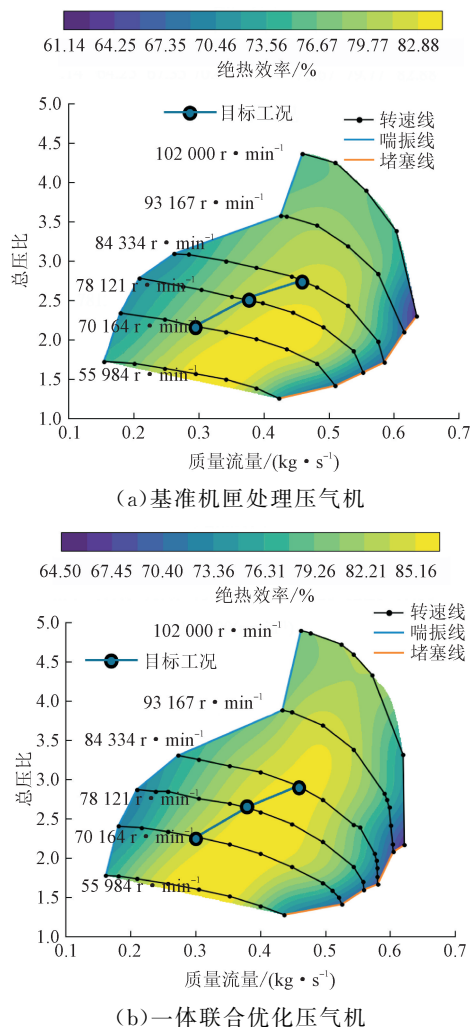


图 11 优化前、后的压气机性能图对比

Fig. 11 Comparison of compressor performance maps before and after optimization

一体联合优化的优势可以分为两点。①优化后压气机的高效区显著扩大:优化前在设计转速 84 334 r·min⁻¹时的峰值效率已经有所衰减,而优化后峰值效率区域的设计转速接近 93 167 r·min⁻¹,整体而言高效区覆盖了更高的转速范围。②优化后压气机的高效区整体向目标工况点偏移:优化前压气机 3 个目标工况点位于核心峰值效率区域之外,而优化后压气机核心峰值效率区域显著扩大并几乎覆盖了目标工况点。

4.2 流动机理

定义机匣处理内回流流量比 χ ^[27] 为

$$\chi = \frac{\dot{m}_1 - \dot{m}_0}{\dot{m}_0} \times 100\% \quad (4)$$

式中: $\dot{m}_1$ 、 $\dot{m}_0$ 分别为通过压气机进口及叶片进口截面的质量流量,当机匣内出现回流时 χ 为正值,当机匣起辅助进气作用时 χ 为负值。表 7 给出了优化前、后机匣内的回流流量比。由于 a、b、c 这 3 个工况点依次越来越靠近各自转速线上的失速工况,因此优化前、后机匣内的回流流量比依次增大,但是在同一工况点上优化后机匣内的回流流量比均有所减小,优化后回流流量比分别降低 1.38%、1.04%、3.99%。Liu 等^[26]的研究指出,机匣内回流流量大小与机匣的扩稳效果没有直接关系,因此减小回流流量比对减小机匣内循环损失从而提升整机效率有作用。

表 7 优化前、后机匣内的回流流量比

Table 7 Mass flow recirculation ratio before and after optimization

工况点	$\chi_{\text{ref}} / \%$	$\chi_{\text{opt}} / \%$
a	5.87	4.49
b	8.93	7.89
c	14.98	10.99

图 12 为设计点(工况 a)叶轮叶片进口冲角的展向分布。可以看出,光壁机匣压气机沿展向的正冲角普遍偏大,引入进口机匣处理后 0~0.8 展向的正冲角平均降低约 3°,但是在叶顶区域出现了显著的负冲角尖峰,一体联合优化后的压气机整体冲角分布接近 0 且叶顶区域的冲角分布更加平缓,实现了来流射与叶片进口几何的良好匹配。图 13 为设计点主叶片 98% 展向的载荷分布。观察到引入进口机匣处理后,基准机匣处理压气机与一体联合优化压气机在开槽处叶片载荷出现了明显的波动,

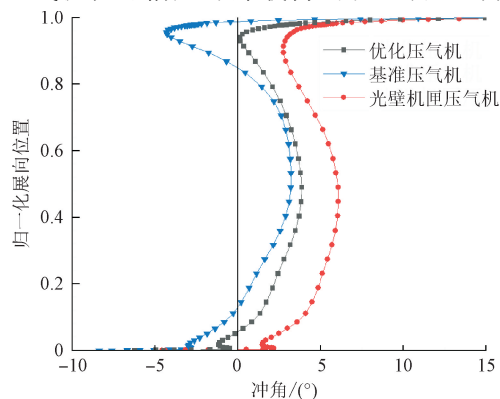


图 12 光壁机匣及优化前、后的压气机叶轮进口冲角对比

Fig. 12 Comparison of the impeller leading edge incidence among the compressor with solid wall casing and the compressors before and after optimizations

