doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.01.006

扩张间隙分布对压气机性能及流场结构的作用机理研究

吴永惠[1],张成烽[2],丁冠东[2]
（1. 中国航发沈阳发动机研究所,沈阳 110015;2. 中国航发燃气轮机有限公司,沈阳 110168）

摘　要:为了探究非平行式转子叶尖间隙结构对压气机性能的影响,首先研究不同转子叶尖间隙值对压气机性能及流场结构的影响,得到较优间隙值,然后在设计间隙值和较优间隙值的基础上进行改型,提出 3 种扩张间隙分布方案,以及扩张间隙分布对压气机性能及流场结构的作用机理。结果表明,当转子叶尖间隙为 0.5τ 时,压气机的稳定裕度改进量较大,在近失速点压气机性能较优越,近失速点的流场结构相对较好,故 0.5τ 方案（P2）为较优间隙值;若将平行间隙分布 P2 改为扩张间隙分布 D1,D2 和 D3 方案后,转子压力面附近低能流体涡团得到抑制,吸力面尾缘附近低速区也得到了进一步吹除,径向潜流所带来的负面影响被进一步削弱;相比 P2 方案,D1,D2 和 D3 方案在 98% 叶高处的增压比分别提高了 1.6%,1.9% 和 2.4%,流量拓宽比分别增加了 3.18%,8.56% 和 6.20%,稳定裕度改进量分别提高了 0.59%,1.45%,1.55%,峰值效率改进量基本相差不大。研究结果可为叶尖间隙的优化改进提供理论依据。

关键词:叶尖间隙分布;轴流压气机;间隙流动控制;压气机性能
中图分类号:TH45;TK221　　**文献标志码:**A

Research on the mechanism of the effect of expansion clearance distribution on compressor performance and flow field structure

WU Yonghui[1],ZHANG Chengfeng[2],DING Guandong[2]
（1.AECC Shenyang Engine Research Institute,Shenyang 110015,China;2.AECC GT,Shenyang 110168,China）

Abstract: To investigate the influence of a non-parallel rotor blade tip clearance structure on a compressor,this paper studies the effects of different rotor blade tip clearance values on compressor performance and flow field structure and identifies the optimal clearance value.Based on the design clearance value and the optimal clearance value,three expansion clearance distribution schemes were proposed to analyze their effects on compressor performance and flow field structure.The research results indicate that when the rotor tip clearance is set to 0.5τ,the stability margin improvement of the compressor is relatively large,and the performance of the compressor is superior near the stall point.The flow field structure near the stall point is relatively good,and 0.5τ clearance（P2） is considered the optimal clearance value.If the parallel gap distribution is changed to the expansion gap distribution D1,D2 and D3 schemes,the low-energy fluid vortex near the rotor pressure surface is significantly weakened.For the low-speed zone near the trailing edge of the blades,it is further blown away,improving the flow structure and increasing the stall margin.Compared with the baseline scheme,the D1,D2 and D3 schemes improve the stall margin by 1.6%,1.9% and 2.4%,respectively.The total pressure ratio and efficiency stability margins are improved by 3.18%,8.56% and 6.20%,respectively.The stability margin improvement rate is increased by 0.59%,1.45% and 1.55%,respectively.The results provide insights into optimizing the clearance distribution structure for axial flow compressors.

Key words:tip clearance distribution;axial flow compressor;clearance flow control;compressor performance

0　引言

压气机转子叶尖间隙区域流场复杂多变,存在叶尖泄漏流、壁面附面层分离、二次流和多次泄漏流等[1-2]。其中,叶尖泄漏流是端壁间隙区域较为突出的流动现象,它与主流相互作用后会形

收稿日期: 2023－12－11　**修回日期:** 2024－11－10
基金项目: 翼型、叶栅空气动力学国家重点实验室开放基金项目（614220121050125）

成泄漏涡[3]。研究表明,泄漏涡的存在会严重堵塞端壁区域的流场,从而造成较大的流动损失,最终导致压气机性能下降[4]。MAESSCHALCK 等[5]研究发现,压气机间隙区域流动损失占总损失的1/3,是导致压气机转子失速不稳定性的主要原因之一。因此,有必要进行此方面的研究。

为了改善压气机叶尖间隙区域的流场结构,研究人员采取了一系列的流动控制方法,可分为主动控制方法、被动控制方法和耦合控制方法,这3种控制方法对流场结构的作用机理不同。主动控制方法是通过额外的能量注入来改善压气机的内部流场结构;被动控制方法是通过几何结构的修改来减少总能量损失;耦合控制方法则是将以上流动控制方法进行耦合应用,包含主动控制方法之间的耦合,被动控制方法之间的耦合和主动控制方法与被动控制方法之间的耦合[6-8]。

然而,上述间隙区域流动控制方法对压气机结构和内部的气动布局改动量相对较大,改动成本较高。除了以上控制方法外,为了降低改动成本,大量研究发现,对转子叶尖间隙值进行调整,能够在一定程度上抑制间隙泄漏流强度,降低压气机间隙区域的流动损失,提高压气机性能[9-10],因此有必要开展关于转子叶尖间隙值对压气机性能影响的相关研究。HEWKIN-SMITH 等[11-12]研究发现,当叶尖间隙值减小时,间隙泄漏流的强度降低,流动损失减小,从而提升了压气机的总压比和效率。然而压气机转子叶尖间隙值并不是越小越好。CIORCIARI 等[13-14]通过大量的数值仿真发现,转子叶尖间隙值的增加会抑制叶尖区域的涡流现象,同时合适的叶尖间隙能改善泄漏流的结构,进而提升压气机性能。SAKULKAEW 等[15-16]综合考虑叶尖泄漏损失和流体黏性损失等因素,得到了压气机转子在不同间隙跨度的最优间隙值,为压气机转子叶尖间隙设计提供了参考。然而这些研究都局限于平行间隙分布,对非平行间隙分布研究较少,鲜有关于不同间隙对压气机内部流场结构的作用机理的分析,因此研究非平行间隙分布对压气机性能及内部流场的作用机理具有创新意义。

基于以上研究现状,本文以 NASA Stage 35 跨声速压气机为研究对象,首先分析了不同转子叶尖间隙值对压气机性能及流场结构的影响,得到较优间隙值,然后在设计间隙值和较优间隙值的基础上进行改型,提出3种扩张间隙分布方案,探究扩张间隙分布对压气机性能及流场结构的作用机理,为叶尖间隙的改型优化提供参照依据。然而确定压气机的叶顶间隙时,须同时考虑运行的安全性,在工程实际中不能随意减小间隙值。

