

封严篦齿对轴流压气机涡系结构与流动损失的影响

曹传军,敖天翔,庄皓琬,王进春

(中国航发商用航空发动机有限责任公司,上海 200241)

摘要:为了解决压气机级间泄漏与二次流流动问题,航空发动机轴流压气机静叶根部与转子之间通常采用篦齿进行封严。为研究封严篦齿泄漏流对压气机性能的影响,基于某轴流压气机建立了带封严篦齿真实结构的几何模型,采用三维数值模拟的方法,研究了篦齿泄漏流对某轴流压气机主流涡系结构和流动损失的影响,并探究了其影响机理。结果表明:封严篦齿泄漏流使压气机的压比和效率都有不同程度的下降;篦齿泄漏会增强上游转子叶根吸力面的尾缘角区涡和静子叶根吸力面的马蹄涡,并使设计工况的上游转子和静子的流动损失分别增大3.1%和13.1%;静子叶根后附面层低能流体被抽吸,改善了下游流场,使下游转子流动损失减小2.4%;在近端振点,由于压气机内流场恶化严重,篦齿泄漏带来的流场变化并不显著,泄漏流对主流影响小。

关键词:航空发动机;压气机;篦齿封严;涡系结构;损失分析

中图分类号:V231.3 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rmdlge.2023.06.003

[引用本文格式]曹传军,敖天翔,庄皓琬,等.封严篦齿对轴流压气机涡系结构与流动损失的影响[J].热能动力工程,2023,38(6):20-30.CAO Chuan-jun, AO Tian-xiang, ZHUANG Hao-wan, et al. Effect of labyrinth seal on vortex structure and flow loss of axial compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(6): 20-30.

Effect of Labyrinth Seal on Vortex Structure and Flow Loss of Axial Compressor

CAO Chuan-jun, AO Tian-xiang, ZHUANG Hao-wan, WANG Jin-chun

(AECC Commercial Aircraft Engine Co., Ltd., Shanghai, China, Post Code: 200241)

Abstract: In order to solve the problems of leakage between stages and secondary flow in the compressor, labyrinth seals are usually used between the root of stator vane and the rotor of an aero engine axial compressor. To investigate the impacts of leakage flow of labyrinth seals on performance of compressor, a geometric model of the real structure of seals is established based on an axial compressor, and the effect of the leakage flow of seals on the flow loss of the main vortex of an axial compressor and its influence mechanism are studied by using the method of three-dimensional numerical simulation. Results show that the pressure ratio and efficiency of the compressor reduce to different extents, which are attributed to leakage flow of labyrinth seal. Besides, it enhances the trailing edge separation vortex at the root of suction side of the upstream rotor blade and the horseshoe vortex at the root of suction side of the stator vane. At design point, the flow loss of the upstream rotor blade and the stator vane are increased by 3.1% and 13.1% respectively; meanwhile, the low energy fluid in the boundary layer at the outlet of the stator vane's root is pumped to improve the downstream flow field. The flow loss of downstream rotor blade is reduced by 2.4%. In addition, due to the serious deterioration of flow field in the compressor near the surge point, labyrinth seal leakage leads to insignificant flow field changes and the leakage flow has a negligible impact on the mainstream.

Key words: aero engine, compressor, labyrinth seal, vortex structure, loss analysis

引言

目前,在设计范围内减少密封泄漏与二次流流动仍然是提高发动机性能和减少维护成本最有效也是最经济的方法^[1]。对于压气机而言,泄漏主要来源于转子叶尖或静子根部封严篦齿。Wellborn 等人^[2-3]发现,叶根处封严篦齿间隙相对叶高每增加1%,会使压比下降3%,效率下降1%,与转子叶尖泄漏的影响大致相当,因此降低压气机静子根部篦齿泄漏对改善压气机流动、提升发动机性能具有重大意义。

针对篦齿封严结构,国内外研究者开展了一系列研究。Heidegger 等人^[4]通过三维定常的数值计算方法,针对不同篦齿间隙、转速、容腔深度等参数对泄漏流影响开展研究发现,泄漏流量与篦齿间隙基本呈线性递增关系,封严泄漏流与主流之间的交换会导致下游流体周向速度增大、总温升高,同时篦齿存在一个间隙值,这个间隙下泄漏流的周向速度达到最大。涡轮领域的相关研究对于认识和理解封严篦齿泄漏流对压气机主流的影响也具有借鉴意义。Denton 等人^[5]针对某高压涡轮静子总结了静子容腔进出口几何尺寸对泄漏流动的影响。杨帆等人^[6]研究了转、静子盘腔封严流对1.5级涡轮主流影响机理和损失分布。黄镜玮等人^[7]研究了不同封严结构对涡轮主流的影响。高学林等人^[8]和孟德君等人^[9]针对篦齿间隙对轴流压气机影响进行讨论,得到压气机性能随篦齿间隙增大而减小的结论。杜发青等人^[10]针对影响篦齿泄漏特性的6个几何参数进行了正交试验,发现对流量系数影响程度由大到小为齿距、间隙、后倾角度、齿宽、齿高和前倾角度。杨淋麟等人^[11]则对篦齿齿顶倒角半径和倾斜度进行了研究。还有一些研究者对不同压气机特性下篦齿封严的流动特性展开了讨论,文献[12-15]分别对压比、雷诺数、风阻温升、温度等因素对压气机级间篦齿封严流动的影响进行了数值与实验验证。

另外,一些研究则讨论了篦齿泄漏流对压气机内部流场的影响。Gier 等人^[16]认为,泄漏会影响叶排的进气气流角,导致通道内涡结构恶化。而 De-

margne 等人^[17]通过平面叶栅仿真计算与试验发现,泄漏流切向速度的增加能抑制叶栅的角区分离,改善通道流动。Kim 等人^[18]在此基础上指出,泄漏流切向速度增加可能会减弱涡系结构,并阐述了叶根泄漏流抑制分离的流动机理。夏天等人^[19]模拟了带静子容腔的轴流压气机流动,认为容腔造成的叶根泄漏会使压气机裕度和最高效率下降。

目前,关于封严篦齿对压气机影响的研究大多关注篦齿的几何形状及其对封严性能的影响,对于篦齿泄漏流与主流的相互作用,尤其是在篦齿泄漏流下主流内涡系结构和损失分布变化的研究还较少。本文通过建立带篦齿真实结构的计算模型,采用数值模拟的方法,对比了有无篦齿封严结构下跨音级压气机主流涡系结构和损失变化,探究了静子叶根泄漏流的影响机理,得到了不同工况下某跨音级压气机的损失分布情况。

