

进气畸变及非轴对称端壁造型对紧凑型压气机 中介机匣性能的影响

茅晓晨^{1,2}, 赵磊^{1,2}, 高丽敏^{1,2}, 刘钺韬^{1,2}, 吴瑜^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 西北工业大学 翼型、叶栅空气动力学国家级重点实验室, 西安 710072)

摘 要: 为掌握畸变进气下非轴对称端壁造型对大径向落差长度比紧凑型压气机中介机匣气动特性的影响机制, 采用数值模拟方法研究了畸变进气条件下中介机匣的流动特性, 并进一步探索了轮毂非轴对称端壁造型对中介机匣内部流动结构和节流特性的影响。结果显示: 进气畸变下中介机匣出口流场高总压损失与畸变主要来源于轮毂表面附面层分离产生的旋流和支板角区分离的共同作用。采用提出的基于三角函数的非轴对称端壁造型方法可有效消除轮毂表面的分离螺旋节点和支板角区分离, 使中介机匣性能得到明显提升, 总压损失系数降低约 11.4%, 且畸变进气下轮毂端壁造型对中介机匣节流特性的影响规律与均匀进气不同。

关 键 词: 压气机; 中介机匣; 进气畸变; 端壁造型; 节流特性

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Effects of inlet distortion and non-axisymmetric endwall modeling on performance of compact compressor intermediate duct

MAO Xiaochen^{1,2}, ZHAO Lei^{1,2}, GAO Limin^{1,2}, LIU Tantai^{1,2}, WU Yu^{1,2}

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. The National Key Laboratory of Aerodynamic Design and Research,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: To obtain the influence mechanism of non-axisymmetric endwall contouring (NAEC) on the aerodynamic characteristic of a compressor intermediate duct (CID) with large radius change to length ratio under inlet distortion, on the basis of investigating the flow characteristic under inlet distortion, the effects of hub NAEC on the internal flow structure and throttling characteristic of the CID were further explored with numerical method. The results showed that the high total pressure loss and the outlet flow distortion of the CID under inlet distortion were mainly caused by the combined action of the swirl generated by the hub boundary layer separation and the strut corner separation. The proposed NAEC method based on trigonometric function can effectively eliminate the spiral separation nodes on the hub and the strut corner separation, which improved the CID performance significantly, and the total pressure loss coefficient decreased by about 11.4%. In addition, the influence of NAEC on the throttling

收稿日期: 2022-03-13

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(51790512); 国家自然科学基金青年项目(52106057); 引智计划(B17037);

中央高效基本科研业务费(D5000210483); 翼型、叶栅空气动力学国家级重点实验室基金(D5150210006, D5050210015)

作者简介: 茅晓晨(1989—), 男, 副教授, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。E-mail: maoxiao_chen@nwpu.edu.cn

通信作者: 高丽敏(1973—), 女, 教授, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。E-mail: gaolm@nwpu.edu.cn

引用格式: 茅晓晨, 赵磊, 高丽敏, 等. 进气畸变及非轴对称端壁造型对紧凑型压气机中介机匣性能的影响[J]. 航空动力学报, 2024, 39(1): 20220126. MAO Xiaochen, ZHAO Lei, GAO Limin, et al. Effects of inlet distortion and non-axisymmetric endwall modeling on performance of compact compressor intermediate duct[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(1): 20220126.

characteristic of the CID under inlet distortion was different from that of clear inlet condition.

Keywords: compressor; intermediate duct; inlet distortion; endwall contouring; throttle characteristic

压气机中介机匣(compressor intermediate duct, CID)是多转子结构涡扇发动机中连接高、低压压气机的重要通流部件,如图 1 中典型涡扇发动机结构示意图所示^[1]。一方面,它将低压压气机出口气流引至高压压气机进口,另一方面,它起到承力作用并为油路和冷却空气系统等提供布置空间。尽管中介机匣几何结构简单,仅有 S 弯型环形通道与支板构成,但其大型面曲率和强压力梯度流场等特征易导致在近轮毂端壁和支板附近发生流动分离现象,会对其上下游部件和发动机整机的性能产生不良影响。

未来先进涡扇发动机结构紧凑化与高推质比的发展趋势,对具有大径向落差长度比的高性能紧凑型压气机中介机匣提出了迫切需求^[2]。为充分掌握紧凑型中介机匣内部流动特性并为高性能紧凑型中介机匣设计提供理论依据和技术支撑,国内外研究机构针对中介机匣的关键设计参数和来流条件等^[3-11]对中介机匣性能的影响规律与作用机理进行了大量研究,并取得了一系列研究成果,提升了对其中内部流动特性的认识。

实际工作中,飞行条件的变化、上游低压压气机尾迹、叶尖泄漏流和角区分离等流动均会导致中介机匣的进口出现流场畸变^[12-13],这不仅会恶化中介机匣性能,还会通过影响中介机匣出口流场畸变程度间接影响下游高压压气机的工作效率和稳定性。因此,为保证发动机能高效与稳定运行,压气机中介机匣还需具有一定的抗畸变能力。

越来越大的径向落差长度比将加剧中介机匣

的流道型线曲率和压力梯度变化的程度,导致中介机匣气动性能下降,并会对上下游压气机气动性能与工作稳定性产生不良影响,而且紧凑型中介机匣大径向落差长度比的几何特点使其内部流场对进气畸变变得更为敏感^[14]。

自 20 世纪 70 年代被提出,非轴对称端壁造型技术已被证实是控制端壁二次流效应的有效方法之一,并在叶轮机械领域受到越来越广泛的关注^[15-17]。其基本原理是利用上凸壁面使气流加速减压和下凹壁面使气流减速增压的特性来改变端壁表面压力分布,进而实现对端壁附面层流动的控制^[18],这也是目前公认的端壁造型思想。已有研究结果显示,采用非轴对称端壁造型方法可有效削弱压气机中介机匣支板引起的角区分离现象,提高中介机匣气动性能和改善出口流场品质,对超紧凑压气机中介机匣设计具有重要意义^[19-22]。

然而,目前国内外针对非轴对称端壁造型技术在压气机中介机匣中的应用研究,多是以常规径向落差长度比中介机匣(径向落差长度比 $\Delta R/L$ 通常不高于 0.5,其中 ΔR 和 L 分别表示中介机匣的径向变化量和轴向长度)为对象,且在非轴对称端壁造型技术对进口畸变条件下中介机匣内部流动特性影响方面的研究较少,对相应影响规律和作用机理的认识还不够完善。

因此,为了能深入掌握畸变进气条件下大径向落差长度比紧凑型压气机中介机匣的流动特性,并为采用非轴对称端壁造型技术提升此类中介机匣综合性能提供理论支撑,本文将以大径向落差