1 研究对象

1.1 几何模型

NASA Stage 35 跨声速轴流压气机主要设计参数如下:设计转数为 17 188.7 r/min,设计点质量流量为 28.188 kg/s,转子叶片数为 36,静子叶片数为 46,叶尖速度为 454.456 m/s,设计间隙值 τ=0.408 mm[17-18]。

1.2 网格划分及计算方法

利用商业软件 NUMECA 中 Autogrid 5 模块进行网格划分,对具有周期性的单一通道计算域进行 O4H 结构化网格划分,如图 1 所示。

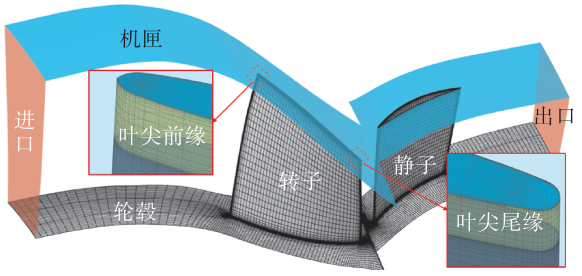


图 1 压气机三维模型网格结构

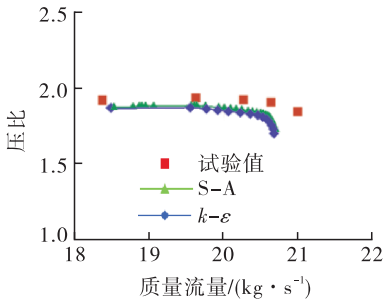
Fig.1 3D mesh model of the compressor

进、出口采用 H 型网格,叶片表面采用 O 型网格,各网格块之间采用周期性完全匹配连接,转子叶尖间隙处采用蝶形网格环绕控制并进行网格加密处理。时间项和空间项分别采用 4 阶 Runge-Kutta 方法和中心差分格式的有限体积法迭代求解,运用绝热无滑移壁面,采用多重网格技术、局部时间步长和隐式残差广顺手段加速收敛,设置 CFL 数为 3.0。利用 S-A 湍流模型进行数值求解,边界条件给定进口总温和总压,选取轴向进气方式,不断增加出口背压来减小压气机流量直至计算发散,选取最后一个计算收敛的点为最小流量点。

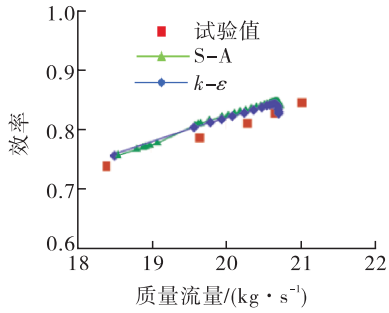
1.3 网格无关性验证

选取 S-A 和 k-ε湍流模型进行对比分析,图 2 示出试验值与不同湍流模型计算值对比,其中计算域网格数为 230 万。由图可见,S-A 和 k-ε 模型的计算结果与试验值吻合度较好,这两种模型的预测结果也相差不大,得到的结论与张燕

海[19]的结论基本一致。文中仅是对不同改型间隙方案进行对比分析，所以在保证计算精度的前提下，进一步缩短计算时间，利用 S-A 湍流模型进行数值求解。



(a) 压比



(b) 效率

图 2　试验值与不同湍流模型计算结果对比

Fig.2　Comparison chart between experimental values and calculation results of different turbulence models

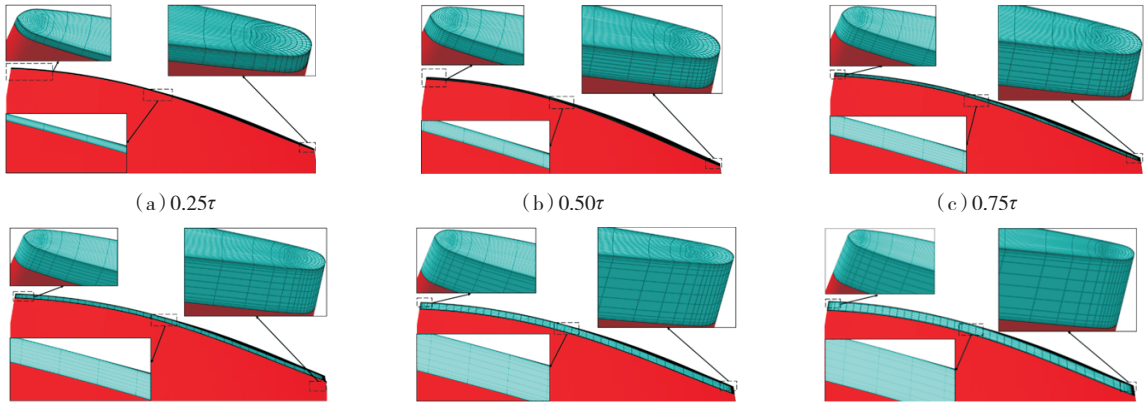
1.4　误差分析

除了求解计算的简化处理、湍流黏度、单一通道计算、转静子交接面的均匀数据传输等产生的误差外，本文数值模拟过程中默认将 Stage 35 整个转子轮毂设为转动部件，然而试验时仅为部分转动。从理论上分析，在轴向进气的情况下，若转子轮毂不转动，则入口处的附面层方向与主流方向平行；若转子轮毂转动，则靠近附面层底端，平行于主流方向的速度很小，而平行于转动方向（垂直于主流方向）的速度相对很大。此时，附面层内的绝对速度方向基本平行于转动方向，即叶根处于大攻角流动，流量变小，同时也容易诱导压气机发生喘振。所以数值模拟堵塞点流量小于试验值，最小流量点大于试验值。但是产生的误差均在可接受范围内，不影响后续分析，进一步证明了该数值模拟方法的可靠性。

2　间隙值对压气机性能的影响

2.1　叶尖间隙方案

对压气机叶尖间隙值进行改变，分别得到压气机叶尖间隙值为 0.25τ，0.50τ，0.75τ，τ，1.50τ 和 2.00τ 共 6 种叶尖间隙方案，其中 τ 为设计间隙值。图 3 示出不同叶尖间隙方案的三维网格结构，其中，各间隙方案间隙处的网格拓扑结构基本一致，各间隙方案间隙处径向结点数为 17，轴向结点数为 73。



