文章编号:1000-8055(2024)06-20220392-16

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220392

# 缝式机匣处理对对转压气机最先失速级的影响

王 磊<sup>1,2</sup>,高丽敏<sup>1,2</sup>,茅晓晨<sup>1,2</sup>,郭彦超<sup>1,2</sup>

(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: 为探究缝式机匣处理对对转压气机最先失速级的影响规律,以双级对转压气机为研究对象,采 用数值模拟的方法,开展了缝式机匣处理对对转压气机最先失速级的影响研究。研究表明:缝式机匣处理下 该对转压气机的失速初始扰动类型仍为突尖型失速,机匣处理前移压气机的最先失速级由转子 R2转换为转 子 R1,而机匣处理后移未改变该压气机的失速级。机匣处理前移抑制了转子 R2 前缘溢流的发生,降低了叶 片通道内的非定常脉动强度,而转子 R1 在近失速工况下叶片前缘溢流加剧,主流和泄漏流的交界面被推出 叶片通道,同时叶片通道内的非定常脉动强度增大,最终使得转子 R1 首先进入失速状态;机匣处理向转子 R2 下游移动,难以抑制前缘溢流的发生,虽然此时转子 R1 也出现了前缘溢流现象,但转子 R2 前缘溢流更剧 烈,主流和泄漏流交界面的位置更远离叶片前缘,更容易使压气机发生失速。

关键 词:对转压气机;缝式机匣处理;压气机失速;最先失速级;叶尖泄漏流
 中图分类号: V231.3
 文献标志码: A

# Effect of slot casing treatment on first stall stage of counter-rotating compressor

WANG Lei<sup>1, 2</sup>, GAO Limin<sup>1, 2</sup>, MAO Xiaochen<sup>1, 2</sup>, GUO Yanchao<sup>1, 2</sup>

(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: In order to explore the influence of slot casing treatment on the first stall stage of counterrotating compressor, a two-stage counter-rotating compressor was taken as the research object. The influence of slot casing treatment on the first stall stage of the counter-rotating compressor was studied by numerical simulation method. The results showed that the slot casing treatment did not change the initial stall disturbance type of the counter-rotating compressor, which was still a spike stall. The first stall stage of the compressor was converted from rotor R2 to rotor R1 by the forward movement of the casing treatment, while the backward movement of the casing treatment did not change the stall stage of the compressor. After casing treatment, the leading edge spillage of the rotor R2 was inhibited, and the unsteady fluctuation intensity in the blade passage was reduced. However, the leading edge spillage of the rotor R1 was intensified under the near-stall condition. The interface between the mainstream and the leakage flow was pushed out of the blade passage. At the same time, the unsteady oscillation intensity in the blade passage was increased, which finally made the rotor R1 first enter the stall state. It was difficult

引用格式: 王磊, 高丽敏, 茅晓晨, 等. 缝式机匣处理对对转压气机最先失速级的影响[J]. 航空动力学报, 2024, 39(6): 20220392. WANG Lei, GAO Limin, MAO Xiaochen, et al. Effect of slot casing treatment on first stall stage of counter-rotating compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(6): 20220392.

收稿日期:2022-06-01

基金项目:国家科技重大专项(J2019-II-0016-0037);国家自然科学基金重大专项(51790512);国家自然科学基金(52106057)

作者简介:王磊(1997一),男,博士,研究方向为叶轮机械气动热力学。E-mail: wanglei304@mail.nwpu.edu.cn

通信作者:高丽敏(1973-),女,教授、博士生导师,博士,研究方向为叶轮机械气动热力学。E-mail: gaolm@nwpu.edu.cn

to suppress the occurrence of leading edge spillage when the casing treatment was processed to move downstream of rotor R2. Although the leading edge spillage phenomenon also occurred at rotor R1 at this time, the leading edge spillage of rotor R2 was more intensified, and the position of the interface of the mainstream and leakage flow was further away from the leading edge of the blade, making it easier for the compressor to stall.

Keywords: counter-rotating; slot casing treatment; compressor stall; first stall stage; tip leakage flow

现代航空发动机不断向高推质比、低耗油率 方向发展,而压气机作为航空发动机的重要组成 部件,其质量和轴向长度占有较大比重。由于对 转压气机两排转子间去除了静子部件,降低了压 气机的质量以及缩短了轴向尺寸,可实现现代航 空发动机高推质比的需求,被认为是进一步提高 航空发动机推质比的重要途径之一<sup>[1]</sup>。

研究表明由于对转压气机结构的特殊,对转 压气机内部的流动现象有别于常规压气机。基于 低速对转压气机失速特性的研究, Sharma 等<sup>[2-3]</sup> 发现在稳定性方面对转压气机具有不同于常规多 级轴流压气机的特性,如低速对转压气机前排转 子在某些转速下表现出"无失速"(stall-free)特性。 通过不同转速比对对转压气机最先失速级的研究, 高丽敏等[4]发现转速比并不改变对转压气机的初 始扰动类型,当后排转子 R2 与前排转子 R1 的转 速之比小于 0.9 时,最先失速级由转子 R2 转换为 转子 R1。基于对转压气机叶尖间隙的研究, Gao 等<sup>[5]</sup>和 Mao 等<sup>[6]</sup>发现当转子 R1 的间隙较大时, 很可能会使压气机的最先失速级由转子 R2 变为 转子 R1。通过对转压气机变转速比失速类型的 试验研究,王昊等<sup>[7]</sup>发现转速比会影响压气机失 速扰动的特征,相关研究也表明转速比对对转压 气机失速工况下的流动特征有显著影响<sup>[8]</sup>。

由于具有结构简单、便于加工、扩稳效果显 著等特点,缝式机匣处理得到了国内外学者的广 泛研究<sup>[9-16]</sup>。研究学者发现机匣处理可能会改变 压气机失速扰动的特征,Liu等<sup>[17]</sup>对单个周向槽 机匣处理下压气机失速起始的试验研究发现,机 匣处理下压气机出现了相对长尺度的失速起始扰 动,说明了单向槽机匣处理会改变压气机的失速 起始扰动。Houghton等<sup>[18]</sup>通过试验证实了多个 周向槽匣处理会改变轴流压气机的失速扰动类型。 Li等<sup>[19]</sup>的研究也表明缝槽的混合型机匣处理下 出现了大尺度的失速起始扰动,改变了压气机不 稳定先兆的类型。此外,Sun等<sup>[20]</sup>的研究表明机 匣处理会改变轴流压气机的失速起始类型,而 Brandstetter 等<sup>[21]</sup>在开展缝式机匣处理的研究时 发现,机匣处理下压气机仍然出现突尖型失速起 始。通过自循环机匣处理的研究, Wang 等<sup>[22]</sup>发 现机匣处理下轴流压气机的失速起始类型并没有 发生改变, Du 等<sup>[23]</sup>针对斜流压气机开展了缝式 机匣处理的研究也得到同样的结论。