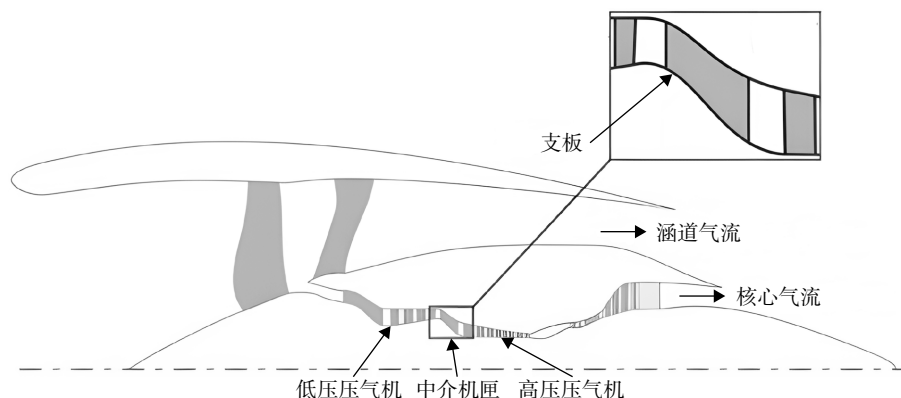


图 1 涡扇发动机结构示意图^[1]

Fig. 1 Structure schematic diagram of a turbofan engine^[1]

长度比(径向落差长度比 $\Delta R/L$ 大于0.7)高负荷压气机中介机匣为对象,开展进气畸变条件对中介机匣流动特性的影响机制以及非轴对称端壁造型提高中介机匣性能和抗畸变能力方面的研究,并探索畸变进气条件下非轴对称端壁造型方法对中介机匣节流特性的影响。

1 研究对象与数值方法

1.1 研究对象

本文研究对象是径向落差长度比 $\Delta R/L$ 达0.71的高负荷紧凑型压气机中介机匣,如图2所示,其中 h_1 和 h_2 分别代表中介机匣进出口位置的通道高度, L_1 和 L_2 分别代表中介机匣进出口位置向上下游的延伸段长度,进出口流道的切线均沿轴向方向。为了提高数值计算结果的精度,本文的计算域在中介机匣的进出口设置一定长度的延伸段,自中介机匣进出口位置向上下游的延伸段长度分别为 $L_1=2.0h_1$ 和 $L_2=1.5h_2$ 。通道内沿周向均布了8个支板, α_s 为支板倾角,进口马赫数为0.48。表1给出了该压气机中介机匣的主要特征几何参数,其中 A_{in} 和 A_{out} 分别代表中介机匣进出口截面积, t 和 c 分别表示支板的最大厚度和弦长。

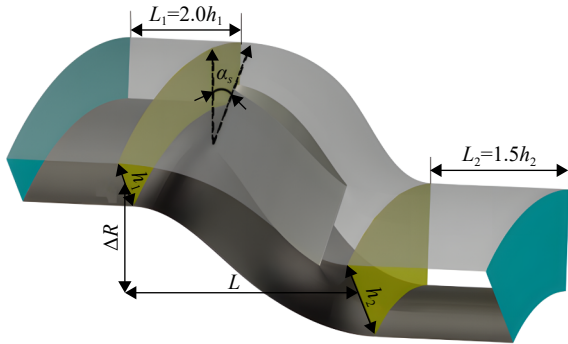


图2 紧凑型压气机中介机匣示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the compact compressor intermediate duct

表1 压气机中介机匣的主要特征几何参数

Table 1 Main geometric parameters of the compressor intermediate duct

参数	数值
径向落差长度比($\Delta R/L$)	0.71
进出口面积比(A_{in}/A_{out})	1.0
支板最大厚度与弦长比(t/c)	0.225
支板倾角 $\alpha_s/(\circ)$	25

1.2 数值方法

数值计算采用NUMECA 软件中的FINE/Turbo 软件包,基于有限体积法在绝对坐标系中求解定常 Navier-Stokes(N-S)方程,方程空间离散采用具有2阶精度的中心差分格式,时间项则采用显式4阶 Runge-Kutta(R-K)法,湍流模型选用可以兼顾精度、鲁棒性和计算成本的 Spalart-Allmaras 一方程模型。

本文进气条件包括两种,分别为均匀进气和畸变进气。均匀进气条件和畸变进气条件下的进口总压和总温均根据某两级风扇出口截面的数值计算流场结果给定。在均匀进气条件下,计算域进口采用均匀进气条件,设定总温、总压和进气角,其中总压和总温根据计算得到的风扇出口平均总压和总温按照展向均匀分布给定,壁面均设置为绝热无滑移条件,出口给定平均静压,并通过调整出口静压值获取预期进口马赫数。在畸变进气条件下,进口总压根据计算得到的风扇出口周向平均总压径向分布给定,沿展向是非均匀的,如图3所示,其中 p 代表周向平均后的不同展向位置当地静压, p_{mean} 表示风扇出口平均静压值。可以看出受叶顶间隙泄漏流的影响,在机匣附近出现明显的低总压区,形成轮毂附近总压高、机匣附近总压低的径向分布特点;进口总温仍根据计算得到的风扇出口平均总温按照展向均匀分布给定,其余计算设置与均匀进气条件相同。

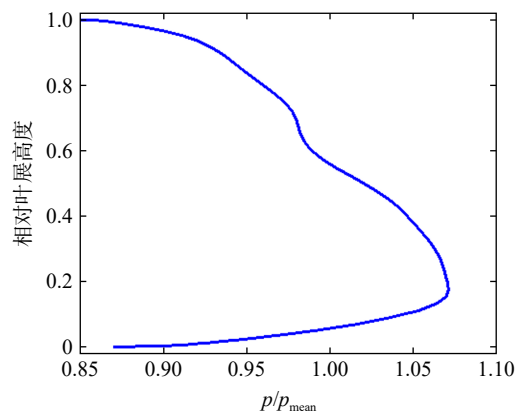


图3 风扇出口总压径向分布

Fig. 3 Radial distribution of total pressure at the fan outlet

作者所在团队前期已对本文所采用的数值方法与网格设置方案进行了数值仿真结果准确性的实验验证,证实了本文所采用数值方法与网格方案的精度与可靠性^[14]。依据针对计算域网格量的网格无关性研究,本文最终选取的计算域网格总