(a) 0.25τ　(b) 0.50τ　(c) 0.75τ

(d) τ　(e) 1.50τ　(f) 2.00τ

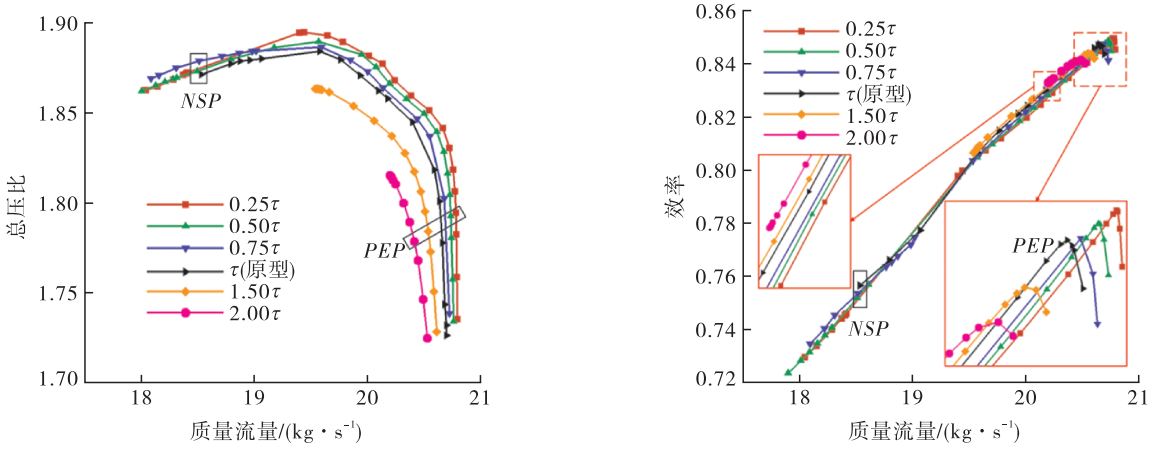
图 3　不同间隙方案的三维网格结构

Fig.3　Three dimensional mesh structures with different clearance schemes

2.2　压气机特性分析

图 4 示出不同间隙值压气机特性曲线，图中 *PEP* 为峰值效率点，*NSP* 为近失速点，质量流量为 18.53 kg/s（与设计间隙近失速点质量流量相同）。由图可知，随着叶尖间隙值减小，压气机特性曲线向大流量方向移动，稳定工作流量范围明显拓宽，压气机总压比大体呈增加趋势，峰值效率略微增加，但基本相差不大，6 种叶尖间隙下峰值效率分别为 84.93%，84.83%，84.77%，84.71%，84.36% 和 84.11%。当叶尖间隙值减小到一定程

度后，压气机总压比和效率基本变化不大。然而在近失速工况下会略有不同，当压气机转子叶尖间隙值减小到 0.25τ 时，近失速点的总压比低于 0.50τ 和 0.75τ 方案，效率基本变化不大。由此可见，虽然随着转子叶尖间隙值的减小，压气机性能大体呈增加趋势，但是当转子叶尖间隙值减小到一定程度后，近失速点附近的总压比减小，近失速工况下压气机性能开始下降。



(a) 压比曲线 (b) 效率曲线

图 4 不同间隙方案的特性曲线

Fig.4 Characteristic curves of different clearance schemes

为了进一步分析不同间隙方案对压气机稳定裕度的影响，根据文献[23]给出稳定裕度改进量(V_{SMI})和峰值效率改进量(V_{PEI})，其公式如下：

$$V_{SMI}=\left[\left(\pi^*_{CS}/\pi^*_B\right)_{NS}\left(m_B/m_{CS}\right)_{NS}-1\right]\times 100\% \quad (1)$$

$$V_{PEI}=\left[\left(\eta_{CS}/\eta_B\right)_{PEP}-1\right]\times 100\% \quad (2)$$

式中，π^* 为压比；m 为质量流量；下标 CS 为不同间隙方案，下标 PEP 为峰值效率点，下标 NS 为最小失速点，下标 B 为设计间隙。

图 5 示出不同间隙方案 V_{SMI} 和 V_{PEI} 的对比。0.25τ，0.50τ，0.75τ，τ，1.50τ 和 2.00τ 间隙时，V_{SMI} 分别为 2.21%，2.39%，2.09%，0，−5.19% 和 −5.86%，V_{PEI} 分别为 0.25%，0.16%，0.01%，0，−0.41% 和 −0.71%。

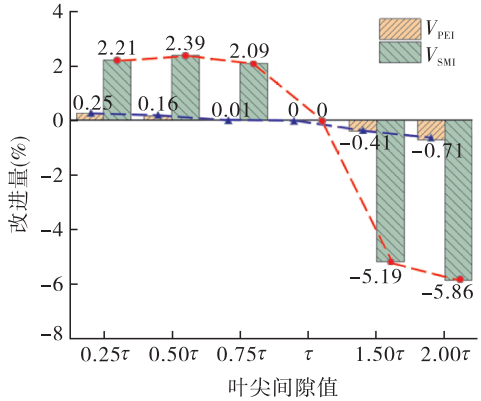


图 5 不同间隙方案的 V_{SMI} 和 V_{PEI} 的对比

Fig.5 Comparison of V_{SMI} and V_{PEI} with different clearance schemes

由图可知，Stage 35 转子叶尖间隙值从 0.25τ 增加到 2.00τ，压气机 V_{SMI} 先增大后减小，在 0.50τ 间隙方案达到峰值。V_{PEI} 逐渐减小，但都变化不大。综合比较所有间隙方案发现，叶尖间隙值为 0.50τ 方案 V_{SMI} 优于其他间隙方案，V_{PEI} 也与 0.25τ 相差不大。

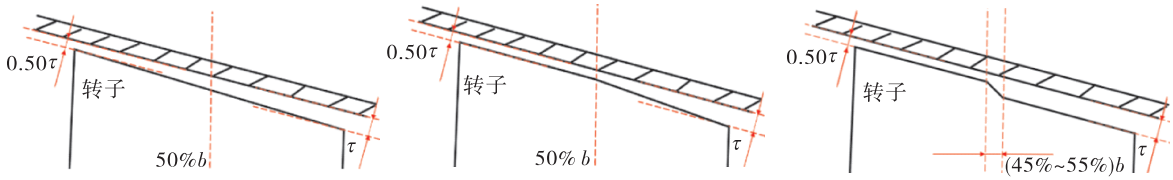
综合对比所有间隙值发现，当转子叶尖间隙为 0.50τ 时，压气机的稳定裕度改进量较大，在近失速点压气机性能较优越，近失速点的流场结构相对较好。因此在 0.50τ 方案和设计间隙值的基础上进行间隙分布改型，根据前期工作经验，提出了 3 种扩张间隙分布方案，研究扩张间隙分布对压气机性能及流场结构的作用机理。