多级压气机在流动控制下压气机的失速级也 会发生改变。Strazisar等<sup>[24]</sup>在六级轴流压气机上 开展叶顶喷气的研究时发现,在 78%转速下对转 子 3 进行动态喷气时,与无喷气时相比,失速级由 转子 R3 转变为转子 R1。Li等<sup>[25-26]</sup>针对三级压气 机进行了叶尖喷气的研究,发现叶尖喷气会改变 压气机的最先失速级,从第一级转变到其他级。 在第一级喷射量较大的情况下,源自轮毂区域的 通道分离导致第二级失去工作能力并首先发生失 速。基于两级压气机的机匣处理扩稳研究,王维 等<sup>[27]</sup>发现在耦合型机匣处理的作用下,压气机的 失速位置由转子转换为了静子。由第一级转子叶 顶强激波诱发的附面层分离引起的失速转变为静 子通道内集中脱落涡导致的通道堵塞引起的失速。

显然,由于结构上的特殊性,转速比、叶尖 间隙等均会影响对转压气机的最先失速级,而 机匣处理也可能会改变压气机的失速起始类型。 此外,由于缺少了静叶对气流的梳理,同时两排 转子反向旋转,导致对转压气机前排转子尾迹 与后排转子之间的干涉作用相比于常规压气机 也更强烈,前后排转子叶尖泄漏流可以发生更 强的直接干涉作用,两排转子间存在强烈的动-动干涉效应<sup>[28-29]</sup>,对压气机的整体性能有较大影 响,因此在流动控制下其失速机理也有别于常 规多级压气机,而缝式机匣处理下对转压气机 的最先失速级及其机理仍需要进一步研究。为 此,本文以双级对转压气机为研究对象,开展缝 式机匣处理对压气机最先失速级的影响研究, 通过数值模拟揭示缝式机匣对对转压气机最先 失速级的影响机制。

## 1 研究对象与数值方法

## 1.1 对转压气机与缝式机匣处理

本文以西北工业大学双级对转轴流压气机为研究对象,具体结构如图1所示。该对转压气机 主要由四部分组成:进口导叶(IGV)、前排转子 R1、后排转子 R2以及出口导叶(OGV)。进口导 叶、出口导叶的叶片数分别为 22、32;转子 R1 和 R2 的叶片数分别为 19、20,从气流进口方向看转 子 R1 顺时针旋转,转子 R2 逆时针旋转,主要设 计参数如表 1 所示。



(a) 全局视图



(b) 局部视图

#### 图 1 双级对转压气机实验台视图

Fig. 1 Views of the two-stages counter-rotating axial compressor

|         | 表1 转子主要设计参数                          |
|---------|--------------------------------------|
| Table 1 | Main design parameters of the rotors |

| 设计参数         | 转子1(R1) | 转子 2(R2)  |
|--------------|---------|-----------|
| 转速 N/(r/min) | 8 000   | $-8\ 000$ |
| 叶片数 n        | 19      | 20        |
| 叶顶间隙 τ/mm    | 0.5     | 0.5       |
| 叶尖弦长 C/mm    | 0.083 2 | 0.076 9   |
| 叶尖速度/(m/s)   | 167.6   | 167.6     |
| 进口轮毂比        | 0.485   | 0.641     |

为探究机匣处理对压气机失速级的影响,本研究设计了不同轴向位置的缝式机匣处理(axial slot casing treatment, ASCT),分别命名为ASCT1、ASCT2、ASCT3、ASCT4。为描述缝式机匣处理的轴向位置,参考文献[16]引入中心偏移度,其定义为机匣处理中心与转子叶顶轴向弦长(*C*<sub>a</sub>)中点的轴向位置差与叶尖轴向弦长之比(机匣处理前移为正,后移为负)。*L*代表缝长,*W*与*W*<sub>1</sub>分别代表缝宽和缝片宽,每个叶片通道设置6个缝,详细的缝式机匣处理的几何参数如表2所示,图2为缝式机匣处理的示意图,其中*l*<sub>1</sub>、*l*<sub>2</sub>、*l*<sub>3</sub>分别代

表 2 缝式机匣处理几何参数

Table 2 Geometry parameters of axial slot casing treatment

| 会粉              | 缝式机匣处理方案 |       |       |       |
|-----------------|----------|-------|-------|-------|
| 参奴              | ASCT1    | ASCT2 | ASCT3 | ASCT4 |
| 缝长 $(L/C_a)$ /% | 100      | 100   | 100   | 100   |
| 缝宽 W/mm         | 7.4      | 7.4   | 7.4   | 7.4   |
| 缝深 D/mm         | 12       | 12    | 12    | 12    |
| 单通道缝数           | 6        | 6     | 6     | 6     |
| 中心偏移度           | 0        | 0.21  | 0.42  | -0.21 |
| $W/W_1$         | 2/1      | 2/1   | 2/1   | 2/1   |



(a) 机匣处理前移







表 ASCT2、ASCT3、ASCT4 缝前端到转子 R2 前缘的距离。

## 1.2 数值方法

由于进口导叶为零弯度的直导叶不对气流产 生预旋,且与转子之间的轴向间隙较大,对计算 结果的影响较小。考虑计算成本,本文只针对两 排转子叶片展开数值计算。网格的生成和计算均 采用商业软件 NUMECA 来实现。计算域网格通 过 AUTOGRID5 模块生成,采用 O4H 型网格拓扑 结构。进出口为 H 型网格,叶片周围采用 O 型网 格。叶顶间隙采用蝶形网格拓扑结构,内层为 O 型网格,外层为 H 型网格,径向网格点数为 25。 计算域网格数约为 160 万,近壁面网格进行加密 处理,第 1 层网格厚度为 5 × 10<sup>-6</sup> m,保证 y<sup>+</sup><2.0, 转子叶片网格示意图如图 3 所示。



图 3 转子叶片网格示意图 Fig. 3 Schematic diagram of rotor blade grid

缝式机匣处理的网格通过软件 NUMECA/IGG 手动划分,均采用 H 型网格。近壁面网格进行了 适当的加密, 网格数量约为 20 万。同时, 为了实 现缝式机匣处理时计算数据的准确传递, 在主通 道的叶顶处增添两层很薄的 H 型网格块, 总径向 高度为叶顶间隙的 1/20。下层薄块底部网格与转 子叶顶部网格进行非匹配连接, 上层薄块顶部网 格与缝式机匣处理底部网格进行非匹配连接, 通 过插值进行数据的传递, 网格示意图如图 4 所示。