1 数值模型与计算方法

1.1 计算模型与网格划分

选取某十级轴流压气机带篦齿结构的进口级3排叶片 R1,S1,R2 为研究对象(R1,R2 代表第 1,2 级转子叶片,S1 代表第 1 级静子叶片)。篦齿封严为三直齿封严结构,篦齿齿尖与对应的静子封严环蜂窝之间的间隙为 0.2 mm,齿间距为 10 mm。前封严腔位于 R1 出口,后封严腔位于 S1 出口,此处定义容腔前后顺序按照沿主流的流动方向,未按照沿篦齿泄漏流的流动方向。压气机主流经过静叶增压减速,在 S1 出口压力大于进口压力,篦齿泄漏流从后封严腔经过篦齿进入前封严腔,并从前封严腔溢出进入主流,与 R1 出口气流和 S1 进口气流相互作用。封严腔模型依据真实几何模型进行构建,封严环蜂窝按照固壁面处理,部分不规则外形简化为线段,结构如图 1 所示。对比无封严篦齿和有封严篦齿的流动影响发现,静子根部上下游没有容腔和篦齿结构的无篦齿方案,不存在从静子出口进入篦齿后容腔、再通过篦齿流入篦齿前容腔并进入主流通道的流动。

压气机主流通道区域的网格使用商用软件 Numeca/Autogrid5 模块生成,篦齿内网格采用 IGG 软件生成,篦齿网格与主流区网格交界面为完全非匹

配连接。由于篦齿结构转折段较多,为保证篦齿网格的正交性,对篦齿网格进行了分块划分。最终,计算模型网格总量约为 461 万。其中,封严腔网格量约为 127 万,最大长宽比为 5079,最大延展比为 5.53。同时,对计算模型壁面第 1 层网格进行加密,使壁面第 1 层网格尺度为 0.001 mm,其 y^+ 值云图如图 2 所示。

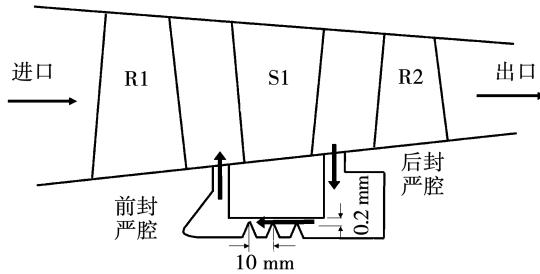


图 1 压气机级与篦齿结构计算模型

Fig. 1 Calculation model of compressor stage and labyrinth seal structure



图 2 计算模型近壁面网格 y^+ 云图

Fig. 2 Near-wall y^+ contour of computational grid

网格总量与已公开发表文献中带篦齿结构的压气机模型基本相当,如某单级(共 2 排)轴流压气机网格总数约为 300 万,其中篦齿结构网格数约为 67 万^[20]。考虑到容腔尺寸因素影响,对篦齿容腔网格进行了适当加密。

1.2 边界条件与计算方法

数值模拟计算使用 NUMECA/Euranus 求解器进行求解,气体设置为真实气体,单通道定常计算,周向设周期性边界,计算域进口给定总温、总压与绝对气流角剖面,计算域出口给定径向压力平衡,壁面为绝热无滑移壁面,其中封严腔下壁面设置为与转子转速相同的旋转固壁,上壁面为静止固壁,转静交

界面采用一维无反射模型。数值模拟空间离散采用中心差分格式,时间推进采用四阶 Runge-kutta 法。湍流模型选择 S-A 模型。

1.3 计算结果验证

为了检验计算结果的准确性,将带篦齿结构的三维数值模拟结果与试验结果进行了对比。图 3 给出了 S1,R2 压比分布的数值模拟与试验结果对比(以 S1,R2 两排叶片为一级)。其中,横坐标为无量纲压比,无量纲处理时以数值模拟沿叶高的最大压比为基准,对沿叶高的压比进行归一化处理,纵坐标为相对叶高位置的百分比。可以看出,数值模拟结果与试验结果吻合较好,验证了数值模拟结果的准确性。

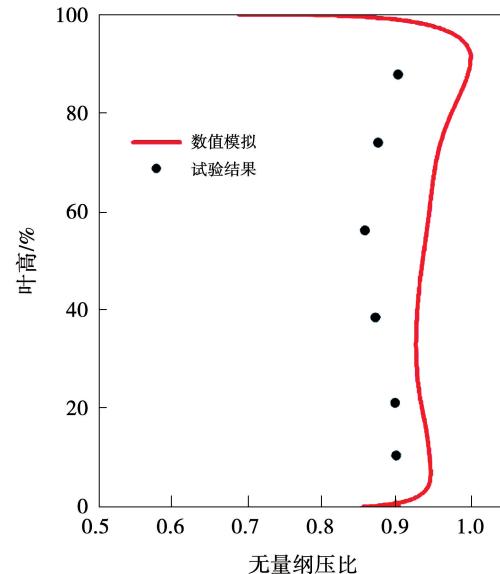


图 3 数值模拟与试验结果对比

Fig. 3 Comparison between numerical simulation and experimental results

2 计算结果与分析

2.1 篦齿泄漏流对压气机特性影响

图 4 和图 5 分别为无量纲流量 - 压比特性和流量 - 效率特性三维计算结果。图中,A 方案代表无篦齿方案,B 方案代表有篦齿方案。压气机特性为压气机 R1,S1,R2 三排叶片的总特性,以数值模拟发散点作为喘振边界点。无量纲处理时取无篦齿方案峰值效率点的流量、压比、效率为基准值,其他状态点流量、效率与基准流量、效率的比值作为无量纲的流量和效率值。