3 扩张间隙分布对压气机性能及流场结构的作用机理

3.1 扩张间隙分布方案

对平行间隙分布进行扩张改型，得到 3 种不同扩张间隙分布方案，如图 6 所示，图中 b 表示弦长。改型后的最大间隙均为设计间隙值 τ，最小间隙值均为 0.50τ。D1 间隙分布方案从转子前缘到转子尾缘为渐扩结构；D2 间隙分布方案从转子前缘到 50% 弦长范围为平行段，从 50% 弦长到转子尾缘为渐扩段；D3 间隙分布方案由两段平行段的阶梯扩张结构组成，平行段之间由 45%~55% 弦长范围过渡。由于改型间隙值较小，因此不同间隙

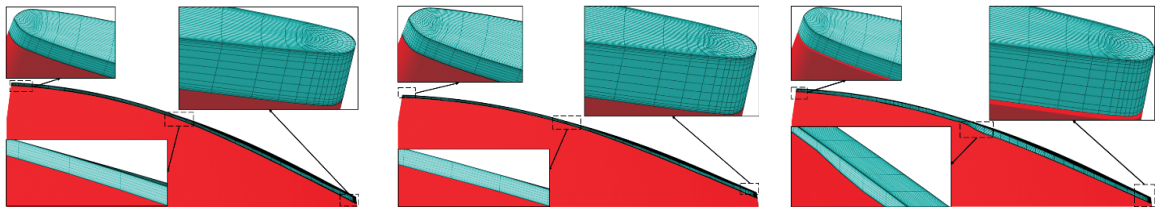
分布方案网格结构基本相同。所以所有间隙分布方案网格采用的拓扑结构基本一致。各个扩张间隙分布方案间隙处径向结点数为 17，轴向结点数为 73，扩张间隙分布方案网格细节如图 7 所示。



（a）D1　（b）D2　（c）D3

图 6　扩张间隙分布方案

Fig.6　Expansion clearance distribution scheme



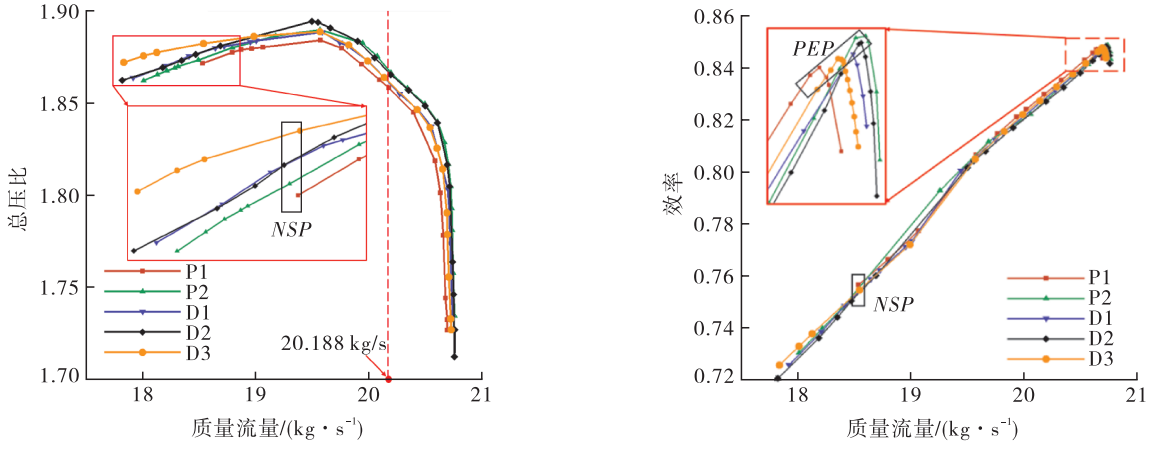
（a）D1　（b）D2　（c）D3

图 7　扩张间隙分布方案间隙处网格细节

Fig.7　Mesh details of the expansion clearance distribution schemes

3.2　压气机特性分析

图 8 示出不同间隙方案的特性曲线。近失速点压气机的质量流量为 18.53 kg/s，P1 和 P2 表示间隙值分别为 0.408，0.204 mm 的平行间隙分布方案。通过对比发现，将平行间隙分布方案 P2 改为扩张间隙分布方案后，扩张间隙分布方案 D1，D2 和 D3 在近失速点处的总压比均增加，峰值效率在 P1 和 P2 方案之间，但峰值效率都基本变化不大。由此可见，所提出的 3 种扩张间隙分布方案能够在一定程度上提升压气机的性能。



（a）压比曲线　（b）效率曲线

图 8　不同间隙方案的特性曲线

Fig.8　Characteristic curves of different clearance schemes

图 9 示出扩张间隙分布方案 V_{SMI} 和 V_{PEI} 数据对比。由图可见，P2，D1，D2 和 D3 间隙分布方案稳定裕度改进量 V_{SMI} 分别为 2.39%，2.98%，3.84% 和 3.94%。峰值效率改进量 V_{PEI} 基本变化不大，P2，D1，D2 和 D3 间隙分布方案峰值效率改进量 V_{PEI} 分别为 0.16%，0.07%，0.14% 和 0.05%。通过对比发现，扩张间隙分布方案 D1，D2 和 D3 稳定裕度改进量均高于 P2 方案，而峰值效率改进量 V_{PEI} 略微低于 P2 方案，但与 P2 方案基本相差不大。由此可见，扩张间隙分布在一定程度上能够提高压气机的 V_{SMI}，但是会导致峰值效率改进量略微降低。