第 39 卷

前期的研究表明<sup>[14,30]</sup>,当网格数量为160万时已 满足网格无关性要求。因此,本文数值计算最终 采用的总网格量约为180万。

通过 NUMECA/FINE 模块进行数值计算,用 有限体积法求解圆柱坐标系下的三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程。洗用 Spalart-Allmaras 湍流模 型,采用中心差分格式对空间项进行离散,时间 项采用4阶Runge-Kutta方法迭代求解,同时为加 速收敛过程采用隐式残差光顺方法以及多重网格 技术。定常计算时两排转子间的交界面参数采用 周向守恒法进行传递。边界条件设定如下:进口 边界条件给定总压(101 325 Pa)、总温(288.15 K), 采用轴向进气;出口给定平均静压,壁面为绝热 无滑移边界条件,各通道设为周期性边界条件。 为了尽可能准确地捕捉压气机工作范围的边界点, 本文采用了压力二分法[29] 来确定压气机的近失 速点和近堵塞点。通过改变出口背压以获得压气 机的总特性及流场参数分布,并将最后一个计算 稳定点作为压气机的近失速点。

非定常计算时采用隐式双时间推进法,进行 单通道计算,每个转子通道的物理时间步为80, 每个物理时间步下的虚拟时间步为30、每2步保 存一次。两排转子间的交界面参数采用滑移界面 法进行传递。考虑计算资源及计算时间,将定常 计算结果或前一工况的非定常结果作为非定常计 算的初场。

## 1.3 数值验证

采用以上计算设置,开展对转压气机的数值 模拟研究,将实壁机匣下的计算结果与实验结果 进行对比,以此验证数值模拟的准确性。图 5 为 对转压气机总性能的实验值与数值计算结果对比。 通过压气机总特性的比较,可以看出数值计算的 结果与实验值趋势吻合较好。







## 2 结果与分析

## 2.1 总性能分析

图 6 为实壁机匣与机匣处理前移下对转压气 机总特性曲线的对比图,横坐标采用实壁机匣堵 塞点的流量进行无量纲化。图中 NSPSC 代表实 壁机匣近失速工况, NSPCT 代表机匣处理下近失 速工况, SC 代表实壁机匣, UN 前缀表示非定常。 图 6 表明机匣处理前移均能在一定程度上拓宽压 气机的工作范围。相比于实壁机匣, 机匣处理可 以减小近失速点的流量, 压气机可以在更小的流 量工况下工作。在堵塞工况下机匣处理均能略微 拓宽堵塞边界, 但堵塞工况下扩稳效果并不明显, 这说明机匣处理主要通过在近失速工况发挥扩稳 潜力。

图 7 为实壁机匣与机匣处理后移下对转压气















机总特性曲线的对比图,同样横坐标采用实壁机 匣堵塞点的流量进行无量纲化。图7表明机匣处 理后移能在一定程度上拓宽压气机的工作范围, 同样对压气机的效率和压比产生了负面影响。

为了评估缝式机匣处理对压气机总性能和稳 定性的改变程度,分别选择失速裕度提升量 SMI(stall margin improvement,记为 $\Delta_{SMI}$ )和峰值效 率提升量 PEI(peak efficiency improvement,记为  $\Delta_{PEI}$ )对缝式机匣处理的综合效果进行评估。

$$\Delta_{\rm SMI} = \left[ \left( \frac{\pi_{\rm ASCT}}{\pi_{\rm SC}} \right)_{\rm NS} \cdot \left( \frac{m_{\rm SC}}{m_{\rm ASCT}} \right)_{\rm NS} - 1 \right] \times 100\% \qquad (1)$$

$$\Delta_{\rm PEI} = \left[ \left( \frac{\eta_{\rm ASCT}}{\eta_{\rm SC}} \right)_{\rm PEP} - 1 \right] \times 100\%$$
 (2)

式中下标 ASCT 代表缝式机匣处理, 下标 SC 代 表实壁机匣, NS 代表近失速工况, PEP 代表峰值 效率点。

表3给出了机匣处理下定常计算的 SMI 和 PEI 结果,在ASCT3 方案下获得了 6.29% 的最大 失速裕度提升量; 机匣处理向上游前移,可以减 小对峰值效率点的亏损,在 ASCT3 方案下的亏损 最小为-0.99%。机匣处理前移,失速裕度改善程 度相差不大,机匣处理后移扩稳能力降低,对失 速裕度的改善程度下降。

表 3 机匣处理扩稳效果评估 Table 3 Evaluation of stability expansion effect of casing treatment

| 机匣处理方案 | ⊿ <sub>SMI</sub> /% | ⊿ <sub>PEI</sub> /% |
|--------|---------------------|---------------------|
| ASCT1  | 6.23                | -2.15               |
| ASCT2  | 6.15                | -1.82               |
| ASCT3  | 6.2                 | -0.99               |
| ASCT4  | 5.51                | -1.14               |

## 2.2 机匣处理改变压气机失速级的影响

Camp 和 Day<sup>[31]</sup>的研究结果表明,当压气机 的失速发生在压比特性线上升即斜率为负值的位 置时,则该压气机在近失速点出现的初始扰动类 型为突尖型。根据图 6(b)压气机的总压比特性 曲线,可以初步判断在实壁机匣与机匣处理前移 下,该对转压气机的失速类型均为突尖型失速。

压气机小流量工况下叶顶流场的恶化会触发 压气机进入失速状态<sup>[32]</sup>,因此对压气机叶顶流场 的分析有助于揭示机匣处理对压气机失速的影响 机理。

由于机匣处理前移对压气机最先失速级的影 响规律一致,因此后续分析以ASCT1方案为例开 展对比分析,首先进行了实壁机匣近失速工况下 实壁机匣(SC)与机匣处理(ASCT1)的流场对比 分析,图 8 给出了实壁机匣近失速工况下转子 99% 叶高熵及流线分布,从图 8(a)中可以看出转 子 R2 叶顶通道内叶尖泄漏流(tip leakage flow, TLF)出现前缘溢流现象,使得主流和泄漏流的交 界面被进一步推出叶片前缘通道,最终诱发压气 机发生失速,而此时相比于转子 R2,转子 R1 内的 流动状况相对较好,并且主流和泄漏流的交界面 仍偏向叶片通道内。从图 8(b)中可以发现,在机 匣处理下通过机匣处理的抽吸和射流作用,改变 了转子 R2 泄漏流的流动轨迹,抑制了泄漏流前 缘溢流,推迟了失速的发生,改善了转子 R2 的流 动情况。