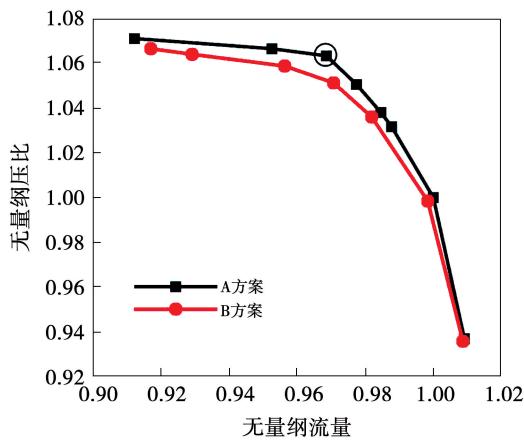


图4 压气机压比特性线对比

Fig. 4 Comparison of the compressor pressure ratio characteristic lines

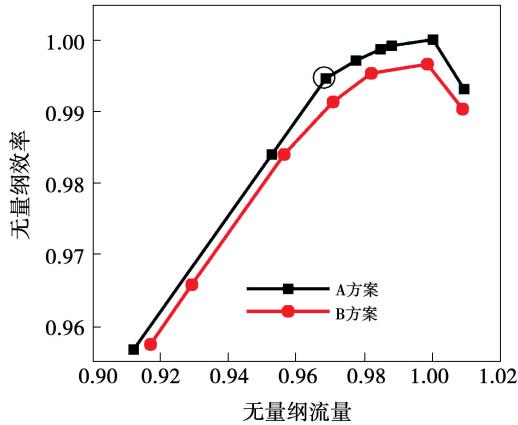


图5 压气机效率特性线对比

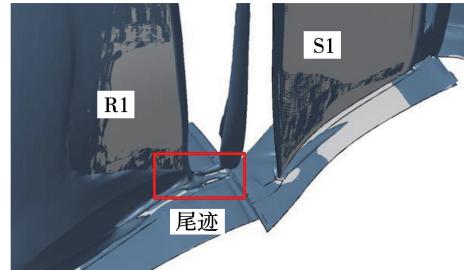
Fig. 5 Comparison of the compressor efficiency characteristic lines

图4和图5表明,封严篦齿泄漏流使得压气机压比和效率都出现了不同程度的降低。与无封严篦齿泄漏相比,有封严篦齿泄漏时压气机最高压比降低0.45%,峰值效率降低0.35%。

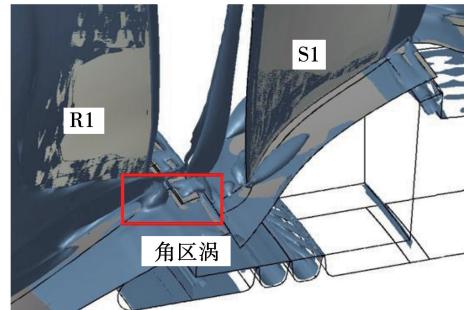
2.2 篦齿泄漏流对主流涡系结构的影响

2.2.1 设计点篦齿泄漏流对压气机涡系结构影响
取某流量对应工况点作为设计点进行分析,该设计点流量对应十级压气机设计点流量,本文研究中仅取前3排。图4和图5圆圈处为无篦齿方案的对比点,有篦齿方案选取与无篦齿方案流量相近的点进行对比分析。为了便捷直观地识别三维的涡系结构,研究人员创造了一些识别方法。其中,Q准则利用速度梯度张量来表示流体的变形,并且认为反对称张量大于对称张量的区域存在涡。这是目前使用最为广泛的一种涡识别方法^[21]。

图6给出了设计点R1尾缘角区 $Q=10^8$ 等值面所表现的涡系结构。从Q准则识别的涡结构中可以发现,篦齿泄漏流使R1吸力面尾缘流场由无篦齿泄漏时的细长尾迹结构(图6(a))发展为明显的角区涡团(图6(b))。



(a) 无篦齿方案R1尾缘角区涡系



(b) 有篦齿方案R1尾缘角区涡系

图6 设计点 R1 尾缘角区涡系结构图($Q = 10^8$)
Fig. 6 Diagram of corner vortex structure at R1 trailing edge at design point ($Q = 10^8$)

图7为R1出口篦齿泄漏流三维流线。可以看到,篦齿泄漏流的溢出给R1尾缘叶根流场造成了一定的堵塞,叶根气流经过篦齿泄漏流的冲击与阻流后受迫抬升,使尾缘处流场结构发生了改变。

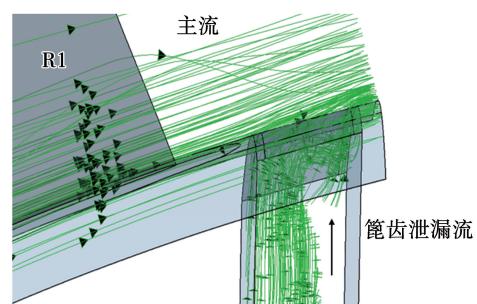


图7 设计点 R1 出口篦齿泄漏流三维流线图

Fig. 7 3D streamline of labyrinth seal leakage flow at R1 outlet at design point

设计点无篦齿和有篦齿方案R1极限壁面流线如8所示。由图可知,篦齿泄漏流从R1根部出口溢出,增强了R1尾缘角区涡的径向移动,使角区涡

的径向范围增大;受角区涡影响,沿主流流动方向的气流速度降低。篦齿泄漏流从篦齿前腔出口垂直射入主流,与 R1 叶根尾缘下游主流相互作用,相当于给 R1 尾缘气流提供了与转子旋转方向相反的切向速度分量,R1 叶根吸力面尾缘流体受切向气流驱动,更容易脱离吸力面而产生分离。因此,受篦齿泄漏流影响,R1 吸力面角区涡沿着径向和切线方向均明显增强。

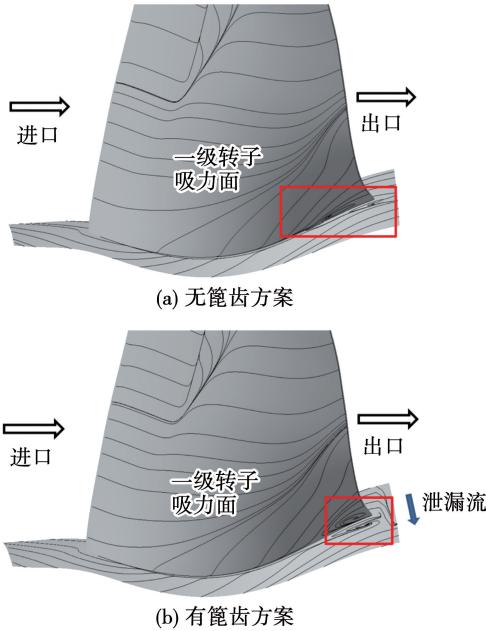


图 8 设计点 R1 极限壁面流线

Fig. 8 Limit streamline on the suction surface of R1 blade at design point

图 9 给出了 S1 进口 20% 叶高内速度和气流角度的径向分布,图中均认为速度或气流角度最大值为基准值 0,仅展示两种方案的绝对值差异。绝对气流角 α_1 定义为绝对气流速度与子午面速度沿流面的夹角:

$$\alpha_1 = |\tan(V_t/V_m)| \quad (1)$$

式中: V_m —气流绝对速度的子午面分量, m/s; V_t —气流绝对速度的切向分量, m/s。

由图 9(a)可知,由于篦齿泄漏流的阻流作用,S1 叶根进口的子午面速度减小。而在 2% 叶高以上,泄漏流与主流经过充分掺混,篦齿泄漏流的影响较小。由图 9(b)可知,篦齿泄漏流导致 R1 叶根尾缘吸力面分离增大、落后角增大,同时子午面速度减小,两者共同作用使得 S1 叶根进口切向速度减小。而在 2% 叶高以上,泄漏流与主流充分掺混后,泄漏流影响较小,切向速度逐渐趋于不变。由图 9(c)可知,R1 落后角增大,根据速度三角形分析,进入下游

