

高负荷单级对转离心式压气机设计与性能分析

杨文杰, 谢鸿宇, 黄典贵

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:为实现整级总压比 ≥ 9 、质量流量 3.70 kg/s 、整级等熵总效率 $\geq 70\%$ 的设计目标,开展了高负荷对转离心式压气机的气动设计与数值模拟研究。基于一维设计方法,确定了叶轮基本几何参数、叶片前尾缘几何角等关键参数。在通过数值模拟对初步设计方案进行验证后,针对下游叶栅实施两项关键改进:首先增大叶栅稠度,并在此基础上进一步增大进口相对马赫数。数值模拟结果表明:增大叶栅稠度后,整级总压比达到 6.74 ,但流量未达到设计要求;进一步增大进口相对马赫数后,整级总压比达到 9.80 、等熵效率为 74.28% 、质量流量达到 3.68 kg/s ,基本达到设计指标,验证了该改型方案的可行性。

关键词:离心式压气机;对转式压气机;气动设计;数值模拟

中图分类号:TH452

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.11.003

[引用本文格式] 杨文杰, 谢鸿宇, 黄典贵. 高负荷单级对转离心式压气机设计与性能分析[J]. 热能动力工程, 2025, 40(11): 23-31. YANG Wenjie, XIE Hongyu, HUANG Diangui. Design and performance analysis of a high-load single-stage contra-rotating centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(11): 23-31.

Design and Performance Analysis of a High-load Single-stage Contra-rotating Centrifugal Compressor

YANG Wenjie, XIE Hongyu, HUANG Diangui

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093)

Abstract: With the design objectives of achieving the whole-stage total pressure ratio of at least 9, mass flow rate of 3.70 kg/s and the whole-stage total isentropic efficiency of at least 70%, an aerodynamic design and numerical simulation study of a high-load contra-rotating centrifugal compressor were conducted. Based on a one-dimensional design approach, key parameters such as the basic geometric parameters of the impeller and the geometric angles of the blade leading and trailing edges were determined. After validating the preliminary design through numerical simulations, two key improvements were implemented for the downstream cascade, resulting in two modified schemes as follows: increasing the cascade solidity firstly, and then increasing the inlet relative Mach number. Numerical simulation results demonstrate that the increment of cascade solidity achieves a whole-stage total pressure ratio of 6.74 , but the flow rate does not meet the design requirement; after increasing the inlet relative Mach number furtherly, a whole-stage total pressure ratio of 9.80 , an isentropic efficiency of 74.28% , and a mass flow rate of 3.68 kg/s are obtained, which basically achieve the design indicators, confirming the feasibility of modified scheme.

Key words: centrifugal compressor, contra-rotating compressor, aerodynamic design, numerical simulation

引 言

离心式压气机通过离心力对气体做功,具有单级压比高的特性,被广泛应用于中小型航空涡轮发动机领域。对转叶轮技术作为提升级压比的另一种有效手段,其技术原理基于两组转子反向协同旋转以实现气流的多级压缩,同时反向旋转的叶轮设计也为系统提供了更多的控制策略,从而满足不同的工况需求^[1-3]。现有研究数据表明,当前报道的对转离心式压气机压比普遍低于 2,相较于常规离心式压气机仅提升约 7%^[2,4-5],未能充分体现对转离心式压气机的高负荷潜力,弱化了其相对于传统构型的性能优势。因此,设计具有高负荷特性的单级对转离心式压气机,对于提高单级压比、凸显其性能优势具有重要意义。

在高负荷离心式压气机领域,20 世纪 60 年代中期,美国和加拿大率先研制出单级压比达 6~10 的离心式压气机^[6]。Osborne 等人^[7]研制出压比为 8、设计点效率达 77%、流量裕度为 12% 的离心式压气机。当前超高负荷离心式压气机单级压比可达 10 以上。Zhang 等人^[8]对总压比约为 11.5 的超高负荷离心式压气机叶轮及其扩压器的非正常相互作用开展数值研究,并通过实验验证了数值模拟的可靠性。与轴流式压气机类似,离心式压气机稳定范围的研究同样受到广泛关注。Galloway 等人^[9]提出一种叶片扩压器机匣处理方法,通过在叶片扩压器叶冠或轮毂端壁开设引气通道实现气流再循环调控,使压气机稳定工作范围提升 58%。Cui 等人^[10]为 NASA CC3 型带叶片扩压器的离心式压气机设计了参数化的端壁轮廓,在保持级性能的前提下,使失速余量增加了 40%。Li 等人^[11]采用自循环机匣处理与叶轮-扩压器耦合优化策略,在避免效率损失的同时,将跨声速离心式压气机的稳定流量范围拓宽了 2.16%。

对转叶轮技术作为另一种提升级压比的有效手段,其研究历史可追溯至国际学术界的早期探索。Nagano 等人^[12]开展了针对对转轴流式压缩机的研究,发现叶轮对转可显著提高压比,并且通过调节转子间的转速比即可实现失速主动控制。Tosin 等人^[13-15]设计并实验验证了对转混合流泵的水力性能,证实通过调节转子转速组合可使扬程由 12 m 提

