

对转压气机中机匣处理的非定常影响

郭彦超^{1,2}, 高丽敏^{1,2}, 茅晓晨^{1,2}, 王 磊^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

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 710129)

摘 要: 为探究不同形式的机匣处理扩稳机理和损失产生区别, 以某两级对转压气机(CRAC)为研究对象, 通过非定常数值模拟方法开展了自循环机匣处理(SRCT)和轴向槽机匣处理(ASCT)扩稳机理的研究。结果表明: SRCT 和 ASCT 在近失速点均显著提高失速裕度和总压比, 在峰值效率点附近增加效率损失; 机匣处理通过作用于叶顶泄漏流和抑制压力势流减弱转子间动-动干涉效应; 机匣处理槽内流场与转子相对位置相关, 转子周期性的扫掠机匣处理槽增加了轴向槽内流动的非定常性, 机匣处理槽内流动掺混是效率下降的主要原因。

关 键 词: 对转压气机; 自循环机匣处理; 轴向槽机匣处理; 非定常; 扩稳机理

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Unsteady effect on casing treatment in counter-rotating axial flow compressor

GUO Yanchao^{1,2}, GAO Limin^{1,2}, MAO Xiaochen^{1,2}, WANG Lei^{1,2}

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. The National Key Laboratory of Aerodynamic Design and Research,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: In order to reveal the difference between the stability enhancement mechanism and the loss of different forms of casing treatment, a two-stage counter-rotating axial flow compressor (CRAC) was taken as the research object, the stability enhancement mechanism of self-recirculating casing treatment (SRCT) and axial slot casing treatment (ASCT) was studied by unsteady numerical simulations. The results showed that both SRCT and ASCT significantly improved the stall margin and total pressure ratio at the near-stall point, and increased the efficiency loss at the peak efficiency point. The casing treatment reduced the dynamic-dynamic interference effect between the two rotors by acting on the tip leakage flow and suppressing the pressure potential flow. The flow in axial slots was related to the relative position of the rotor. The periodic sweeping of the rotor to the casing treatment slots increased the unsteadiness of flow in casing treatment slots, and the mixing of the flow in casing treatment slots was the main reason for the decrease of efficiency.

Keywords: counter-rotating axial flow compressor; self-recirculating casing treatment; axial slot casing treatment; unsteady; stability enhancement mechanism

收稿日期: 2021-09-12

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项目(51790512);

西北工业大学博士论文创新基金(CX2022044)

作者简介: 郭彦超(1993—), 男, 博士生, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: guo_yc@mail.nwpu.edu.cn

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

引用格式: 郭彦超, 高丽敏, 茅晓晨, 等. 对转压气机中机匣处理的非定常影响[J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 685-697. GUO Yanchao, GAO Limin, MAO Xiaochen, et al. Unsteady effect on casing treatment in counter-rotating axial flow compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 685-697.

确保航空发动机安全运行是设计人员的首要目标,而压气机中失速和喘振一直是威胁发动机安全的主要不稳定流动现象,使得整机裕度和效率减小。为解决这个问题,国内外研究学者开展了大量的研究工作,主要分前期气动设计和后期流动调控。通过改变压气机叶片的三维造型或者局部形状对流动进行重新组织,如弯扭叶片^[1]、叶尖小翼^[2]、端壁翼刀^[3]和涡流发生器^[4]等。通过流动调控手段针对关键流场区域进行流动控制,如附面层抽吸^[5]、叶顶喷气^[6-7]和机匣处理(casing treatment, CT)^[8]等。在扩稳方面 CT 和自循环机匣处理(self-recirculating casing treatment, SRCT)均表现出良好的扩稳潜力,并在大量的数值和实验研究中得到验证。尽管有研究证明 CT 在某些情况下提高失速裕度的同时几乎不会造成效率损失,但 Day^[9]在失速研究进展的报告中指出 CT 对裕度的改善量几乎与效率亏损呈线性关系。