静子 S1 的绝对气流角应该减小。但由于篦齿泄漏流的影响,气流的子午面速度减小,从而导致 2% 叶高以下 S1 进口的气流角增大。

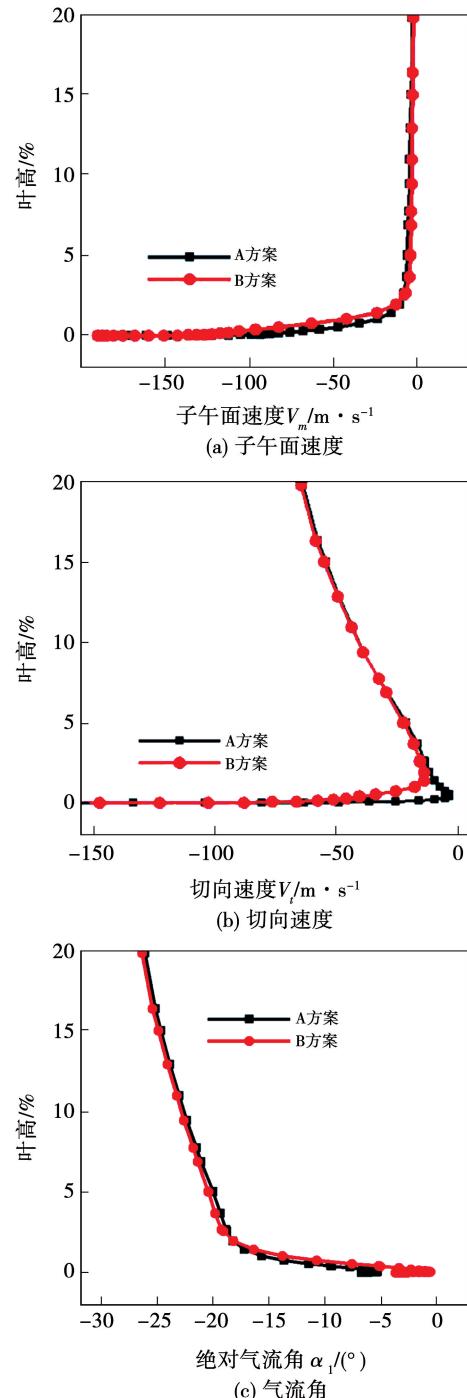


图 9 S1 进口 20% 叶高内流动参数径向变化

Fig. 9 Flow parameter radial distribution at S1 inlet within 20% blade span range

图 10 给出了 S1 进口流面上速度三角形的分布。图中, W_1, V_1 代表无篦齿泄漏时 S1 进口相对速度和绝对速度, W'_1, V'_1 代表有篦齿泄漏时 S1 进口

相对速度和绝对速度, U 代表 R1 旋转线速度, α_1 和 α'_1 代表无篦齿泄漏和篦齿泄漏时 S1 进口气流角。由图 10 可知, 有篦齿泄漏 S1 进口气流角增大, 意味着 S1 的攻角增加, 加大了 S1 根部二次流涡系的范围。

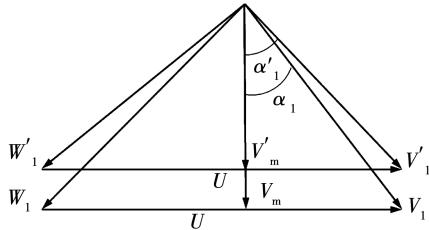


图 10 S1 进口气流面上速度三角形分布

Fig. 10 Velocity triangle distribution on stream surface at S1 inlet

S1 叶根的涡系结构随 S1 进口气流角的变化而变化, 如图 11 所示。由于篦齿泄漏流导致 S1 叶根进口气流角增大, 加剧气流的扩压, 造成 S1 叶片叶根吸力面马蹄涡明显增强, 叶根处流体在通道压差的影响下, 卷吸形成通道涡; 同时, 在 S1 出口叶根端壁处形成角区涡, 使得尾缘处低能流体堆积。由于马蹄涡和角区涡较弱, 图 11 中仅展示有、无篦齿结构下的通道涡结构。

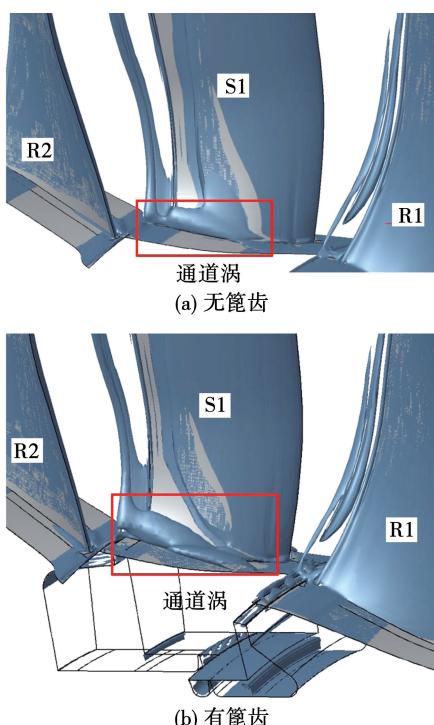


图 11 设计点 S1 吸力面涡系结构 ($Q = 10^8$)

Fig. 11 Vortex structures on S1 suction surface at design point ($Q = 10^8$)

图 12 为 S1 叶根 10% 叶高处马赫云图。图 13 为沿流动方向截面熵云图。由图 12 和图 13 可以看出, 篦齿泄漏使得 S1 吸力面角区分离得到加强, 尾缘低能区域范围增大, S1 流道内高熵区域增加, 压气机主流耗散损失变大。

