

文章编号: 1000-8055(2024)01-20220148-15

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220148

转速匹配效应影响下周向槽机匣处理对 转压气机性能的影响

张 冉^{1,2}, 刘 波^{1,2}, 茅晓晨^{1,2}, 张博涛^{1,2}, 巫骁雄^{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: 采用数值模拟方法, 通过分别在对转压气机(counter-rotating compressor, CRC)前后两排转子上进行周向槽机匣处理, 研究了其在不同转速匹配方案下的扩稳效果以及对转压气机最先失速级的变化规律。结果表明: 当前排转子 R1 转速高于后排转子 R2 时, 其最先失速级为 R1, 当 R2 转速等于或高于 R1 时, 其最先失速级为 R2。在对转压气机的最先失速级进行机匣处理可以有效改善所处理转子的叶尖附近流场, 包括来流相对气流角的减小、叶尖泄漏流反向轴向动量的减小、叶尖泄漏流与主流交界面位置的后移及叶尖堵塞程度的减弱等, 进而提升了其失速裕度。机匣处理一般仅能对所处理转子的流场产生较大影响, 但在特殊情况下也会使非处理转子的流场发生明显改变。

关 键 词: 对转压气机; 周向槽机匣处理; 转速匹配效应; 最先失速级; 扩稳机理

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Effect of circumferential groove casing treatment on performance of counter-rotating compressor under influence of speed matching effect

ZHANG Ran^{1,2}, LIU Bo^{1,2}, MAO Xiaochen^{1,2}, ZHANG Botao^{1,2}, WU Xiaoxiong^{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: Numerical simulation method was used to study the stability enhancement effect under different rotational speed matching schemes and the change of first stall stage of counter-rotating compressor (CRC) by performing circumferential groove casing treatment on front and rear rotors of the counter-rotating compressor respectively. The results showed that when the rotational speed of front rotor R1 was higher than that of rear rotor R2, its first stall stage was R1, and when the rotational speed of R2 was equal to or higher than R1, its first stall stage was R2. Casing treatment on first stall stage of the counter-rotating compressor can effectively improve the flow field near blade tip of the treated rotor, including reduction of relative flow angle of inflow, decrease of reverse axial momentum of tip leakage flow, backward movement of interface between tip leakage flow and main flow, and reduction of blade tip blockage, etc., and then improve its stall margin. Generally, the casing treatment can only have a great influence on the flow field of treated rotor, but in special cases, the flow field of non-treated rotor can also

收稿日期: 2022-03-22

基金项目: 国家自然科学基金(52106057); 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: 张冉(1999—), 男, 硕士生, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: 949089867@mail.nwpu.edu.cn

通信作者: 茅晓晨(1989—), 男, 副教授、硕士生导师, 博士, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: maoxiao_chen@nwpu.edu.cn

引用格式: 张冉, 刘波, 茅晓晨, 等. 转速匹配效应影响下周向槽机匣处理对转压气机性能的影响[J]. 航空动力学报, 2024, 39(1): 20220148.

ZHANG Ran, LIU Bo, MAO Xiaochen, et al. Effect of circumferential groove casing treatment on performance of counter-rotating compressor under influence of speed matching effect[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(1): 20220148.

be significantly changed.

Keywords: counter-rotating compressor; circumferential groove casing treatment; speed matching effect; first stall stage; stability enhancement mechanism

旋转失速一直是制约压气机发展的关键问题之一。已有研究显示,压气机发生旋转失速的起始类型主要包括突尖型失速和模态失速两种形式,其中突尖型失速为现代压气机中最常见的失速类型^[1-3]。此外,研究还发现,旋转失速通常起始于转子叶尖区域,因此普遍观点认为叶尖泄漏流在其中扮演了重要角色^[4-6]。

在压气机的设计过程中,稳定裕度常常难以满足要求,因此发展出了提升压气机稳定性的主动与被动控制技术。与主动控制相比,被动控制不需要额外的附件装置,因此结构更为简单且工作可靠性更高,并且已得到了实际工程应用。在现有的被动控制手段中,机匣处理(casing treatment, CT)在扩大压气机稳定工作范围方面取得了良好成效,其中周向槽和轴向缝是两种最常见的机匣处理结构。已有研究结果表明:与缝式机匣处理相比,周向槽式机匣处理的结构更为简单,且能在取得较为满意的扩稳效果前提下更小地影响压气机的效率,因此受到越来越多学者的青睐^[7-9]。

为了在压气机中设计出扩稳效果更好的周向槽机匣处理,国内外研究人员在揭示机匣处理扩稳机理方面已开展了大量工作。研究结果显示机匣处理槽和叶尖泄漏流之间相互作用的效果有助于增强流动稳定性,包括叶尖堵塞的减弱^[10-12]、来流攻角的降低^[13]、叶尖泄漏流反向轴向动量的减小^[14-15]、叶尖泄漏流破碎的抑制^[16-17]、交界面溢流的推迟^[18-19]等,然而,目前针对周向槽机匣处理的扩稳机理依然没有形成统一共识。此外,压气机失速起始类型也可能会受机匣处理槽的影响而改变^[20-21]。

近年来,对转压气机技术吸引了广泛关注。对转压气机中去除了静子叶片排,因此能够大大降低航空发动机的轴向长度和质量,从而显著提高航空发动机推质比^[22]。Sharma 等^[23]通过对某对转压气机的实验发现,如果第 2 排转子以比第 1 排转子快 50% 的速度反向旋转,则第一排转子的旋转失速会被抑制。Gao 等^[24]指出对转压气机最先失速级会随着两排转子转速比的变化而变

化。Mao 等^[25-26]的研究结果表明在后排转子上开设机匣处理槽可以有效提升对转压气机的流动稳定性。转速匹配的变化是对转压气机的特性之一,它会随着发动机工作的实际工况而发生改变,而只有在最先失速级转子上应用机匣处理时,轴流对转压气机的稳定工作范围才能得到提升。因此,机匣处理的应用还需考虑最先失速级随转速匹配方式的变化情况。

已有的公开文献^[24]显示,目前对于对转压气机最先失速级的判断多是基于对内部流场的定性分析,尽管采用全通道非定常数值模拟是研究对转压气机转速匹配变化对最先失速级影响的一种精确方法,但是该方法对计算资源的要求过高,限制了其在实际中的应用。此外,已有的研究尚缺乏考虑对转压气机前后两排转子转速匹配变化时机匣处理槽的有效性及相关机理的研究。因此,本文从另一角度,采用单通道定常数值方法,分别在对转压气机两排转子上开设周向机匣处理槽,通过研究周向槽机匣处理在不同转速匹配下的有效性和影响规律,以获得对转压气机最先失速级随转速匹配方式的变化规律,并探究相应机理。

1 研究对象和数值计算方法

1.1 研究对象

本文的研究对象为西北工业大学双级轴流对转压气机(CRC),其设计压比与流量分别为 1.22 和 6.4 kg/s,实物图如图 1 所示。该压气机共有 4 排叶片,第 1 排为进口导叶(IGV),有 22 个叶片,第 2、3 排叶片为转子,主要参数如表 1 所示,第 4 排为出口导叶(OGV),有 32 个叶片。从进口向出口方向看,前排转子 R1 沿顺时针方向旋转,后排转子 R2 沿逆时针方向反向旋转。由于进口导叶和出口导叶几乎为零弯度设计,并且进口导叶与第 1 排转子、第 2 排转子与出口导叶之间有足够长的轴向间隙,因此可以近似忽略进口导叶的尾迹影响以及出口导叶带来的势流干扰。为了节省计算资源,本文中对计算区域做如下简化:移除进口导叶和出口导叶,只对前后排转子进行建模计算。

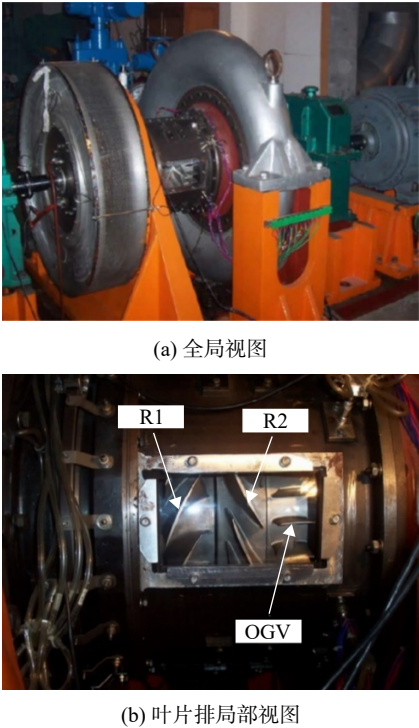


图 1 对转压气机实物图
Fig. 1 Physical drawing of the CRC

表 1 对转压气机两排转子的主要设计参数
Table 1 Main design parameters of two rotors of the CRC

设计参数	前排转子 R1	后排转子 R2
叶片数	19	20
进口轮毂比	0.485	0.641
转速/(r/min)	8 000	−8 000
叶尖弦长/m	0.083 2	0.076 9
叶尖线速度/(m/s)	167.6	167.6
叶尖间隙/mm	0.5	0.5

1.2 转速匹配方案

本文在对转压气机前后排转子不同转速匹配方案下, 分别在前排转子 R1 和后排转子 R2 开设机匣处理槽, 在每种转速匹配方案下得到实壁机匣 (smooth wall, SW)、在 R1 进行机匣处理 (记为 R1CT)、在 R2 进行机匣处理 (记为 R2CT) 分别对应的三条特性线, 通过机匣处理槽的作用效果来说明不同转速匹配方案下对转压气机的最先失速级位置。以设计转速 8 000 r/min 作为 100% 转速, 本文共对 7 种转速匹配方案进行研究, 各转速匹配方案见表 2, 其中 n_1 代表前排转子 R1 的转速, n_2 代表后排转子 R2 的转速。为方便表述, 下文对于对转压气机转速匹配方案的描述统一采用