(b) ASCT1



图 9 给出了实壁机匣近失速工况下转子 99% 叶高马赫数分布云图,图中 *Ma*<sub>r</sub> 代表相对马赫数, 从图中可以看出,在实壁机匣近失速工况下,相 比于转子 R2,转子 R1 叶顶通道内存在小面积的 低速区,流动状况相对较好,而此时转子 R2 叶顶 通道内的流动状况相对较恶劣,由于叶片前缘出 现前缘溢流,导致堵塞在叶片前缘不断堆积,主 流无法顺利流入叶片通道,进而使得整个叶顶通 道被堵塞,出现了大面积的低速区。从图 9(b)中 可以发现,在机匣处理下转子 R2 叶顶流场有了 明显改善,机匣处理吸除了叶顶通道内的低能流 体,减缓了叶顶的堵塞程度,主流可以顺利流入 叶片通道内,有效改善了转子 R2 的流动情况。





Vo 等<sup>[33]</sup>提出了判断突尖型失速的准则:①叶 片前缘发生溢流,主流与泄漏流的交界面与叶片 前缘齐平;②叶片尾缘存在跨通道的回流。熵云 图的高梯度区域可以反映主流和泄漏流的交界面, 因此图 10 给出了近失速工况下转子 99% 叶高处 一个周期 T 内在 107/80、307/80、507/80、707/80 瞬时的流场分布,其中 80 代表每个转子通道的物 理时间步。图 10(a)表明在实壁机匣下,转子 R2 主流和泄漏流发生强烈的相互作用,使得主流和 泄漏流的交界面产生强烈的非定常波动,叶片前 缘出现了明显的前缘溢流现象,并且主流和泄漏 流的交界面被推出叶片通道。不同时刻下叶片前 缘均出现前缘溢流,并且随着时间的推移,前缘 溢流也变得更剧烈。随着压气机工作流量的进一 步减小,结合先前针对该压气机失速的研究<sup>[34-35]</sup>, 转子 R2 首先出现尾缘回流现象,使得压气机最 终进入失速状态,由此判定该压气机的失速初始 扰动类型为突尖型失速扰动,最先失速级为转子 R2。此外,从图 10(a)中可以看出不同时刻下转 子 R1 叶片前缘并未出现前缘溢流,而且主流和 泄漏流的交界面仍偏向叶片通道内,相比于转子 R2,转子 R1 的流动状况较好。

在 ASCT1 方案下, 不同时刻下转子 R2 叶片 前缘并未发生前缘溢流,而且泄漏流的流动仍然 偏向叶片通道内,同时主流和泄漏流相互作用引 起的非定常波动也明显减弱,主要是由于机匣处 理的抽吸和喷射作用改变了泄漏流的流动和发展, 而机匣处理的抽吸和喷射与叶顶流场发生相互作 用,因此机匣处理后叶顶流场的熵值增大。与转 子R2相比,不同时刻下转子R1前缘均出现前缘 溢流现象,并且主流和泄漏流的交界面与前缘齐 平,随着压气机流量的进一步降低,转子 R1 尾缘 更可能出现尾缘回流现象进而诱发压气机发生流 动失稳,导致压气机最终进入失速状态。前缘溢 流在整个失速发展中均存在,因此可作为压气机 流场恶化的判断依据。此外,由于泄流漏和主流 进行强烈的相互作用,相比于实壁机匣转子 R1, 叶片前缘进口通道处的熵值明显增大。由此可知, 机匣处理后改善了转子 R2 叶片通道内的流动, 随着流量的进一步减小,使得转子 R1 的流动状 况变得更加恶劣。从以上分析可以得出,机匣处 理后压气机的失速类型并未发生改变,仍然是突 尖型失速,但最先失速级从转子 R2 转换为转子 R1。

叶尖泄漏流发生前缘溢流以及二次泄漏流 (叶顶间隙内泄漏流跨过相邻叶片的叶顶间隙,再 次形成泄漏)的出现均会诱发压气机发生失速<sup>[36-38]</sup>, 为进一步探究泄漏流的流动特征,图11给出了压 气机近失速工况下,实壁机匣与机匣处理下叶顶 间隙泄漏流的分布情况。在实壁机匣下,图11(a) 表明在实壁机匣近失速工况下,在叶片吸力面与 压力面压差的驱动下,转子叶片叶顶通道内形成 叶尖泄漏流以及二次泄漏流,相比于转子 R1,转





Fig. 10 Distribution of entropy and streamlines of 99% blade span at near-stall condition





子 R2 叶顶通道内泄漏流的分布情况更加复杂。 转子 R2 叶顶中部弦长处泄漏流向上游偏转且部 分泄漏流从相邻叶片的前缘溢出,使得叶顶前缘 处部分泄漏流并未向通道下游流动,而是越过相 邻叶片前缘向下游传播,造成流动堵塞在叶片前 缘不断堆积,使得主流无法进入通道且与泄漏流 发生相互作用,并且在通道内由泄漏流导致的低 速区范围较大,使得叶顶通道内的堵塞加剧。随 着时间的推移,主流和泄漏流的交界面不断前移, 前缘溢流不断加剧,最终触发突尖失速<sup>[34]</sup>。

图 11 显示与实壁机匣相比,在机匣处理下两 排转子叶顶泄漏流的分布发生了明显的变化。由 于机匣处理的抽吸作用,从图中可以清晰的看到 泄漏流流线的间断。在 ASCT1 方案下,通过缝后 部对低能流体的抽吸,经过缝内循环并从缝前部 喷射入叶片前缘通道内,抑制了泄漏流的发展, 并改变了泄漏流的轨迹,使得转子 R2 内叶顶泄 漏流可以顺利流入叶片通道内,并且由泄漏流导 致的低速区范围也明显减小,改善了叶顶通道内 的流动情况。而此时,转子 R1 叶顶泄漏流的分 布变得较为复杂,叶片中部弦长处泄漏流向上游 偏转并且从相邻叶片前缘溢出,使得转子进口堵 塞不断加剧,主流无法顺利进入叶片通道内,而 且与实壁机匣相比,二次泄漏流的强度较大,由 泄漏流导致的低速区范围也更大,先前研究表明 二次泄漏流在诱发压气机失速中起着重要作用<sup>[39]</sup>。