回流流体的静压分布与主流流体存在显著差异。由于回流流体导致的进口正预旋效应,基准机匣处理压气机与一体联合优化压气机的叶轮进口载荷相比光壁机匣压气机有所降低。当回流流体通过下游槽进入机匣后,其所占据的叶顶空间重新被主流填充,由此导致了下游槽后吸、压力面静压激增。

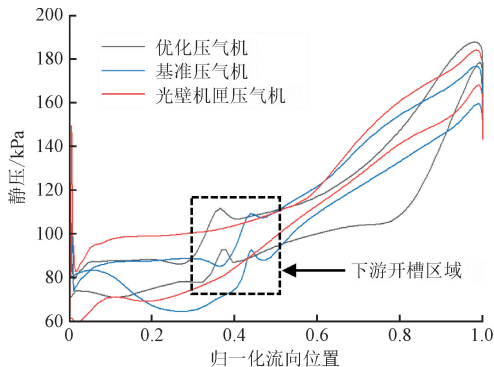


图 13 3 台压气机主叶片 98% 叶展的载荷分布
Fig. 13 Comparison of load distribution of main blade 98% span among three compressors

综合表 7、图 12、图 14 来看,光壁机匣压气机叶轮进口整体正冲角与叶片载荷偏大,叶片前缘的过大载荷导致叶片对回流流体的做功能力过强。由于回流流体在进口叶顶区域也会占据一定的通流面积,因此在同一质量流量下,进口其余展向部分的正冲角有所降低。过强的回流在再次进入叶轮进口时的正预旋,使得吸力面前缘附近形成局部滞止区域。这样一来,吸力面前缘静压被局部抬升,超过了压力面,从而在宏观上表现为进口叶顶区域的叶片载荷失效甚至出现了负载荷(图 13 基准压气机 0~0.2 流向)。基准压气机叶片前缘到下游开槽区域之间载荷的剧烈变化反映了机匣处理与叶轮进口设计的不匹配。对应地,一体联合优化后的压气机匹配了机匣几何、子午型线与叶顶叶片角分布,通过降低叶片前缘载荷的方式削弱了回流强度,使得叶片前缘获得了接近零冲角的平缓分布。

通过对比图 13 基准压气机与优化压气机在下游开槽区域之前的载荷曲线还可以看出,一体联合优化压气机相比基准机匣处理压气机的改善主要体现在吸力面上。与基准相比,一体联合优化使得叶轮前中段 0~0.8 流向的叶片静压梯度更加温和,而为满足总体压升,更多载荷被后移至 0.8~1.0 流向,使得叶片整体呈现后加载方式。基于对流场结果的后验分析,后加载抑制了下游槽附近的耦合损

失,但使叶片尾缘局部损失增大。图 14 为设计点基准与联合优化压气机 0.95 展向位置的熵分布,观察到一体联合优化显著降低了下游槽蔓延至分流叶片中部的熵增损失,但是主叶片尾缘压力面附近出现了局部熵峰。由此推断,采用后加载的叶片设计方法可能有助于减小机匣内回流所带来的耦合损失。

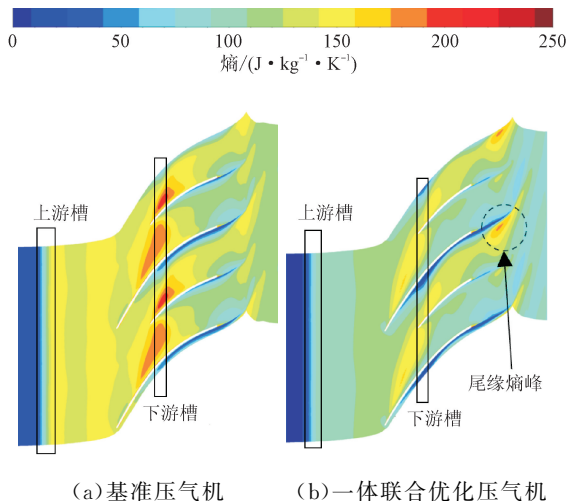


图 14 设计点 95% 展向熵分布
Fig. 14 95% span entropy distribution at design point

4.3 发动机性能计算

为了评估压气机气动性能的提升对涡轮增压系统乃至整个发动机性能的影响,利用优化后压气机性能数据进行发动机一维特性计算。表 8 为优化前、后目标工况点 a 的部分计算结果。保持发动机曲轴转速与有效功率基本不变,优化后的压气机模型使得发动机有效热效率提升了 1.68%,同时使 CO_2 排放量降低了 11.82 g/(kW·h)。假设该发动机全年运行 2 500 h,则全年预计 CO_2 排放量可降低 5 320 kg。