数约为 75 万。

2 非轴对称端壁造型方法

本文提出了一种基于三角函数的先凹后凸型非轴对称端壁造型方法,通过对支板附近的轮毂型线进行端壁造型,以实现中介机匣流场结构与损失的控制。

定义中介机匣流道 (θ, z) 点处的造型高度由周向波动与轴向波动共同决定:

$$\delta(\theta, z) = \delta_\theta \times \delta_z \quad (1)$$

记原型中介机匣轮毂型面为 $R(\theta, z)$,则造型后的中介机匣轮毂型面为

$$R^*(\theta, z) = R(\theta, z) + A \times \delta(\theta, z) \quad (2)$$

式中 A 为波动幅值,用于调节波动的大小。

周向波动函数 δ_θ (如图 4(a)与图 5(a)所示)定义为如下余弦函数,其中 θ 、 z 、 r 分别代表圆周方向、轴向方向和径向方向:

$$\delta_\theta = 0.5 [\cos(n\theta) + 1] \quad (3)$$

式中 $0 < \theta \leq 2\pi/n$, n 表示中介机匣的通道数;当 θ 为 0 或 $2\pi/n$ 时, $\delta_\theta|_{\theta=0} = \delta_\theta|_{\theta=2\pi/n} = 1$, 代表支板中线;当 $\theta = \pi/n$ 时, $\delta_\theta|_{\theta=\pi/n} = 0$, 意味着相邻支板间的流道

$$\delta_z = \begin{cases} \cos^3 \left[\frac{a\pi}{L} (Z - Z_0) + \frac{\pi}{2} \right] & Z_0 \leq Z \leq Z_0 + \frac{L}{2a} \\ \cos \left[\frac{b\pi}{L} \left(Z - Z_0 - \frac{L}{2a} \right) + \pi \right] & Z_0 + \frac{L}{2a} < Z \leq Z_1 - \frac{L}{2a} \\ \cos^3 \left[\frac{a\pi}{L} (Z - Z_1) + \frac{\pi}{2} \right] & Z_1 - \frac{L}{2a} < Z \leq Z_1 \end{cases} \quad (4)$$

其中, 当 $z = z_0 + L/2a$ 时, $\delta_z = -1$, $\delta'_z = 0$; 当 $z = z_1 - L/2a$ 时, $\delta_z = 1$, $\delta'_z = 0$; 当 $z = z_0$ 或 z_1 时, $\delta_z = \delta'_z = \delta''_z = 0$ 。

式(4)中 a 和 b 是控制端壁造型效果的两个可调变量,由设计人员指定,本文中 a 和 b 取值为 $a = 1 + 1/\sqrt{3}$, $b = 1 + \sqrt{3}$ 。 Z_0 和 Z_1 分别表示中介机匣的进出口轴向位置坐标, L 表示中介机匣轴向长度, $L/2a$ 表示轴向波动函数的波谷(波峰)离中介机匣进口(出口)的距离。通过将轴向波动函数定义为分段函数,不仅能利用 $y = \cos^3 x$ 在 $y=0$ 处 1 阶导和 2 阶导均为 0 的特点提高端壁造型区域与末端壁造型区域间过渡的光滑性,同时能通过使用 $y = \cos x$ 避免 $y = \cos^3 x$ 在 2π 周期内曲率变化复杂的问题。此外,在设计该轴向波动函数时保证了分段函数在分段点处满足 2 阶连续。

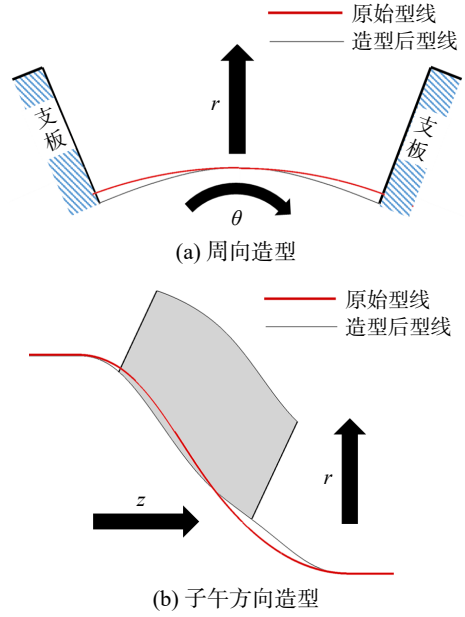


图 4 端壁造型前后型线对比

Fig. 4 Comparison of endwall profiles before and after contouring

中心位置处波动为 0。这样不仅满足型线在周向方向上处处连续,又保留了流道在周向上几何对称的特点。

本文中介机匣轮毂的轴向波动函数 δ_z (如图 4(b)与图 5(b)所示)用三段三角函数来表示

本文选取的波动幅值 A 为 $10\%h_1$ 对原型中介机匣的轮毂进行端壁造型,造型高度 δ 由式(1)确定,造型后轮毂表面波动高度($A \times \delta$)的分布云图如图 6 所示。可以看出,在流动方向上,本文将支板前缘附近型线设计为下凹以减缓前缘附近轮毂型线对气流的加速减压作用,提高叶根表面局部静压值,减小叶根表面的逆压程度。将支板后半段轮毂型线设计为上凸,减缓支板后半段的轮毂型线对气流的减速扩压作用,实现通道内逆压梯度的降低。该设计思想与常见的压气机和涡轮中应用的非轴对称端壁造型的设计思想相一致,即利用上凸壁面使气流加速减压和下凹壁面使气流减速增压的特性来改变端壁表面的当地静压分布,进而改变通道内的局部压力梯度效应,实现当地流场品质的改善。