在压气机近失速工况下,随着进口流量的进 一步减小,主流对应的轴向动量会进一步减小, 而叶尖泄漏流对应的反向轴向动量会增加,而叶 尖泄漏流对应的反向轴向动量的增加会使主流与 泄漏流的交界面进一步被推出叶片通道,进而诱 发压气机发生失稳<sup>[40]</sup>,可见叶尖泄漏流轴向动量 的分布规律在压气机失速中起着重要作用,因此 图 12 给出了近失速工况下转子叶顶间隙内泄漏 流的轴向动量(axial momentum,记为 *V*<sub>AM</sub>)沿轴向 弦长的分布,叶尖泄漏流的轴向动量是通过在不 同轴向弦长处沿径向积分得到,具体定义如下:

$$V_{\rm AM} = \frac{\int_{R_{\rm tip}}^{R_{\rm casing}} \rho W_z dr}{\int_{R_{\rm tip}}^{R_{\rm casing}} dr}$$
(3)

式中ρ代表密度, W<sub>2</sub>表示轴向速度, R 代表半径, 下标 casing 表示机匣, tip 表示叶尖。

从图 12 中可以看出,在实壁机匣下,与转子



图 12 转子叶顶间隙泄漏流轴向动量沿轴向弦长的分布 Fig. 12 Distribution of the average axial momentum of the tip leakage flow of the rotor blades

R1相比,转子 R2 叶顶间隙内泄漏流向上游流动的轴向动量较大,尤其在 60% 轴向弦长范围内, 当泄漏流流入叶片通道内会阻碍主流顺利进入叶 片通道内,使得流动在转子进口产生严重堵塞。 根据 Cameron 等<sup>[40]</sup>提出的模型,主流和泄漏流的 交界面受叶顶间隙内动量平衡的影响,泄漏流向 上游流动的动量越大,动量通量平衡使得交界面 前移。因此实壁机匣下,由于转子 R2 叶顶间隙 内泄漏流向上游流动的轴向动量较大,使得主流 和泄漏流的交界面前移,此时转子 R2 首先进入 失速状态。

在机匣处理下,转子 R2 叶顶间隙内泄漏流向 上游的轴向动量明显减小,缓解了转子进口堵塞 的程度,减弱了对主流的阻碍作用。而此时与转 子 R2 相比,机匣处理后转子 R1 叶顶间隙内泄漏 流在 0.6 倍轴向弦长范围内向上游流动的轴向动 量整体上要大于转子 R2,这表明此时转子 R1 叶 顶间隙泄漏流对主流的阻碍作用较大,产生的阻 塞也越严重。泄漏流向上游流动的动量增加,由 Cameron 的模型可知, 这将使得主流和泄漏流的 交界面前移, 结合图 10、图 11, 可以发现此时转 子 R1 出现前缘溢流, 更容易导致失速的发生。

Sirakov 等<sup>[41]</sup>认为主流和泄漏流交界面的角 度可作为判断失速起始的准则,即交界面与轴向 成 90°。当来流角度一定,转子叶顶泄漏流与轴 向方向的角度越大,主流与泄漏流的交界面就越 先达到 90°,此时可认为该转子为最先失速级,因 此图 13 给出了近失速工况下转子叶顶间隙内泄 漏流与轴向方向的角度沿轴向弦长的分布。图 14 给出了泄漏流与轴向方向夹角的示意图,z 代表 轴向方向,y 表示周向方向,式(4)给出了具体的 定义。图 13 表明在实壁机匣下,与转子 R1 相比, 转子 R2 泄漏流与轴向方向的角度更大,相应的 泄漏流向上游流动的动量也越大,这表明泄漏流 向上游偏转的程度更大,主流抑制作用会减弱, 进而会使主流与泄漏流的交界面前移,使得转子



图 13 转子间隙内泄漏流与轴向方向的夹角沿轴向弦长的 分布





图 14 对转压气机中泄漏流流动示意图 Fig. 14 Schematic diagram of tip leakg flow in a counter-rotating compressor

R2 先发生失速,此时转子 R2 为最先失速级。

在机匣处理下,与实壁机匣相比,转子 R2 泄漏流与轴向方向的角度明显减小,相应的泄漏流向上游流动的动量也减小。由于机匣处理的抽吸和喷射作用抑制泄漏流的发展,因此转子 R2 通道内的流动得到改善。与转子 R2 相比,转子 R1 泄漏流与轴向方向的角度明显增大,并且也大于实壁机匣,此时泄漏流向上游的偏转程度更大,表明此时主流轴向动量较低难以抑制泄漏流,主流与泄漏流发生强烈的相互作用,主流与泄漏流的交界面就越先达到 90°。由图 10、图 11 可知,此时转子 R1 出现明显的前缘溢流现象,使主流与泄漏流的交界面前移,表明此时转子 R1 为最先失速级。

$$\beta = \begin{cases} 90^{\circ} + \arctan(|W_z|/|W_y|) \times 180^{\circ}/\pi, W_z < 0\\ 90^{\circ} - \arctan(|W_z|/|W_y|) \times 180^{\circ}/\pi, W_z > 0 \end{cases}$$
(4)

在近失速工况下,压气机转子叶尖堵塞会进 一步诱发压气机进入失稳状态。叶尖堵塞导致进 口气流攻角增大,随着叶尖堵塞的加剧主流和泄 漏流的交界面被进一步推出叶片通道,导致压气 机失速的发生,因此图 15 给出了近失速工况下瞬 时的转子 99% 叶高相对马赫数分布,图 15(a)表 明在实壁机匣下,相比于转子 R2,转子 R1 叶片通 道内存在小面积的低速区,且流动状况相对较好, 而转子 R2 内部流动相对较恶劣,叶片通道内存 在大面积的低速区,主要是由于叶片前缘出现前 缘溢流,导致叶片前缘堵塞加剧以及叶顶间隙泄 漏流与机匣端壁附面层相互掺混所形成大量的低 能流体,随着时间的推移,叶片前缘进口通道堵 塞加剧,进而使得整个叶片通道被堵塞,并且主 流与泄漏流相互作用导致叶片前缘处的非定常波 动也更加剧烈,使得压气机出现流动不稳定,最 终诱发压气机进入失稳状态。

与实壁机匣相比, 机匣处理的抽吸和射流作







用改善了转子 R2 通道内的流动情况,抑制了叶 片通道内的低能流体的发展,明显减缓了转子通 道内的堵塞程度,同时也显著降低了叶片前缘处 的非定常波动。而转子 R1 叶顶通道内出现了大 面积的低能流体,此时转子 R1 叶顶通道内的堵 塞更加严重。由于转子 R1 前缘出现溢流,低能 流体在叶片前缘不断堆积,并且叶尖泄漏流与二 次泄漏流相互作用,导致转子 R1 通道内低速区 增大,流动情况变得更加恶劣,极易引起压气机 发生流动失稳。