表 2 前后排转子的转速匹配方案
Table 2 Speed matching schemes of front and rear rotor

参数	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4	方案 5	方案 6	方案 7
n_1	100	100	90	90	100	80	80
n_2	100	90	100	90	80	100	80

“ $\times\times\%- \times\times\%$ ”格式, 如 100%-90% 转速匹配方案代表前排转子 R1 为 100% 转速而后排转子 R2 为 90% 转速。

1.3 机匣处理方案

在前后排转子上分别进行相同形式的机匣处理, 其几何示意图及在压气机中的位置分别如图 2 和图 3 所示。图 2 中 d 和 w 分别代表周向槽的高度和轴向宽度, LE 和 TE 分别表示叶片前缘和尾缘。本研究中采用三周向槽的机匣处理方案, 每个槽的几何参数相同, 轴向宽度为 2 mm, 高度为 4 mm, 3 个槽的前缘与叶尖前缘的距离分别为对应转子的 10%、20%、30% 叶尖轴向弦长。周向槽网格采用 Numeca/IGG 划分为 H 型拓扑结构, 每个处理槽沿周向、轴向和径向的网格点数分别为 89、21、45 个, 单个槽的网格总数约为 8.4×10^4 。周向槽网格与对转压气机主通道网格之间采用完全非匹配连接, 以保证数据的有效传递。

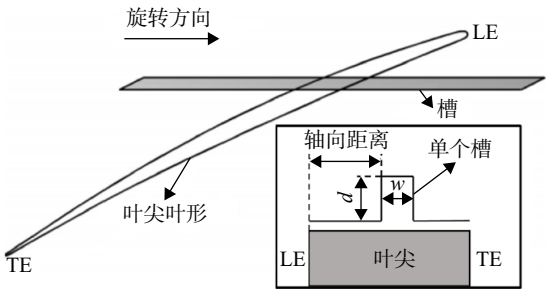
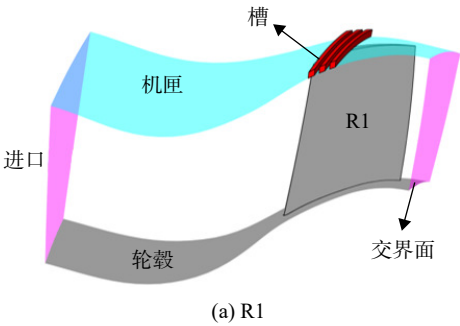


图 2 周向槽机匣处理的几何示意图^[27]
Fig. 2 Geometric schematic diagram of circumferential groove casing treatment^[27]



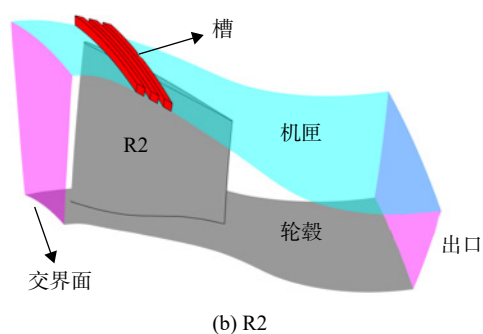


图 3 对转压气机与周向槽机匣处理结构图

Fig. 3 Structure diagram of CRC and circumferential groove casing treatment

1.4 数值方法

本文数值计算采用 Numeca/EURANUS 求解三维雷诺时均 Navier-Stokes(N-S)方程,空间项和时间项分别采用中心差分 and 4 阶显式 Runge-Kutta 离散格式。湍流模型采用 Spalart-Allmaras(S-A)模型,其已被证实对该对转压气机有较好的模拟效果^[24]。在计算中采用当地时间步长、残差光滑、多重网格方法来加速收敛。进口边界条件给定绝对总温(288.15 K)和绝对总压(101 325 Pa),轴向进气,出口边界条件给定平均静压,固体壁面给定为绝热无滑移条件。为节约计算资源,本文进行单通道计算,通道两侧给定为周期性边界条件。

主通道网格采用 Numeca/AutoGrid5 划分,为 O4H 型拓扑结构。叶顶间隙采用蝶形网格,沿径向分布 17 个网格点。主通道网格配置与文献^[26]中一致,近壁面第一层网格尺寸为 5×10^{-6} m,以保证 y^+ 值不超过 3,本文的主通道网格总数约为

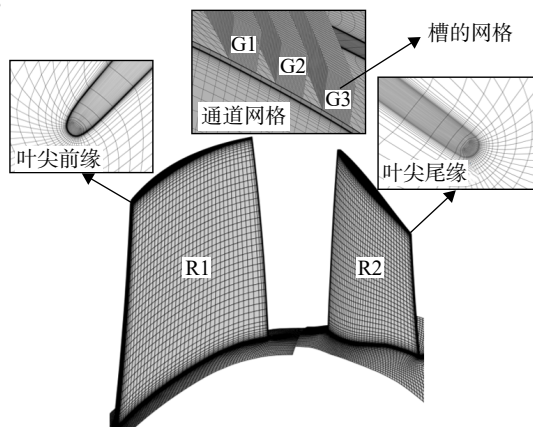


图 4 叶片通道及周向槽网格划分

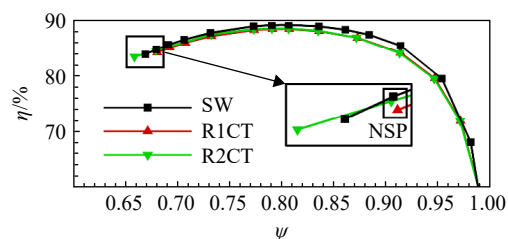
Fig. 4 Grid distribution of blade passage and circumferential groove

2.6×10^6 。图 4 中给出了叶片通道和周向槽部分的网格图,以及叶尖前缘和尾缘的局部放大图,图中 G1、G2 和 G3 表示 3 个周向槽。本文所采用的网格数量和数值方法的准确性均已进行了实验验证^[28],因此本文不再进行数值方法的校验。在计算中通过不断调节背压值获得完整的特性线,近失速点附近采用背压二分法^[24]捕捉近失速点,最小变化幅度达到 50 Pa。当背压增加至计算发散时,认为失速发生。

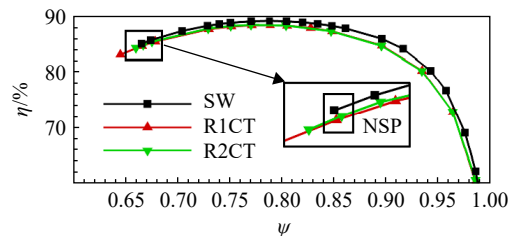
2 结果和讨论

2.1 总体性能分析

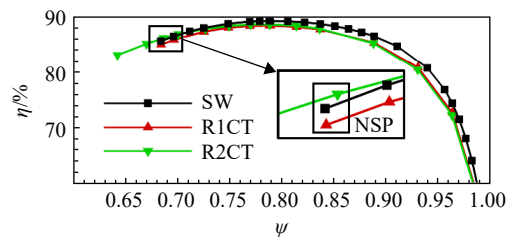
图 5 和图 6 展示了对转压气机在 7 种不同的转速匹配方案下,实壁机匣以及分别在 R1 和 R2 进行机匣处理的等熵效率特性线和总压比特性线,图中 NSP(near stall point)表示近失速点,等熵效率、总压比、归一化流量分别以 η 、 π 和 ψ 表示。其中,横坐标流量分别采用各个转速匹配方案下实壁机匣的堵塞点流量进行归一化处理。在大流量工况,机匣处理对总压比没有显著影响,因此图 6 中只给出了近失速点附近的总压比特性曲线。



(a) 100%-100%



(b) 100%-90%



(c) 90%-100%

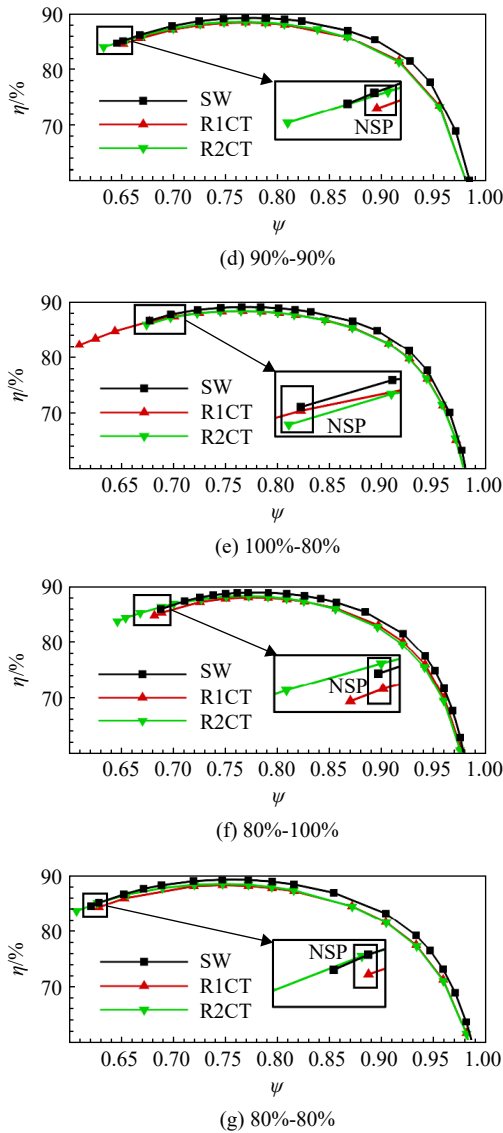


图 5 不同转速匹配方案中对转压气机的等熵效率特性线
Fig. 5 Isentropic efficiency characteristic lines of CRC in different speed matching schemes