升至 26 m,且效率稳定维持在 80%。Dejour 等人^[16]提出了一种非轴流对转式压缩机构型并对其进行数值模拟研究,研究表明,该种构型可在维持效率的同时显著提升压升,且可对双转子转速分别控制以优化整体性能。Luo 等人^[17]设计了 1+1/2 级对转离心式透平,并通过数值模拟与两级离心式透平进行了性能对比。文献[2-3,5,18]均设计了对转离心式压缩机,并对其开展了参数化研究,重点分析转子子午长度比、转速比等关键参数对性能的影响,研究表明,对转离心式压缩机具有使效率最优的子午长度比,虽然对转模式能提升压比和效率,但会导致稳定工作范围收窄。

提升单级压比始终是压气机气动设计的核心目标。基于此,本研究将对转叶轮技术引入离心式压气机以增大单级压比,并对对转离心式压气机进行气动设计和数值模拟。鉴于既有研究中对转离心式压气机的压比水平仍存在显著提升空间,本研究旨在设计一款高负荷的单级对转离心式压气机,在实现高负荷目标的同时充分挖掘其性能优势。

1 研究方法

1.1 物理方法

本研究基于 SolidWorks 平台建立叶轮及整机初始模型以实现构型可视化。初始模型中,上下游叶轮均采用 7 个主叶片而无分流叶片,且叶片前尾缘型线均采用圆弧轮廓设计,常规叶轮构型特征如图 1(a)和图 1(b)所示。为增大流量和平衡轴向力,上游叶轮采用双进口对称布局,同时下游叶轮承接上游双进口叶轮的出气。双侧进气形式的叶轮模型如图 1(c)所示。

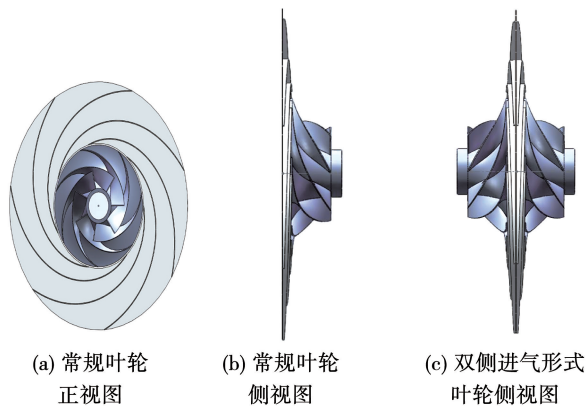


图 1 叶轮三维模型

Fig. 1 Three-dimensional models of the impeller

本研究所设计的对转离心式压气机采用双轴驱动架构,其核心装配关系包含 3 个关键特征:上下游叶轮转轴分置两侧独立转动,下游叶轮转轴为空心轴结构;下游转轴内部嵌有工质输送流道,外部包覆机匣组件;上游叶轮采用双进口对称布局,下游叶轮承接双路出气。上述整机结构特征通过多视角展示如图 2 所示。图 2(a)突显双轴空间分布,图 2(b)展示轴向级间衔接关系,图 2(c)揭示内部流道嵌套结构,图 2(d)解析多部件装配逻辑。

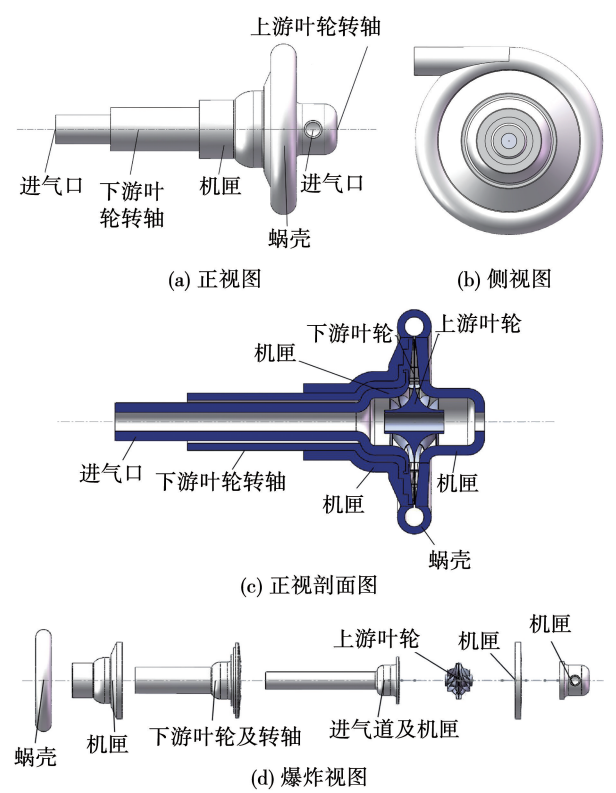


图 2 整机结构特征

Fig. 2 Overall structural characteristics

确定上下游叶轮设计参数的取值和范围后,一维设计可得到多组结果,因此需要根据设计要求进行选择。本研究对转离心式压气机的设计要求为总压比 ≥ 9 ,质量流量为 3.70 kg/s。在设计目标方面,由于对转离心式压气机主要关注较高的压比,因此设计方案可适当牺牲效率,但整级等熵总效率不能低于 70%。为实现近峰值效率运行,稳定裕度采用基于效率极值点的综合裕度 SM 进行评估,其表达式为:

$$SM = \left(\frac{\pi_{t, \text{stall}} G_{\text{emax}}}{\pi_{t, \text{emax}} G_{\text{stall}}} - 1 \right) \times 100\%$$