图 16 给出了两排转子 99% 叶高表面压力分 布随时间的变化(C<sub>p</sub>定义为当地静压与标准大气 压的比值)。对于转子 R2 而言,不同时刻下机匣 处理后改变了叶片的负荷,叶片两侧的压差增大, 提高了叶片做功和扩压能力。由于机匣处理后叶 片通道内由泄漏流溢流以及二次泄漏流导致的低 能区面积显著减小,叶片通道内的阻塞程度明显



图 16 转子 99% 叶高表面静压分布 Fig. 16 Static pressure distribution at 99% blade span

降低,因此叶片表面的压差增大,叶片通道内的 流通能力增强。

不同时刻下, 机匣处理后转子 R1 叶片载荷也 发生了相应的变化。不同时刻下的结果均表明机 匣处理后转子 R1 吸力面前缘处压力降低, 主要 是由于前缘溢流导致的, 而转子 R1 中后部弦长 处叶片两侧的压差减小, 叶片做功和扩压能力降 低, 主要由于机匣处理后, 随着压气机流量的进 一步减小, 转子 R1 叶片通道内出现前缘溢流, 导 致进口堵塞不断加剧, 进而引起整个通道内的堵 塞, 叶片两侧低能流体不断堆积, 使得叶片两侧 压差降低, 叶片通道内的流动情况变得更加恶劣, 因此更容易导致压气机发生流动失稳。

近失速工况下压气机叶顶非定常波动较剧烈, 容易使压气机发生流动失稳,为进一步研究叶顶 处的非定常波动情况,采用非定常强度 S<sub>4</sub><sup>[39]</sup>,用以 定量计算流场静压的非定常脉动强度,如式(5)所 示,p表示当地静压,p代表静压的时均值。

$$S_{u} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_{1}}^{t_{1}+T} \left[ p\left(z,r,\theta,t\right) - \overline{p}\left(z,r,t\right) \right]^{2} \mathrm{d}t} \quad (5)$$

图 17 给出了近失速工况下 99% 叶高的 S<sub>u</sub>分 布, 从图 17(a)中可以看出, 在实壁机匣下转子 R2 通道内静压的非定常脉动强度明显高于转子 R1, 由于转子 R2 叶片出现前缘溢流, 使得主流和 泄漏流进行强烈的相互作用, 在叶片前缘通道处 引起较强的非定常脉动, 进而引起压气机发生流 动失稳。机匣处理后由于机匣处理的抽吸和喷射 作用抑制了转子 R2 前缘溢流的发生, 并且改变







了泄漏流的发展轨迹,从而显著降低了转子 R2 通道内的非定常脉动强度,同时机匣处理的喷射 效应在叶片前缘处与叶尖泄漏流发生相互作用, 引起了静压的非定常波动。由于转子 R1 叶片前 缘溢流及二次泄漏流相互作用,导致的低能流体 不断撞击相邻叶片的压力面,此外还受到下游势 流的影响,引起叶片压力侧的非定常脉动强度增 大,此时转子 R1 通道内的非定常脉动明显高于 转子 R2,更容易引起压气机内不稳定流动的出现。

## 2.3 机匣处理不改变失速级的影响

为进一步探究机匣处理对压气机失速级不改 变的影响机制,保持机匣处理其他机何参数不变, 将机匣处理的轴向位置向转子 R2下游移动 0.21 倍的叶顶轴向弦长,如图 2(b)所示,将机匣处理 向下游移动的方案命名为 ASCT4。

根据 Camp 和 Day<sup>[31]</sup>的研究结果,当压气机 的失速发生在压比特性线上升即斜率为负值的位 置时,则该压气机在近失速点出现的初始扰动类 型为突尖型,结合图 7(b)压比特性线,可以发现 机匣处理向转子 R2 下游移动后,该对转压气机 的失速类型仍然为突尖型失速。

图 18 为实壁机匣与机匣处理近失速工况下 转子 99% 叶高熵及流线分布,从图中可以发现, 与实壁机匣相比,机匣处理下转子 R1 和转子 R2 叶片前缘均出现了前缘溢流现象。机匣处理下相 比于转子 R1,转子 R2 主流和泄漏流交界面的位 置更远离叶片前缘,同时还可以发现主流和泄漏 流相互作用在叶片前缘产生的损失也较大,表明 此时泄漏流的强度也较大。通过对比发现,此时







转子 R2 先进入失速, 为最先失速级。

为进一步确定在机匣处理 ASCT4 方案下该 对转压气机的最先失速级,图 19 给出了 ASCT4 方案下叶顶间隙内泄漏流轴向动量沿轴向弦长的 分布,从图中可以发现,在前缘至 0.21 轴向弦长 范围内,转子 R2 泄漏流的反向轴向动量显著大 于转子 R1,这表明主流对转子 R2 泄漏流的抑制 作用较弱,使得主流和泄漏流的交界面不断前移, 导致叶顶堵塞进一步加剧,进而导致压气机不稳 定流动的发生。

图 20 给出了近失速工况机匣处理 ASCT4 方 案下叶顶间隙内泄漏流与轴向方向的夹角,从图 中可以看出,相比于转子 R1,此时转子 R2 前缘处 泄漏流向上游偏转的程度更大,结合图 18,可以 看出此时转子 R2 主流和泄漏流交界面的位置也 更远离叶片前缘。此外,由于机匣处理后移对叶



图 19 转子叶顶间隙泄漏流轴向动量沿轴向弦长的分布





图 20 转子间隙内泄漏流与轴向方向的夹角沿轴向弦长的 分布



片中后部弦长处泄漏流的抑制作用较大,使得泄漏流的反向轴向动量及向上游的偏转程度相比于转子 R1 有所减小。

本研究结合现有针对压气机失速的研究结果, 通过分析压气机叶顶的流动情况,明确了在机匣 处理下该对转压气机的最先失速级。

在机匣处理近失速工况下转子 R1 叶顶通道 内的流动变得更加恶劣,一方面叶顶间隙内泄漏 流在 0.6 倍轴向弦长范围内向上游流动的轴向动 量整体上要大于转子 R2,并且泄漏流向上游的偏 转程度也较大,使得叶片中部弦长处泄漏流向上 游偏转且从相邻叶片前缘溢出,不同时刻下转子 R1 前缘均出现前缘溢流现象,主流和泄漏流的交 界面与前缘齐平,主流无法顺利进入叶片通道内, 导致进口堵塞不断加剧,进而引起整个通道内的 堵塞。而且与实壁机匣相比,二次泄漏流的强度 也较大,由泄漏流导致的低速区范围也更大,进 一步加剧了叶顶的堵塞程度。另一方面叶片两侧 低能流体不断堆积,使得叶片两侧压差降低,叶 片做功和扩压能力降低,叶片通道内的流动情况 变得更加恶劣。此外,转子 R1 叶片前缘溢流及 二次泄漏流相互作用,导致的低能流体不断撞击 相邻叶片的压力面,同时由于下游势流的影响, 引起叶片压力侧的非定常脉动强度增大,此时转 子 R1 通道内的非定常脉动明显高于转子 R2,更 容易引起压气机内不稳定流动的出现,最终使得 转子 R1 首先进入失速状态。