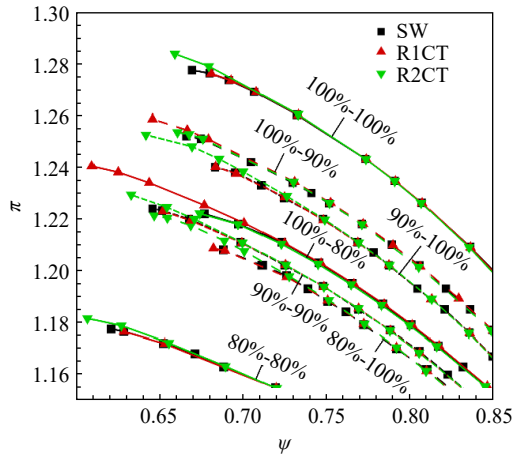


图 6 不同转速匹配方案中对转压气机的总压比特性线
Fig. 6 Total pressure ratio characteristic lines of CRC in different speed matching schemes

从图 5 中可以看出, 无论在 R1 还是 R2 进行机匣处理, 都会使得对转压气机的效率在几乎全工况范围内降低, 其中峰值效率点附近降低约 0.7%; 在不同转速匹配方案中, 相同的机匣处理方式可能会得到完全相反的扩稳效果。从图 6 中可以看出, 合适的机匣处理方式可以在扩大对转压气机稳定裕度的同时提高近失速点附近的总压比。

为了更直观地对比分别在对转压气机前后两排转子进行机匣处理的扩稳效果, 引入失速裕度 (stall margin, 量符号记为 S_m) 改进量 ΔS_m , 定义为

$$\Delta S_m = \left[\left(\frac{\pi_{CT}}{\pi_{SW}} \right)_{NS} \cdot \left(\frac{m_{SW}}{m_{CT}} \right)_{NS} - 1 \right] \times 100\% \quad (1)$$

式中下标 NS 代表近失速点, SW 代表实壁机匣, CT 代表带机匣处理。

图 7 展示了在不同转速匹配方案中, 分别在对转压气机前后排转子应用机匣处理的失速裕度改进量对比图。可以看出, 在 100%-100%、90%-90% 和 80%-80% 转速匹配下, 在 R2 进行机匣处理可以得到较大的失速裕度改进量, 而对 R1 进行机匣处理会使失速裕度降低, 说明该对转压气机在此 3 种转速匹配下未进行机匣处理时的最先失速级为 R2; 但对于 100%-90%、90%-100%、100%-80% 和 80%-100% 的转速匹配方案, 在 R1 和 R2 进行机匣处理可以获得不同程度的失速裕度改进量, 两排转子在对转压气机失速过程中均扮演重要角色。根据下文的流场分析可知, 100%-90% 和 100%-80% 转速匹配下未进行机匣处理时的最先失速级为 R1, 而 90%-100% 和 80%-100% 转速匹配下未进行机匣处理时的最先失速级为 R2。

2.2 内部流场分析

对于不同的转速匹配方案, 对转压气机在质量流量相同条件下的速度三角形示意图如图 8 所示。由于进口质量流量相同, 不同转速匹配方案下前排转子的进口气流绝对速度 C_1 均相同。为简化起见, 近似认为同一排转子进出口的气流轴向速度以及圆周速度均相等。图 9 给出了图 5 所展示的 7 种转速匹配方案中峰值效率工况点时 R1 和 R2 的周向质量平均出口相对气流角 β_2 沿展向的分布, 此处出口相对气流角定义为叶片出口气流相对速度的方向与压气机轴向的夹角, 且为减小端壁及叶尖泄漏流的干扰只展示了 10% 至 90% 叶展范围的结果。图中黑线表示叶片几何出口角沿展向的分布, 可以看出 7 种转速匹配方案

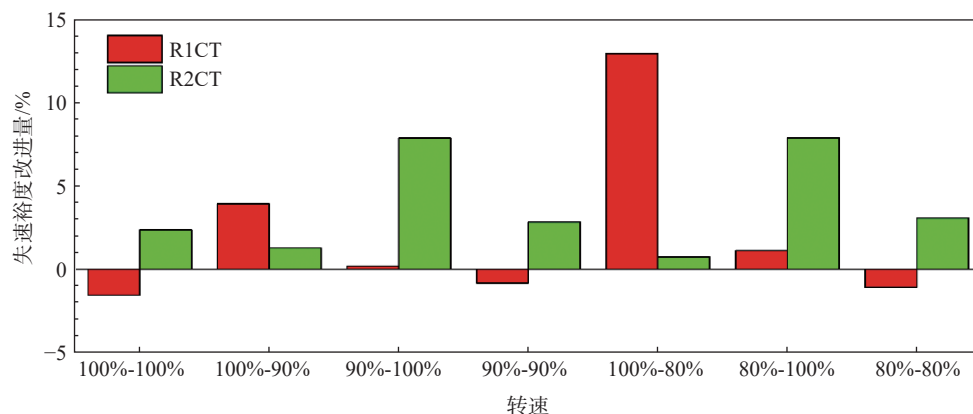


图 7 不同转速匹配时对转压气机进行机匣处理后的失速裕度改进量

Fig. 7 Stall margin improvement of CRC after casing treatment in different speed matching schemes

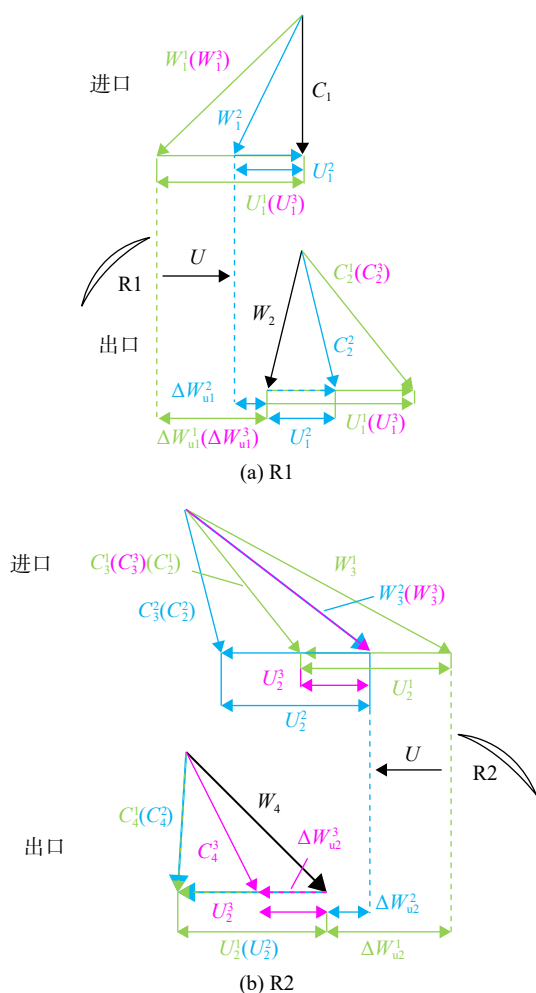


图 8 不同转速匹配时对转压气机的速度三角形示意图

Fig. 8 Schematic diagrams of velocity triangle of CRC in different speed matching schemes

在峰值效率工况点处两排转子的出口气流角均相差不大, 落后角也均在合理范围之内, 因此在速度三角形分析中不同转速匹配方案下各转子的出口气流相对速度方向可近似视为一致。

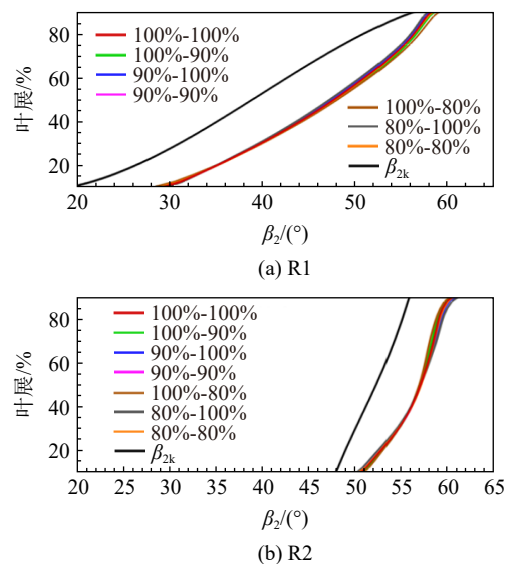


图 9 R1 和 R2 的周向质量平均出口相对气流角沿展向分布

Fig. 9 Spanwise distributions of mass pitch-averaged relative flow angle at the outlet of R1 and R2

图 8 中上角标 1、2、3 代表不同转速匹配方案下的速度三角形, 绝对速度 C 以及相对速度 W 的下角标 1、2、3、4 分别代表 R1 进口参数、R1 出口参数、R2 进口参数、R2 出口参数, 圆周速度 U 以及扭速 ΔW_u 的下角标 1、2 分别代表 R1 和 R2。为方便分析, 图中绘制了 3 种转速匹配方案下的速度三角形, 即 $n_1 = n_2$ (R1 和 R2 的圆周速度分别为 U_1^1 和 U_2^1 , 速度三角形上角标为 1)、 $n_1 < n_2$ (R1 和 R2 的圆周速度分别为 U_1^2 和 U_2^2 , 速度三角形上角标为 2)、 $n_1 > n_2$ (R1 和 R2 的圆周速度分别为 U_1^3 和 U_2^3 , 速度三角形上角标为 3), 且 $U_1^1 = U_2^1 = U_3^1 = U_4^1$, $U_1^2 = U_2^2$, $U_1^3 = U_2^3$ 。为便于区分, 图 8 速度三角形中采用不同颜色的符号来代表不同的含义: 黑色符号表示在不同转速匹配方案中均相同的速度矢量, 绿色