(1)

式中: π_t —总压比; π_{stall} —失速压比; π_{emax} —效率极值点压比; G_{emax} —效率极值点流量,kg/s; G_{stall} —失速流量,kg/s。

先通过一维设计得到上游叶轮的进出口直径、进出口叶高、进出口速度三角形以及效率、压比等参数。在验证其性能满足设计指标后,上游叶轮出口的一维设计参数将作为下游叶轮一维设计的进口参数。由于本文篇幅限制,且图文较多,故未在本节给出具体流程,仅选取最好结果进行研究。本节确定的上游叶轮、下游叶轮及对转离心压气机级初步一维设计结果分别如表 1、表 2 和表 3 所示。

表 1 上游叶轮一维设计结果

Tab. 1 One-dimensional design results of upstream impeller

参 数	数 值
进口总温/K	287.96
进口总压/Pa	100 600
流量/kg·s ⁻¹	3.70
叶轮转速/r·min ⁻¹	25 000
叶轮进口叶顶相对马赫数	0.88
叶轮静压比	2.18
叶轮总压比	2.39
叶轮等熵总效率/%	95.77
叶轮进口叶顶直径/mm	196.04
叶轮进口平均直径/mm	153.98
叶轮进口叶根直径/mm	94.81
叶轮出口直径/mm	338.00
叶轮出口叶高/mm	19.99

表 2 下游叶轮一维设计结果

Tab. 2 One-dimensional design results of downstream impeller

参 数	数 值
叶轮能量头系数	0.71
叶轮转速/r·min ⁻¹	17 000
叶轮出口流量系数	0.13
叶轮目标总压比	3.76
叶轮总压比	3.90
叶轮静压比	3.91
叶轮等熵总效率/%	91.56
叶轮进口相对马赫数	1.36
叶轮进口叶高/mm	19.50
叶轮出口直径/mm	553.71
叶轮出口叶高/mm	6.72
叶轮出口相对气流角/(°)	15
叶片包角/(°)	108

表3 对转离心式压气机级一维设计结果

Tab.3 One-dimensional design results of contra-rotating centrifugal compressor stage

参 数	数 值
整级总压比	9.32
整级等熵总效率/%	92.24

1.2 数值模拟

1.2.1 数值模型

SST $k-\omega$ 湍流模型^[19]是基于标准 $k-\varepsilon$ 模型的修正形式,其核心理论是在近壁边界层以内区域使用 $k-\omega$ 模型,在边界层边缘及外部主流区切换至标准 $k-\varepsilon$ 模型,通过混合函数实现 $k-\omega$ 与 $k-\varepsilon$ 模型的区域自适应融合。另外,SST $k-\omega$ 模型还考虑了湍流剪切应力的影响,从而修改了湍流粘性系数 ν_t 的表达式。SST $k-\omega$ 模型的数学表达形式如下:

$$\nu_t = \min\left(\frac{k}{\omega}, \frac{a_1 k}{SF_2}\right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma^* \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \tag{3}$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma_\omega \nu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\sigma_{k\omega}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \tag{4}$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \sigma_{k\omega} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\} \tag{5}$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2 \sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500 \mu}{d^2 \rho \omega} \right) \right]^2 \right\} \tag{6}$$

式中: k —湍流动能; ω —比耗散率; a_1 —常数,通常取0.31; S —应变率张量的模; F_2 —辅助调整模型在复杂流动区域表现细化模型混合程度的混合函数; t —时间; x_j —空间坐标的符号表示(通常采用爱因斯坦求和约定的形式); U_i —平均速度的分量(同样采用爱因斯坦求和约定的形式); ν —流体分子运动粘性系数; σ^* —用于调控湍流动能 k 扩散的模型常数; U_j —速度分量; τ_{ij} —雷诺应力张量; σ_ω —用于调控耗散率 ω 扩散的模型常数; F_1 —用于 $k-\omega$ 模型与 $k-\varepsilon$ 模型切换的混合函数; $\sigma_{k\omega}$ —用于调控湍流动能 k 与比耗散率 ε 交叉扩散修正的模型常数; β^* —用于控制比耗散率 ω 耗散的模型常数; y —到

壁面的法向距离; $CD_{k\omega}$ —湍动能 k 与比耗散率 ω 输运方程之间的交叉扩散项系数; μ —流体的动力粘性系数; d —特征长度; ρ —流体密度。

SST $k-\omega$ 模型结合了标准 $k-\varepsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型的优点,在大曲率流动、强逆压梯度流动、分离流动等复杂流动工况下展现出更高的预测精度。考虑到本研究所涉及的大压比离心式压气机叶轮流场具有显著的三维流动特征,本研究采用基于 SST $k-\omega$ 模型的 RANS 方法进行数值模拟。