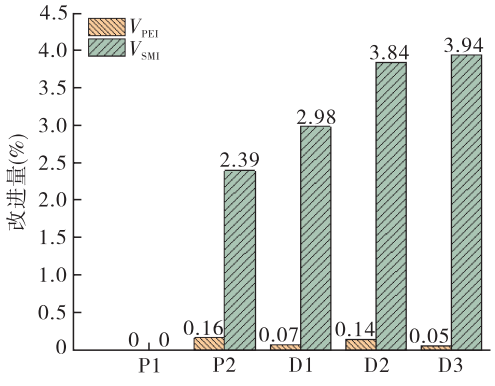


图 9 不同方案下与原型方案的 V_{SMI} 和 V_{PEI} 对比

Fig.9 Comparison of V_{SMI} and V_{PEI} under different schemes with baseline schemes

利用文献[24]提出的流量拓宽比 R_{MFRE} 定量比较扩张间隙分布方案对压气机质量流量范围的拓宽程度，R_{MFRE} 计算式如下：

$$R_{MFRE}=\frac{\left(m_c-m_s\right)_D-\left(m_c-m_s\right)_B}{\left(m_c-m_s\right)_B}\times 100\% \quad (3)$$

式中，下标 c 为堵塞点；下标 s 为近失速点；下标 D 为扩张间隙方案。

表 1 列出不同扩张间隙分布方案的压气机性能对比。由表可知，将平行间隙分布方案 P2 改为扩张间隙分布方案后，失速点质量流量降低，近失速点总压比增加，近失速点效率降低，峰值效率降低，稳定裕度改进量 V_{SMI} 增加，峰值效率改进量 V_{PEI} 减小，流量拓宽比 R_{MFRE} 增加。

表 1 扩张间隙分布方案压气机性能对比

Tab.1 Comparison of compressor performance with expansion clearance distribution schemes

性能参数	P2	D1	D2	D3
NSP 流量/(kg·s^{-1})	18.01	17.92	17.82	17.84
NSP 压比	1.87	1.89↑	1.89↑	1.89↑
NSP 效率(%)	75.55	75.53↓	75.15↓	75.50↓
峰值效率(%)	84.85	84.84↓	84.82↓	84.75↓
V_{SMI}(%)	2.39	2.98↑	3.84↑	3.94↑
V_{PEI}(%)	0.16	0.07↓	0.14↓	0.05↓
R_{MFRE}(%)	27.38	30.56↑	35.94↑	33.58↑

图 10 示出不同扩张间隙分布方案在近失速点转子压比的径向分布，质量流量为 18.53 kg/s，图中 P_1^* 为压气机转子出口总压，P_0^* 为压气机进口总压。由图可知，当叶尖间隙值减小后，压气机在全叶高范围内增压比明显增加。其中，在 98% 叶高处增压比增加最为明显。相比 P1 方案，P2，D1，D2 和 D3 方案在 98% 叶高处的增压比分别提高了 1.8%，3.4%，3.7% 和 4.2%。通过对比发现，相比 P2 方案，所提出的 3 种扩张间隙分布方案能够使叶尖附近的压力进一步增加，压气机性能得到进一步提升。

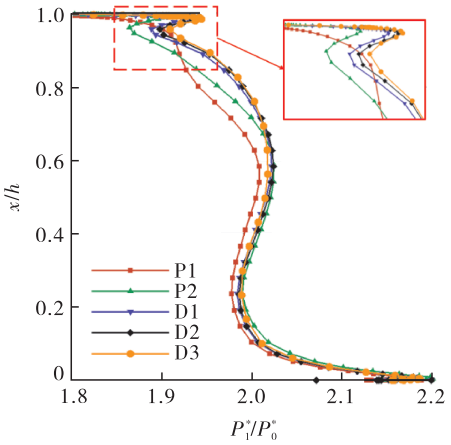


图 10 *NSP* 不同间隙分布方案转子压比的径向分布

Fig.10 Radial distribution of rotor pressure ratio of *NSP* with different clearance distribution schemes

为了进一步探究不同间隙分布方案对压气机间隙区域流场结构的影响，对不同间隙分布方案的间隙泄漏量进行深入研究，定义叶尖间隙泄漏量 M 为：

$$M=\int_S(\rho v)\mathrm{d}S \quad (4)$$

式中，S 为叶顶间隙截面的面积；ρ 为密度；v 为间隙泄漏流的速度。

3.3 压气机流场结构分析

将转子间隙区域沿轴向分成 10 个部分，图 11 示出近失速点处质量流量为 18.53 kg/s 时，不同间隙分布方案叶尖泄漏量对比。图中，SS 表示吸力面，PS 表示压力面。

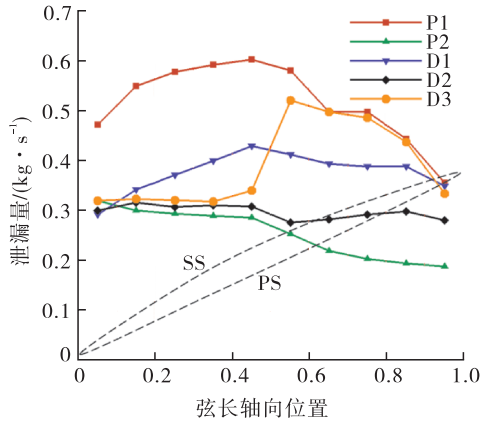
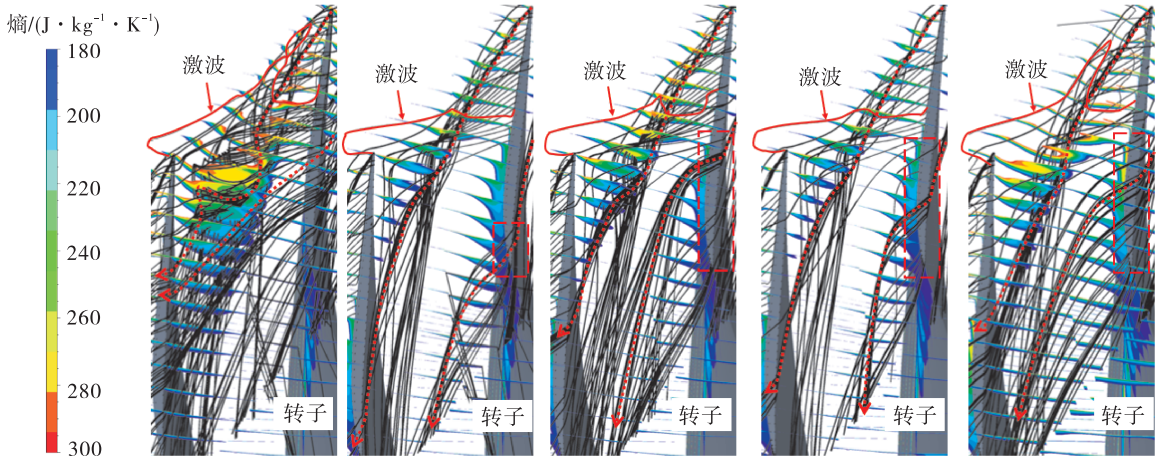