符号表示转速匹配方案 1 中速度三角形的速度分量, 蓝色符号表示转速匹配方案 2 中速度三角形的速度分量, 紫色符号表示转速匹配方案 3 中速度三角形的速度分量。

压气机对气流的加功量可由轮缘功反映, 对同一台压气机而言, 轮缘功越大, 对气流的增压程度越大, 但同时会引起压气机的稳定性降低^[29]。轮缘功的定义式如式(2)所示

$$L_u = U \cdot \Delta W_u \quad (2)$$

式中 U 和 ΔW_u 分别为转子转动的圆周速度和转子进出口气流相对速度在周向的改变量。

表 3 分别列出了图 8 中对转压气机在不同转速匹配方案下前后两排转子的 U 和 ΔW_u , 其中箭头长度代表了相应参数值的大小。

表 3 不同转速匹配时 R1 和 R2 的 U 和 ΔW_u

Table 3 U and ΔW_u of R1 and R2 in different speed matching schemes

转速匹配方案	R1		R2	
	U	ΔW_u	U	ΔW_u
$n_1 = n_2$	U_1^1	ΔW_{u1}^1	U_1^1	ΔW_{u2}^1
$n_1 < n_2$	U_1^2	ΔW_{u1}^2	U_2^2	ΔW_{u2}^2
$n_1 > n_2$	U_1^3	ΔW_{u1}^3	U_2^3	ΔW_{u2}^3

图 10 给出了 3 种转速匹配方案 (100%-100%、100%-80%、80%-100%) 近失速点工况下未进行机匣处理时 R1 和 R2 的叶尖静压系数沿相对轴向弦长分布, 分别对应于表 3 中的 $n_1 = n_2$ 、 $n_1 > n_2$ 和 $n_1 < n_2$, 静压系数的定义方式如式(3)所示

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

式中 p 表示当地静压, p_1 表示进口静压, p_{t1} 表示进口相对总压。

此外, 表 4 给出了图 10 中各条静压系数曲线所包围的面积与 100%-100% 转速匹配方案下对应转子的静压系数曲线所包围面积之比, 即代表了各转速匹配方案下前后两排转子的叶尖相对负荷。

结合表 3、表 4 和图 10 可以发现, 与前后两排转子均为 100% 转速相比, 当前排转子转速不变而后排转子转速降低时, 前排转子的理论轮缘功明显高于后排转子, 同时前排转子的负荷几乎不变, 而后排转子负荷明显降低。以往研究表明,

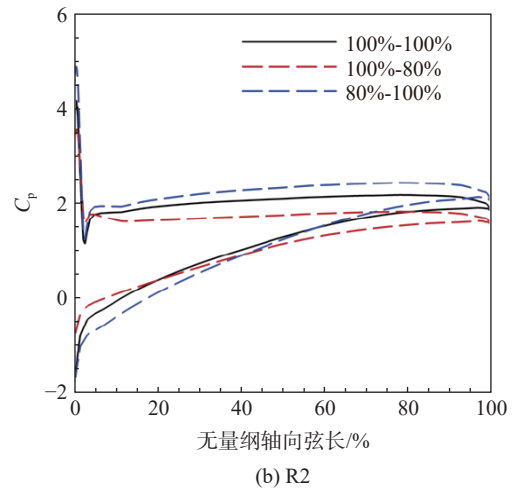
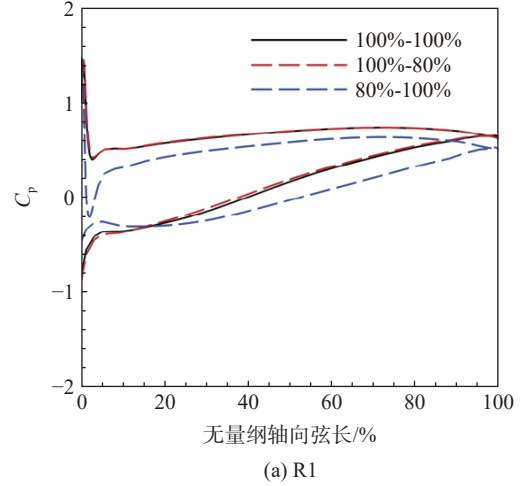


图 10 99% 叶展处 R1 和 R2 叶尖静压系数沿相对轴向弦长分布

Fig. 10 Distributions along normalized axial chord of tip static pressure coefficient of R1 and R2 at 99% blade span

表 4 R1 和 R2 在不同转速匹配方案下近失速点的叶尖相对负荷

Table 4 Relative blade tip loading of R1 and R2 at near stall point in different speed matching schemes

转速匹配方案	叶尖相对负荷	
	R1	R2
100%-100%	1	1
100%-80%	0.981	0.814
80%-100%	0.938	1.279

此台对转压气机在前后两排转子均为 100% 转速时 R2 为最先失速级^[30], 因此对于 100%-80% 转速匹配, 其 R2 叶尖的负荷显著降低, 可以推测 R2 已远离失速边界, 而结合 R1 叶尖负荷基本不变以及其相对更大的理论轮缘功可以推测此时 R1 很可能成为最先失速级。

当后排转子转速不变而前排转子转速降低时

(80%-100% 转速匹配方案), 后排转子的理论轮缘功明显高于前排转子, 同时 R1 的叶尖负荷大幅降低, 而 R2 的负荷明显升高, 很可能因为较大的负荷导致稳定性差而成为最先失速级。

将以上结论推广可以得到, 当前排转子转速高于后排转子时, 前排转子更容易率先发生失速, 当后排转子转速高于前排转子时, 后排转子更容易发生失速而成为最先失速级, 下文中将对不同转速匹配方案下的对转压气机进行流场分析以验证这一结论。

为进一步揭示对转压气机在不同转速匹配时的最先失速级, 并探究分别在对转压气机前后两排转子进行机匣处理的扩稳机理, 选取 4 个不同的转速匹配方案 100%-90%、90%-100%、100%-80% 和 80%-100%, 对其分别在 R1 和 R2 进行机匣处理时与实壁机匣的内部流场进行对比分析。需要说明的是, 除图 9 外, 本文中所有流场分析均是针对各个转速匹配下同一归一化流量时的近失速工况点进行分析, 在图 5 中标记为 NSP。

在压气机的失速过程中, 叶尖泄漏流扮演了非常重要的角色, 失速裕度的改进通常归功于机匣处理槽与叶尖泄漏流的相互干涉。因此, 本节将重点分析不同转速匹配方案下分别在 R1 和 R2 进行机匣处理前后近失速点叶尖附近的流场变化。

Camp 等^[31]的研究结果表明, 如果压气机发生失速时其压比-流量特性线的斜率为负值, 那么其失速类型为突尖型失速。根据图 6 中的对转压气机总压比特性线可以发现, 该对转压气机在不同转速匹配以及不同机匣处理位置时的失速类型均为突尖型失速。

Vo 等^[32]指出, 前缘溢流或尾缘倒流是突尖型失速发生的必要条件, 其中前缘溢流指叶尖泄漏流和主流的交界面被推出叶片前缘。因此, 叶尖处前缘溢流现象的推迟发生可用于评估压气机稳定性的提升效果。通常情况下, 可以将熵值云图中高梯度区域视为叶尖泄漏流和主流的交界面位置。

图 11 给出了 4 种转速匹配方案中 100%-90%、90%-100%、100%-80%、80%-100% 在 3 种机匣形式 (SW、R1CT、R2CT) 下 R1 和 R2 在 99% 叶展截面的熵云图, 其中紫色点划线代表叶尖泄漏流和主流交界面的位置。可以看出, 周向槽机匣处理只能影响所处理转子中的叶尖泄漏流与主流的

交界面位置。在 100%-90% 和 100%-80% 转速匹配时, 实壁机匣条件下 R1 和 R2 的叶尖泄漏流与主流交界面均已到达叶片前缘; 在 R1 或者 R2 进行机匣处理均可以将对应转子叶尖泄漏流与主流交界面重新推回至叶片通道内, 从而推迟失速发生, 起到扩稳效果。若未进行机匣处理时 R2 为最先失速级, 则在 R2 进行机匣处理使得前缘溢流推迟之后, 对转压气机理应获得显著的失速裕度改进量, 但从图 7 中可以得知, 100%-90% 和 100%-80% 转速匹配时在 R2 进行机匣处理仅能获得微弱的失速裕度改进量, 而在 R1 进行机匣处理可以在推迟前缘溢流的同时使失速裕度得到明显改进, 即表明这两种转速匹配下未进行机匣处理时 R1 为最先失速级, 这与前文中对速度三角形和叶尖负荷进行分析所得到的结论一致。