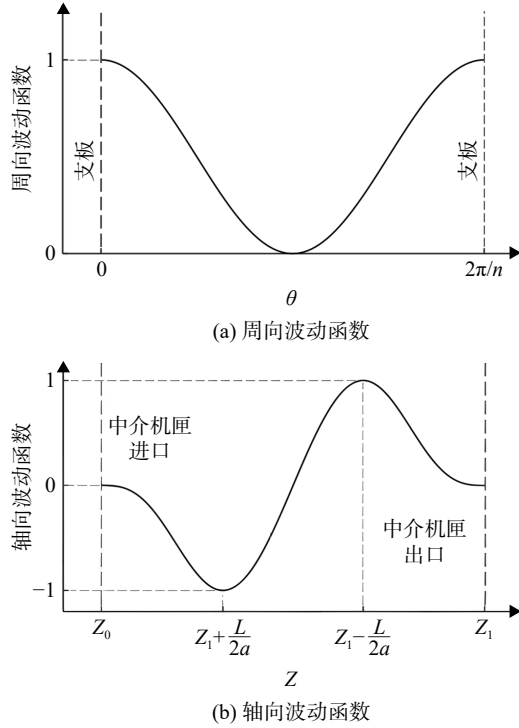


图 5 端壁造型波动函数示意图

Fig. 5 Schematic diagrams of the wave functions of endwall contouring

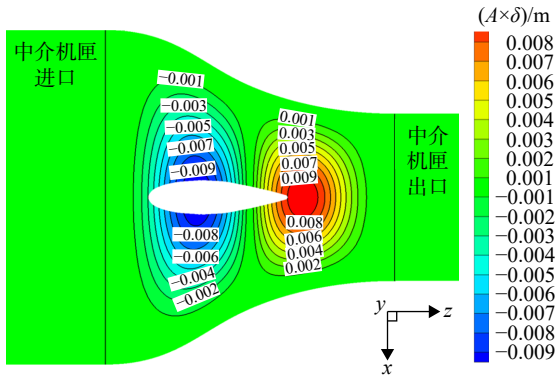


图 6 轮毂造型后型面波动高度分布

Fig. 6 Contours of perturbation height for the contoured endwall

3 结果分析

3.1 不同进气条件下原型中介机匣的流动特征对比

本节首先对不同进气条件下原型中介机匣的流动特征进行对比分析,掌握畸变进气与均匀进气条件下中介机匣内部流动特征与损失特性的异同,为开展畸变进气条件下非轴对称端壁造型技术对中介机匣总体性能影响研究做铺垫。需要说明的是,在保证进口马赫数相同的前提下,两种进气条件下由于进口总压条件的变化无法保证进口质量流量完全相同,在实际数值计算中,相同

出口背压下两种进气条件下的进口流量存在一定差别,因此本文的研究将选取两种进气条件下相同进口流量的工况进行流场分析和对比,而非选取相同出口背压条件的计算结果进行分析。

不同进气条件下原型中介机匣出口截面的总压恢复系数(σ , 定义为出口截面总压与进口总压的比值)分布如图 7 所示。可以看出,不同进气条件下的中介机匣内部流场结构明显不同。在畸变进气条件下,出口截面的畸变程度和流动损失较均匀进气明显增大,在轮毂与机匣附近分别存在一个心形的 H 低总压区和一个 M 形分布的总压区,而均匀进气条件下出口截面的主要特征是存在一个 C 区域所示的低总压区。

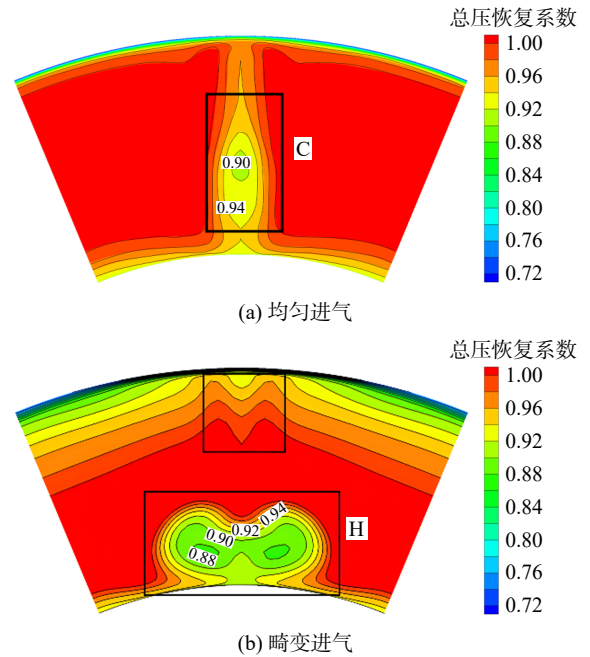


图 7 不同进气条件下原型中介机匣出口截面总压恢复系数分布

Fig. 7 Exit total pressure recovery coefficient for the datum design at different inlet flow conditions

根据已有的大量研究可知,均匀进气条件下中介机匣轮毂附面层会向支板角区迁移和堆积,同时受到径向压力梯度的影响,角区低能流体向机匣方向迁移并与主流发生强烈的剪切掺混效应,最终形成了均匀进气条件下出口截面上的 C 低总压区。畸变进气条件下, M 形总压区中伸入主流区域的 V 形低总压区由支板尾迹发展而来, V 形低总压区两侧的高总压区则是由前缘滞止作用诱导主流高总压气流向端壁迁移产生的。对比畸变进气下的 H 低总压区与均匀进气下的 C 低总压区可知, H 低总压区径向位置更靠近轮毂并与

轮毂附面层融为一体,且H低总压区径向范围明显缩短,但周向范围却显著增大;此外,与C低总压区不同,H低总压区具有可明显分为左右两瓣的流动特征。下面将对畸变进气下形成这些现象的机理进行分析。

图 8 给出了不同进气条件下原型中介机匣轮毂表面极限流线的分布对比图,图 8(b)中紫色实线代表 4 个不同轴向截面位置。图 8(b)中分离螺旋节点 s_1 和 s_2 附近的三维空间流线及截面 2、3、4 上的总压恢复系数分布如图 9 所示。由图可知,畸变进气条件下,出口截面 H 低总压区与支板角区的低总压区及轮毂附面层分离密切相关。由于截面 4 中的支板角区低总压区十分突出,在流出支板后无法与支板另一侧的低总压区迅速充分掺混并融为一体,最终形成了出口截面周向范围大、呈左右两瓣的 H 低总压区,这也表明改善出口 H 低总压区的关键在于抑制 3、4 截面中轮毂角区低总压区的扩大。

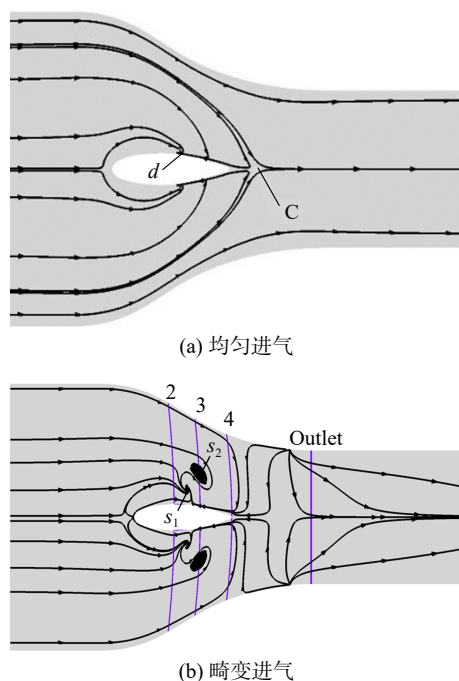


图 8 不同进气条件下原型中介机匣轮毂表面极限流线分布
Fig. 8 Limiting streamlines distribution on the hub for the datum design at different inlet flow conditions

此外,均匀进气条件下处于支板表面的半鞍点 d ,在畸变进气条件时发展为远离支板的螺旋节点 s_1 。一方面,螺旋节点 s_1 使得穿过截面 2 的轮毂附面层向支板迁移,并在截面 2 的支板角区堆积。另一方面,受 s_1 节点对周围轮毂附面层强烈的卷吸作用,在 s_1 下游诱导出另一个螺旋节点