图 11 不同弦长范围的间隙泄漏量对比

Fig.11 Comparison of clearance leakage in different chord length ranges

根据图中的数据发现，各个间隙分布方案在50% 弦长附近的间隙泄漏量会达到峰值，扩张间隙分布方案尾缘附近的间隙泄漏量明显大于平行间隙分布，不同轴向位置间隙泄漏量大小与该位置的间隙值呈正相关。

图 12 示出近失速点处质量流量为 18.53 kg/s 时，间隙区域气流相对速度流线及熵分布。由图可知，与 P1 方案相比，P2 方案间隙值减小，叶尖前缘泄漏流泄漏量较小，与间隙泄漏流掺混后，有少量气流从压气机进口溢出，通道内激波向下游移动，激波范围明显减小，流动损失降低，如图 12（b）所示。将平行间隙分布方案 P2 改为扩张间隙分布方案后，间隙泄漏量会随着局部间隙值的增加而增加，压力面附近的气流在压力面和吸力面压差的作用下流到相邻转子通道，转子尾缘附近的间隙泄漏流起始位置提前，该位置间隙泄漏流强度增大。



（a）P1 （b）P2 （c）D1 （d）D2 （e）D3

图 12 气流相对速度流线及熵分布

Fig.12 Relative velocity streamline and entropy distribution map

为了将间隙处涡结构直观地表达出来，利用 HUNT 等[31]提出的 Q 判据准则理论，Q 判据理论如下：

$$Q=-\frac{1}{2}\left(e_{ij}e_{ji}+\Omega_{ij}\Omega_{ji}\right)=\frac{1}{2}\left(\Omega_{ij}\Omega_{ji}-e_{ij}e_{ji}\right)$$
$$=\frac{1}{2}\left(\|\Omega\|^2-\|E\|^2\right) \quad (5)$$

式中，e_{ij}，Ω_{ij} 分别为应变速率张量和涡量张量，$\Omega_{ij}=-\Omega_{ji}$。当 $\|\Omega\|^2>\|E\|$ 时，漩涡内流体旋转对角应变率起主导作用，即 $Q>0$ 的区域可定义为涡结构。因此可以根据 Q 的取值来判定流场内的流体涡团。

图 13 示出近失速点处质量流量为 18.53 kg/s 时，P1 间隙转子表面涡量及 90% 截面马赫数径向分布。图中，SS 代表吸力面，PS 代表压力面，其中 $Q=9\times10^7$。由图中可以看出，近壁面气流会被较大逆压梯度的径向涡卷吸到叶顶区域，径向涡向叶顶移动过程中，径向涡直径变粗。另外，因受到转子离心力影响，也会导致气流出现径向迁移的趋势，以上这两种因素作用后会引发较大面积的径向潜流，向叶顶汇聚后被机匣阻挡，从而在转子吸力面尾缘处产生较大范围的低速区，对压气机内部流场结构产生较大负面影响。

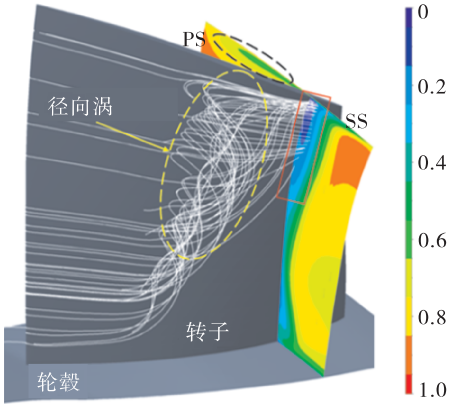
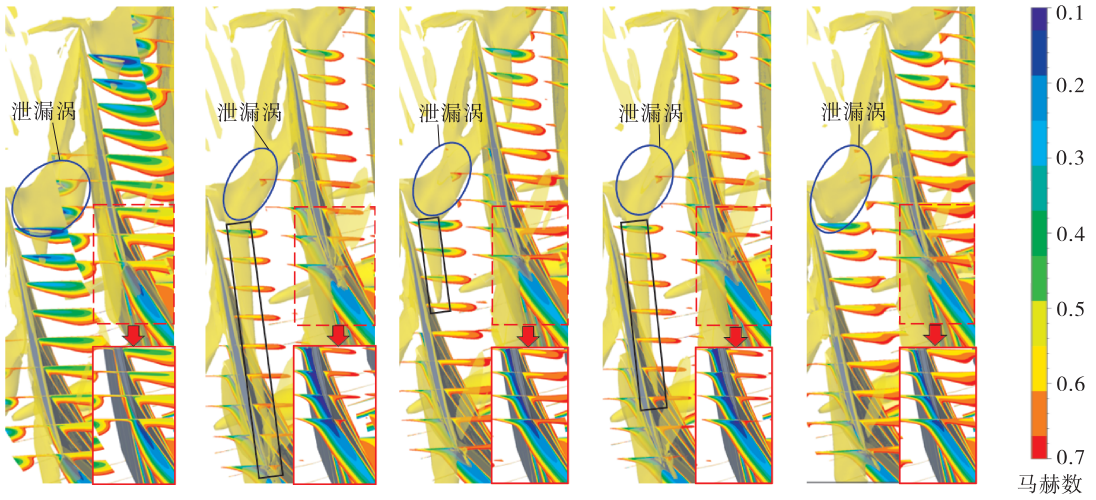


图 13 P1 间隙区域气流切向速度沿弦向的分布

Fig.13 The distribution of the tangential velocity of the airflow in the clearance area of P1 along the chord direction

图 14 示出近失速点处质量流量为 18.53 kg/s 时，间隙区域 Q 准则的涡量识别图。图中能够示出泄漏涡（如箭头所指）和径向潜流所导致低速区。由图可知，来自叶尖前缘的叶尖泄漏涡与 40% 弦长附近的诱导涡相互掺混形成较大尺度