在 90%-100% 和 80%-100% 转速匹配时, 实壁机匣条件下只有 R2 叶尖泄漏流与主流的交界面到达叶片前缘, R1 叶尖泄漏流与主流的交界面仍在叶片通道内, 说明这两种转速匹配下未进行机匣处理时 R2 为最先失速级, 同样印证了前文中速度三角形与叶尖负荷分析的结论。可以看出, 在 R1 进行机匣处理对前后两排转子的叶尖泄漏流与主流交界面均没有显著影响, 而在 R2 进行机匣处理可以将 R2 的叶尖泄漏流与主流交界面推回至叶片通道内, 减弱流动堵塞, 进而提高失速裕度。这是因为在 90%-100% 和 80%-100% 转速匹配时, R2 为最先失速级, 从图 11(c) 中可以看出此时 R1 叶尖泄漏流与主流的交界面距离叶片前缘还有一定的距离, 尚未达到机匣处理可以发挥作用的条件, 因此在 R1 进行机匣处理并不能显著影响 R1 的流场; 在 100%-90% 和 100%-80% 转速匹配时, 虽然 R2 不是最先失速级, 但其在所分析的工况下也即将到达失速边缘, 这一点也可以从图 11(b) 和图 11(f) 中 R2 叶尖泄漏流和主流交界面的位置看出, 而这种情况已经达到了机匣处理可以发挥作用的条件, 因此在 R2 上进行机匣处理可以缓解其失速进程, 起到扩稳效果。可以发现, 机匣处理在起到扩稳效果的同时, 也会使得叶尖区域损失增大, 这是造成图 5 中对转压气机在进行机匣处理之后效率整体降低的主要原因。

从以上分析可以看出, 对 100%-90% 和 90%-100% 这两种转速匹配方案的分析结论同样适用于 100%-80% 和 80%-100% 转速匹配方案, 因此下文只对 100%-90% 和 90%-100% 这两种转速

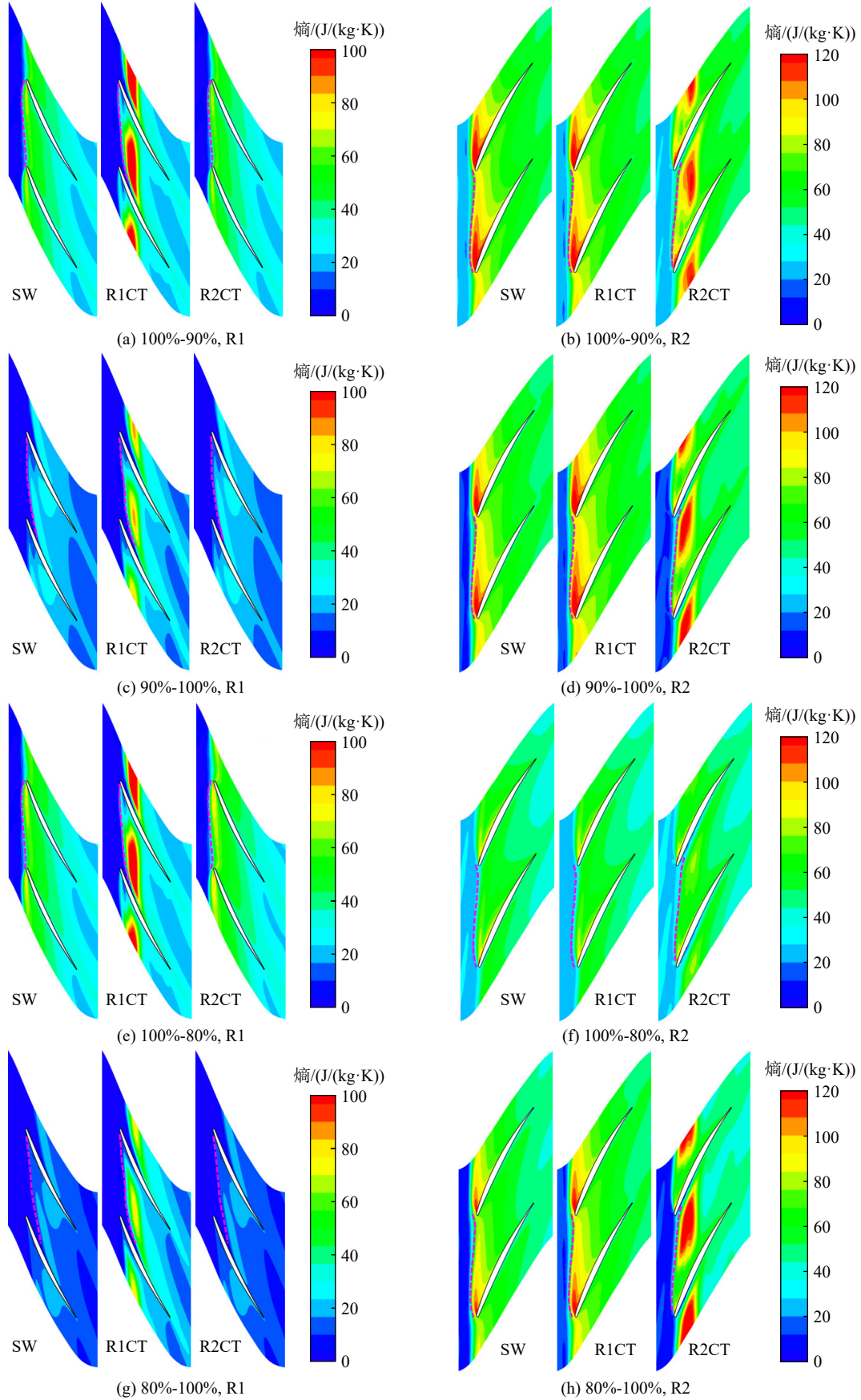


图 11 R1 和 R2 在 99% 叶展的熵云图

Fig. 11 Entropy contours of R1 and R2 at 99% blade span

匹配方案进行进一步的分析。

Cameron 等^[6]指出,压气机失速的发生可以认为是主流轴向动量与叶尖泄漏流反向轴向动量之间的静态平衡被打破的结果。在压气机到达失速临界点时,若进一步减小进口流量,则主流轴向动量进一步减小,而叶尖泄漏流反向轴向动量进一步增加,当叶尖泄漏流反向轴向动量大于主流动量时,压气机就会发生失稳。因此,可以根据机匣处理前后叶尖泄漏流反向轴向动量的变化来评估机匣处理的作用效果^[20]。图 12 给出了 100%-90%、90%-100% 两种转速匹配方案中 3 种机匣形式 (SW、R1CT、R2CT) 下 R1 和 R2 叶尖泄漏流轴向动量沿相对轴向弦长的分布图,叶尖泄漏流轴向动量的计算方法与文献 [15] 一致,在

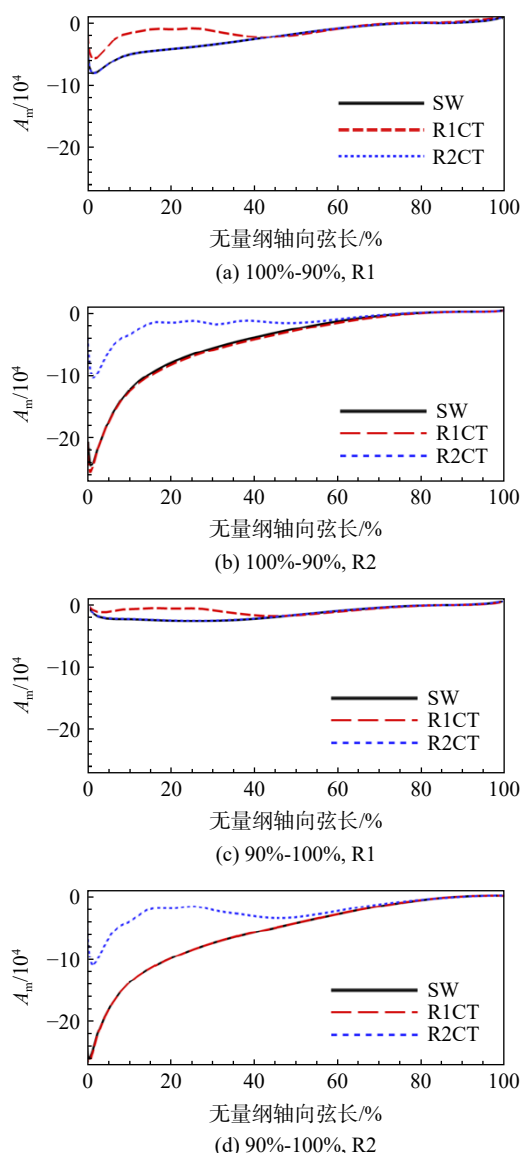


图 12 R1 和 R2 叶尖泄漏流轴向动量沿相对轴向弦长分布

Fig. 12 Distributions along normalized axial chord of tip leakage flow axial momentum of R1 and R2

叶尖间隙内靠近吸力面侧位于叶顶与机匣之间的截面上对叶尖泄漏流轴向动量在不同轴向弦长位置沿径向进行积分,即可得到叶尖泄漏流轴向动量(axial momentum, 量符号记为 A_m)沿相对轴向弦长的分布,具体定义如下:

$$A_m = \frac{1}{\pi \left[\left(\frac{R_{\text{casing}}}{c_{z,\text{tip}}} \right)^2 - \left(\frac{R_{\text{hub}}}{c_{z,\text{tip}}} \right)^2 \right]_{\text{inlet}}} \int_{R_{\text{tip}}}^{R_{\text{casing}}} \phi_z \frac{1}{c_{z,\text{tip}}} dr \quad (4)$$

$$\phi_z = \frac{\rho V_{\text{normal}} V_z}{(\rho V_z)_{\text{inlet}} (\bar{V}_z)_{\text{inlet}}} \quad (5)$$

式中 R_{casing} 为机匣半径, R_{hub} 为轮毂半径, R_{tip} 为叶顶的旋转半径, $c_{z,\text{tip}}$ 为叶顶轴向弦长, V_{normal} 为垂直于所积分截面的速度分量, $(\rho V_z)_{\text{inlet}}$ 为进口截面 ρV_z 的平均值, $\bar{V}_z$ 为进口截面 V_z 的平均值。