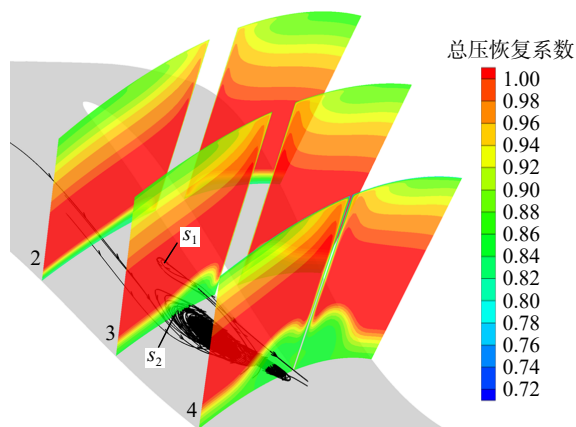


图 9 节点 s_1 和 s_2 附近空间流线及 3 个不同截面总压恢复系数分布

Fig. 9 3D streamlines around nodes of s_1 , s_2 and total pressure recovery coefficient distribution on three slices

s_2 。从图 9 中可以看出 s_1 节点的旋流仅将轮毂附面层流体卷入主流,并未对主流造成剧烈的掺混和损失,而 s_2 节点则在空间里产生了大范围的旋涡,正是畸变进气条件下出现的该旋涡导致截面 3、4 上轮毂角区低总压区的迅速扩张。

图 10 为不同进气条件下原型中介机匣支板表面极限流线分布。可以发现,畸变进气条件下的角区分离范围相比均匀进气条件明显缩小。在均匀进气条件下,角区分离范围大小对应于轮毂附面层向支板的迁移及其在径向压力梯度下向机匣方向的爬升。而由图 8 可以看出,在畸变进气条件下,角区内轮毂附近的流动形态发生了显著变化。与均匀进气条件下轮毂附面层低能流体可直接到达支板并沿着支板向机匣方向迁移的流动特征不同,畸变进气条件下角区轮毂处出现了两个螺旋节点 s_1 和 s_2 ,这意味着两节点附近的轮毂附面层低能流体将直接在螺旋节点处受到卷吸作用进入主流并与主流发生掺混作用,使得迁移至支板表面的轮毂附面层减少,由此降低了近支板表面分离的强度和展向范围。正是由于支板表面的展向分离范围减小,使得支板表面附近低总压区流体的展向扩展不及远离支板的低总压区的径向发展范围,这与图 7 中两种进气条件下原型中介机匣出口截面总压恢复系数的分布相一致。

根据以上分析可知,有别于均匀进气条件,当中介机匣进口流场不均匀时,在轮毂表面产生旋流分离并与支板角区分离共同作用形成整体低总压区分布形态,轮毂螺旋节点的形成与发展对应

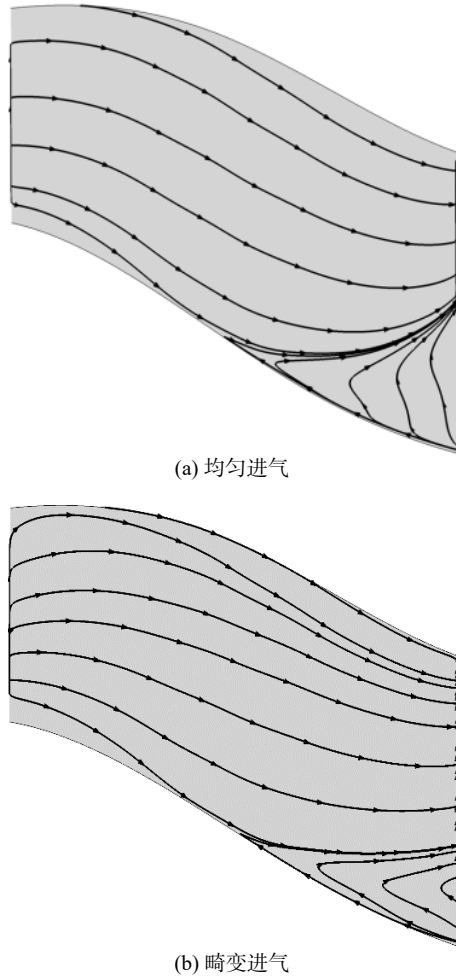


图 10 不同进气条件下原型中介机匣支板表面极限流线分布
Fig. 10 Limiting streamlines distribution on the strut surface at different inlet flow conditions

于支板叶根附近附面层倒流的产生与径向迁移,这与轮毂附近压力梯度分布密切相关。因此,本文考虑从抑制支板角区分离和轮毂附面层发展两方面着手,期望通过非轴对称端壁造型调整轮毂附近的压力梯度分布,在一定程度上削弱畸变进气条件下轮毂旋流和支板角区分离的强度。

3.2 端壁造型对中介机匣损失与出口畸变的影响

本节将探索基于三角函数的先凹后凸型非轴对称轮毂端壁造型方法对畸变进气条件下中介机匣内部流动特性的影响。图 11 为端壁造型中介机匣的出口截面总压恢复系数云图,与原型中介机匣(图 7(b)中所示)对比,端壁造型后中介机匣出口截面总压损失系数(定义为出口截面平均总压与进口平均总压的差值比上进口平均动压)降低了约 11.4%。端壁造型通过改变支板附近轮毂型线的曲率和压力梯度,不仅缩小了原 H 低总压区的周向范围,而且提高了

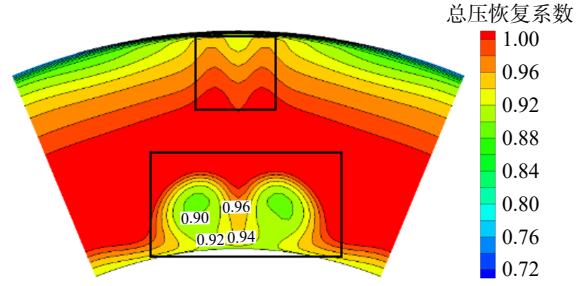


图 11 端壁造型后中介机匣出口的总压恢复系数分布
Fig. 11 Total pressure recovery coefficient on the exit plane for the contoured design

H 低总压区的总压值,使得出口总压恢复系数提高,畸变程度减弱,并将 H 低总压区的左右两瓣区域几乎完全分开。此外,轮毂端壁造型对机匣附近的流动影响较弱。

图 12 给出了畸变进气条件下端壁造型后中介机匣支板和轮毂表面极限流线分布。可以看出端壁造型消除了支板表面的分离,根据轮毂表面极限流线可以发现端壁造型后轮毂附近流场结构发生明显变化,流动分离现象得到明显改善。端壁造型的应用消除了原本位于轮毂表面的分离螺旋节点 s_1 和 s_2 ,这意味着轮毂附近的分离旋流消

