

沿流向放样的轴流压气机叶道设计方法

赵奕博^{1,2}, 李浩¹, 琚亚平¹, 张楚华^{1,3}

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 上海交通大学机械与动力工程学院, 200240, 上海; 3. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对高负荷压气机角区流动质量差、流动损失显著的问题,以 NASA Rotor37 为研究对象,提出了一种轴流压气机叶道几何定义与参数化建模新方法,实现了叶片、角区和端壁结构的协同设计及叶片到端壁的高阶光滑过渡,在此基础上,开展了前缘边条和叶身融合对压气机转子气动性能和内部流场影响的数值研究。结果表明,针对 NASA Rotor37 流道,采用该叶道设计方法对压气机转子角区改型后:绝热效率提高了 0.3%,喘振裕度由 11.85% 增加至 18.8%;下凹端壁可以帮助稳定压气机转子通流能力并减少改型过程的流量漂移;叶身融合结构在叶根处提供径向向上的压力梯度,将低能流体从叶片角区吹向主流区以减少角区流动损失,而近叶根处主流区流动损失略有增加。研究成果对发展轴流压气机先进设计方法应具有参考价值。

关键词: 轴流压气机;角区流动;非对称端壁;前缘边条;叶身融合

中图分类号: TK05 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202304005 **文章编号:** 0253-987X(2023)04-0039-10

Design Method of Blade Passage for Axial Compressor by Lofting along Flow Direction

ZHAO Yibo^{1,2}, LI Hao¹, JU Yaping¹, ZHANG Chuhua^{1,3}

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. School of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China; 3. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Aiming at the problems of poor flow quality and significant flow loss at corner region of axial compressors, NASA Rotor37 axial compressor was taken as the research object to propose a new geometry definition and parameterization method for the blade passage of axial compressor, which enabled the cooperative design of blade, corner and endwall structure, and realized the high order smooth transition between blade and endwall. On this basis, the influence on the aerodynamic performance and internal flow field of hub fillet were studied. The results showed that after modifying the blade passage of NASA Rotor37, the compressor adiabatic efficiency increased by 0.3% at the design point, and surge margin increased from 11.85% to 18.8%. The concave on end-wall can help stabilize the compressor flow capacity and avoid flow drift during modification. The blended blade and endwall structure can produce a transverse pressure difference, removing the low energy fluid

收稿日期: 2022-10-06。 作者简介: 赵奕博(2000—),男,博士生;琚亚平(通信作者),女,教授,博士生导师。 基金项目: 国家重大科技专项资助项目(J2019-II-0017-0038, 2017-II-0006-0020);机械结构强度与振动国家重点实验室资助项目(SV2021-ZZ-23)。

网络出版时间: 2022-12-14

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20221213.1740.004.html>

from the corner region to the main flow to reduce corner flow separation, while the main flow losses slightly increased. The new geometry defining and parametric modeling method of the axial compressor proposed in this paper and the findings of flow improvement mechanism of the corner flow have reference value for the further development of axial compressor design system.

Keywords: axial compressor; corner flow; non-axisymmetric endwall; hub fillet; blended blade and endwall

轴流压气机作为航空发动机、燃气轮机和工业压缩系统的核心部件之一,其内部流动具有三维、非定常、黏性、可压缩性等特点^[1]。经历过去几十年研究后,轴流压气机整体气动性能有显著提升,但仍面临端区流动损失较大且难以调控的难题。如何实现端区流动的精细化组织和控制是突破压气机性能极限的关键所在。从流动控制角度而言,压气机端区流动控制方法可分为被动控制和主动控制两类。其中,前者包含非对称端壁^[2]、前缘边条^[3]、叶身融合等方法,相比于后者具有无需添加附加装置、结构简单等优点,旨在通过重新设计叶片角区和端壁结构,改善近壁区流场分布,抑制或消除端区流动分离、减弱二次流及其影响,在高负荷轴流压气机中具有较好的应用前景^[4]。

在轴流压气机非对称端壁研究方面,Atkins^[5]、Rose 等^[6]先后采用实验和数值模拟方法开展研究,发现非对称端壁能够改善叶片尾缘后静压分布特性。Brennan 等^[7]通过数值研究发现,非对称端壁可以提高压气机效率、减小出口旋转角变化,但压力损失增大。李国君等^[8-9]将数值模拟和实验相结合,发现非轴对称端壁减小了端部压力面与吸力面之间的压差,减弱了通道涡强度,达到了降低二次流损失的目的。Hergt 等^[10-11]将数值模拟和实验相结合,发现加入非对称端壁后近壁面流体被偏转移向下游,减弱同吸力面侧边界层的交互作用。Chu 等^[12]构建了非对称端壁理论模型,并将其应用于高负荷压气机中,结果显示二次流和流动损失得到有效改善。

在轴流压气机前缘边条和叶身融合研究方面,Debruge 等^[13]通过实验研究发现,前缘边条可以提高叶片气动性能。Goodhand 等^[14-15]通过数值研究发现,边条对压气机性能影响较大,去除边条后流动损失增加 18%,有边界层分离现象时边条作用更加显著。季路成等^[16-18]提出叶身融合技术,对局部角区结构进行几何参数化和设计优化,研究发现叶身融合结构可以有效消除角区分离和减轻前缘马蹄涡,并大幅提升压气机负载能力。