1.2.2 边界条件和网格无关性验证

本研究采用商用 ANSYS Turbogrid 软件完成全流道结构化网格划分,计算域包含进口延伸段、叶片流域及出口延伸段。为保证数值模拟精度,将出口延伸段子午长度设置为出口叶高的8倍量级。由于本研究涉及叶轮对转技术,生成的网格存在不同流体域的划分及连接需求,因此首先在 Bladegen 平台中先定义上下游流道连接处坐标,随后分别使用 Turbogrid 生成上下游流道网格,最后将不同网格导入商用 ANSYS CFX 平台进行计算域划分并求解。各流体域网格划分如图3所示。

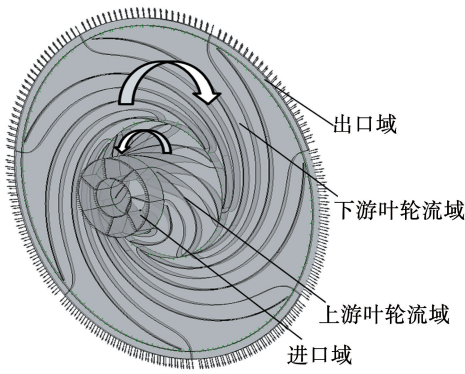


图3 流体域网格划分

Fig.3 Fluid domain grid division

数值模型边界条件设定如下:基于初步气动设计参数,上游叶轮出口截面施加静压边界条件 $p_{out} = 1.932 \times 10^5$ Pa,整级叶轮出口静压设定为 5.000×10^5 Pa。采用分步网格无关性验证策略,首先针对上游叶轮进行网格无关性验证,在后续参数化研究中保持网格生成方法与边界条件框架不变,仅调整出口静压与转速参数组合。随后以上述选定的上游叶轮网格为基础,对下游叶轮进行网格无关性验证。网格无关性验证选择等熵总效率为指标,结果如

图 4 所示。

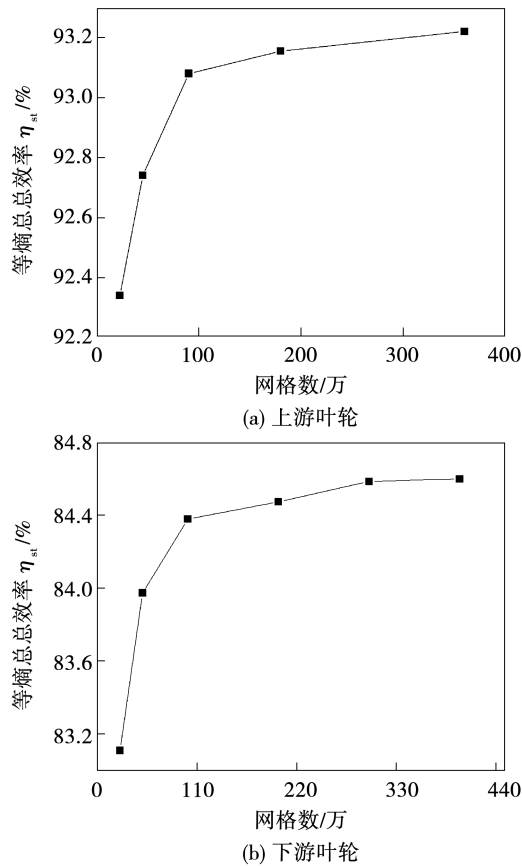


图 4 叶轮网格无关性验证

Fig. 4 Grid independence verifications of the impeller

由图 4 可知,上游叶轮和下游叶轮的等熵总效率均随网格节点数增加呈现渐进收敛特性。根据网格无关性验证结果,综合考虑计算精度和计算资源消耗,最终选定上游叶轮网格数选取 90 万、下游叶轮网格数选取 200 万作为计算基准。

2 结果与分析

在验证上游叶轮性能满足设计指标后,本节开展整级叶轮设计工况数值模拟。初始工况设定整级出口截面平均静压为设计值 7.546×10^5 Pa,数值模拟显示该工况下流道呈现大尺度回流的流动形态,导致整级叶轮模拟结果无法达到设计要求。为揭示流动失稳机制,采用变背压分析方法,逐渐调低出口背压至回流强度临界阈值以下,待流动恢复稳态后再实施背压渐进增加策略,以观察流场变化情况。

整级叶轮改变出口平均静压得到的性能曲线如

图 5 所示。由图 5 可知,当压比较小时,整级叶轮处于堵塞工况,此时质量流量不随压比降低而提高,效率也较低。随着压比增大,效率提高并出现峰值,质量流量随压比提升呈负梯度变化。随着压比继续增大,效率和流量同步骤降,直至工况越过失稳过渡区,导致叶轮无法正常工作。其流动崩溃机制源于高负荷条件下流道内逆压梯度突破边界层稳定性阈值,引发大尺度回流。