国内外研究人员开展的关于 SRCT 和 CT 的研究主要集中在常规压气机上。Chen 等^[10]在轴向槽结构形式对压气机失速裕度和效率的研究中指出难以兼顾失速裕度和效率。Brandstetter 等^[11]证明了设计点下非轴对称 CT 能够在无效率损失的前提下扩大稳定工作范围。为降低 CT 引入的损失, Hathaway^[12]率先研究了 SRCT 在压气机中的应用,并证明了 SRCT 在保持效率基本不变的情况下提高失速裕度。Strazisar 等^[13]通过实验证实了 SRCT 的扩稳潜力。Khaleghi^[14-15]对设计的两种新型 SRCT 结构进行了性能验证,虽然两种 SRCT 都可以提高裕度,但带来了 3.2% 的效率损失。Kumar 等^[16]研究了 SRCT 轴向偏转角度的影响,结果表明轴向偏转角为 0° 时,不同转速下能获得 6.5%~9.6% 的裕度改善,峰值效率提高 0.2%~0.5%,并指出 SRCT 扩稳的机理是通过将高压流体在上游注入,抑制叶顶泄漏流(tip leakage flow, TLF)并减少与其相关的损失。张皓光等^[17]认为 SRCT 喷气位置距离前缘最近且在上游时扩稳效果最好。李继超等^[18]指出通过设计优化 SRCT 结构,可在无效率损失的前提下将失速裕度提高 6.12%。李继超等^[19]还通过实验揭示了 SRCT 在单级和多级环境下无效率损失的原因。Guinet 等^[20]在研究中指出 SRCT 带来的损失与射流速度和叶顶区域的主流速度差有关。晏松等^[21]对跨声速压气机转子的研究表明虽然不同设计转速下 SRCT 均可实现扩稳的目的,但均导致峰值效率不同程度的下降。由此可见,SRCT

在常规压气机中具有良好的扩稳性能,但它对效率的影响规律与压气机类型相关。

基于对转压气机(counter-rotating axial flow compressor, CRAC)开展的扩稳技术的研究较少且主要是针对 CT 的研究,SRCT 在对转压气机中扩稳机理的研究尚未见到公开报道。Pundhir^[22]在研究中指出转子间的轴向间隙和转速比影响 CT 的扩稳效果。茅晓晨等^[23-24]研究了周向槽 CT 位置对对转压气机气动性能的影响并指出槽的最佳位置。Heinrich 等^[25]基于对转风扇上开展研究表明近失速工况下周向槽 CT 将风扇的总压升提高 3.0%。CT 可改善对转压气机的失速裕度,但 CT 的非定常扩稳机理尚不清晰。孙晓峰等^[26]在回顾了近年来 CT 的研究进展,指出 CT 的适用性和扩稳机理的研究还需借助先进的 CFD 和实验测量技术。对转压气机中转子与转子、转子与 CT 槽之间都存在复杂的干涉效应。开展对转压气机中 SRCT 和轴向槽机匣处理(axial slot casing treatment, ASCT)扩稳和损失产生机理的研究,对流动控制技术设计和优化具有重要意义。因此,本文在定常数值研究的基础上,选取扩稳效果和气动性能较好的 SRCT 和 ASCT 方案,进一步通过非定常数值模拟研究 ASCT 和 SRCT 的扩稳机理,从非定常的角度揭示不同形式的 CT 对对转压气机的失速裕度和气动性能的影响。

1 研究对象及方法

1.1 研究对象

本论文的研究对象为某两级对转压气机,结构如图 1 所示,主要包括进口导叶(IGV)、前排转子 1(R1)、后排转子 2(R2)和出口导叶(OGV)。从进口看 R1 的旋转方向为顺时针, R2 的旋转方向为逆时针,两台交流电动机通过变速箱驱动转子。该压气机级的设计流量为 6.4 kg/s, 压比为 1.22,效率为 0.89。该对转压气机采用环向进出