从上述研究可以看出,非对称端壁、前缘边条和叶身融合方法为改善端区附近流场分布、提升压气机气动性能提供了有效途径,但这些研究均是基于基元叶型+径向积叠的常规设计体系^[19],该体系中端区控制和叶型控制线关联性弱,本质上难以将压气机叶片、角区和端壁结构进行协同考虑,更难以实现叶片到端壁的高阶光滑过渡,限制了端区流动的改善及压气机性能的提升空间。为此,本文打破惯有思维,创新性地提出了一种轴流压气机叶道设计新方法,通过将若干横截面沿流向进行放样生成压气机叶道,实现叶片、角区和端壁几何的联合调控和高阶光滑融合,以解决前述难题,并以 NASA Rotor37 为例,验证所提出方法的有效性。研究成果有望为发展轴流压气机先进设计方法提供新的思路。

1 沿流向放样压气机叶道设计方法

1.1 叶道流向放样几何定义

如图 1 所示,与常规压气机的基元叶型+径向积叠的定义方法不同,本文所提出的沿流向放样的轴流压气机叶道几何包含 5 个元素:前缘面周线 $A_1B_1C_1D_1$ 、尾缘面周线 $A_3B_3C_3D_3$ 、中间截面周线如 $A_2B_2C_2D_2$ 及叶顶线 $A_1A_2A_3$ 、 $B_1B_2B_3$ 和叶根线 $C_1C_2C_3$ 、 $D_1D_2D_3$ 。其中,前缘面周线 $A_1B_1C_1D_1$ 由前缘线 A_1D_1 (B_1C_1)、前缘轮毂线 C_1D_1 和前缘机匣线 A_1B_1 构成,尾缘面周线 $A_3B_3C_3D_3$ 由尾缘线 A_3D_3 (B_3C_3)、尾缘轮毂线 C_3D_3 和尾缘机匣线 A_3B_3 构成,中间截面周线 $A_2B_2C_2D_2$ 由叶片交线 A_2D_2 (B_2C_2)、中间轮毂线 C_2D_2 和中间机匣线 A_2B_2 构成。根据该定义,压气机叶道经前缘面周线 $A_1B_1C_1D_1$ 、若干中间截面周线如 $A_2B_2C_2D_2$ 与尾缘面周线 $A_3B_3C_3D_3$ 放样生成,叶顶线 $A_1A_2A_3$ 、 $B_1B_2B_3$ 和叶根线 $C_1C_2C_3$ 、 $D_1D_2D_3$ 是放样过程的引导线。显然,在该定义方法中,各截面周线的空间位置能直观反映压气机叶片的弯扭掠特征,通过控制各截面周线几何坐标,可容易实现压气机叶片、角区和端壁结构的协同设计及叶片到端壁的高阶光滑过渡。

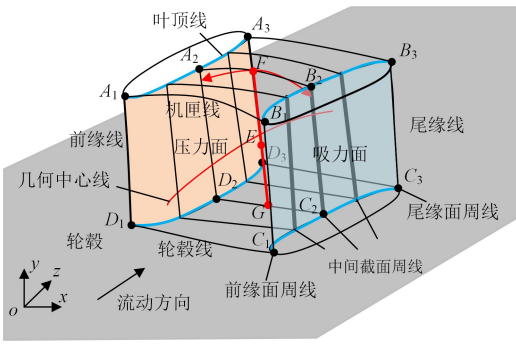


图1 叶道定义方法

Fig.1 Geometric definition of blade passage in compressor

压气机前/尾缘面周线与叶顶/叶根线由原始叶片的几何数据得到,中间若干截面周线计算思路如下。

对子午面内轮盖和轮毂的曲线数据进行平均,得到子午面几何中心线

$$r_{\text{mid}}(z) = \frac{r_{\text{tip}}(z) + r_{\text{hub}}(z)}{2} \quad (1)$$

式中 r 和 z 分别表示径向坐标和轴向坐标。在流向不同位置处(如图1中的 E 处)做子午面内几何中心线的垂线(如图1中的 FG),该垂线是子午面内直线,将其绕旋转轴旋转,获得旋转面,该旋转面与叶片曲面的交线(如图1中的 $A_2B_2C_2D_2$)即为叶道中间截面周线。在流向不同位置处作垂线并旋转,即可得到不同位置处的中间截面周线。

1.2 叶道几何参数化建模

根据上述叶道几何定义方式,分别对叶道前/尾缘面周线、中间截面周线、叶顶/叶根线进行几何参数化建模(如图2所示),建模方法如下。

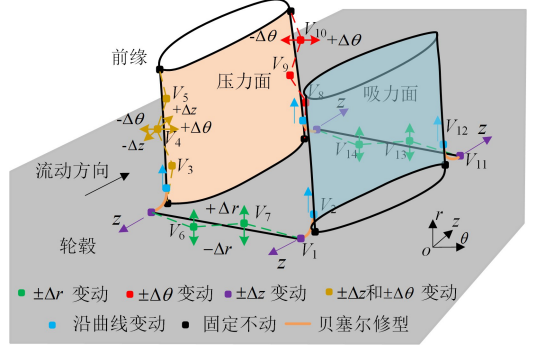
(1)前/尾缘面周线。如图2(a)所示,采用4阶Bezier曲线^[20-21]描述叶片前/尾缘线。其中:前缘线控制点 $V_3 \sim V_5$ 沿 $\pm z$ 和 $\pm \theta$ 两个方向变动,尾缘线控制点 $V_8 \sim V_{10}$ 沿 $\pm \theta$ 方向变动;采用2阶Bezier曲线描述叶片前/尾缘与轮毂之间的过渡线,即前/尾缘边条,边条控制点 V_1 和 V_{11} 沿 $\pm z$ 方向变动以控制边条轴向延展区域,控制点 V_2 和 V_{12} 须分别沿前/尾缘线变化以控制边条径向延展区域并确保高阶连续;待控制点 V_1 与 V_{11} 位置确定后,采用3阶Bezier曲线描述前/尾缘截面轮毂曲线,控制点 V_6, V_7 及 V_{13}, V_{14} 均沿 $\pm r$ 方向变化以实现非对称端壁几何的灵活控制。综上所述,共需17个设计变量控制前/尾缘面周线几何,其中前缘面10个、尾缘面7个。