从图 12 中可以看出,无论是在 R1 还是 R2 进行机匣处理均可以使所处理转子的叶尖泄漏流反向轴向动量显著减小,表明机匣处理槽可以使叶尖泄漏流的强度降低,对主流的堵塞作用减弱,使得叶尖附近的主流在与叶尖泄漏流的对抗中占据更有利的地位,从而使压气机的稳定工作范围增大,实现扩稳效果。这也解释了图 11 中相应转子在进行机匣处理后叶尖泄漏流和主流交界面得以推迟的原因,即由于叶尖泄漏流反向轴向动量的减小,其与主流的交界面在主流动量的作用下被推向下游。

随着压气机的运行工况趋近于近失速点,转子叶尖的来流相对气流角逐渐增大,最终导致叶尖部分率先失速。因此,转子叶尖附近来流相对气流角的降低往往表征着失速裕度的改进。图 13 给出了 100%-90%、90%-100% 两种转速匹配方案中 3 种机匣形式 (SW、R1CT、R2CT) 下 R1 和 R2 叶尖附近的进口周向质量平均相对气流角 β_1 沿展向的分布,此处相对气流角定义为气流相对速度的方向与压气机轴向的夹角。由图 13 (a) 结合图 12 可以看出, 100%-90% 转速匹配下,在 R1 进行机匣处理后, R1 叶尖的叶尖泄漏流反向轴向动量显著减小,对主流的堵塞程度减弱,这使得 R1 叶尖附近 (87% 叶展以上) 的来流相对气流角也随之减小,由于机匣处理前后压气机的流量并无明显变化,因此 87% 叶展以下部分的来流相对气流角相应增大,而在 R2 进行机匣处理对 R1 的来流相对气流角几乎毫无影响;图 13 (b) 中,在 R2 进行机匣处理同样减小了其叶尖泄漏流的反向轴向

动量,从而使R2高叶展区域(80%叶展以上)的来流相对气流角明显减小,而在R1进行机匣处理对R2叶尖附近流场影响甚微。

同理,90%-100%转速匹配下,在R2进行机匣处理可以明显降低R2叶尖附近的来流相对气流角,使其流通能力得到改善,进而提高失速裕度。然而,在R1进行机匣处理对R1和R2全叶展范围的来流相对气流角均没有显著影响,这是因为对于90%-100%转速匹配而言,在未进行机匣处理时R1的叶尖泄漏流反向轴向动量并不大,因此机匣处理的作用效果很有限。

由以上分析结合图7不难看出,对于100%-90%转速匹配,在R1进行机匣处理可以在有效

降低R1叶尖来流相对气流角的同时获得明显的失速裕度改进量,证实了图11中得到的在此转速匹配下未进行机匣处理时R1最先发生失速的结论;然而,在R2进行机匣处理也可以获得少量的失速裕度改进,这是因为在此转速匹配下R2虽不是最先失速级,但由图11可以看出其也即将到达失速临界点,在R2进行机匣处理可以有效降低其叶尖附近的来流相对气流角,使下游流道的堵塞程度减弱,进而对最先失速级R1的流场也起到一定的缓解作用。对于90%-100%转速匹配,在R2进行机匣处理可以显著改善其叶尖附近流场,同时使失速裕度得到有效提升,这与图11中得到的在此转速匹配下未进行机匣处理时R2为最先失速级的结论相吻合。

图14给出了100%-90%、90%-100%两种转速匹配方案中3种机匣形式(SW、R1CT、R2CT)下R1和R2在99%叶展截面的相对马赫数云图,其中黑色椭圆部分代表低能流体区域。在100%-90%转速匹配下R1为最先失速级,其叶尖附近出现了较大的低能区域,在R1进行机匣处理后,

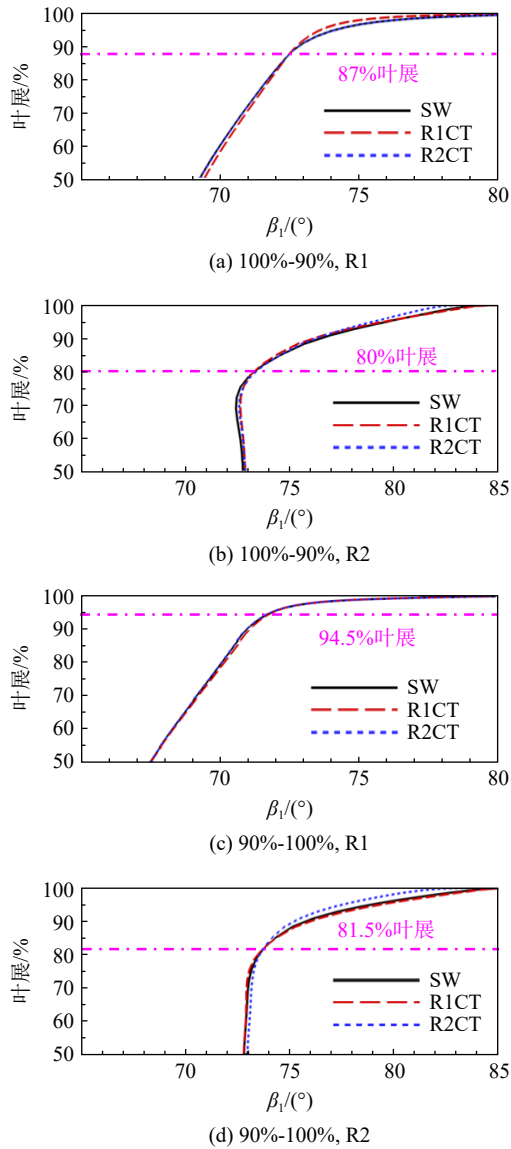
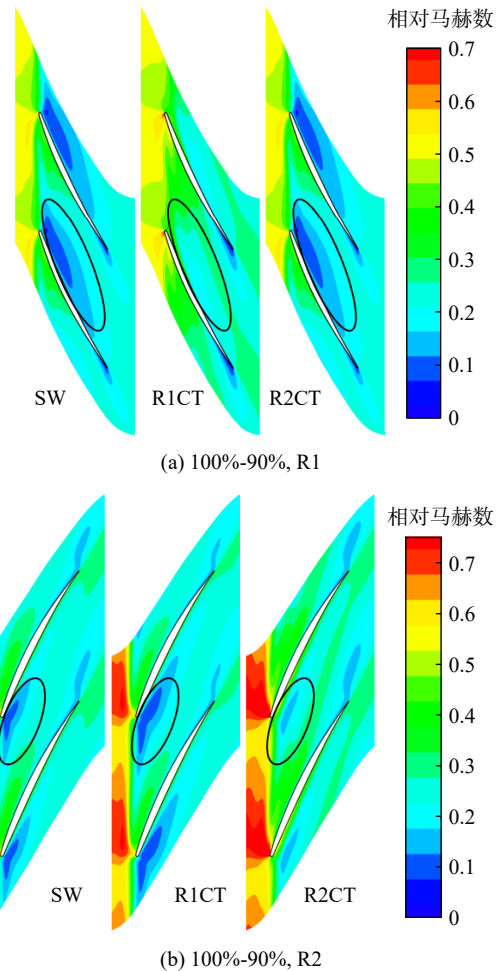


图13 R1和R2进口周向质量平均来流相对气流角沿展向分布

Fig. 13 Spanwise distributions of mass pitch-averaged relative flow angle at the inlet of R1 and R2



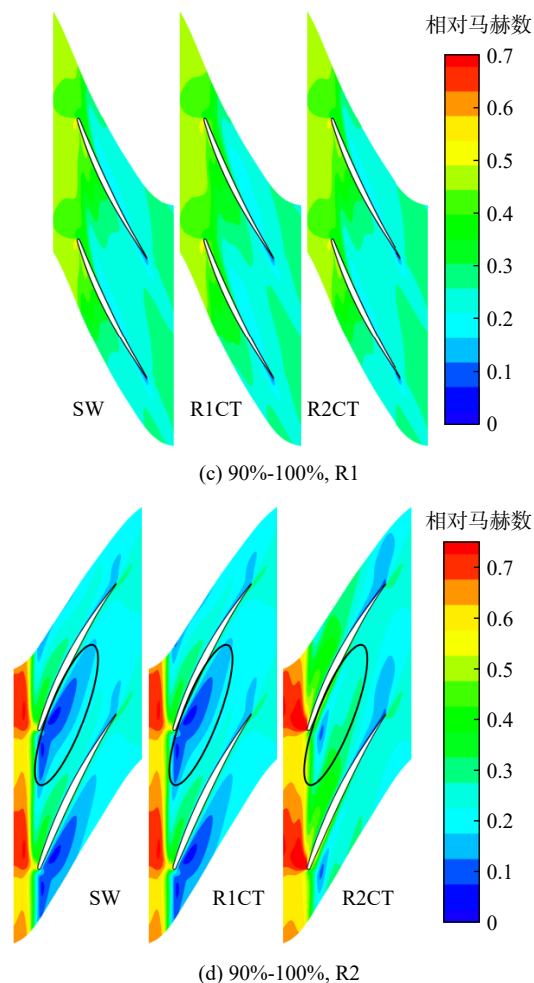
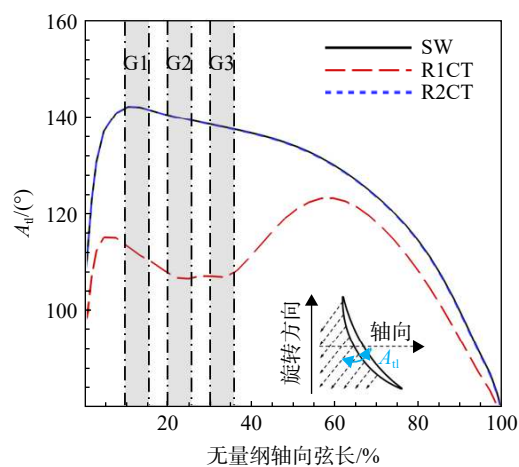