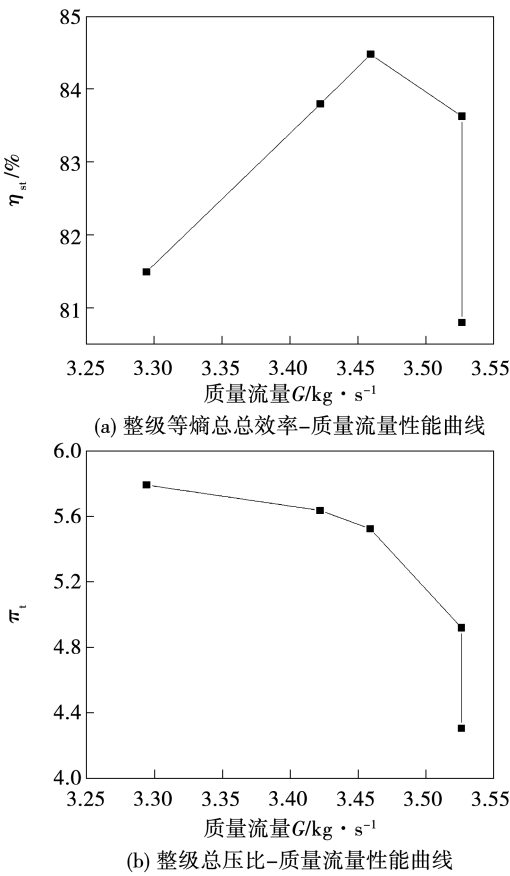


图 5 初步设计方案的整级叶轮性能曲线

Fig. 5 Performance curves of whole-stage impeller in preliminary design scheme

鉴于上游叶轮在设计出口平均静压工况下流场状态稳定,本研究聚焦于下游叶轮流场特性分析。数值结果表明,整级叶轮在设计出口平均静压工况下无法正常工作是由于下游叶轮通道内出现流动分离导致的,其具体表现为随出口平均静压升高而出现显著增强的超音溢流效应,该现象符合超音叶栅溢流的典型流动特征。基于此,本文将系统阐述超音叶栅溢流机理,并提出下游叶轮气动改型方案,以验证设计方法可行性。

2.1 增大叶栅稠度对叶轮压比的影响

超音叶栅溢流现象与进口相对马赫数、喉部与进口的面积比以及出口压力密切相关,增大进口相对马赫数、增加喉部与进口面积比以及降低出口压力,均能抑制溢流的发生^[20]。由于超音叶栅流道激波结构与叶栅稠度和叶型有关,不同的流道激波结构在高出口压力下的溢流情况存在差异,因此超音叶栅稠度与叶型也是影响超音叶栅溢流的重要因素。通常情况下,为了实现流速内多次激波反射并维持正常流动状态,进口相对马赫数的增大需与叶栅稠度的增加相匹配。

对于本研究所设计的对转离心式压气机,在上游叶轮结构已确定的情况下,出口压力需保证压比不低于设计要求,因此,可供改型的因素为下游叶轮进口相对马赫数、下游叶栅喉部与进口面积比、下游叶栅稠度以及下游叶片叶型。后续将尝试通过改变下游叶栅稠度和下游叶轮进口相对马赫数提升整级压比。

首先尝试通过增大弦长以增大下游叶栅稠度,由此提高整级叶轮压比。该对转离心式压气机的稠度设计满足了两项特殊要求:(1) 转子干涉抑制:原方案的叶栅稠度为 1.42,通过增大弦长将叶栅稠度增大至 1.85,增加了流道约束力,从而抑制了上游转子反向旋转诱导的非定常二次流。(2) 激波相位调控:通过增大叶栅稠度,使通道激波系重组为多道斜激波,其反射相位与上游转子尾迹的干涉周期匹配,降低了压力脉动的幅值。这与常规离心压气机仅考虑扩压需求的稠度设计有本质区别。

增大叶栅稠度后,下游叶片 50% 叶高处叶型及叶轮轴向视图如图 6 所示。在上游叶轮设计方案已确定的情况下,若下游叶轮进口相对马赫数不变则下游叶轮转速不变。在增大下游叶栅稠度时,保持下游叶轮进口相对马赫数与下游叶栅喉口面积比不变。增大叶栅稠度后的设计参数如表 4 所示。由表 4 可知,增大叶栅稠度后相较于初步设计方案:下游叶轮出口相对气流角由 15°减小为 10°;下游叶轮出口直径由 553.71 mm 增加至 583.20 mm;下游叶片包角 θ_b 由 108°增大至 130°,下游叶片叶型前段保持不变。

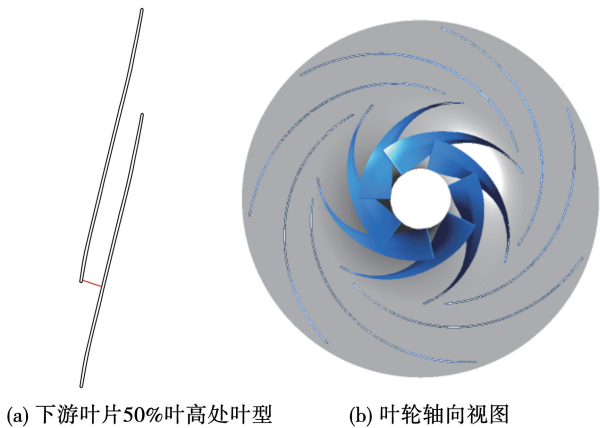


图 6 增大叶栅稠度后下游叶片 50% 叶高处叶型及叶轮轴向视图

Fig.6 Blade profile at 50% blade height of downstream impeller and axial view of the impeller after increasing cascade solidity