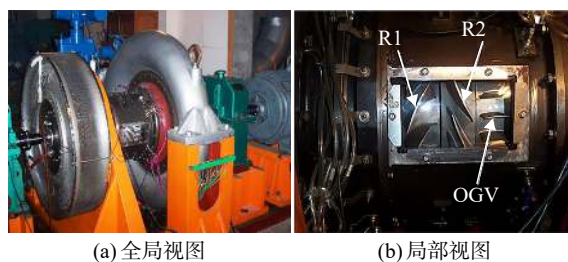


图1 两级对转压气机

Fig. 1 Two-stage counter-rotating axial flow compressor

气方式, 主要设计参数见表1。

表1 对转压气机主要设计参数
Table 1 Main design parameters of the counter-rotating axial flow compressor

设计参数	IGV	R1	R2	OGV
转速/ 10^3 (r/min)		8	-8	
叶顶间隙/mm		0.5	0.5	
叶尖速度/(m/s)		167.6	167.6	
叶片数	22	19	20	32
轮毂比		0.485	0.641	

1.2 数值方法

主通道网格由 NUMECA/AUTOGRID5 生成, 如图2所示, 图中 LE 表示前缘, TE 表示尾缘。进出口为 H 型网格, 叶片周围采用 O4H 网格, 转子叶顶间隙区域采用蝶形网格, 径向网格节点数为 25。近壁面网格加密处理, 第一层网格厚度为 $5\text{ }\mu\text{m}$ 且 y^+ 值小于 2.0。图3为网格无关性验证结果, 可以看出当网格数量超过 146 万, 计算获得的总压比(π)和效率(η)对网格数量变化不敏感, 此时网格密度对计算精度的影响可以忽略。为提高计算效率, 单通道计算网格最终选取约 160 万。