(2)中间截面周线。如图2(b)所示,采用3条3阶Bezier曲线分别描述叶片交线与中间轮毂线,控制点 $V_{15}, V_{16}, V_{19}, V_{20}$ 沿 $\pm \theta$ 方向变动以控制叶道两侧

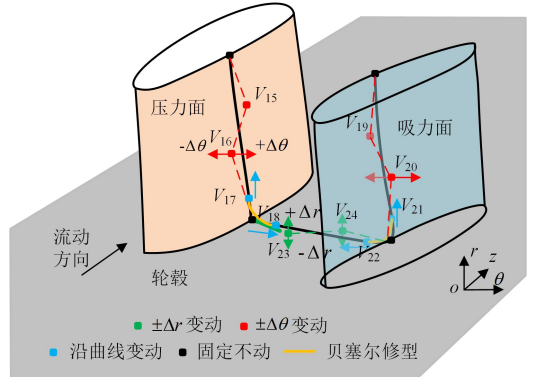
形状。考虑到叶片强度,控制点 $V_{15}, V_{16}, V_{19}, V_{20}$ 改变后需校核叶片重心分布,保证叶片重心在一条直线上。控制点 V_{23}, V_{24} 沿 $\pm r$ 方向变化以实现非对称端壁几何的灵活控制;采用两条2阶Bezier曲线生成叶片与轮毂的过渡线以实现叶身融合,控制点 V_{17} 和 V_{21} 沿叶片交线变化以控制叶身融合径向位置, V_{18} 和 V_{22} 沿中间截面轮毂线变化以控制叶身融合周向位置。综上所述,共需10个设计变量控制1个中间截面周线,本文采用3个中间截面,故共有30个设计变量。

(3)叶顶/叶根线。如图2(c)所示,为保证叶顶线和叶根线在前/尾缘处光滑过渡,采用3段Bezier曲线分别描述其首尾与中间部分。具体地,叶顶/叶根中间部分曲线由5阶Bezier曲线生成,叶顶/叶根首尾部分曲线由3阶Bezier曲线生成。已知机壳型线,待叶顶线确定之后,方可获得叶顶间隙叶道几何。本文中,叶顶线和叶根线固定不变。

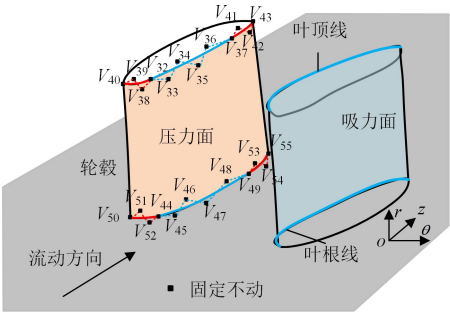
综上所述,采用所提出的沿流向放样的压气机叶道设计方法对单排叶道进行参数化造型,共需47个几何设计变量,其中叶片区域设计参数为33个。若考虑设计成本,针对具体研究对象可适当调整参数化曲线阶次与中间截面数以降低设计变量数目。需要指出的是,上述方法不仅适用于对轴流压气机动叶通道进行参数化表征,对静叶通道及进/出口管道的参数化表征也同样适用。



(a)前/尾缘面周线



(b)中间截面周线



(c) 叶顶/叶根线

图 2 三维叶道参数化方法

Fig. 2 Geometric parameterization of blade passage

2 数值计算方法

2.1 研究对象

压气机转子 NASA Rotor37 原始模型的运行参数如表 1 所示^[22]。采用上述叶道定义新方法和参数化造型方法分别对其进行重构和参数化造型,并通过改变叶根和端壁处结构参数进行改型设计,下文分别针对原始模型、重构模型、参数化模型和改进模型的气动性能和内部流场进行对比分析。

表 1 NASA Rotor37 设计及运行参数

Table 1 Design and operation parameters of NASA Rotor37

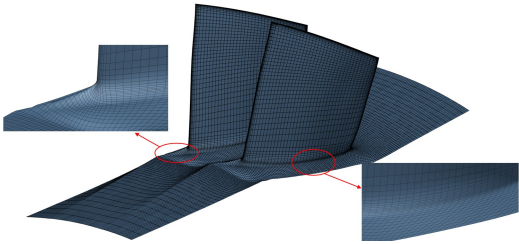
参数	数值
转子总压比	2.106
温比	1.270
等熵效率	0.877
流量系数	0.453
叶片数	36
设计转速/($r \cdot \min^{-1}$)	17 188.7
设计流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	20.188
叶尖线速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	454.14
轮毂比	0.70

2.2 数值方法

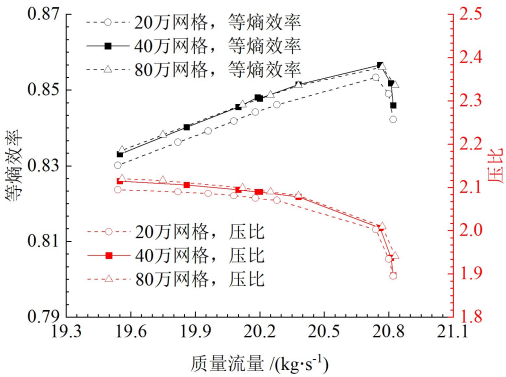
采用 NUMECA FINE/Turbo 软件求解三维定常雷诺平均 Navier-Stokes(N-S)方程,求解压气机气动性能及内部流场,补充 Spalart-Allmaras 湍流模型保证方程组封闭,方程对流项采用二阶中心差分格式并添加人工黏性进行离散,时间推进项采用 4 阶显式 Runge-Kutta 法,采用多重网格、隐式残差及当地时间步等技术加速收敛过程。采用单通道计算模型,计算区域进口给定总温(288.15 K)、总压(101 325 Pa)并设置轴向进气,出口给定静压分布,由径向平衡方程获得^[22],叶片表面及端壁均设置为无滑移绝热条件,周期性边界设置周期性边界条件。