表 4 增大叶栅稠度后下游叶轮一维设计参数

Tab.4 One-dimensional design parameters of downstream impeller after increasing cascade solidity

参 数	数 值
叶轮能量头系数	0.64
叶轮转速/ $r \cdot \min^{-1}$	17 000
叶轮出口流量系数	0.10
叶轮目标总压比	3.76
叶轮进口相对气流角/ $(^{\circ})$	10.25
叶轮出口相对气流角/ $(^{\circ})$	10
叶轮进口直径/mm	346.45
叶轮进口叶高/mm	19.50
叶轮出口直径/mm	583.20
叶轮出口叶高/mm	8.02
叶片包角/ $(^{\circ})$	130
进口相对马赫数	1.36

本文所述压力梯度 ∇p 定义为沿流线法向方向的静压变化率,即:

$$\nabla p = \partial p / \partial n$$

(7)

式中: p —压力; n —流线法向。

该参数用于量化激波诱导边界层分离的临界条件。在出口静压为 6.000×10^5 Pa 工况下,经改型后的对转离心式压气机的整级性能参数为:总总压比达 6.74、等熵总效率为 77.15%、质量流量达 3.06 kg/s。

接下来将用图例展示该工况下改型叶轮 50% 叶高截面的流场特征。流场相对马赫数云图 7 如图 7 所示。由图 7 可以看出,下游叶栅进口激波系延伸

至斜切进口段,而出口激波呈现准正激波特性,几乎与流道法向截面平行。

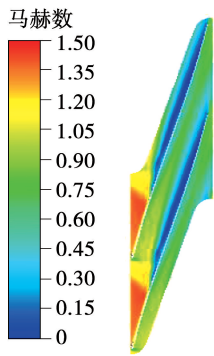


图 7 增加叶栅稠度后下游叶轮 50% 叶高处
相对马赫数云图

Fig. 7 Contour of relative Mach number at 50% blade height
of downstream impeller after increasing cascade solidity

叶片表面压力曲线如图 8 所示,横坐标 x 代表沿叶片表面的位置,纵坐标 y 代表叶片表面的压力。基于数值模拟得到叶片表面静压分布,对静压分布进行微分计算求得压力梯度,可直接表征激波强度。下游叶栅进口激波前压力梯度为 4.4×10^6 Pa/m 且进口激波在 x 轴的坐标位置位于 0.160 m 附近,通道激波的压力梯度为 1.5×10^6 Pa/m,出口激波前压力梯度为 3.5×10^6 Pa/m 且出口激波在 x 轴的坐标位置位于 0.137 m 附近。

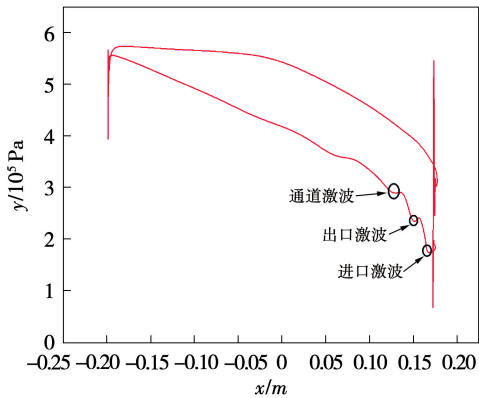


图 8 增加叶栅稠度后的下游叶轮 50% 叶高处
叶片表面压力曲线

Fig. 8 Curve of blade surface pressure at 50% blade height
of downstream impeller after increasing cascade solidity

增加叶栅稠度后下游叶轮 50% 叶高处流线如图 9 所示。从图 9 可以看出,在下游叶栅进口斜切

区域的进口激波附近,边界层受到激波的干扰而产生分离,并延伸至叶栅出口。进一步观察下游叶片前缘流线,可见前缘处流线向流道外侧显著弯曲,表明流体存在向流道外溢流的现象,导致流量明显低于设计要求,此时整级叶轮已接近失速状态。

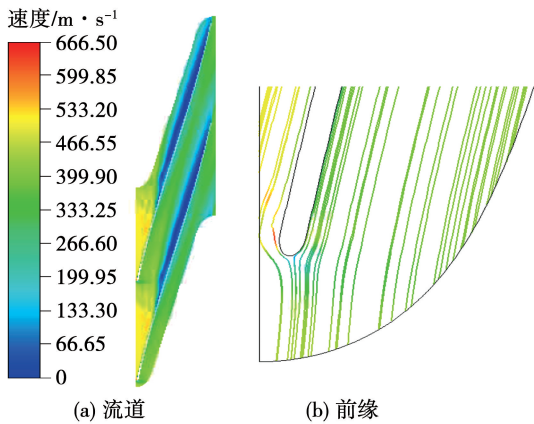


图 9 增加叶栅稠度后下游叶轮 50%
叶高处流线

Fig. 9 Streamlines at 50% blade height of downstream
impeller after increasing cascade solidity