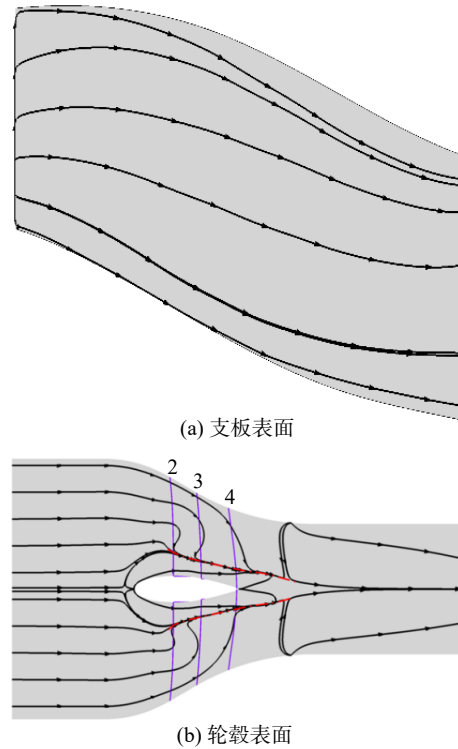


图 12 畸变进气条件下端壁造型后支板和轮毂表面极限流线分布

Fig. 12 Limiting streamlines distribution on the strut surface and hub at the inlet distortion condition

失,有效抑制了轮毂和支板角区附近低总压区的发展。然而,端壁造型后在轮毂表面近支板附近出现了新的分离线(红色点划线所示),这与图 11 中支板两侧依然存在的显著低总压区相对应,这也意味着畸变进气条件下端壁造型后轮毂附近仍存在流动结构发生了变化了的附面层分离,并导致出口截面轮毂附面层堆积现象。因此,未来可以通过优化端壁造型进一步改善畸变进气下中介机匣的内部流场结构。

3.3 端壁造型对中介机匣节流特性的影响

在发动机实际运行过程中,中介机匣难免会工作在非设计流量下,其进口流场(即上游低压压气机出口流场)会随着工作点改变而变化,此时中介机匣的性能和内部流场必然会受影响,因此了解中介机匣的节流特性对保障发动机高效和安全运行是十分必要的。关于中介机匣性能随进口流场的变化关系,作者所在团队已针对不同畸变形式和畸变范围的进口流场对中介机匣性能的影响进行了详细研究^[14],故在此只对中介机匣性能随流量的变化关系进行研究。

图 13 同时给出了均匀进气和畸变进气条件下端壁造型前后中介机匣的总压恢复系数-相对

流量特性,其中横坐标相对流量 $\bar{m}$ 为该工作点质量流量与设计点质量流量的比值。可以看出,畸变进气条件下总压恢复系数随着流量的增大呈现先增大后减小的变化规律,这与均匀进气条件下总压恢复系数随流量的增大而一直减小的变化趋势不同。对比端壁造型对中介机匣总压恢复系数的改善情况可以发现,随着流量的减小,进气畸变条件下端壁造型对总压恢复系数的提高愈发显著,而该规律恰好与均匀进气条件下相反,且畸变进气条件下端壁造型对总压恢复系数的提高更为明显。

接下来将对畸变进气下总压恢复系数随流量先增后减的变化规律产生原因进行探索。首先来分析中介机匣出口截面流场在畸变进气条件下随流量的变化关系,选取相对流量分别为 100% 和 123% 的设计流量点与近最大流量点进行分析,文中同时给出了均匀进气条件下相对流量分别为 100% 和 122% 的设计流量点与近最大流量点的出口截面流场结果进行对比说明。不同进气条件和工作条件下原型中介机匣出口截面总压恢复系数分布如图 14 所示,可以看出,随着流量的增加两种进气条件下中介机匣出口截面的损失变化具有相似性,主要体现在两个方面,一是均匀进气条件下 C 低总压区与畸变进气条件下 H 低总压区的展向范围均显著减小,并逐渐向轮毂靠近,而总压损失幅度有所增大。二是两种进气条件下的机匣端壁附面层导致的总压损失均显著增加。

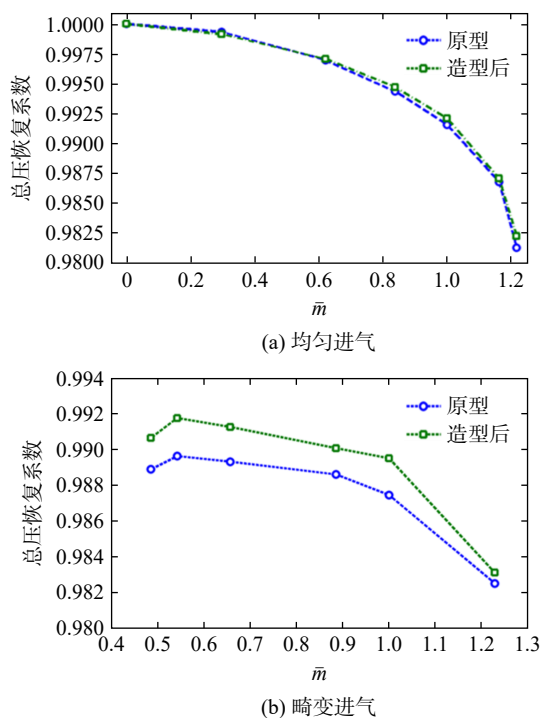
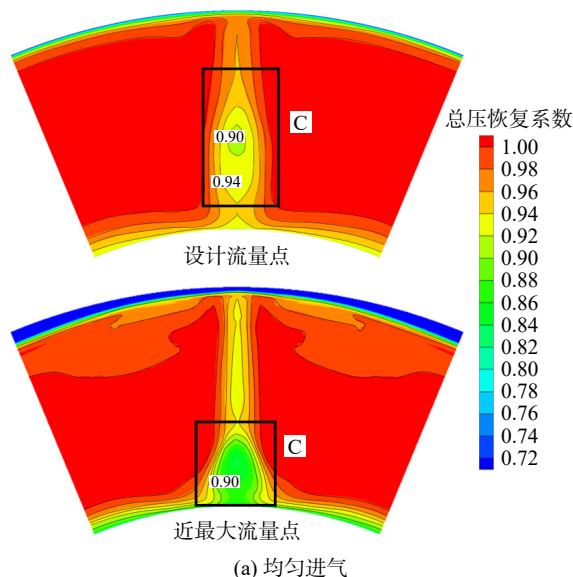


图 13 不同进气条件下端壁造型前后中介机匣总压恢复系数-相对流量特性

Fig. 13 Characteristic map (total pressure recovery coefficient to relative flow rate) before and after contouring at different inlet flow conditions