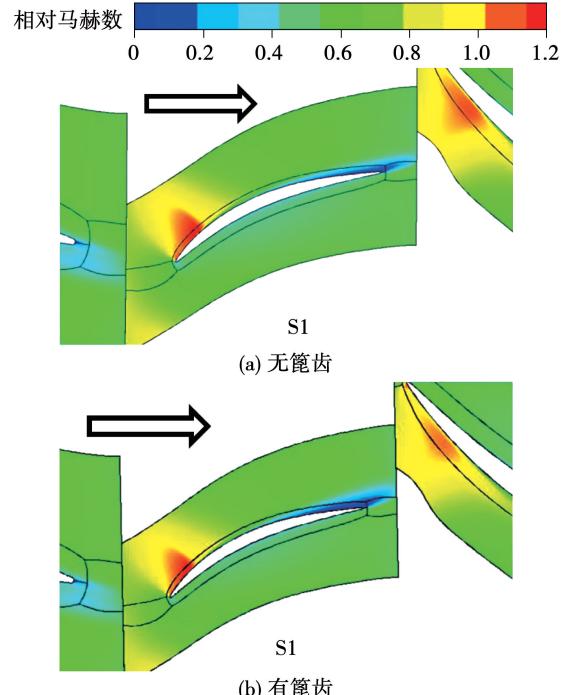


图 12 S1 叶根 10% 叶高处马赫数云图

Fig. 12 Mach number contour of S1 root at 10% span

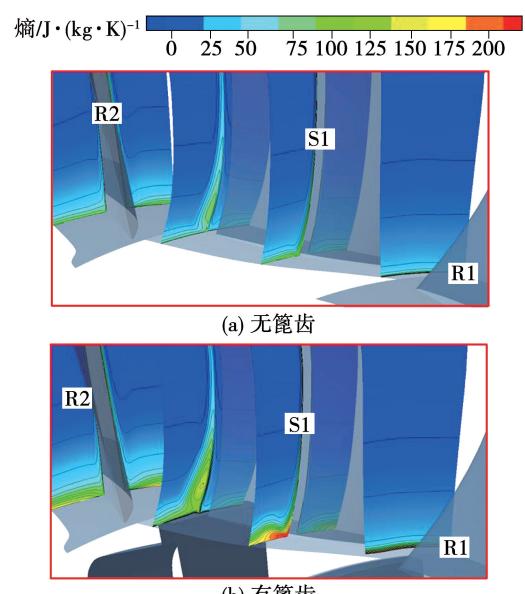
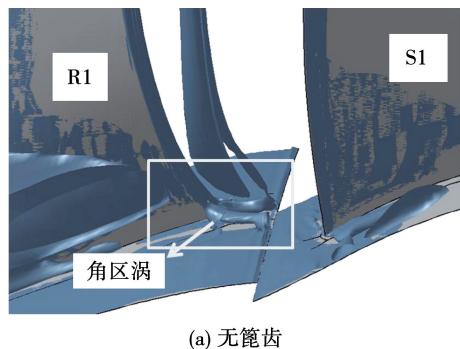


图 13 沿流动方向截面熵云图

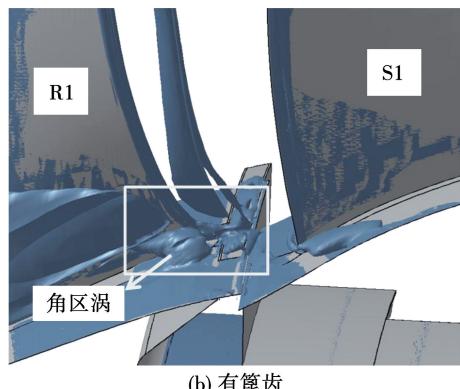
Fig. 13 Entropy contour of cross-sectional surface along flow direction

2.2.2 近喘点篦齿泄漏流对压气机涡系影响

选取图 3 中无篦齿和有篦齿的特性线上最高压比点为近喘点, 该点 R1 出口涡系结构变化与设计点类似, 篦齿泄漏流的存在使尾缘叶根处的尾迹结构呈破碎状, 如图 14 所示。相比于图 6 中设计点涡系结构, 近喘点 R1 的进口攻角增大, 角区的分离逐渐提前, 分离区增大。并且设计点存在篦齿泄漏流增强 S1 叶根吸力面马蹄涡的现象, 由于在近喘点 S1 吸力面的流动恶化严重, 已经难以观察到篦齿泄漏流动的影响。



(a) 无篦齿



(b) 有篦齿

图 14 近喘点 R1 吸力面涡系结构图 ($Q = 10^8$)

Fig. 14 Vortex structure diagram on R1 suction surface
near surge point ($Q = 10^8$)

图 15 为近喘点不同叶高 (2%, 50%, 90%) 处相对马赫数云图。可以看出, 近喘点 S1 在叶根和叶尖的吸力面出现了大分离现象, 对流场造成了较大范围的堵塞, 是 S1 效率降低的原因。篦齿仅使 R1 叶根尾缘吸力面角区分离范围增大, 对于 R1 叶中与叶尖流场几乎无影响; 篦齿泄漏流对 S1 根部分离和 R2 进口处叶根流场无明显影响。近喘振点时主流的流动严重恶化, 以至于篦齿泄漏流对主流影响较小。

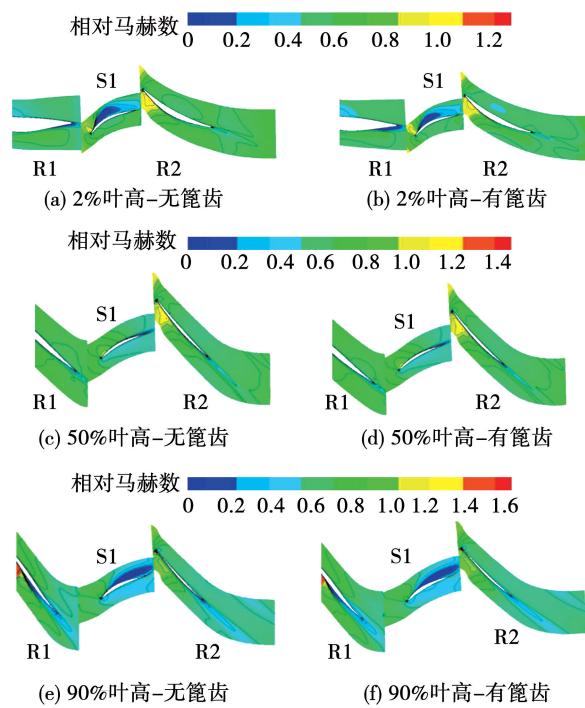


图 15 近喘点不同叶高相对马赫数云图

Fig. 15 Relative Mach number contour at
different spans near surge point

2.3 篦齿泄漏流对主流区流动损失影响

2.3.1 设计点篦齿泄漏对各排流动损失的影响

熵产代表系统内由粘性耗散与温度梯度传热产生的流动损失。压气机内热熵流较小, 熵产可近似代表由粘性产生的耗散损失大小, 适合用来衡量涡系变化造成的剪切损失。同时, 结合控制体分析方法, 能够量化比较不同局部区域的流动损失, 在局部流动损失量化上具有优势。为了捕捉流动损失分布的变化, 本文利用熵产控制体方法^[22]对压气机内部流场进行划分, 量化不同位置的流动损失。