综上所述,增加叶栅稠度后整级总压比可达 6.74。尽管该设计方案的压比相较于初步设计方案有所提升,但在此压比下,叶轮已处于失速边缘且流量显著低于设计要求。鉴于此,接下来将在此基础上,进一步增大下游叶轮进口相对马赫数,以期达到设计要求。

2.2 增大下游进口相对马赫数对压比的影响

出口马赫数的优化需综合考虑对转构型的双重影响:(1) 科氏力效应利用:当下游叶轮转速由 17 000 r/min 增大到 22 000 r/min 时,反向旋转产生的科氏加速度使主流偏向叶片压力面,这可在抑制溢流的同时提升做功能力。(2) 动静干涉规避:需严格控制高出口马赫数以避免下游静止部件激波损失。对转构型因无导叶,允许马赫数突破常规限值(0.7~0.8),这是其实现高负荷的关键优势。

在保持增加叶栅稠度后的几何结构基本不变的前提下,通过增大下游叶轮设计转速,以提高进口相对马赫数。相较于第一次改型,增大下游进口马赫数后,下游叶轮进口相对马赫数由 1.36 增大到 1.60,转速由 17 000 r/min 提升到 22 000 r/min,而叶片的型线基本保持一致。增大下游进口马赫数后

具体设计参数如表 5 所示。

表 5 增大下游进口马赫数后下游叶轮一维设计参数

Tab.5 One-dimensional design parameters of downstream impeller after increasing the downstream inlet Mach number

参 数	数 值
叶轮能量头系数	0.38
叶轮转速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	22 000
叶轮出口流量系数	0.09
叶轮目标总压比	3.76
叶轮进口相对马赫数	1.60
下游叶轮出口圆周速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	671.93

相较于第一次改型,对增大下游进口马赫数后的对转离心式压气机重新进行数值模拟计算,此时整级性能参数为:总压比达到 9.80、等熵总效率为 74.28%、质量流量达到 3.68 kg/s。

接下来将用图例展示该工况下改型叶轮 50% 叶高截面的流场特征。增大下游进口马赫数后下游叶轮 50% 叶高处的相对马赫数云图如图 10 所示。由图 10 可看出,下游叶栅进口激波呈现斜激波结构,在流道内分叉为两道斜激波系,出口激波接近正激波形态,几乎与流道法向截面平行。

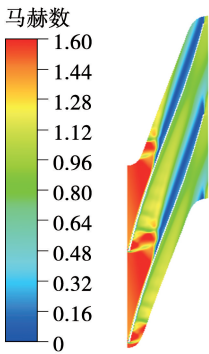


图 10 增大下游进口马赫数后下游叶轮 50% 叶高处相对马赫数云图

Fig. 10 Contour of relative Mach number at 50% blade height of downstream impeller after increasing the downstream inlet Mach number

增大下游进口马赫数后的叶片表面压力曲线如图 11 所示。通过微分计算可知,下游叶栅第一道激波前压力梯度为 $3.8 \times 10^6 \text{ Pa/m}$,且第 1 道激波在 x 轴的坐标位置位于 0.140 m 附近,第 2 道激波前压力梯度为 $3.3 \times 10^6 \text{ Pa/m}$,且其在 x 轴的坐标位置位于 0.123 m 附近,出口激波前压力梯度为 $5.0 \times$

10^6 Pa/m ,且其在 x 轴的坐标位置位于 0.100 m 附近。

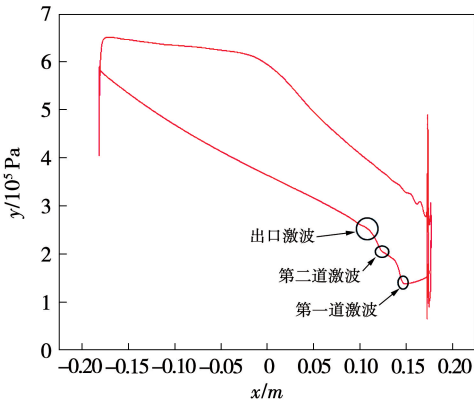


图 11 增大下游进口马赫数后下游叶轮 50% 叶高处叶片表面压力曲线

Fig. 11 Curve of blade surface pressure at 50% blade height of downstream impeller after increasing the downstream inlet Mach number

增大下游相对马赫数后下游叶轮 50% 叶高处的流线如图 13 所示。由从图 13 可以看出,在下游叶栅第 1 道激波附近,第 1 道激波与边界层相互作用产生分离,分离区延伸至叶栅出口。进一步观察下游叶片前缘流线,前缘处流线略向流道内偏移,质量流量几乎达到设计要求,此时主流道无溢流现象。

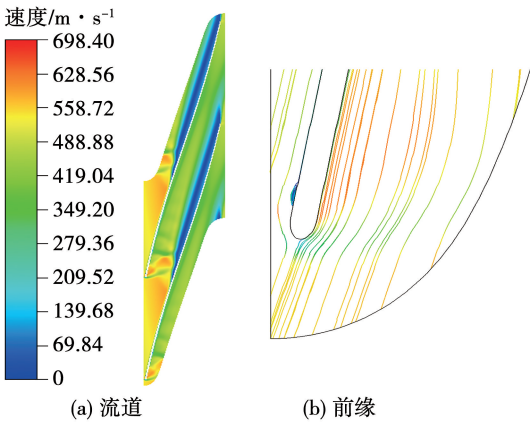


图 12 增大下游进口马赫数后下游叶轮 50% 叶高处流线

Fig. 12 Streamlines at 50% blade height of downstream impeller after increasing the downstream inlet Mach number