数值计算采用 NUMECA/FINE, 选择 Spalart-

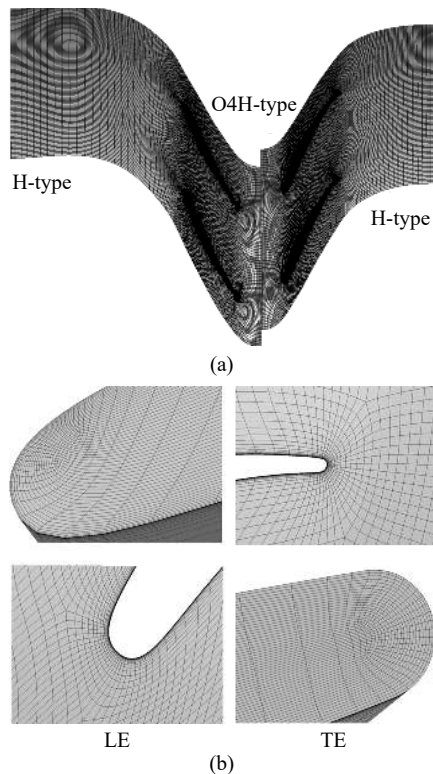


图2 网格示意图

Fig. 2 Schematic diagram of grid

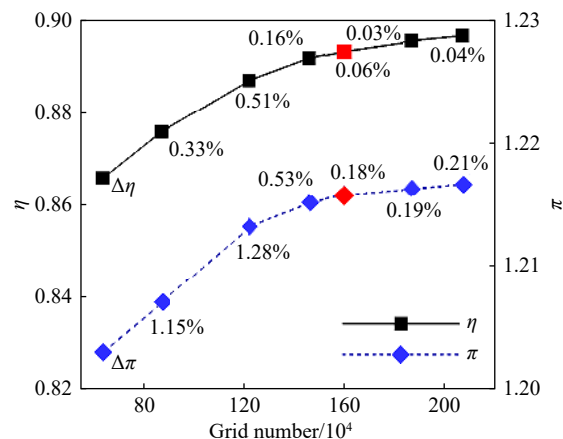


图3 网格无关性验证

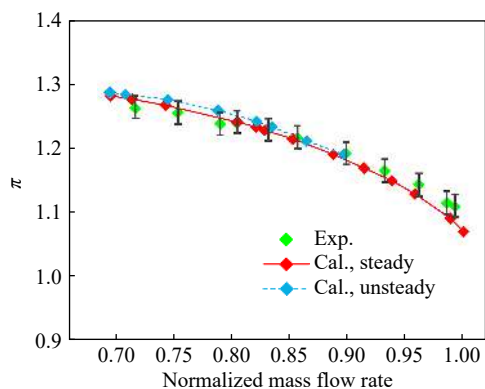
Fig. 3 Grid independence verification

Allmaras 湍流模型求解三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程。空间项采用中心差分格式离散, 时间项采用四阶 Runge-Kutta 方法迭代求解, 并采用隐式残差光滑方法以及多重网格技术加速收敛。边界条件设定如下: 进口采用轴向进气, 给定总压和总温, 出口设置平均静压, 壁面为绝热无滑移边界条件。数值计算时, 先进行定常计算获得对转压气机特性线, 在非定常计算中选择定常计算最后稳定工作点的结果作为初场。定常计算中的前后排转子间交界面参数传递采用周向守恒法; 非定常计算中前后排转子间交界面参数传递采用滑移界面法。非定常计算采用双时间步, 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 40。通过逐步增加出口背压(背压变化的步长为 50 Pa)获得非定常计算的近失速点。当全局残差/进出口流量呈现周期性波动且相对误差小于 0.5% 时, 认为非定常计算收敛。

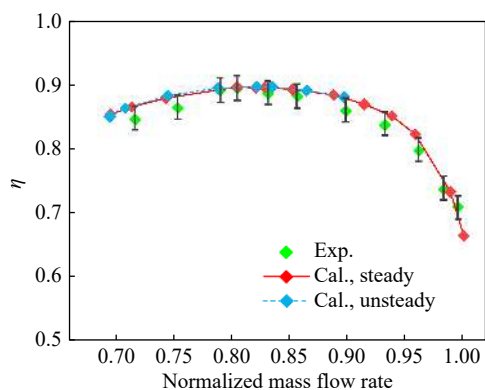
为验证本研究数值方法的可靠性, 选择实壁机匣 (solid casing, SC) 在设计转速 (8000 r/min) 下进行数值校核。图4给出了定常和非定常计算获得的特性线与实验结果测得的特性线的比较。可以看出定常计算获得的总压比与实验结果吻合很好, 非定常计算获得的总压比在设计点之后略高于定常和实验结果。定常和非定常计算获得的效率几乎相同, 与实验结果的趋势吻合较好。这说明本研究采用的定常计算和非定常计算数值方法的准确性和可靠性。

1.3 CT 方案设计

在设计转速下由于 R2 最先进入失速状态, 因此, 本研究只考虑对 R2 叶顶流动进行调控。基于之前的研究基础, 本文选取的 SRCT 的吸气口和喷气口位置分别距离 R2 前缘 (LE) $25\% C_a$ 和 $40\% C_a$, ASCT 距离 R2 前缘 $42\% C_a$ (C_a 为 R2 叶尖



(a) 总压比



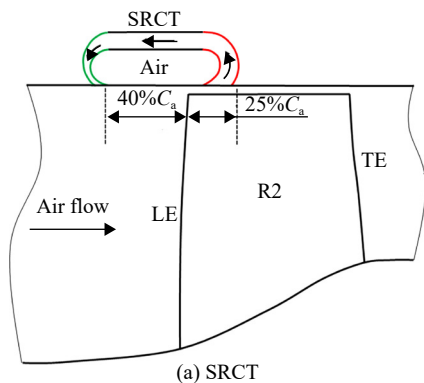
(b) 效率

图 4 数值方法校核

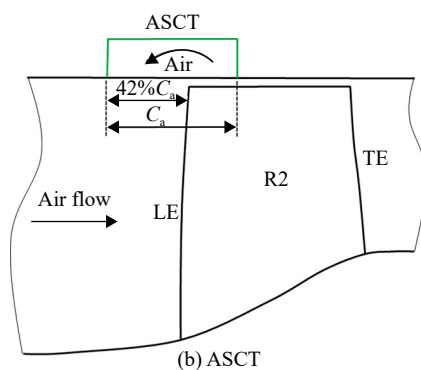
Fig. 4 Verification of numerical methods