而在机匣处理近失速工况下,转子 R2 叶顶通 道内的流动情况相对较好。首先机匣处理的抽吸 和喷射作用改变了泄漏流的流动和发展,抑制了 转子 R2 前缘溢流的发生,不同时刻下转子 R2 叶 片前缘并未发生前缘溢流,而且泄漏流的流动仍 然偏向叶片通道内,同时主流和泄漏流相互作用 引起的非定常波动也明显减弱。其次,通过缝后 部对低能流体的抽吸,经过缝内循环并从缝前部 喷射入叶片前缘通道内,使得由泄漏流导致的低 速区范围也明显减小,减弱了叶顶通道内的堵塞 程度,改善了叶顶通道内的流动情况。

机匣处理向转子 R2下游移动,对转子 R2前 缘溢流的抑制作用减弱,难以抑制前缘溢流的发 生,虽然此时转子 R1也出现了前缘溢流现象,但 转子 R2前缘溢流更剧烈,前缘处泄漏流的反向 轴向动量较大,同时前缘处泄漏流向上游偏转的 程度也较大,使得主流和泄漏流交界面的位置更 远离叶片前缘,更容易使压气机发生失速。因此, 机匣处理向转子 R2下游移动,最先失速级仍为 转子 R2。

## 3 结 论

本文采用数值模拟的方法研究了缝式机匣处 理对对转压气机最先失速级的影响,详细分析了 叶顶流场及叶尖泄漏流的变化规律,明确了缝式 机匣处理对压气机最先失速级的影响规律,得出 的主要结论如下:

1) 缝式机匣处理时该对转压气机的失速扰 动类型仍为突尖型失速扰动, 机匣处理前移压气 机的最先失速级由转子 R2 转换为转子 R1, 而机 匣处理后移未改变该压气机的失速级。

2) 在机匣处理 ASCT1 方案下, 转子 R1 在近 失速工况下叶尖泄漏流向上游流动的动量增大, 并且泄漏流向上游偏转的程度更大, 使得叶片前 缘溢流加剧,导致进口堵塞也越严重,进而使得 主流和泄漏流的交界面被推出叶片通道,因此使 得转子 R1首先进入失速状态,进而诱发该对转 压气机发生流动失稳。

3) 通过机匣处理的抽吸和喷射作用,抑制了 转子 R2 叶片前缘溢流,改变了泄漏流的流动轨 迹,使泄漏流更偏向叶片通道内,并且显著降低 了叶片前缘主流和泄漏流引起的非定常波动的强 度。由于转子 R1 叶片前缘溢流、叶尖泄漏流及 二次泄漏流相互作用导致的低能流体不断撞击相 邻叶片的压力面以及下游势流的影响,引起叶片 通道内的非定常脉动强度增大,更易引起压气机 内不稳定流动的出现。

4) 机匣处理向转子 R2 下游移动, 难以抑制 前缘溢流的发生, 虽然此时转子 R1 也出现了前 缘溢流现象, 但转子 R2 前缘溢流更剧烈, 前缘处 泄漏流的反向轴向动量较大, 同时前缘处泄漏流 向上游偏转的程度也较大, 转子 R2 主流和泄漏 流交界面的位置更远离叶片前缘, 更容易使压气 机发生失速。

本文是通过数值模拟进行缝式机匣处理对对 转压气机最先失速级的研究,研究发现了不一样 的流动规律,后续会开展多通道、全环的数值计 算以及从试验的角度,进一步深入研究缝式机匣 处理对对转压气机失速的影响机制。

# 参考文献:

- [1] JOLY M, VERSTRAETE T, PANIAGUA G. Full design of a highly loaded and compact contra-rotating fan using multidisciplinary evolutionary optimization: ASME Paper GT2013-94433 [R]. San Antonio, US: American Society of Mechanical Engineers, 2013.
- [2] SHARMA P B, JAIN Y P, PUNDHIR D S. A study of some factors affecting the performance of a contra-rotating axial compressor stage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Power and Process Engineering, 1988, 202(1): 15-21.
- [3] SHARMA P B, JAIN Y P, JHA N K, et al. Stall behavior of a contra-rotating axial compressor stages: ISABE 85-7087 [R]. Beijing: the 7th ISABE Conference, 1985.
- [4] 高丽敏, 苗芳, 李晓军, 等. 对转压气机转速比对最先失速 级的影响[J]. 应用力学学报, 2013, 30(6): 845-848, 951.
  GAO Limin, MIAO Fang, LI Xiaojun, et al. Effect of rotating speed ratio on the first rotating stall stage in contra-rotating compressor[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2013, 30(6): 845-848, 951. (in Chinese)
- [5] GAO L M, LI X J, FENG X D, et al. The effect of tip clearance on the performance of contra-rotating compressor: ASME Paper GT2012-68801 [R]. Copenhagen, Denmark: American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [6] MAO Xiaochen, LIU Bo. Numerical investigation of tip clearance

size effect on the performance and tip leakage flow in a dual-stage counter-rotating axial compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering, 2017, 231(3): 474-484.