的泄漏涡，泄漏涡膨胀破裂后，在相邻转子压力面尾缘附近形成较大面积的低能流体微团。通过对比发现，将 P2 方案改为扩张间隙分布方案后，转子叶尖压力面附近低能流体涡团得到进一步抑制，涡团范围明显减小，如黑色框所示。同时转子尾缘吸力面附近低速区被进一步吹除，径向潜流所导致的负面影响被进一步削弱，该位置的低速区减小（见矩形框），流场结构得到进一步改善。



（a）P1 （b）P2 （c）D1 （d）D2 （e）D3

图 14 Q 准则的涡量识别

Fig.14 Vortex identification diagram based on Q-criterion

3.4 流动控制机理分析

基于上述研究内容，扩张间隙分布方案流动控制机理模型如图 15 所示。

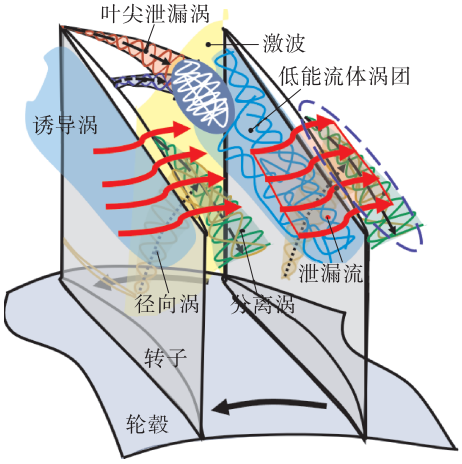


图 15 扩张间隙分布方案流动控制机理模型

Fig.15 Flow control mechanism model of expansion clearance distribution scheme

由图可知，叶尖泄漏涡，诱导涡和激波相互干涉后，形成主泄漏涡，主泄漏涡破裂后，在相邻转子叶片压力面附近形成大范围的低能流体涡团。除此之外，因受到转子离心力的影响，径向涡向机匣壁面移动，进而引发大面积的径向潜流，被机匣壁面阻挡后，与分离涡相互掺混，在转子吸力面尾缘附近形成低速区，如图中虚线处所示。若将平行间隙分布改为扩张间隙分布后，转子尾缘间隙值增加，间隙泄漏流强度增大，转子压力面附近的低能流体在压力面和吸力面压差的作用下，通过间隙流入相邻转子通道，转子压力面附近低能流体涡团得到抑制。同时吸力面尾缘附近低速区也得到了进一步地吹除，进一步削弱径向潜流所带来的负面影响。

4 结论

（1）当转子叶尖间隙为 0.5τ 时，压气机的稳定裕度改进量较大，在近失速点压气机性能较优越，近失速点的流场结构相对较好。

（2）将 0.5τ 方案（P2）改为扩张间隙分布方案 D1，D2 和 D3 后，压气机近失速点附近的总压比增加，稳定裕度改进量分别提高了 0.59%、1.45% 和 1.55%，峰值效率改进量分别降低了 0.09%，0.02% 和 0.11%，但基本相差不大。

（3）将平行间隙分布改为扩张间隙分布后，转子尾缘间隙值增加，转子压力面附近低能流体涡团得到抑制，吸力面尾缘附近低速区也得到了吹除，进一步削弱径向潜流所带来的负面影响，因此，扩张间隙分布方案具有一定的研究意义和使用价值。

参考文献：

[1] 段静瑶，肖俊峰，高松，等．叶尖间隙对轴流压气机近失速叶尖流动的影响[J]．流体机械，2019，47(2)：38－44.
DUAN J Y，XIAO J F，GAO S，et al.The effect of tip clearance on near stall tip flow in axial flow compressors[J].Fluid Machinery，2019，47(2)：38－44.

[2] 史国华．转子叶尖尾缘端削对轴流压气机失速裕度的影响机理[J]．流体机械，2023，51(5)：70－76.
SHI G H.The influence mechanism of rotor tip trailing edge end trimming on stall margin of axial flow compressors[J].Fluid Machinery，2023，51(5)：70－76.

[3] TOSHLYUKI M，MASATOSHI S，YOSHIHIRO Y.The flow field in the tip clearance region of an axial compressor rotor[J].The American Society of Mechanical Engineers，Proceedings of ASME：99-GT-340.

[4] 刘思蓉，王强，高慧峰，等．压气机平面叶栅叶顶间隙流动研究[J]．流体机械，2018，46(4)：18－22.
LIU S R，WANG Q，GAO H F，et al.A study on the flow in the tip gap of a compressor planar cascade[J].Fluid Machinery，2018，46(4)：18－22.

[5] MAESSCHALCK C D，LAVAGNOLI S，PANIAGUA G，et al.Aerothermodynamics of tight rotor tip clearance flows in high-speed unshrouded turbines[J].Applied Thermal Engineer，2014，65：343－351.

[6] 徐志晖，洪林．组合型周向槽机匣处理优化方案的数值研究[J]．流体机械，2017，45(9)：40－44.
XU Z H，HONG L.Numerical study on the optimization scheme for the treatment of combined circumferential groove casing[J].Fluid Machinery，2017，45(9)：40－44.

[7] ZHAO W F，ZHENG Q，JIANG B，et al.A passive control method of hub corner stall in a 1.5-stage axial compressor under low-speed conditions[J]. Energies，2020，13(11)：2691.

[8] 刘小民，党群，张炜，等．涡流发生器在流体机械流动控制中应用研究进展[J]．流体机械，2007，35(3)：33-40.
LIU X M，DANG Q，ZHANG W，et al.Research progress on the application of vortex generators in fluid mechanical flow control[J]. Fluid Machinery，2007，35(3)：33－40.

[9] DANISH S N，QURESHI S R，IMRAN M M，et al.Effect of tip clearance and rotor-stator axial gap on the efficiency of a multistage compressor[J].Applied Thermal Engineering，2016，99：988－995.

[10] ZHANG Q F，DU J，LI J C，et al.Dual stability enhancement mechanisms of axial-slot casing treatment in a high-speed mixed-flow compressor with various tip clearances[J].Chinese Journal of Aeronautics，2021，34(4)：19－31.

[11] HEWKIN-SMITH M，PULLAN G，GRIMSHAW S D，et al.The role of tip leakage flow in spike-type rotating stall inception[C]//ASME The American Society of Mechanical Engineers.Charlotte，North Carolina，USA，2017.

[12] GAO L M，LI X J，FENG X D，et al.The effect of tip clearance on the performance of contra-rotating compressor[C]//Turbo Expo：Power for Land，Sea，and Air.American Society of Mechanical Engineers，2012，44748：197－206.