轴向弦长), SRCT 和 ASCT 的周向覆盖率分别为 80% 和 67%, 具体结构如图 5 所示。

轴向槽机匣结构和自循环机匣结构的网格通过 NUMECA/IGG 划分, 采用 H 型网格。对 CT 槽近壁面网格进行加密, SRCT 和 ASCT 方案的网格数均约为 20 万, 网格示意图如图 6 所示。为实现数据在 CT 网格和主通道网格间的准确传递, 在转子机匣壁面设置两层薄块, 薄块底部与主通道、薄块顶部与处理槽底部采用完全非匹配连接方式。非定常计算中, CT 槽 (ASCT、SRCT) 底部和主通道机匣壁面的转-静界面采用冻结转子法。



(a) SRCT



(b) ASCT

图 5 ASCT 和 SRCT 结构示意图

Fig. 5 Schematic diagram of SRCT and ASCT

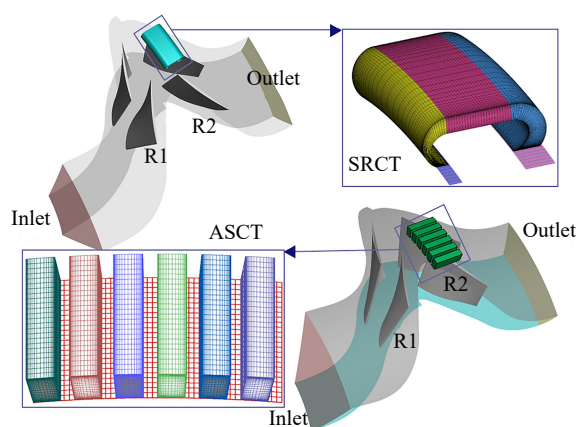


图 6 ASCT 和 SRCT 网格示意图

Fig. 6 Schematic diagram of grids of SRCT and ASCT

2 结果分析

2.1 总特性分析

图 7 为实壁机匣和不同形式的 CT 非定常计算获得的对转压气机的特性线, 可以看到两种 CT 方案均能有效提升对转压气机的稳定工作范围, 图中 NSP、PEP、DP 分别表示近失速点、峰值效率点和设计点工况。为量化 SRCT 和 ASCT 对与对转压气机气动性能和稳定性的改善程度, 定义综合裕度改进量 (stall margin improvement, 记为 I_{sm}) 和峰值效率改进量 (peak efficiency improvement, 记为 I_{pe})。由式 (1) 计算到 SRCT 和 ASCT 对失速裕度的改善量分别为 8.7% 和 10.3%, 但是可以观察到 CT 后对转压气机在小流量工况下效率得到提升, 但在峰值效率点附近效率略有下降, 由式 (2) 计算得 SRCT 和 ASCT 方案中的效率分别下降了 0.68% 和 0.99%, ASCT 方案下峰值效率损失更大, 后面将对其原因进行分析。