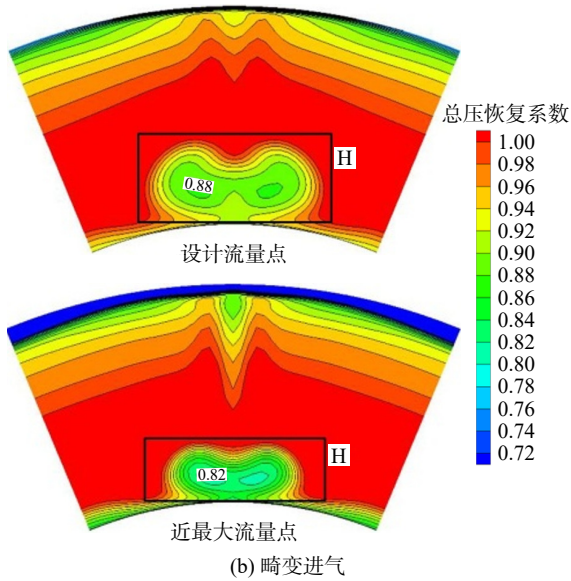


图 14 不同工作点和进气条件下原型中介机匣出口截面总压恢复系数分布

Fig. 14 Total pressure recovery coefficient distribution on the exit plane for the datum design at different working and inlet flow conditions

接下来选取均匀进气条件对两种进气条件下的机匣端壁附面层导致的总压损失随流量增大显著增加的原因进行说明。图 15 为近最大流量点下通道中部子午面的马赫数云图,可以看出,在支板尾缘下游存在一个沿展向几乎贯穿整个通道的超声区;正是由于该超声区的存在,使得中介机匣通道在最大流量点出现堵塞,流量达到最大值。由于机匣第二弯凸面的加速作用使得当地气流加速至超声速,超声区在向下游发展过程中逐渐向轮毂发展,最终贯穿整个通道高度。

由于机匣第二弯附近的气流流速过高,受到激波与附面层的干涉作用,最终导致机匣附近气流在此处发生分离,这使得机匣附近的气流总压急剧下降,缩小了下游通道的有效流通面积,迫

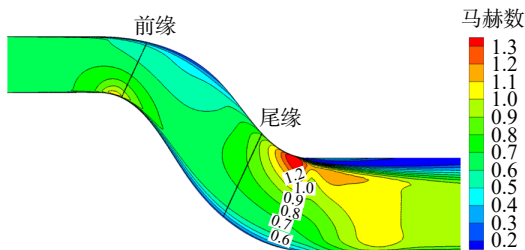


图 15 近最大流量点下通道中部子午面马赫数云图

Fig. 15 Contours of Mach number on the meridional plane in the middle of the passage for the datum design at the near-maximum flow rate condition

使通道气流加速并最终导致超声区贯穿整个通道高度。以上便是导致图 14 中机匣端壁附面层总压损失随进口流量增加显著增大的原因。因此,若要拓宽中介机匣的工作范围,通过精细设计机匣型线的曲率变化以避免出现图 15 中所示的回流区是十分有效和必要的措施。

下面对畸变进气条件下 H 低总压区随进口流量发生变化的机理进行分析,图 16 和图 17 分别给出了原型中介机匣在近最大流量点下的轮毂表面和支板表面极限流线分布,在近设计流量点下轮毂表面和支板表面极限流线分布见图 8(b) 和图 10(b)。通过对比图 16 和图 8(b) 中不同流量点下的轮毂表面极限流线可以发现,随着流量的增大,分离螺旋节点 s_1 的轴向位置逐渐后移,且螺旋节点 s_1 与 s_2 在近最大流量点处合为一体。对比图 17 和图 10(b) 可知,随着流量的增大,支板轮毂角区分离的范围稍有减小,这表明畸变进气条件下随流量增加 H 低总压区影响范围的减小主要得益于轮毂附面层分离及其径向迁移的强度减弱。

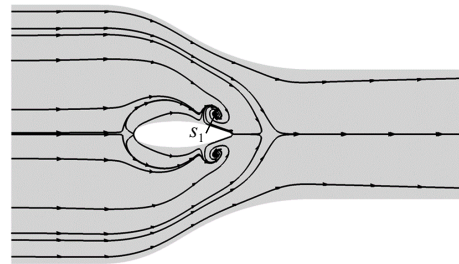


图 16 近最大流量点原型中介机匣轮毂表面极限流线

Fig. 16 Limiting streamlines on the hub for the datum design at the near-maximum flow condition

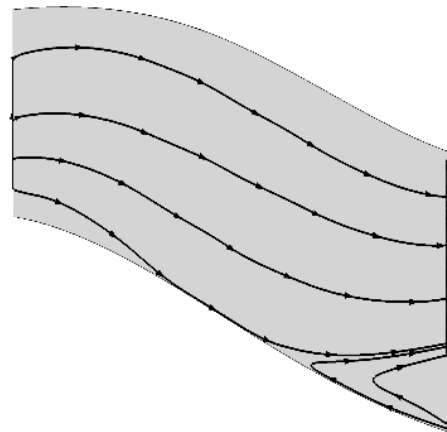


图 17 近最大流量点原型中介机匣支板表面极限流线

Fig. 17 Strut surface limiting streamlines for the datum design at the near-maximum flow condition

根据文中第 3.1 节分析可知, H 低总压区是由支板角区分离和轮毂附面层分离及其迁移引起的。当中介机匣流量增加, 通道内气流流速必然加快, 使得支板角区分离和轮毂附面层分离对应的低速流动与主流的掺混增强, 进而导致中介机匣出口总压损失幅度增加。

图 18 为近最大流量点下端壁造型后中介机匣轮毂表面极限流线, 对比图 16 可以发现, 端壁造型后在近最大流量工况下中介机匣轮毂附近流场结构得到明显改善, 分离螺旋结点完全消失, 流动结构变得更加简单, 此时内部轮毂附近的流动分离转化为由分离线模式主导的分离结构, 这也意味着端壁造型后中介机匣内由原来轮毂附面层分离和沿展向迁移并与主流发生掺混造成的损失得到有效改善。因此, 在进气畸变条件和非设计流量下轮毂端壁造型同样可以有效提升中介机匣内部流动和性能。

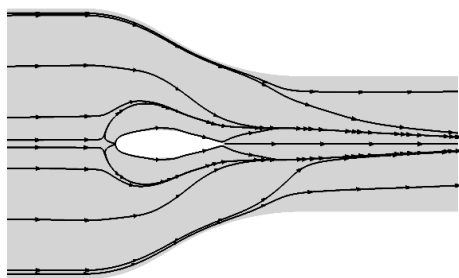


图 18 近最大流量点下端壁造型后中介机匣轮毂表面极限流线

Fig. 18 Limiting streamlines on the hub at the near-maximum flow condition after contouring