基于开口系统的熵方程可得:

$$dS_{cv} = \sum_i s_i \delta m_i - \sum_j s_j \delta m_j + \sum_l \frac{\delta Q}{T} + \delta S_g \quad (2)$$

式中: S_{cv} —控制体熵, J/K; δS_g —熵产, J/K; s —物质单位质量的熵, J/(K·kg); m —物质质量, kg; 下标 i , j —进口与出口; T —热交换温度, K。

压气机壁面为绝热无滑移, 因此与外界无热交换, 即定常流动中压气机内熵不随时间变化, 因此方程可简化为:

$$\delta S_g = \sum_j s_j \delta m_j - \sum_i s_i \delta m_i \geq 0 \quad (3)$$

将压气机内部划分成单个控制体,计算控制体内的熵产能定量反映损失的大小。转静交界面处采用一维无反射模型,熵产并不连续,所以各排转静子分别进行控制体划分。图 16 为压气机不同排熵产大小对比。可以看出,无论是否存在篦齿泄漏,R1 中损失占据 R1,S1 和 R2 总流动损失的一半以上;篦齿泄漏流使 R1 流动损失增大了 3.1%,S1 流动损失增大了 13.1%,使 R2 流动损失降低了 2.4%。篦齿容腔对 S1 出口气流的抽吸作用,使 R2 上游附面层内低能流体被抽吸入容腔,低能流体造成的主流流动损失降低,是造成 R2 叶排流动损失减小的原因。

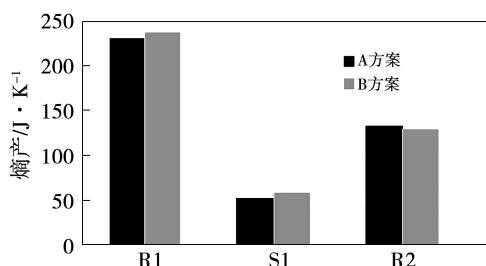


图 16 压气机各排叶片流动损失量化比较

Fig. 16 Quantitative comparison of compressor flow losses in different rows of blades

篦齿泄漏流对 S1 内流动损失的影响最大,进一步对 S1 流域进行划分,以便找出 S1 流动损失变化的来源。S1 流域可分为进口段(S1-LE)、叶片段(S1-MID)和尾缘段(S1-TE)3 个部分,具体控制体划分如图 17 所示。

图 18 为控制体熵产分布。可以看出,篦齿泄漏流对 S1-MID 与 S1-TE 的流动损失影响较为显著。在篦齿泄漏流的影响下,S1 叶片段流动损失增大了 7.7%,尾缘段流动损失增大了 91.7%,两者流动损失的绝对值增量基本相当,是流动损失变化最剧烈的区域。根据 S1 流场判断,这部分流动损失增加主要来源于篦齿泄漏引起的角区附近涡的增强与静子尾缘叶根低能流体的堆积。

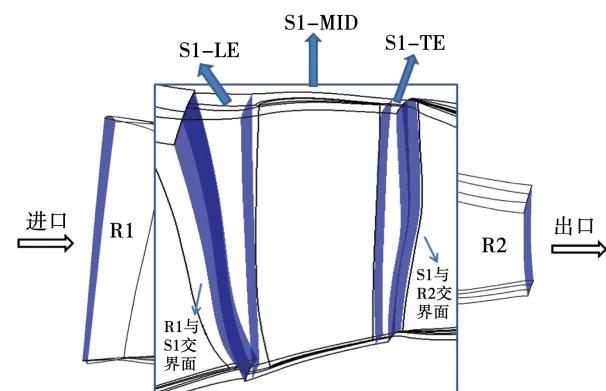


图 17 S1 控制体划分

Fig. 17 Division of S1 control body

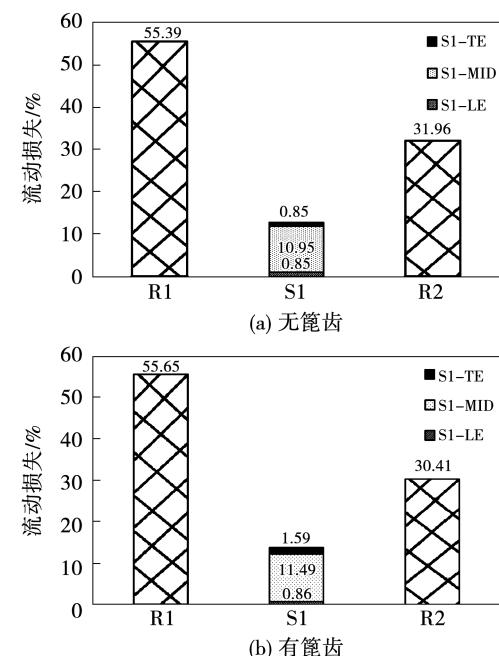


图 18 各控制体流动损失分布

Fig. 18 Flow loss distribution of each control body

图 19 为两种方案 S1 出口气流角 α_2 的径向分布。由图 19 可知,篦齿结构的存在会使 S1 出口 5%~20% 叶高处的落后角增大。篦齿泄漏流对 R1 出口涡系和 S1 进口流速的影响,使 S1 进口攻角增大,吸力面马蹄涡增强,叶根吸力面分离加剧,出口气流角和落后角增大。出口气流角极大值的径向位置由无篦齿时的 2.7% 叶高处升高到有篦齿时的 5% 叶高处,说明篦齿泄漏流会使得 S1 叶根的分离区向叶尖方向移动。