[13] CIORCIARI R，LESSER A，BLAIM F，et al.Numerical investigation of tip clearance effects in an axial compressor[J].Journal of Thermal Science，2012，21(2)：109－119.

[14] FU Z Z，WANG Y R，JIANG X H，et al.Tip clearance effects on aero-elastic stability of axial compressor blades[J].Journal of Engineering for Gas Turbines and Power，2015，137(1)：1－11.

[15] SAKULKAEW S，TAN C S，DONAHOO E，et al.Compressor efficiency variation with rotor tip gap from vanishing to large clearance[J].Journal of Turbomachinery，2013，135(3)：031030.

[16] SAKULKAEW S.Effects of rotor tip clearance on an embedded compressor stage performance[D].Massachusetts Institute of Technology，2012.

[17] REID L，MOORE R D.Design and overall performance of four highly-Loaded，high-speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor[R].NASA，1978-TP-1337.

[18] REID L，MOORE R D.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 1.82[R].NASA，1978-TP-1338.

[19] 张燕海．转静子交界面处理方法及湍流模型对压气机数值计算影响研究[D]．南昌：南昌航空大学，2016.
ZHANG Y H.Research on the effect of interface treatment method and turbulence model on the numerical calculation of compressor at the rotating static interface[D].Nanchang：Nanchang University of Aeronautics and Astronautics，2016.

[20] 张国臣，张成烽，曹志远，等．叶片开缝和边界层抽吸耦合控制压气机失速裕度的数值研究[J]．推进

技术,2023,44(1):121 – 129.
ZHANG G C,ZHANG C F,CAO Z Y,et al.Numerical study on the coupling control of blade slits and boundary layer suction for compressor stall margin[J].Journal of Propulsion Technology,2023,44(1):121 – 129.

[21] ZHANG G,GAO T,XU Z,et al.Influences of slotted blade on performance and flow structure of a transonic axial compressor[J].Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part A:Journal of Power and Energy,2021,235(6):1344 – 1354.

[22] 皋天一,张国臣,徐志晖,等.转子叶尖开缝对跨声速轴流压气机性能及流场结构影响机理研究[J].推进技术,2022,43(3):154 – 162.
GAO T Y,ZHANG G C,XU Z H,et al.Research on the mechanism of the effect of blade tip slots on the performance and flow field structure of transonic axial flow compressors[J].Journal of Propulsion Technology,2022,43(3):154 – 162.

[23] 高丽敏,王磊,茅晓晨,等.缝式机匣处理对对转压气机的扩稳机理[J].航空动力学报,2023,38(3):640–654.
GAO L M,WANG L,MAO X C,et al.Expansion mechanism of slot type casing treatment on counter rotating compressors[J].Journal of Aerospace Power,2023,38(3):640 – 654.

[24] 李晓东,孙鹏,傅文广.顶部缝隙影响跨声速压气机转子稳定性的机理研究[J].推进技术,2022,43(11):105–114.
LI X D,SUN P,FU W G.Mechanism study on the influence of top gap on the stability of transonic compressor rotors[J].Journal of Propulsion Technology,2022,43(11):105 – 114.

[25] 王珂,孙光毅,安博,等.人字形角对导孔型板壳式换热器壳程流体流动与传热特性的影响[J].压力容器,2023,40(3):7 – 15.
WANG K,SUN G Y,AN B,et al.Effect of herringbone angle on flow and heat transfer characteristics of the fluid on shell side of guide groove type shell-and-plate heat exchanger[J].Pressure Vessel Technology,2023,40(3):7 – 15

[26] 周安宇,苗雨露,孟德君,等.基于多目标遗传算法的高压压气机气动布局优化研究[J].流体机械,2024,52(10):49 – 55.
ZHOU A Y,MIAO Y L,MENG D J,et al.Research on aerodynamic layout optimization of gas turbine high–pressure compressor based on multi–objective genetic algorithm[J].Fluid Machinery,2024,52(10):49 – 55.

[27] 王多才,王瑶.带流量调节系统的往复式压缩机连杆轴瓦润滑特性分析[J].机电工程,2023,40(6):890 – 895.
WANG D C,WANG Y.Lubricating oil film analysis of connecting rod bearing bush of reciprocating compressor with flow regulating system[J].Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2023,40(6):890 – 895.

[28] 胡小文,张同桐,毛义军,等.离心压气机叶片载荷对间隙敏感性的影响[J].流体机械,2024,52(9):48 – 56.
HU X W,ZHANG T T,MAO Y J,et al.The influence of blade loading on tip clearance sensitivity in centrifugal compressor[J].Fluid Machinery,2024,52(9):48 – 56.

[29] 王芳群,钱锋,高宇,等.基于FPCB绕组的导管泵用电动机设计及损耗分析[J].江苏大学学报(自然科学版),2024,45(3):337 – 345.
WANG F Q,QIAN F,GAO Y,et al.Designand lossanalysis of catheter pump motor based on FPCB winding[J].Journal of Jiangsu University(Natural Science Eidtion),2024,45(3):337 – 345

[30] 甘新海,王超,刘佳敏,等.叶顶间隙对离心压气机性能的影响机理研究[J].机电工程,2024,41(7):1293 – 1300.
GAN X H,WANG C,LIU J M,et al.Investigation on influence mechanism of tip clearance on centrifugal compressor performance[J].Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2024,41(7):1293 – 1300.

[31] HUNT J C R,WRAY A A,MOIN P.Eddies,streams,and convergence zones in turbulent flows[J].Studying Turbulence Using Numerical Simulation Databases,2.Proceedings of the 1988 Summer Program,1988.

作者简介:吴永惠 (1987),女,工程师,主要从事燃气轮机总体结构设计相关工作,E – mail:420263168@qq.com。

通信作者:张成烽(1996),男,助理工程师,主要从事燃气轮机总体及部件性能设计相关工作,通信地址:110002 中国(辽宁)自由贸易试验区沈阳片区全运路109–5号,E – mail:1198356653@qq.com。

本文引用格式:
吴永惠,张成烽,丁冠东.扩张间隙分布对压气机性能及流场结构的作用机理研究[J].流体机械,2025,53(1):41 – 50.
WU Y H,ZHANG C F,DING G D.Research on the mechanism of the effect of expansion clearance distribution on compressor performance and flow field structure[J].Fluid Machinery,2025,53(1):41 – 50.