4 结 论

本文以大径向落差长度比紧凑型压气机中介机匣为对象, 结合均匀进气条件下的对比分析, 首先对畸变进气下紧凑型中介机匣内部流动与损失特性进行了研究, 其次探索了基于三角函数法的轮毂非轴对称端壁造型对中介机匣性能的影响, 最后对端壁造型后中介机匣节流特性进行了分析, 得到的主要结论如下:

1) 进气畸变条件下的中介机匣内部流场结构较均匀进气显著不同且更为复杂, 出口流场高总压损失及畸变主要来源于轮毂表面附面层分离产生的旋流及支板角区分离的共同作用。

2) 端壁造型通过改变支板附近轮毂型线的曲率和压力梯度, 使轮毂附近流场结构发生明显变化, 消除了轮毂表面的分离螺旋节点和支板角

区分离, 中介机匣性能得到明显提升, 总压损失系数降低约 11.4%。

3) 进气畸变条件下, 中介机匣内部流动损失变化及轮毂端壁造型的影响与均匀进气不同, 且畸变进气条件下端壁造型对总压恢复系数的提高更为明显, 且端壁造型能在全流量范围内改善中介机匣性能和出口流场品质。

参考文献:

- [1] SIGGEIRSSON E M V, ANDERSSON N, BURAK M O. Numerical and experimental aerodynamic investigation of an S-shaped intermediate compressor duct with bleed[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2021, 143(10): 101003.
- [2] WALKER A D, MARIAH I, HALL C. An experimental, aerodynamic evaluation of design choices for a low-pressure compressor transition duct[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2021, 143(9): 091004.1-091004.14.
- [3] BRITCHFORD K M, MANNERS A P, MCGUIRK J J, et al. Measurement and prediction of flow in annular S-shaped ducts[M]//*Engineering Turbulence Modelling and Experiments*. Amsterdam: Elsevier, 1993: 785-794.
- [4] BRITCHFORD K M, CARROTTE J F, KIM J H, et al. The effect of operating conditions on the aerodynamic performance of an integrated OGV and S-shaped duct[R]. ASME Paper 2001-GT-0347, 2001.
- [5] DUEÑAS C O, MILLER R J, HODSON H P, et al. Effect of length on compressor inter-stage duct performance[R]. ASME Paper GT2007-27752, 2007.
- [6] 阙晓斌, 侯安平, 周盛. 基于壁面压力梯度控制的压气机 S 形过渡段设计[J]. *航空学报*, 2010, 31(3): 459-465.
QUE Xiaobin, HOU Anping, ZHOU Sheng. S-shaped compressor transition duct design based on wall pressure gradient control[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2010, 31(3): 459-465. (in Chinese)
- [7] 高丽敏, 冯旭栋, 陈璇, 等. 关于压气机过渡段设计方法的探讨[J]. *航空学报*, 2013, 34(5): 1057-1063.
GAO Limin, FENG Xudong, CHEN Xuan, et al. Exploration about compressor intermediate duct design[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2013, 34(5): 1057-1063. (in Chinese)
- [8] GAO Limin, DENG Xiaoming, FENG Xudong, et al. Effect of inlet conditions on compressor intermediate duct[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering*, 2015, 229(6): 1154-1168.
- [9] 屠秋野, 陈劼, 蒋平, 等. 压气机过渡段造型及三维数值模拟[J]. *航空动力学报*, 2015, 30(6): 1414-1422.
TU Qiuye, CHEN Jie, JIANG Ping, et al. Geometric modeling and 3-D numerical simulation for gooseneck of compressor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2015, 30(6): 1414-1422. (in Chinese)
- [10] BU H X, TAN H J, CHEN H, et al. Investigation on secondary flow characteristics in a curved annular duct with struts[J]. *Flow, Turbulence and Combustion*, 2016, 97(1): 27-44.
- [11] 辛亚楠, 李家军, 韩阳, 等. 大径向落差长度比中介机匣气动特性研究[J]. *推进技术*, 2017, 38(4): 808-814.
XIN Yanan, LI Jiajun, HAN Yang, et al. Numerical study on aerodynamic characteristics of a large radius change to length ratio intermediate duct[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(4):

- 808-814. (in Chinese)
- [12] 向宏辉, 张良, 陆庆飞, 等. 进气条件对压气机中介机匣流场影响的试验研究[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2011, 24(4): 15-19.
XIANG Honghui, ZHANG Liang, LU Qingfei, et al. Experimental investigation of inlet conditions' effect on compressor intermediate casing flow field[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2011, 24(4): 15-19. (in Chinese)
- [13] WALKER A D, MARIAH I, TSAKMAKIDOU D, et al. The influence of fan root flow on the aerodynamic of a low-pressure compressor transition duct[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2020, 142(1): 011002.1-011002.11.
- [14] 高丽敏, 吴瑜, 邓卫敏, 等. 压气机中介机匣畸变效应的研究[J]. *推进技术*, 2021, 42(2): 272-280.
GAO Limin, WU Yu, DENG Weimin, et al. Effects of inlet distortion on compressor intermediate duct[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(2): 272-280. (in Chinese)
- [15] LUO J Q, MCBEAN I, LIU F. Optimization of endwall contours of a turbine blade row using an adjoint method[R]. ASME Paper GT2011-46163, 2011.
- [16] 曾军, 唐洪飞. 非轴对称端壁技术的应用及发展[J]. *航空科学技术*, 2012(3): 5-8.
- ZENG Jun, TANG Hongfei. Application and development of non-axisymmetric endwall technology[J]. *Aeronautical Science & Technology*, 2012(3): 5-8. (in Chinese)
- [17] ZHENG Xinqian, SUN Zhenzhong, KAWAKUBO T, et al. Stability improvement of a turbocharger centrifugal compressor by a non-axisymmetric vaned diffuser[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2018, 140(4): 041007.1-041007.13.
- [18] ROSE M G. Non-axisymmetric endwall profiling in the HP NGV's of an axial flow gas turbine[R]. ASME Paper 94-GT-249, 1994.
- [19] NAYLOR E M J, DUEÑAS C O, MILLER R J, et al. Optimization of nonaxisymmetric endwalls in compressor S-shaped ducts[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(1): 011011.1-011011.10.
- [20] KARAKASIS M K, NAYLOR E M J, MILLER R J, et al. The effect of an upstream compressor on a non-axisymmetric S-duct[R]. ASME Paper GT2010-23404, 2010.
- [21] JIN Donghai, LIU Xiwu, ZHAO Weiguang, et al. Optimization of endwall contouring in axial compressor S-shaped ducts[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2015, 28(4): 1076-1086.
- [22] 韩阳, 李家军, 辛亚楠, 等. 大径向落差长度比中介机匣非轴对称端壁造型方法数值模拟研究[R]. 辽宁 大连: 中国航天第三专业信息网第38届技术交流会暨第2届空天动力联合会议, 2017.

(编辑: 王碧琚)