图 14 R1 和 R2 在 99% 叶展截面的相对马赫数云图

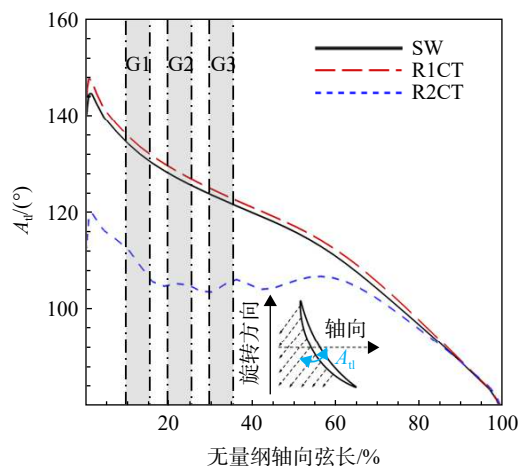
Fig. 14 Relative Mach number contours of R1 and R2 at 99% blade span

其叶尖泄漏流的反向轴向动量减小,对主流的堵塞作用减弱,可以显著提升其叶尖的流通能力,进而提高失速裕度,但同时会使 R2 叶尖的低能区域面积增大,这是因为 R1 的流场改善后其增压能力得到提高,减速扩压效应增强,使得 R2 进口的主流动量相应降低,抗衡叶尖泄漏流的能力下降,进而导致叶尖泄漏流沿周向的扩展能力增强、叶片通道低能区域面积增大,这一点也可以从图 12 (b) 在 R1 进行机匣处理后 R2 的叶尖泄漏流反向轴向动量有所增大以及图 15 中得到印证;在 R2 进行机匣处理可以有效消除其叶尖的低能流体,但由于 R2 并非最先失速级,因此对失速裕度的改进作用有限。与 100%-90% 转速匹配不同,在 90%-100% 转速匹配下 R2 为最先失速级,其叶尖的低能流体区域面积显著大于 R1,在 R2 进行机匣处理可以明显改善其叶尖的流场,使失速裕度得到明显提高。

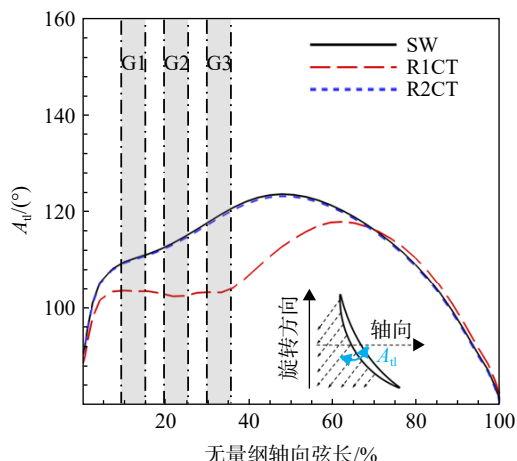
已有研究表明,叶尖泄漏流与主流的夹角可以表征叶尖泄漏流的强度以及二次泄漏流(叶尖泄漏流在相邻叶片顶部发生二次泄漏的现象)发生的可能性^[33-34]。通常情况下,叶尖泄漏流与主流的夹角越大,产生二次泄漏流的可能性越大,也就更容易造成叶尖流动堵塞,进而使压气机发生失速^[35]。本文采用叶尖间隙展向中部位置叶尖泄漏流气流角(tip leakage angle, 量符号记为 A_{tl})来量化叶尖泄漏流的强度,其中叶尖泄漏流气流角定义为泄漏流从叶尖吸力面位置流出的方向与压气机轴向的夹角。图 15 给出了 100%-90%、90%-100% 两种转速匹配方案中 3 种机匣形式(SW、R1CT、R2CT)下 R1 和 R2 在叶尖间隙展向中部位置叶尖泄漏流气流角沿轴向弦长的分布。根据前文已得知在 100%-90%、90%-100% 两种转速匹配方案下的最先失速级分别为 R1 和 R2,结合图 12 可以看出,在最先失速级或者非最先失速级进行机匣处理均可以使所处理转子的叶尖泄漏流反向轴向动量显著减小,在主流动量的推动下,



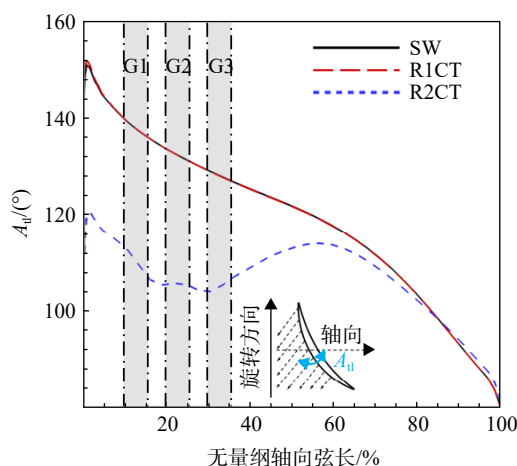
(a) 100%-90%, R1



(b) 100%-90%, R2



(c) 90%-100%, R1



(d) 90%-100%, R2

图 15 R1 和 R2 叶尖泄漏流气流角沿相对轴向弦长分布

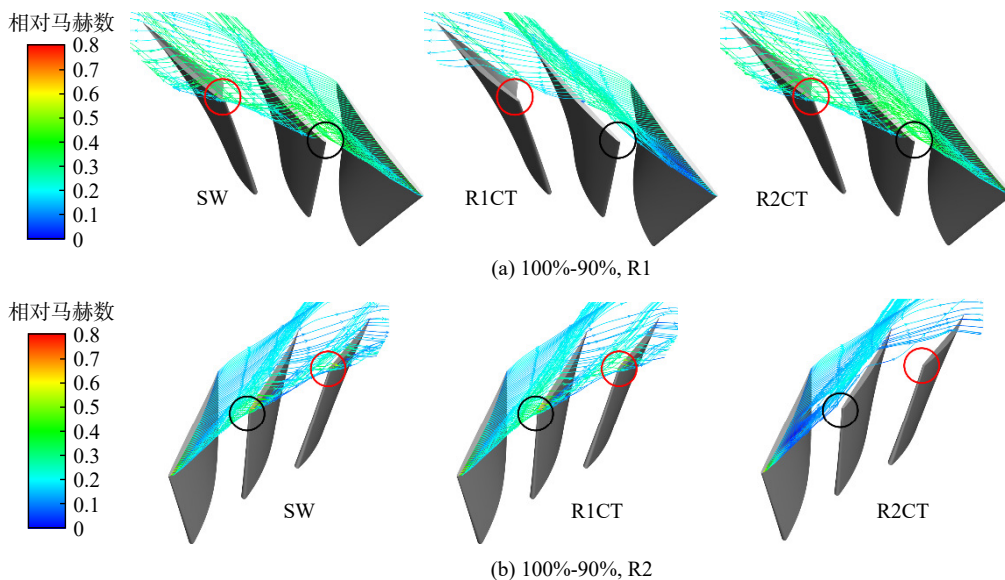
Fig. 15 Distributions along normalized axial chord of tip leakage flow angle of R1 and R2

叶尖泄漏流气流角亦随之减小,降低其发生二次泄漏流现象的可能性,但只有在最先失速级进行

机匣处理才可以使对转压气机远离失速边界,大幅提升其失速裕度。当在 100%-90% 转速匹配下对 R1 进行机匣处理时,其使 R1 叶尖泄漏流气流角减小的同时使得 R2 叶尖泄漏流气流角在整个叶尖弦长范围内均有所增大,叶尖流场恶化,进而导致了相应工况下图 14 (b) 中 R2 叶尖低能流体区域面积的增大。

为更直观地体现机匣处理对叶尖泄漏流的影响,图 16 给出了 100%-90%、90%-100% 两种转速匹配方案中 3 种机匣形式 (SW、R1CT、R2CT) 下 R1 和 R2 的叶尖泄漏流三维流线图,其流线起始于转子叶尖间隙展向中部位置。从图 16(a) 和图 16(b) 可以看出,对于 100%-90% 转速匹配方案,在未进行机匣处理时 R1 和 R2 的叶尖泄漏流在其相邻叶片顶部均发生二次泄漏,形成二次泄漏流甚至多次泄漏流现象,并且其叶尖泄漏流范围已扩展至叶片前缘附近,对流动稳定性产生极为不利的影响。在 R1 或者 R2 进行机匣处理时,由于所处理转子的叶尖泄漏流反向轴向动量显著减小,因此在主流动量的作用下均可以将所处理转子的叶尖泄漏流明显推离前缘,降低二次泄漏流以及多次泄漏流强度,改善叶尖区域主流流通能力,但只有在最先失速级 R1 进行机匣处理时可以显著提升压气机的稳定性。

在 90%-100% 转速匹配下 R2 为最先失速级,从图 16(c) 和图 16(d) 可以看出,未进行机匣处理时 R1 叶尖泄漏流与叶片前缘还有相当长距离,而 R2 叶尖泄漏流已到达叶片前缘,在 R2 进行机匣处理后其叶尖泄漏流被显著推向尾缘,使对转压气机的失速裕度得以大幅提升。