基于 Numeca Autogrid5 在计算区域内生成结构化计算网格,如图 3(a)所示。叶片表面采用 HOH 拓扑结构,叶顶、叶根间隙采用 O4H 拓扑结构,对于改进模型,叶根处采用蝶形网格。此外,通过对近壁面处网格进行局部加密,确保 $y^+ \leq 10$ 。

图 3(b)展示了不同网格数下计算出的原始模型的气动性能对比。可以看出,当网格数从 40 万增加到 80 万时,压气机的性能曲线基本不变,表明当计算网格数为 40 万时,已达到网格无关性。在下文计算中,原始模型、重构模型和参数化后模型的网格数均在 40 万左右,而改进模型由于在前尾缘边条及叶身融合等部位进行网格加密处理以辨识细微几何,计算网格数约为 70 万。



(a) 网格划分结果



(b) 性能曲线对比

图 3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence examination

图 4 和图 5 展示了原始模型、重构模型与参数化后模型的气动性能曲线和流场分布与实验数据对比情况。可以看出:原始模型的等熵效率与实验数据最大绝对误差小于 2 个百分点,总压比计算结果与实验数据最大相对误差小于 3.7%,说明数值计算模型具有较高的精度;重构模型与原始模型相比等熵效率最大绝对误差小于 0.8 个百分点,总压比最大相对误差为 2.1%;参数化模型与原始模型相比,等熵效率最大绝对误差小于 0.44 个百分点,总压比最大相对误差为 1.44%,原始模型预测的气动

性能与流场分布与实验数据基本一致。显然,原始模型、重构模型与参数化模型的整体气动性能吻合良好,说明所提出的叶道沿流向放样定义方法和参数化建模方法的可行性。

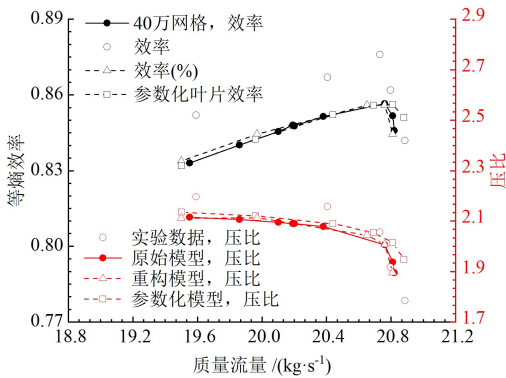
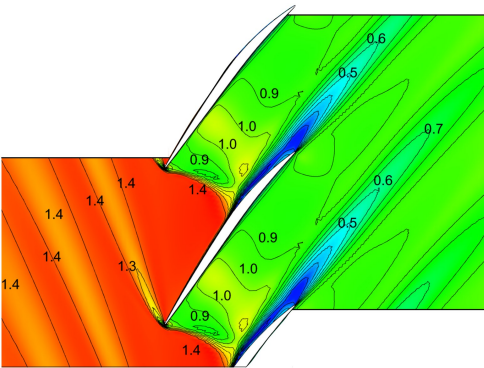
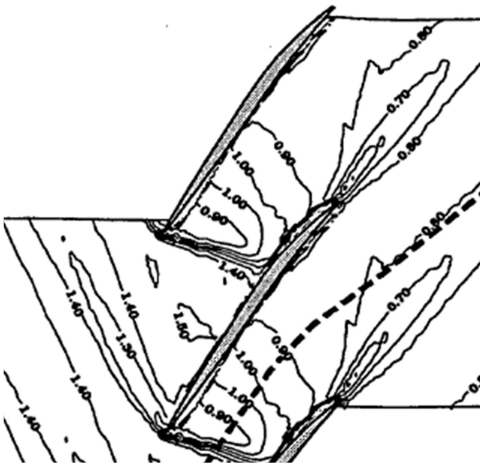


图 4 性能曲线对比

Fig. 4 Comparison of aerodynamic performance



(a) 预测结果



(b) 实验数据^[23]

图 5 设计工况下 70% 叶高处 NASA Rotor37 原始模型的相对马赫数分布

Fig. 5 Design-point relative Mach number contours at 70% span of NASA Rotor37

3 轴流压气机叶道改型设计

3.1 压气机叶道改型

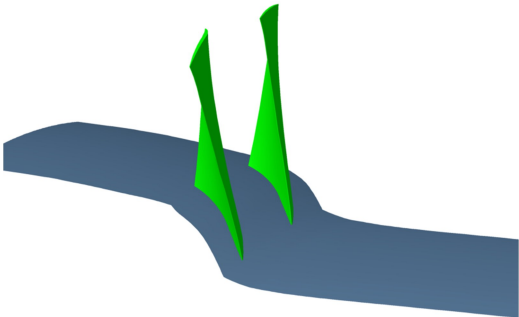
为验证所提出的沿流向放样叶道设计方法的先进性,本小节采用均匀设计实验设计方法生成不同叶道几何,通过优选实现原始叶道的改型设计,并分析改型前后气动性能和流场的变化。考虑到吸力面角区和前缘边条结构对压气机气动性能影响较大,选取吸力面侧角区控制变量和前缘边条控制变量(即图 2 中的 V_{21} 、 V_{22} 与 V_1 、 V_2)为设计变量,其具体变化范围如表 2 所示。值得注意的是,在改型过程中,须调整轮毂参数以维持通流面积不变^[24]。