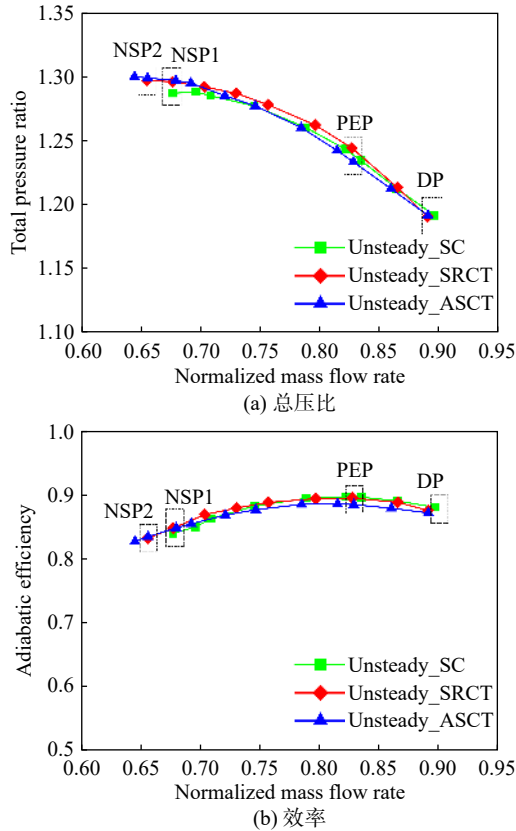


图7 对转压气机特性线

Fig. 7 Characteristic curves of the counter-rotating axial flow compressor

$$I_{sm} = \left[\left(\frac{\pi_{NSP} \dot{m}_{DP}}{\pi_{DP} \dot{m}_{NSP}} \right)_{CT} - \left(\frac{\pi_{NSP} \dot{m}_{DP}}{\pi_{DP} \dot{m}_{NSP}} \right)_{SC} \right] \times 100\% \quad (1)$$

$$I_{pe} = (\eta_{PEP,CT} / \eta_{PEP,SC} - 1) \times 100\% \quad (2)$$

式中 $\dot{m}$ 表示流量。

为说明 ASCT 扩稳效果的原因,下面选取近失速工况下 SRCT 和 ASCT 的叶顶三维流场进行分析。由于失速裕度的改善量是由最小流量点决定的,因此分析 SRCT 和 ASCT 在最小工作流量下的流场更具有说服力。图 8 为 NSP2 工况(图 7 中的 NSP2)下 SRCT 和 ASCT 的叶顶泄漏涡随时间的变化,图中 T 为叶片转过一个节距的时间。使用标准螺旋度 H_n 对叶顶泄漏涡结构进行渲染,其定义如式(3):

$$H_n = \xi \cdot \omega / |\xi| \cdot |\omega| \quad (3)$$

式中 ξ 、 ω 分别为绝对涡矢量和相对速度矢量。

在 SRCT 中可以看到随着 SRCT 和 R2 相对位置的改变(①→②→③),通道内的 TLF 结构有所改变,但作用范围变化不大。叶片弦后部(吸气口右侧)的叶顶泄漏涡在吸力面近尾缘处破碎脱落,堵塞通道并撞击到相邻叶片压力面尾缘。ASCT 中更大的孔隙率为 TLF 提供更多发展空间,ASCT 中吸气口和喷气口没有固定的物理边界,