- [7] 王昊,薛飞,岳少原,等.对转压气机变转速比失速类型试验[J]. 航空学报, 2022, 43(7): 125596.
  WANG Hao, XUE Fei, YUE Shaoyuan, et al. Test on stall types of contra-rotating compressor with variable speed ratios[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2022, 43(7): 125596. (in Chinese)
- [8] MISTRY C, PRADEEP A M. Effect of variation in axial spacing and rotor speed combinations on the performance of a high aspect ratio contra-rotating axial fan stage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2013, 227(2): 138-146.
- [9] WILKE I, KAU H P. A numerical investigation of the flow mechanisms in a HPC front stage with axial slots: ASME Paper GT2003-38481 [R]. Atlanta, US: American Society of Mechanical Engineers, 2009.
- [10] BA Dun, ZHANG Qianfeng, DU Juan, et al. Design optimization of axial slot casing treatment in a highly-loaded mixed-flow compressor[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 107: 106262.
- [11] MU<sup>-</sup>LLER M W, SCHIFFER H P, VOGES M, et al. Investigation of passage flow features in a transonic compressor rotor with casing treatments: ASME Paper GT2011-45364 [R]. Vancouver, Canada: American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [12] WILKE I, KAU H P, BRIGNOLE G. Numerically aided design of a high-efficient casing treatment for a transonic compressor: ASME Paper GT2005-68993 [R]. Reno, US: American Society of Mechanical Engineers, 2008.
- [13] ZHANG Haoguang, ZHANG Xudong, WU Yanhui, et al. Flow mechanism of affecting an axial flow compressor performance and stability with cross-blade slot casing treatments[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2019, 233(1): 17-36.
- [14] 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 Limin, WANG Lei, MAO Xiaochen, et al. Mechanism of stability improvement with slot casing treatment in counter-rotating compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 640-654. (in Chinese)
- [15] LIM B J, PARK T C, KWON S. Stall inception and warning in a single-stage transonic axial compressor with axial skewed slot casing treatment[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(9): 3569-3581.
- [16] ZHANG Sha, CHU Wuli, YANG Jibo. Effect of axial short slot casing treatment and its center deviation on stability of a transonic axial flow compressor: ASME Paper GT2020-14588 [R]. London, UK: American Society of Mechanical Engineers, 2020.
- [17] LIU Le, LI Jichao, NAN Xi, et al. The stall inceptions in an axial compressor with single circumferential groove casing treatment at different axial locations[J]. Aerospace Science and Technology, 2016, 59: 145-154.
- [18] HOUGHTON T, DAY I. Stability enhancement by casing grooves: the importance of stall inception mechanism and solidity: ASME Paper GT2010-22284[R]. Glasgow, UK: American Society of Mechanical Engineers, 2010.
- [19] LI Jichao, DU Juan, LI Fan, et al. Stability enhancement using a new hybrid casing treatment in an axial flow compressor[J].

Aerospace Science and Technology, 2019, 85: 305-319.

- [20] SUN Dakun, LI Jia, XU Ruize, et al. Effects of the foam metal casing treatment on aerodynamic stability and aerocoustic noise in an axial flow compressor[J]. Aerospace Science and Technology, 2021, 115: 106793.
- [21] BRANDSTETTER C, WARTZEK F, WERNER J, et al. Unsteady measurements of periodic effects in a transonic compressor with casing treatments: ASME Paper GT2015-42394[R]. Montreal, Canada: American Society of Mechanical Engineers, 2015.
- [22] WANG Wei, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. Experimental study of self-recirculating casing treatment in a subsonic axial flow compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2016, 230(8): 805-818.
- [23] DU Juan, KAUTH F, LI Jichao, et al. Experimental study on the influence of casing treatment on near-stall unsteady behavior of a mixed-flow compressor: ASME Paper GT2019-92034[R]. Phoenix, US: American Society of Mechanical Engineers, 2019.
- [24] STRAZISAR A J, BRIGHT M M, THORP S, et al. Compressor stall control through endwall recirculation: ASME Paper GT2004-54295[R]. Vienna, Austria: American Society of Mechanical Engineers, 2004.
- [25] LI Jichao, DU Juan, LI Zhiyuan, et al. Stability enhancement with self-recirculating injection in axial flow compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2018, 140(7): 071001.
- [26] LI Jichao, LIU Yang, DU Juan, et al. Implementation of stabilityenhancement with tip air injection in a multi-stage axial flow compressor[J]. Aerospace Science and Technology, 2021, 113: 106646.
- [27] 王维, 楚武利, 张皓光. 高负荷两级轴流压气机耦合型机匣处理的设计研究[J]. 推进技术, 2017, 38(10): 2365-2373.
  WANG Wei, CHU Wuli, ZHANG Haoguang. Study of design of a coupled casing treatment for a two-stage high-loaded axial flow compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(10): 2365-2373. (in Chinese)
- [28] MEYER R, KNOBLOCH K, LINDEN J. Hot-wire measurements in a high speed counter rotating turbo fan rig: ASME Paper GT2010-22569 [R]. Houston, US: American Society of Mechanical Engineers, 2010.
- [29] 高丽敏, 苗芳, 李瑞宇, 等. 动/动干涉效应对叶片非定常负荷的影响[J]. 航空学报, 2014, 35(7): 1874-1881.
  GAO Limin, MIAO Fang, LI Ruiyu, et al. Effect of rotor/rotor interactions on blades unsteady loading[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 35(7): 1874-1881. (in Chinese)
- [30] 郭彦超,高丽敏,杨冠华,等.对转压气机中自循环机匣处 理扩稳机理的研究[J]. 航空动力学报, 2022, 37(1): 191-203.
   GUO Yanchao, GAO Limin, YANG Guanhua, et al. Study on the

mechanism of stability improvement of the self-recirculating casing treatment in a counter-rotating compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(1): 191-203. (in Chinese)

- [31] CAMP T R, DAY I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.
- [32] DAY I J. Stall, surge, and 75 years of research[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(1): 011001.
- [33] DUC V H, TAN CHOON S, GREITZER EDWARD M. Criteria for spike initiated rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 011023.
- [34] 李晓军,高丽敏,谢建,等.双级对转压气机的失速机理[J]. 航空动力学报,2013,28(1):188-194.
  LI Xiaojun, GAO Limin, XIE Jian, et al. Rotating stall mechanism of dual-stage contra-rotating compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(1):188-194. (in Chinese)
- [35] MAO Xiaochen, LIU Bo. Numerical study of the unsteady behaviors and rotating stall inception process in a counter-rotating axial compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering, 2016, 230(14): 2716-2727.
- [36] HAH C, VOGES M, MUELLER M, et al. Characteristics of tip clearance flow instability in a transonic compressor: ASME Paper GT2010-22101 [R] [R]. Glasgow, UK: American Society of Mechanical Engineers, 2010.
- [37] YAMADA K, KIKUTA H, FURUKAWA M, et al. Effects of tip clearance flow on rotating stall inception process in an axial compressor rotor[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers: Series B, 2013, 79(801): 900-916.
- [38] WANG Hao, WU Yadong, WANG Yangang, et al. Evolution of the flow instabilities in an axial compressor rotor with large tip clearance: an experimental and URANS study[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 96: 105557.
- [39] GAO Limin, LI Ruiyu, MIAO Fang, et al. Unsteady investigation on tip flow field and rotating stall in counter-rotating axial compressor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(7): 072603.
- [40] CAMERON J D, BENNINGTON M A, ROSS M H, et al. The influence of tip clearance momentum flux on stall inception in a highspeed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135 (5): 051005.
- [41] SIRAKOV B T, TAN C S. Effect of unsteady stator wake-rotor double-leakage tip clearance flow interaction on time-average compressor performance[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(3): 465-474.

(编辑:王碧珺)