表 2 改型参数变化范围

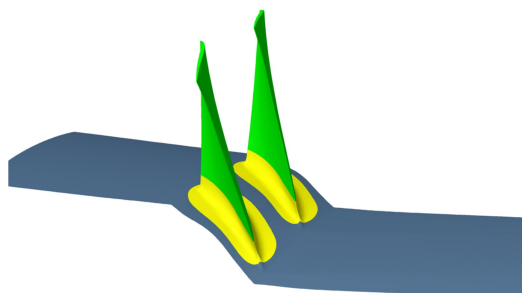
Table 2 Parameter range

参数	参数变化范围	取值变化范围
吸力面侧修型 径向参数 V_{21}	0~15% 叶高	0~12 mm
吸力面侧修型 周向参数 V_{22}	0~30% 流道角度	0~3°
前缘边条修型径向 参数 V_2	0~15% 叶高	0~12 mm
前缘边条修型 轴向参数 V_1	0~15% 叶片弦长	0~15 mm

运用均匀实验设计表 $U_9(9^6)$ 生成 9 个样本,并基于前述数值模拟方法对每个样本的气动性能进行计算分析^[25]。图 6 对比了气动性能最优的改型叶道与原始模型叶道几何。相比于原始模型叶道,改型叶道具有明显的前缘边条和叶身融合特征,且端壁有所下凹,吸力面角区径向参数 V_{21} 的 r 坐标增加 5 mm,周向参数 V_{22} 的 θ 坐标减小 1.8°,前缘边条轴向参数 V_1 的 z 坐标减小 5.75 mm,径向参数 V_2 的 r 坐标增加 3.25 mm,端壁控制点 V_{23} 、 V_{24} 的 z 坐标减小 0.718 0 mm,生成的压气机流道端壁最大下凹 0.65 mm。



(a) 原始模型



(b)改进模型

图 6 原始模型与改型后叶道模型的几何对比

Fig. 6 Geometric comparison of blade passage before and after design modification

原始模型与改进模型的气动性能对比如图 7 所示。可以看出,改型前、后通流能力不变,最高效率点均为 $20.77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,可见下凹的非对称端壁结构可以弥补叶身融合对通流面积和通流能力的影响。相比于原始模型,改进模型最高等熵效率提升 0.3 个百分点,总压比提升 2.43%,且喘振裕度显著提升。喘振裕度定义为稳定边界线和共同工作线上的压比之差除以共同工作线上的压比,按等转速换算且考虑换算流量变化影响的定义式为

$$S_m = \left(\frac{\pi_s^* / m_s}{\pi_o^* / m_o} - 1 \right) \times 100\% \quad (2)$$

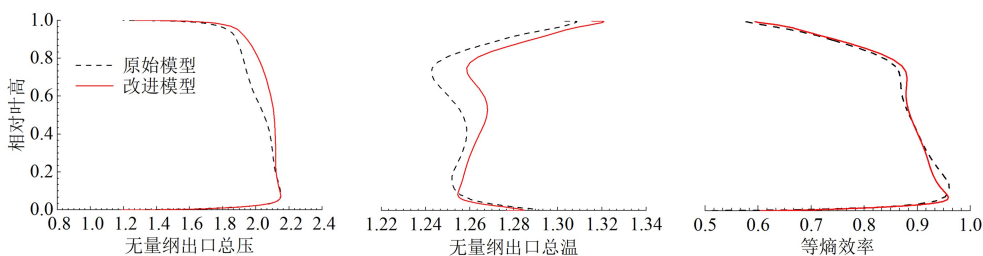


图 8 改型前后设计工况下出口总压、总温、等熵效率沿叶高的分布

Fig. 8 Comparison of spanwise distributions of total temperature, total pressure and isentropic efficiency before and after design modification at design point

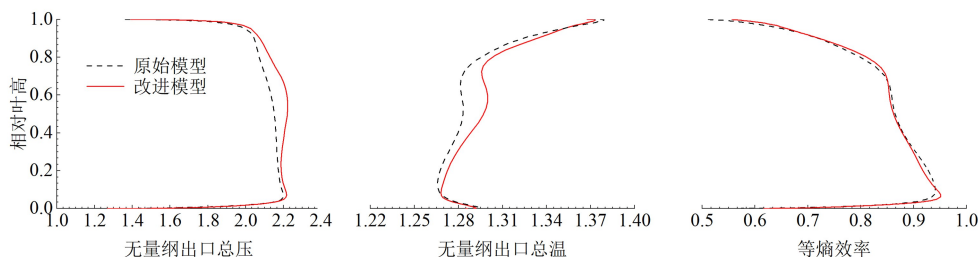


图 9 改型前后近失速工况下出口总压、总温、等熵效率沿叶高的分布

Fig. 9 Comparison of spanwise distributions of total temperature, total pressure and isentropic efficiency before and after design modification at near stall point

式中: m_s 和 π_s^* 分别为近失速工况流量和总压比; m_o 和 π_o^* 为设计工况流量和总压比。根据式(2),改进模型的喘振裕度由 11.85% 增加至 18.8%。

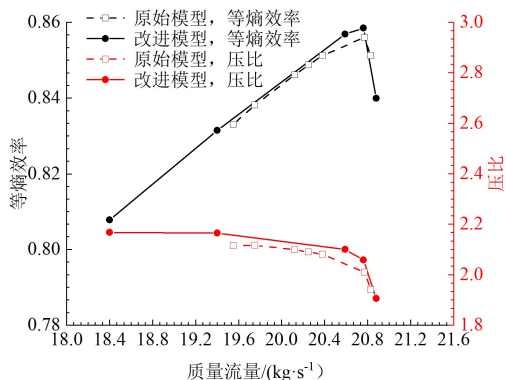


图 7 改型前后压气机的气动性能对比

Fig. 7 Comparison of aerodynamic performance of the rotor before and after design modification