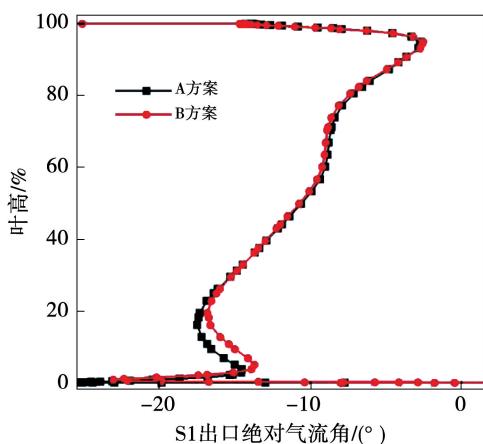


图 19 设计点 S1 出口气流角径向分布

Fig. 19 Radial distribution of S1 outlet air flow angle at design point

图 20 为设计点 S1 总压损失系数分布。总压损失系数 ω 定义为：

$$\omega = (p_1^* - p_2^*) / (p_1^* - p_1) \quad (4)$$

式中： p_1^* —— S1 进口总压, Pa; p_1 —— S1 进口静压, Pa; p_2^* —— S1 出口总压, Pa。

由图 20 可知, 篓齿泄漏导致的流动分离加剧使得叶根处总压损失系数最多增约 50%。而对于叶尖与叶中处流动, 篓齿泄漏流影响很小, 几乎不会改变除叶根外的涡系结构, 总压损失系数基本不变。

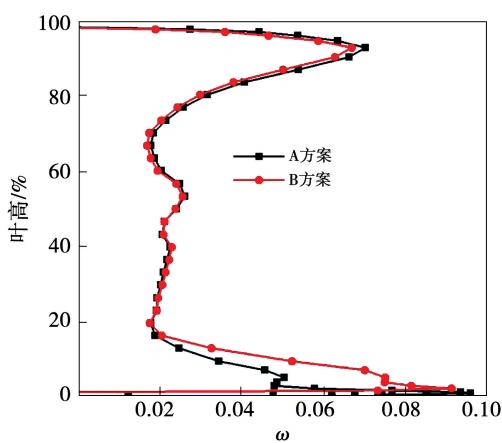


图 20 设计点 S1 总压损失系数径向分布

Fig. 20 Radial distribution of S1 total pressure loss coefficient at design point

2.3.2 近喘点篦齿泄漏对各排叶片流动损失的影响

图 21 给出了无篦齿设计点和近喘点各排叶片

通道流动损失占比的对比。由图 21 可知, 与设计点相比, 当压气机接近喘振工况时, R1 流动损失占比几乎不发生变化, 仅由 55.4% 增加至 55.6%, 近喘点 S1 内的流动损失占比由设计点时的 12.7% 增加至 20.1%, R2 的流动损失占比相应由设计点的 32.0% 减小至 24.4%, 这与 S1 在近喘点出现的大分离现象相符。

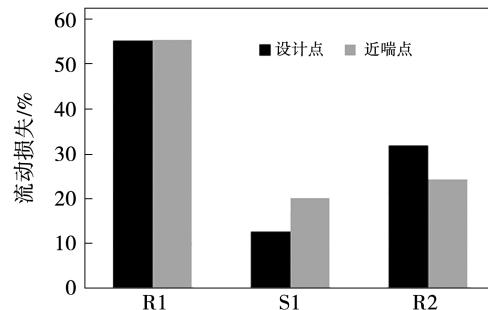


图 21 无篦齿时设计点与近喘点流动损失分布

Fig. 21 Flow loss distribution at design point and near surge point without labyrinth seals

图 22 为近喘点 S1 总压损失系数径向分布。对比图 20 和图 22 发现, 近喘点无论有、无篦齿泄漏, S1 出口损失系数在全叶高均有所增大, 尤其在叶根、叶尖等端部位置, 损失系数急剧增大, 表明近喘点下叶根流动分离, 流场结构已经恶化严重, 导致篦齿泄漏对主流的影响变小。图 23 为近喘点各排叶片流动损失分布。可以看出, 篓齿泄漏流对近喘点损失分布影响并不明显。

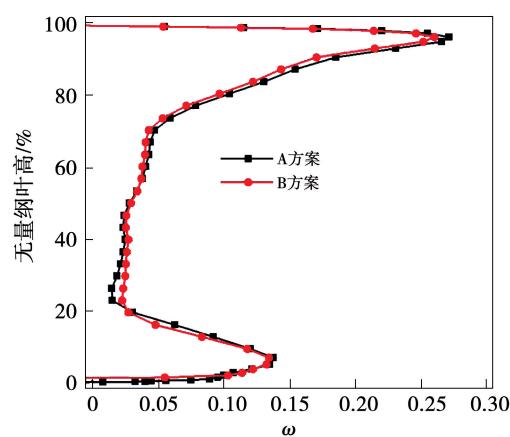


图 22 近喘点 S1 总压损失系数径向分布

Fig. 22 Radial distribution of S1 total pressure loss coefficient near surge point

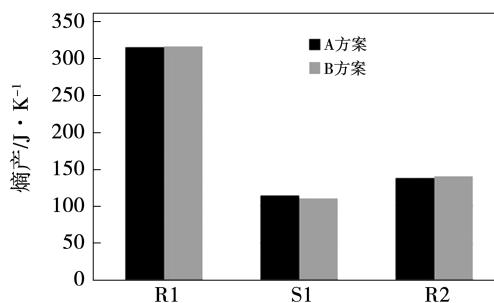


图23 近喘点压气机各排叶片流动损失分布

Fig. 23 Compressor flow loss distribution in different rows of blades near surge point

3 结 论

(1) 篦齿泄漏流使上游转子根部出口气流受迫抬升,叶根尾缘的角区涡沿径向和周向范围扩大;篦齿泄漏流增加了下游静子攻角,叶根吸力面的马蹄涡得到加强,造成静子出口低能流体的堆积,静子损失明显增大。

(2) 篦齿泄漏流对静子耗散损失影响最为显著。在设计工况下,篦齿结构使静子耗散损失增大了13.1%,并使上游转子耗散损失增大3.1%,下游转子耗散损失减小2.4%;静子内耗散损失主要集中在叶片段,进口段和尾缘段的耗散损失接近,增加篦齿结构会使尾缘段耗散损失发生较大变化,表明篦齿泄漏流使静子叶根尾缘流动恶化最严重。

(3) 由于近喘点流场已经严重恶化,篦齿泄漏流对主流影响较小,流动结构与损失分布并未发生明显变化,表明在压气机不同工况下,篦齿泄漏流对压气机主流的影响有较大差异。

参考文献:

- [1] HENDRICKS R C,STEINETZ B M,ZARETSKY E V. Turbomachine sealing and secondary flows part 3—review of power-stream support,unsteady flow systems, seal and disk cavity flows, engine externals, and life and reliability issues[C]//Gdansk:Second International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery, 2004.
- [2] WELLBORN S R,OKIISHI T H. Effects of shrouded stator cavity flows on multistage compressor performance [R]. NASA-CR-198536,1996.
- [3] WELLBORN S R,OKIISHI T H. The influence of shrouded stator cavity flows on multistage compressor performance [J]. Journal of Turbomachinery,1999,121(3):486–497.
- [4] HEIDEGGER N,HALL E,DELANEY R. Parameterized study of high-speed compressor seal cavity flow[C]//Lake Buena Vista, FL: 32nd Joint Propulsion Conference and Exhibit,1996.
- [5] DENTON J D,CRUTIS E M. The influence of shroud and cavity geometry on turbine performance: an experimental and computational study—part 1:shroud geometry[J]. Journal of Turbomachinery,2008,130:041001.1 – 041001.10.
- [6] 杨帆,周莉,王占学. 轮缘封严气流与主流干涉的损失机理研究[J]. 推进技术,2020,41(2):285–293.
YANG Fan,ZHOU Li,WANG Zhan-xue. Investigation on interaction loss mechanism between rim seal flow and mainstream[J]. Journal of Propulsion Technology,2020,41(2):285–293.
- [7] 黄镜玮,付维亮,马国骏,等. 受轮缘密封结构影响的1.5级涡轮封严流与主流的相互作用以及轮缘密封间流动干扰[J]. 航空学报,2021,42(7):232–250.
HUANG Jing-wei,FU Wei-liang,MA Guo-jun, et al. Interaction between 1.5-stage turbine rim seal purge flow and mainstream and flow interference between rim seals affected by rim seal structure [J]. Acta Aeronautics et Astronautics Sinica, 2021, 42 (7) : 232 – 250.
- [8] 高学林,袁新. 多级轴流压气机间隙流动数值模拟[J]. 工程热物理学报,2006,27(3):395–398.
GAO Xue-lin,YUAN Xin. Numerical simulation of leakage and seal for a mult-stage compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2006,27(3):395 – 398.
- [9] 孟德君,邢雷,李坚. 篦齿封严流动及其对压气机静子性能的影响[J]. 航空发动机,2013,39(6):31–35,42.
MENG De-jun,XING Lei,LI Jian. Influence of shrouded stator cavity flow on compressor stator performance [J]. Aeroengine, 2013,39(6):31 – 35,42.
- [10] 杜发青,吉洪湖,帅海山. 齿形几何参数对直通篦齿封严泄漏特性影响的正交试验[J]. 航空动力学报,2013,28 (4): 825 – 831.
DU Fa-qing,JI Hong-hu,SHUAI Hai-shan. Orthogonal experiment of effect of fin geometrical parameters on leakage of straight-through labyrinth seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2013 , 28 (4) : 825 – 831.
- [11] 杨淋麟,张丽,朱惠人. 篦齿结构对封严性能的影响 [J]. 科学技术与工程,2013,13(33):10069 – 10073.
YANG Lin-lin,ZHANG Li,ZHU Hui-ren. Effect of labyrinth seal structure on sealing characteristics[J]. Science Technology and Engineering,2013,13(33):10069 – 10073.
- [12] 胡东旭,贾力,杨立新. 篦齿封严泄漏特性的实验[J]. 航空动力学报,2014,29(3):549 – 555.

- HU Dong-xu, JIA Li, YANG Li-xin. Experiment on leakage characteristics in labyrinth seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(3): 549 – 555.
- [13] 刘高文,陈凯,钢铁,等.压比和雷诺数对压气机级间篦齿封严流动特性的影响[J].航空动力学报,2015,30(7):1554 – 1560.
- LIU Gao-wen, CHEN Kai, GANG Tie, et al. Influences of pressure ratio and Reynolds number on flow characteristics of labyrinth seal in compressor stator well [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(7): 1554 – 1560.
- [14] 孔晓治,刘高文,雷昭,等.齿型对压气机级间封严特性影响的实验研究[J].推进技术,2018,39(9):2085 – 2093.
- KONG Xiao-zhi, LIU Gao-wen, LEI Zhao, et al. Experimental investigation for effects of tooth shapes on compressor inter-stage seal [J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39 (9): 2085 – 2093.
- [15] 孙丹,卢江,刘永泉,等.篦齿封严风阻温升特性研究[J].航空学报,2018,39(11):70 – 79.
- SUN Dan, LU Jian, LIU Yong-quan, et al. Investigation on windage heating characteristics of labyrinth seals [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2018, 39(11): 70 – 79.
- [16] GIER J, STUBERT B, BROUILLET B, et al. Interaction of shroud leakage flow and main flow in a three-stage LP turbine [J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(4): 105 – 116.
- [17] DEMARGNE A, LONGLEY J P. The aerodynamic interaction of stator shroud leakage and mainstream flows in compressors [C]// Munich, Germany : ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air, 2000.
- [18] KIM J W, SONG S J, KIM T. Streamwise evolution of loss in a shrouded axial compressor cascade passage [J]. Journal of Propulsion and Power, 2011, 27(4): 884 – 889.
- [19] 夏天,程荣辉,陈仰军.轴流压气机静子容腔对性能影响的全三维数值模拟[J].燃气涡轮试验与研究,2011,24(3):16 – 19.
- XIA Tian, CHENG Rong-hui, CHEN Yang-jun. Numerical investigation of stator cavity in axial compressor [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2011, 24(3): 16 – 19.
- [20] 王广,楚武利.级间进出口几何角度对压气机气动性能和封严效果的影响[J].推进技术,2020,41(5):1063 – 1071.
- WANG Guang, CHU Wu-li. Influence of geometric angle of inter-stage inlet and outlet on aerodynamic performance and sealing of compressor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(5): 1063 – 1071.
- [21] HUNT J C R, WRAY A A, MOIN P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows [C]// California: Proceedings of the Summer Program, Center for Turbulence Research, 1988: 193 – 208.
- [22] 路倩,南希,林峰.熵产控制体方法对压气机近零间隙流动损失的演变规律[J].航空动力学报,2016,31(3):678 – 684.
- LU Qian, NAN Xi, LIN Feng. Entropy generation control volume method and its application into flow loss evolution in a compressor with near zero tip clearance [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(3): 678 – 684.

(刘颖 编辑)