表 8 发动机一维计算结果对比

Table 8 Comparison of 1D engine model calculation results

部件	性能参数	原模型	优化后
压气机	质量流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	0.458 5	0.504 6
	总压比	2.875	3.152
	绝热效率/%	76.69	85.89
	功率/kW	63.19	68.50
涡轮机	质量流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	0.476 9	0.522 7
	总膨胀比	2.050	2.122
	绝热效率/%	78.07	77.71

续表

部件	性能参数	原模型	优化后
发动机	曲轴转速/(r·min ⁻¹)	1 800	1 800
	增压器转速/(r·min ⁻¹)	84 334	89 301
	有效功率/kW	305.05	305.47
	有效燃油消耗率/ (g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	226.61	222.90
	有效热效率/%	36.94	37.56
	CO ₂ 排放量/ (g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	724.02	712.20

5 结 论

(1)进口机匣处理会改变叶顶区域的回流和泄漏流动特性,影响叶轮进口相对流动条件,并持续向叶轮通道内部传播。仅将进口机匣处理作为额外的稳定性增强机制而不对机匣与叶轮进行一体优化设计会导致额外的性能损失。

(2)一体联合优化后的压气机在稳定运行范围几乎不变的前提下,3 个目标工况点的总压比相比基准压气机分别提升了 4.55%、4.97%、3.70%,绝热效率分别提升 5.04%、5.46%、5.52%。压气机性能图中核心高效率区域扩大并向目标工况点偏移,最终使得发动机热效率提升了 1.68%。

(3)下游槽之前的叶片载荷分布对压气机性能存在显著影响,采用后加载的叶片载荷分布以减小叶片前缘吸、压力面的静压梯度是性能提升的潜在方式之一。

参考文献:

[1] 徐永祥,宋嘉涛,张本瑞,等. 整机环境下离心压气机叶轮流固耦合不确定性量化分析 [J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(10): 121-132.

Xu Yongxiang, Song Jiatao, Zhang Benrui, et al. Uncertainty quantification of fluid-solid interaction of centrifugal compressor impeller in whole machine environment [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(10): 121-132.

[2] 宋嘉涛,琚亚平,张楚华. 叶片变形对涡轮增压器用离心压气机气动性能的影响及机理 [J]. 风机技术, 2024, 66(1): 12-18.

Song Jiatao, Ju Yaping, Zhang Chuhua. The effect and mechanism of blade deformation on aerodynamic performance of centrifugal compressor used in turbocharger [J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2024, 66(1): 12-18.

[3] Krivitzky E, Larosiliere L. Aero design challenges in wide-operability turbocharger centrifugal compressors [C]//SAE 2012 World Congress & Exhibition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2012: 2012-01-0710.

[4] Yoon S, Cargill P. Casing treatment: its potential and limitations [J]. Journal of Turbomachinery, 2023, 145(4): 041011.

[5] Harley P, Spence S, Filsinger D, et al. Meanline modeling of inlet recirculation in automotive turbocharger centrifugal compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(1): 011007.

[6] Lin Yun, Fan Tengbo, Zheng Xinqian. Roles of recirculating bubble on the performance of centrifugal compressors [J]. Aerospace Science and Technology, 2021, 118: 107073.

[7] Chen Hua, Lei V M. Casing treatment and inlet swirl of centrifugal compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(4): 041010.

[8] Baines N C. Fundamentals of turbocharging [M]. Vermont, USA: Concepts NREC, 2005: 66-72.

[9] 张夏雯,花雨,李聪,等. 三级轴流压气机复合沟槽式机匣处理扩稳研究 [J]. 工程热物理学报, 2023, 44(10): 2673-2684.

Zhang Xiawen, Hua Yu, LI Cong, et al. Investigation on flow mechanisms of stall margin improvement of compound slots casing treatment for a 3.5-stage high-speed axial-flow compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2023, 44(10): 2673-2684.

[10] Childs E P, Deserranno D, Bagi A. Using optimization in industrial multi-point radial compressor design: map correction [C]//ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2019: V02DT46A015.