3.2 流场分析

为深入探究改型后整体效率提高、喘振裕度拓宽的原因,首先得出改型前后设计工况 ($20.77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$) 和近失速工况 ($19.54 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$) 下的出口总温、总压和等熵效率分布图,如图 8 和图 9 所示。

可以看出,改型后叶中区域总压、总温改变明显,压气机 8% 叶高以下及约 50% 叶高以上的等熵效率均有提高,而在中间叶高处等熵效率略有下降。相比设计工况,近失速工况下靠近叶根处流动效率提升更加显著,表明叶身融合结构可以减少叶根处流动损失,且近失速工况下作用更加显著,下文将针对流场继续进行分析。

图 10 和图 11 分别对比了设计工况和近失速工况下改型前后叶根、叶中、叶顶截面相对马赫数云图分布。可以看出:设计工况下,由于改型叶道主要改变了角区结构,叶根处叶背激波强度减弱,叶中和叶顶处马赫数分布变化不显著;近失速工况下,改进模型流动状况明显改善,各叶高处叶背激波强度和尾迹区均有所减小,流动分离减少,稳定性增强。

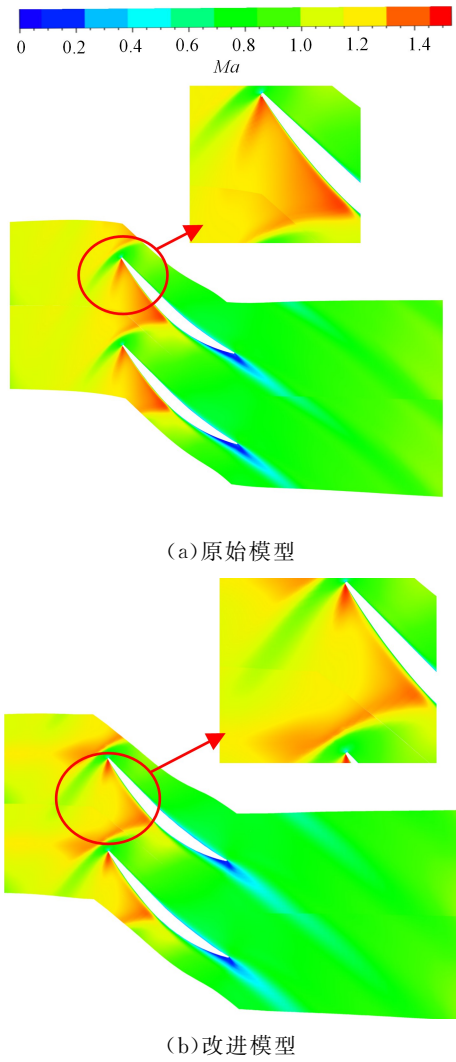
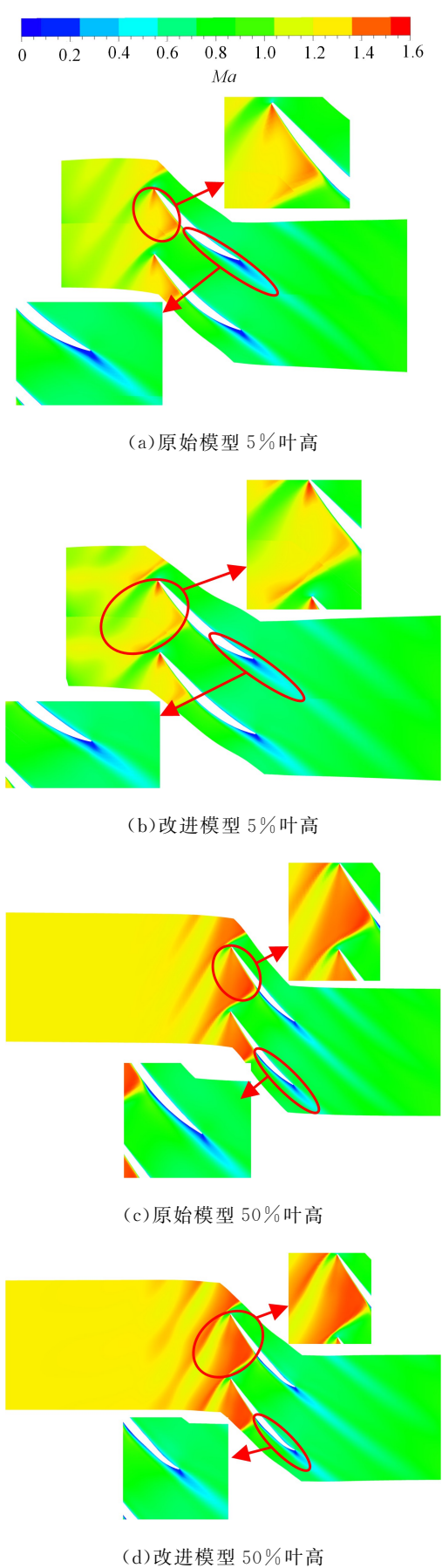
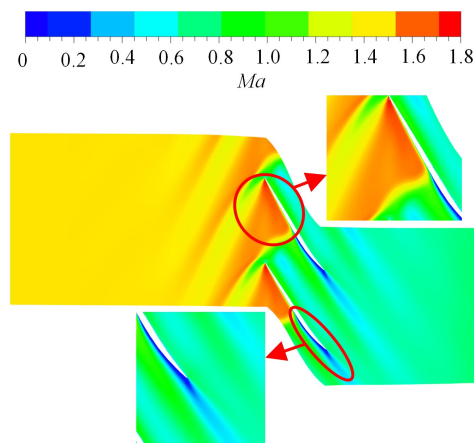
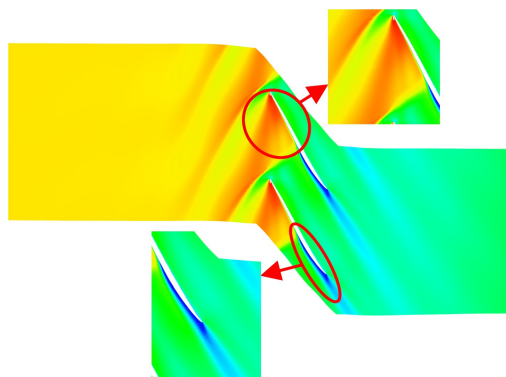