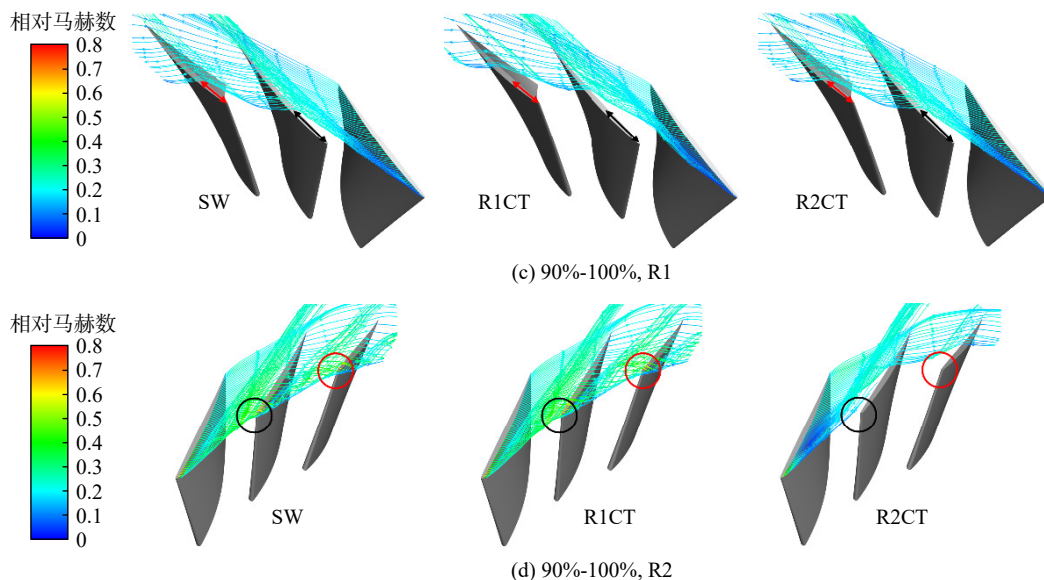


图 16 R1 和 R2 的叶尖泄漏流三维流线图

Fig. 16 Three-dimensional streamlines of tip leakage flow of R1 and R2

3 结 论

本文采用数值模拟方法, 分别在对转压气机前后两排转子上进行机匣处理, 探究其在不同转速匹配方案下的作用效果和影响规律, 并得到对转压气机最先失速级随转速匹配的变化规律, 主要结论如下:

1) 对于本文中的对转压气机, 当 R1 转速高于 R2 时, 在 R1 进行机匣处理可以获得更高的失速裕度改进量, 其最先失速级为 R1; 当 R2 转速等于或高于 R1 时, 在 R2 进行机匣处理可以获得更高的失速裕度改进量, 其最先失速级为 R2。

2) 在对转压气机最先失速级进行机匣处理可以有效改善所处理转子的叶尖附近流场, 包括来流相对气流角的减小、叶尖泄漏流反向轴向动量的减小、叶尖泄漏流与主流交界面位置的后移及叶尖堵塞的减弱等; 同时, 机匣处理会使得所处理转子的叶尖附近熵值增大, 使机匣处理后的对转压气机整体效率降低。

3) 对转压气机中, 周向槽机匣处理在大多数转速匹配方案下仅能对所处理转子的流场产生较大影响, 但在某些转速匹配方案中, 在 R1 进行机匣处理会使 R2 的叶尖附近流场发生恶化。

后续将开展多通道非定常计算以及实验研究, 对本文得到的结论进行进一步验证。同时, 对于本文中对转压气机在进行机匣处理后效率降低的原因, 也需在未来的工作中进一步研究。

参考文献:

- [1] YAMADA K, KIKUTA H, IWAKIRI K, et al. An explanation for flow features of spike-type stall inception in an axial compressor rotor[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2012. Copenhagen, Denmark: ASME, 2012: 2663-2675.
- [2] WEICHERT S, DAY I. Detailed measurements of spike formation in an axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2014, 136(5): 051006.1-051006.9.
- [3] DAY I J. Stall, surge, and 75 years of research[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2016, 138(1): 011001.1-011001.16.
- [4] LIN Feng, ZHANG Jingxuan, CHEN Jingyi, et al. Flow structure of short-length-scale disturbance in an axial-flow compressor[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2008, 24(6): 1301-1308.
- [5] GOURDAIN N, WLASSOW F, OTTAVY X. Effect of tip clearance dimensions and control of unsteady flows in a multi-stage high-pressure compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(5): 051005.1-051005.13.
- [6] CAMERON J D, BENNINGTON M A, ROSS M H, et al. The influence of tip clearance momentum flux on stall inception in a high-speed axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(5): 051005.1-051005.11.
- [7] HATHAWAY M D. Passive endwall treatments for enhancing stability[R]. ARL-TR-3878, 2007.
- [8] ZHOU Xiaoyong, ZHAO Qingjun, XIANG Xiaorong, et al. Investigation of groove casing treatment in a transonic compressor at different speeds with control volume method[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2016, 230(13): 2392-2408.
- [9] 张皓光, 安康, 吴艳辉, 等. 周向槽轴向位置影响机匣处理扩稳能力的机理[J]. *推进技术*, 2016, 37(12): 2296-2302. ZHANG Haoguang, AN Kang, WU Yanhui, et al. Mechanism of affecting ability of casing treatment to improve stall margin with varying axial position of circumferential grooves[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(12): 2296-2302. (in Chinese)
- [10] SHABBIR A, ADAMCZYK J J. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial com-

- pressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2005, 127(4): 708-717.
- [11] ZHANG Haoguang, TAN Feng, WU Yanhui, et al. Experimental and numerical investigation of effect of center offset degree on compressor stability with circumferential grooved casing treatment [R]. Seoul, South Korea: ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2016.
- [12] 王广, 楚武利, 陈向艺, 等. 轴向偏转型自循环机匣处理对高速压气机扩稳效果的影响机理[J]. *推进技术*, 2020, 41(12): 2691-2699.
- WANG Guang, CHU Wuli, CHEN Xiangyi, et al. Influence mechanism of axial deflection self-circulating casing treatment on stability enhancement of high-speed compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(12): 2691-2699. (in Chinese)
- [13] RABE D C, HAH C. Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Amsterdam, The Netherlands: ASME, 2002: 1141-1153.
- [14] HUANG Xudong, CHEN Haixin, SHI Ke, et al. An analysis of the Circumferential Grooves Casing Treatment for transonic compressor flow[J]. *Science China Physics, Mechanics and Astronomy*, 2010, 53(2): 353-359.
- [15] CHEN Haixin, HUANG Xudong, SHI Ke, et al. A computational fluid dynamics study of circumferential groove casing treatment in a transonic axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2014, 136(3): 031003.1-031003.11.
- [16] WILKE I, KAU H P. A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in a HPC front stage[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Amsterdam, The Netherlands: ASME, 2002: 1155-1165.
- [17] SAKUMA Y, WATANABE T, HIMENO T, et al. Numerical analysis of flow in a transonic compressor with a single circumferential casing groove: influence of groove location and depth on flow instability[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2014, 136(3): 031017.1-031017.11.
- [18] LU X G, CHU W L, ZHU J Q, et al. Mechanism of the interaction between casing treatment and tip leakage flow in a subsonic axial compressor[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Barcelona, Spain: ASME, 2008: 79-90.
- [19] DU J, LI F, LI J C, et al. A study of performance and flow mechanism of a slot-groove hybrid casing treatment in a low-speed compressor[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Montréal, Canada: ASME, 2015: V2C-V44C.
- [20] 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.
- [21] DU Juan, LI Jichao, GAO Lipeng, et al. The impact of casing groove location on stall margin and tip clearance flow in a low-speed axial compressor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2016, 138(12): 121007.1-121007.11.
- [22] SCHIMMING P. Counter rotating fans: an aircraft propulsion for the future?[J]. *Journal of Thermal Science*, 2003, 12(2): 97-103.
- [23] 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.
- [24] GAO L M, LI X J, XIE J, et al. The effect of speed ratio on the first rotating stall stage in contra-rotating compressor[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo. Copenhagen, Denmark: ASME, 2012: 207-216.
- [25] MAO Xiaochen, LIU Bo, ZHAO Hang. Numerical investigation for the impact of single groove on the stall margin improvement and the unsteadiness of tip leakage flow in a counter-rotating axial flow compressor[J]. *Energies*, 2017, 10(8): 1153.1-1153.18.
- [26] MAO Xiaochen, LIU Bo, ZHAO Hang. Numerical analysis of the circumferential grooves casing treatment in a counter-rotating axial flow compressor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 130: 29-39.
- [27] MAO Xiaochen, LIU Bo. Investigation of the casing groove location effect for a large tip clearance in a counter-rotating axial flow compressor[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2020, 105: 106059.1-106059.12.
- [28] WANG Yangang, CHEN Weixiong, WU Canghai, et al. Effects of tip clearance size on the performance and tip leakage vortex in dual-rows counter-rotating compressor[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering*, 2015, 229(11): 1953-1965.
- [29] 王昊, 薛飞, 岳少原, 等. 对转压气机变转速比失速特性试验研究[J]. *西北工业大学学报*, 2021, 39(6): 1340-1348.
- WANG Hao, XUE Fei, YUE Shaoyuan, et al. Experimental investigation on stall characteristics of contra-rotating compressor with variable speed ratios[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2021, 39(6): 1340-1348. (in Chinese)
- [30] 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)
- [31] CAMP T R, DAY I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[R]. Orlando, US: ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 1997.
- [32] VO H D, TAN C S, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2008, 130(1): 011023.1-011023.9.
- [33] CEVIK M, DUC VO H, YU Hong. Casing treatment for desensitization of compressor performance and stability to tip clearance[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2016, 138(12): 121008.1-121008.16.
- [34] MAO Xiaochen, LIU Bo, ABDUL R, et al. Numerical investigation into the effects of casing aspiration on the overall performance and flow unsteadiness in a counter-rotating axial flow compressor[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 78: 671-681.
- [35] KHALID S A, KHALSA A S, WAITZ I A, et al. Endwall blockage in axial compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(3): 499-509.

(编辑: 王碧珺)