[11] Fisher F B. Application of map width enhancement devices to turbocharger compressor stages [C]//39th Annual Earthmoving Industry Conference. Warrendale, PA, USA: SAE International, 1988: 880794.

[12] Sivagnanasundaram S, Spence S, Early J, et al. An impact of various shroud bleed slot configurations and cavity vanes on compressor map width and the inducer flow field [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(4): 041003.

[13] Yamaguchi S. The development of effective casing treatment for turbocharger compressors [C]//Proceedings of the IMechE Seventh International Conference. London, UK: IMechE, 2002: 510-521.

- [14] Tamaki H, Zheng Xinqian, Zhang Yangjun. Experimental investigation of high pressure ratio centrifugal compressor with axisymmetric and nonaxisymmetric recirculation device [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(3): 031023.
- [15] Yang Mingyang, Zheng Xinqian, Zhang Yangjun, et al. Stability improvement of high-pressure-ratio turbocharger centrifugal compressor by asymmetric flow control: part I non-axisymmetrical flow in centrifugal compressor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(2): 021006.
- [16] Zheng Xinqian, Zhang Yangjun, Yang Mingyang, et al. Stability improvement of high-pressure-ratio turbocharger centrifugal compressor by asymmetrical flow control: part II nonaxisymmetrical self-recirculation casing treatment [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(2): 021007.
- [17] Qin Ruihong, Ju Yaping, Galloway L, et al. High dimensional matching optimization of impeller-vaned diffuser interaction for a centrifugal compressor stage [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2020, 142(12): 121004.
- [18] Li Xiaojian, Liu Zhengxian, Zhao Ming, et al. Stability improvement without efficiency penalty of a transonic centrifugal compressor by casing treatment and impeller/diffuser coupling optimization [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2022, 127: 107685.
- [19] Zhao Yijia, Liu Zhengxian, Fu Luyang, et al. Redesign of a turbocharger compressor based on multi-component full-passage optimization [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2023, 142(Part A): 108644.
- [20] Eckardt D. Detailed flow investigations within a high-speed centrifugal compressor impeller [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1976, 98(3): 390-399.
- [21] Eckardt D. Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers: part 1 flow measurements using a laser velocimeter [C]//ASME 25th Annual International Gas Turbine Conference. New York, USA: ASME, 1980: 77-86.
- [22] Japikse D. A critical evaluation of three centrifugal compressors with pedigree data sets: part 5 studies in component performance [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1987, 109(1): 1-9.
- [23] Cumpsty N A. Compressor aerodynamics [M]. Harlow, Essex, UK: Longman Scientific & Technical, 1989: 319-320.
- [24] Zhang Xiawen, JU Yaping, LI Zhen, et al. Metamodel-interpreted data mining for stability and efficiency enhancement of multistage axial-flow compressors [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2023, 145(4): 041001.
- [25] Zhang Xiawen, JU Yaping, LI Zhen, et al. Optimization of three-dimensional blade and variable stators for efficiency and stability enhancement of multistage axial flow compressor at variable speeds [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2024, 146(4): 041004.
- [26] Liu Xueguang, Jin Hongze. Effect of different bleed slot positions and negative pre-swirl vanes on the performance of centrifugal compressor with recirculation casing treatment [J]. *Physics of Fluids*, 2025, 37(2): 026124.
- [27] Liu Yiming, Spence S, Horsley J, et al. Insights into turbocharger centrifugal compressor stability using high-fidelity computational fluid dynamics and a novel impeller diffusion factor [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2025, 147(4): 041003.
- [28] Qi Mingxu, Hu L, Sun H, et al. Flow loss mechanism and modeling in a centrifugal compressor casing [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: V02DT42A006.
- [29] Casey M, Robinson C. Radial flow turbocompressors: design, analysis, and applications [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2021: 688-698.
- [30] Zangeneh M, Amarel N, Daneshkhah K, et al. Optimization of 6.2 : 1 pressure ratio centrifugal compressor impeller by 3D inverse design [C]//ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2011: 2167-2177.
- [31] Chen Tianqi, Guestrin C. XGBoost: A scalable tree boosting system [C]//Proceedings of the 22nd ACM SIGKDD International Conference on Knowledge Discovery and Data Mining. New York, USA: Association for Computing Machinery, 2016: 785-794.
- [32] Pronzato L, Müller W G. Design of computer experiments: space filling and beyond [J]. *Statistics and Computing*, 2012, 22(3): 681-701.
- [33] Teixeira J A G S, Sandoval O R, Caetano B C, et al. Turbocharger performance prediction: a review of map modelling [C]//2019 SAE Brasil Congress & Exhibition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2020: 2019-36-0120.

(编辑 元列梅)