图 10 改型前后设计工况下叶根处的相对马赫数云图对比
Fig. 10 Comparison of relative Mach number contours at hub section at design point before and after design modification





(e) 原始模型 95% 叶高



(f) 改进模型 95% 叶高

图 11 改型前后近失速工况下叶根、叶中、叶顶处的相对马赫数云图对比

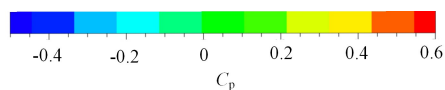
Fig. 11 Comparison of relative Mach number contours at hub, middle, and tip sections at near stall point before and after design modification

图 12 和图 13 分别给出了设计工况和近失速工况下叶片静压系数和近壁面流线分布。叶片表面静压系数 C_p [26] 能够展示叶片负载分布情况, 定义为

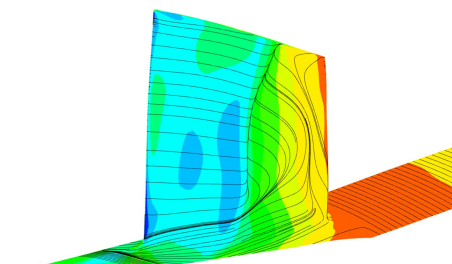
$$C_p = \frac{p - p_1}{p_{t1} - p_1} \quad (3)$$

式中 p_{t1} 、 p 和 p_1 分别表示压气机进口平均总压、当地静压和进口静压。从图中可以看出, 叶身融合结构实现了叶片与端壁的高阶光滑过渡, 提高了叶片叶根处静压系数, 从而增大了从叶根到主流区的压力梯度, 诱导叶根处低能流体向主流区迁移。同时, 前缘边条结构向前探伸的细长边条同样能够诱导前缘叶根附近低能流体流向主流区。低能流体的径向迁移一方面能够避免其在叶根处聚集, 减少角区附近流动损失。另一方面, 通过加强与主流区流体的

动量交换, 使得角区分离现象得到缓解, 在近失速工况下尤为明显 (如图 13 所示), 喘振裕度因而拓宽。此外, 叶根处低能流体的径向迁移又会使得主流区损失轻微增大 (如图 8(c) 所示)。总之, 叶身融合结构和前缘边条结构通过诱导叶根附近低能流体径向迁移, 使得压气机整体效率有所提升, 喘振裕度得到拓宽。



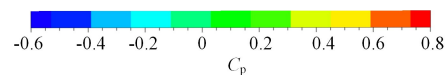
(a) 原始模型



(b) 改进模型

图 12 改型前后设计工况下转子近壁面流线与表面静压的分布对比

Fig. 12 Comparison of limited streamlines and static pressure distribution of rotor at design point



(a) 原始模型

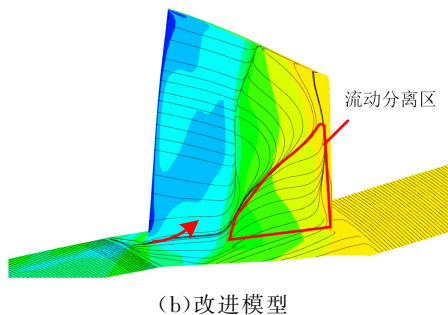


图13 改型前后近失速工况下转子近壁面流线与表面静压的分布对比

Fig. 13 Comparison of limited streamlines and static pressure distribution of rotor at near stall point

4 结 论

本文提出了一种轴流压气机的叶道定义与参数化建模新方法,叶道经前缘面周线、若干中间截面周线与尾缘面周线放样生成,叶道参数化后包含47个控制参数,应用于NASA Rotor37完成了叶道重构与角区改型,得到以下结论。

(1)采用沿流向方向放样的轴流压气机叶道设计方法,实现了压气机叶片、角区和端壁结构的协同设计及叶片到端壁的高阶光滑过渡。针对NASA Rotor37完成了叶道改型,改型后的压气机动叶设计工况等熵效率提高了0.3个百分点,总压比提高了2.43%,喘振裕度由11.85%增加至18.8%。

(2)叶身融合和前缘边条结构通过诱导叶根附近低能流体的径向迁移,减少角区处流动损失,延缓流动分离现象。非对称端壁能够弥补叶身融合结构造成的通流能力下降,下凹端壁可以帮助稳定压气机通流能力。叶片、叶身融合、前缘边条、非对称端壁结构的合理配置是充分发挥叶道设计方案优势的重要前提,后续将继续基于本文提出的轴流压气机叶道设计方法开展压气机整机设计优化。

参考文献:

- [1] 匡也,王志恒,李雨润,等. 轴流压气机进口总压畸变的端区流动响应数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(5): 53-60.
- KUANG Ye, WANG Zhiheng, LI Yurun, et al. Numerical investigation on the response of end-wall flow to inlet total pressure distortion in axial compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(5): 53-60.
- [2] 王佳宇,胡骏,姜超. 压气机静子非轴对称端壁优化设计及实验[J]. 航空动力学报, 2021, 36(10): 2157-

2172.