综上所述,通过增大下游叶栅稠度以及增加下游叶轮进口相对马赫数,改型后的对转离心式压气机的总压比和质量流量已达设计要求,并由此验证了基于下游叶栅溢流的设计方法的可行性。

3 结 论

本研究提出一种高负荷单级对转离心压气机设计方法,通过数值模拟揭示其流动机理,主要结论如下:

(1) 在单级对转离心式压气机中,下游叶轮进口相对马赫数需增大到 1.60(设计值 1.36)以抑制超声溢流,这是实现整级压比不低于 9 的关键。转速差产生的科氏力效应可增强流动稳定性。

(2) 下游叶栅稠度增至 1.85(原方案为 1.42),验证了“高稠度 + 多道斜激波”结构对高负荷工况的适应性

(3) 在提高叶栅稠度的基础上,再增大进口相对马赫数,所设计的对转离心式压气机整级总压比可达到 9.80,质量流量可达到 3.68 kg/s,等熵总效率可达到 74.28%,为空间受限动力系统提供了一条新的技术路径。

参考文献:

[1] 季路成. 对转叶轮机技术挑战分析[J]. 推进技术, 2007, 28(1): 40-44.
JI Lucheng. Analysis for technique challenges on counter-rotating turbomachinery[J]. Journal of Propulsion Technology, 2007, 28(1): 40-44.

[2] NGUYEN V T, ABED C B, DANLOS A, et al. Experimental study of a novel centrifugal compressor with two successive and independent rotors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2022, 144(1): 011005.

[3] NGUYEN V T, DANLOS A, RAVELET F, et al. Numerical analysis of a novel twin-impeller centrifugal compressor[J]. Computation, 2021, 9(12): 143.

[4] NGUYEN V T, DANLOS A, RAVELET F, et al. Numerical analysis of a novel twin-impeller centrifugal compressor[J]. Computation, 2021, 9(12): 143.

[5] BRAHIM A C, SOFIANE K, MICHAEL E, et al. Preliminary study of a centrifugal compressor with counter-rotating impellers; Design and performances study[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020; Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2020; V02ET39A025.

[6] 石广浩. 总压比 11 离心压气机气动设计探索[D]. 北京: 北京理工大学, 2018.
SHI Guanghao. Exploration on centrifugal compressor aerodynamic design with total pressure ratio of 11[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2018.

[7] OSBORNE C, RUNSTADLER P W, STACY W D. Aerodynamic and mechanical design of an 8:1 pressure ratio centrifugal compressor[R]. Hanover: CREARE Inc., 1974; CR-134887.

[8] ZHANG Y, ZHANG Z, DONG X, et al. Effects of unsteady interaction on the performance of an ultra-high-pressure-ratio centrifugal compressor[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 105: 106036.

[9] GALLOWAY L, RUSCH D, SPENCE S, et al. An investigation of centrifugal compressor stability enhancement using a novel vaned diffuser recirculation technique[J]. Journal of Turbomachinery, 2018, 140(12): 121009.

[10] CUI Q, QIN G, JIA C, et al. Numerical investigation of centrifugal compressor stability enhancement using vaned diffuser endwall contouring technology[J]. Energy Science & Engineering, 2022, 10(8): 2808-2826.

[11] LI X, LIU Z, ZHAO M, 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.

[12] NAGANO S, TAKATA H, MACHIDA Y. Dynamic performance of stalled blade flow[J]. Bulletin of JSME, 1971, 14(71): 1-12.

[13] TOSIN S, FRIEDRICHS J, DREISS A. Experimental and numerical investigation of a counter-rotating mixed-flow single stage pump[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015; Turbine Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2015; V02CT42A006.

[14] TOSIN S, FRIEDRICHS J, FAROOQI R, et al. New approach for multi-rotor mixed-flow pump design and optimization[C]//Proceedings of the ASME 2014 Fluids Engineering Division Summer Meeting. New York: ASME, 2014; V01AT02A007.

[15] TOSIN S, FRIEDRICHS J, DREISS A. Pumping unit power-density improvement by application of counter-rotating impellers design[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(11): 111004.

[16] DEJOUR Q, VO H D. Assessment of a novel non-axial counter-rotating compressor concept for aero-engines[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018; Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2018; V02AT39A041.

[17] LUO D, SUN X, HUANG D. Design of 1 + 1/2 counter rotating centrifugal turbine and performance comparison with two-stage centrifugal turbine[J]. Energy, 2020, 211: 118628.

[18] ABED C B, KHELLADI S, DELIGANT M, et al. Experimental validation of the aerodynamic performance of an innovative counter-rotating centrifugal compressor[J]. Energies, 2021, 14(9): 2582.

[19] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.

[20] 邱 名. 高级压比轴流压气机转子通道内激波组织研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
QIU Ming. Investigation of shock organization in axial compressor passages of high pressure ratio[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014.