WANG Jiayu, HU Jun, JIANG Chao. Optimization design and test of the non-axisymmetric endwall of the compressor stator [J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(10): 2157-2172.

- [3] ANANTHAKRISHNAN K, GOVARDHAN M. Influence of fillet shapes on secondary flow field in a transonic axial flow turbine stage [J]. Aerospace Science and Technology, 2018, 82/83: 425-437.
- [4] 傅珏,蒋伟,柳一鸣,等. 叶顶间隙几何不确定性对离心叶轮气动性能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(11): 51-57.
- FU Jue, JIANG Wei, LIU Yi ming, et al. Influence of tip clearance geometrical uncertainties on the aerodynamic performance of centrifugal impellers [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(11): 51-57.
- [5] ATKINS M J. Secondary losses and end-wall profiling in a turbine cascade [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1987, 111(2): 900-909.
- [6] ROSE M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGV's of an axial flow gas turbine [C]//ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 1994: V001T01A090.
- [7] BRENNAN G, HARVEY N W, ROSE M G, et al. Improving the efficiency of the Trent 500-HP turbine using nonaxisymmetric end walls: part I turbine design [J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(3): 497-504.
- [8] 李国君,马晓永,李军. 非轴对称端壁成型及其对叶栅损失影响的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(11): 1169-1172.
- LI Guojun, MA Xiaoyong, LI Jun. Non-axisymmetric turbine end wall profiling and numerical investigation of its effect on the turbine cascade loss [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(11): 1169-1172.
- [9] 汪传美,李国君,郑金,等. 非轴对称端壁成型技术的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(9): 1086-1090, 1101.
- WANG Chuanmei, LI Guojun, ZHENG Jin, et al. Experimental investigation of non-axisymmetric endwall profiling technique in cascades [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(9): 1086-1090, 1101.
- [10] HERGT A, DORFNER C, STEINERT W, et al. Advanced nonaxisymmetric endwall contouring for axial compressors by generating an aerodynamic separator: part II experimental and numerical cascade investigation [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(2): 021027.

- [11] REUTTER O, ROZANSKI M, HERGT A, et al. Advanced endwall contouring for loss reduction and outflow homogenization for an optimized compressor cascade [J]. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 2017, 2(1): 1.
- [12] CHU Wuli, LI Xiangjun, WU Yanhui, et al. Reduction of end wall loss in axial compressor by using non-axisymmetric profiled end wall: a new design approach based on end wall velocity modification [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 55: 76-91.
- [13] DEBRUGE L L. The aerodynamic significance of fillet geometry in turbocompressor blade rows [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1980, 102(4): 984-993.
- [14] GOODHAND M N, MILLER R J. The impact of real geometries on three-dimensional separations in compressors [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(2): 021007.
- [15] GOODHAND M N, MILLER R J. Compressor leading edge spikes: a new performance criterion [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2011, 133(2): 021006.
- [16] 伊卫林, 李嘉宾, 季路成. 叶身/端壁融合扩压叶栅气动性能实验与数值研究 [J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(8): 1655-1664.
- YI Weilin, LI Jiabin, JI Lucheng. Experimental and numerical investigation on the aerodynamic performance of a compressor cascade using blended blade and end wall [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2017, 38(8): 1655-1664.
- [17] YI Weilin, JI Lucheng. Experimental investigation on the performance of compressor cascade using blended-blade-end-wall contouring technology [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering*, 2018, 232(15): 2833-2844.
- [18] LI Jiabin, JI Lucheng, ZHOU Ling. Design optimization of a blended blade and endwall in a compressor cascade [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2020, 142(2): 021003.
- [19] 李超俊, 余文龙. 轴流压缩机原理与气动设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 67-86.
- [20] 陈玲, 琚亚平, 张楚华. 多级轴流压气机末级静子叶片串列改型方法及流动机理研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(10): 170-179.
- CHEN Ling, JU Yaping, ZHANG Chuhua. Tandem blading and flow mechanism of last stator of multi-stage axial flow compressor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(10): 170-179.
- [21] 关柳萍, 琚亚平, 张楚华. 多级跨声速轴流压气机几何参数化造型方法及增压特性分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2023(3): 129-138.
- GUAN Liuping, JU Yaping, ZHANG Chuhua. Geometric parametric modeling and pressurization characteristics analysis of a multistage transonic axial compressor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023(3): 129-138.
- [22] MOORE R D, REID L. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26 respectively, and with design pressure ratio of 2.05 [EB/OL]. (1980-04-01) [2022-09-01]. <https://ntrs.nasa.gov/citations/19800012840>.
- [23] SUDER K L. NASA's role in gas turbine technology development: accelerating technical progress via collaboration between academia, industry, and government agencies [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2021, 143(1): 011006.
- [24] JI Lucheng, TIAN Yong, LI Weiwei, et al. Numerical studies on improving performance of rotor-67 by blended blade and endwall technique [C]//ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2012: 135-145.
- [25] 赵选民. 试验设计方法 [M]. 北京: 科学出版社, 2006: 169-179.
- [26] 王广, 楚武利, 张皓光, 等. 端壁合成射流激励参数变化对跨声速轴流压气机性能的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(5): 193-202.
- WANG Guang, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. Effects of the endwall synthetic jet excitation parameters on performance of transonic axial flow compressor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(5): 193-202.

(编辑 陶晴 亢列梅)