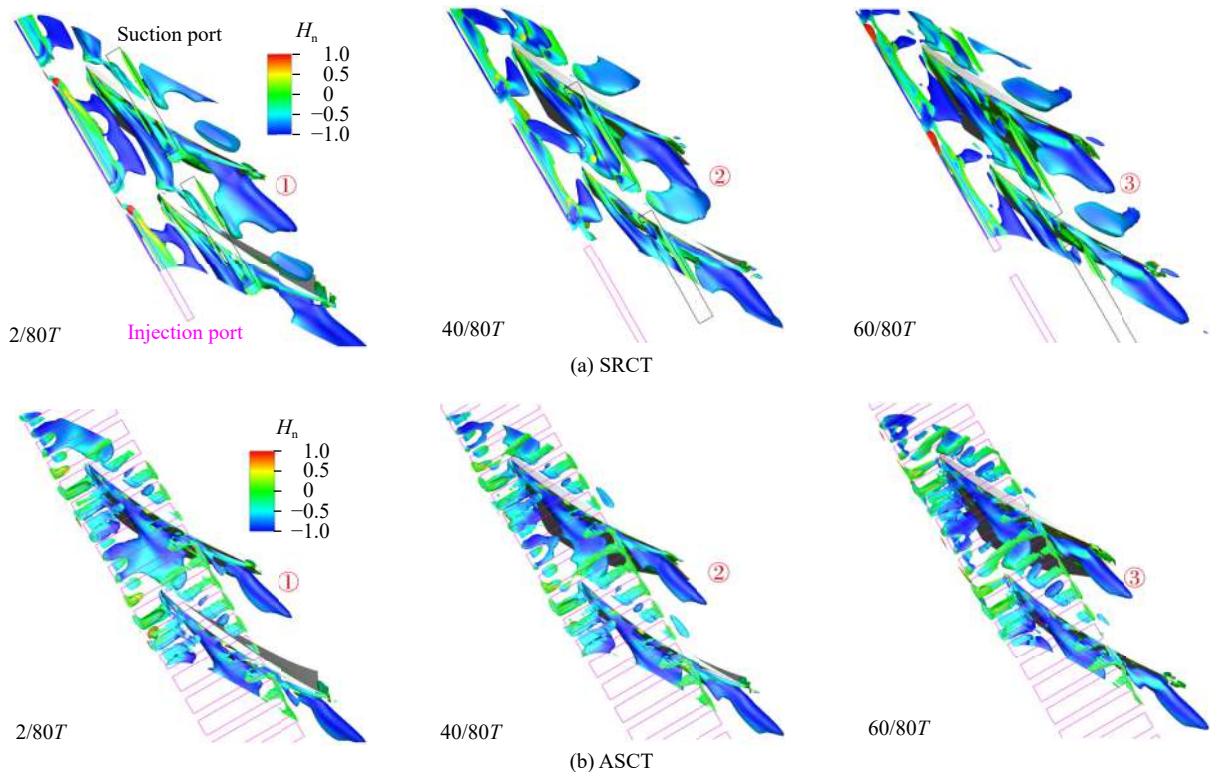


图8 NSP2 工况下 R2 叶顶泄漏涡随时间变化

Fig. 8 Variation of R2 blade tip leakage vortex with time under the NSP2 condition

能够根据实时流场进行抽吸和喷射;轴向槽内的流动循环为叶顶区域提供了更多的能量,抽吸和喷射效应在抑制叶顶泄漏涡发展的同时又与叶顶低能流体进行动量交换,提高叶顶泄漏涡抵抗逆压的能力,吸力面靠近尾缘处的叶顶泄漏涡作用半径更小且未观察到明显的泄漏涡破碎、脱落现象。

2.2 叶尖负荷变化

为了揭示 ASCT 和 SRCT 对 R2 叶顶流动的影响,图 9 给出了不同流量工况下 R2 转子 99% 叶高处的表面静压系数 C_p 随时间的变化(C_p 定义为当地静压与进口平均总压的比值)。可以看到不同时刻下两种形式的 CT 对 R2 转子叶尖负荷影响的规律不同,ASCT 方案下叶顶负荷波动

幅度更大,SRCT 方案仅在吸气口后引起叶顶负荷波动。在峰值效率点下,轴向槽作用使得叶顶前缘处的气动负荷明显降低,但整个叶顶范围内的气动负荷增加。ASCT 对压力面的压力影响更大,不同时刻下波动强度最大位置在 50% C_a 附近;而 SRCT 主要影响 R2 压力面的压力,并且压力波动幅值随着 SRCT 和 R2 位置的相对变化而变化。由图 9(b)可以看到在近失速工况下,SRCT 和 ASCT 对叶顶负荷的影响规律与峰值效率点下的规律不同,SRCT 的抽吸作用主要改变压力面的静压,对吸力面压力影响较小;ASCT 为叶顶附近的低能流体提供了空间,使得叶顶压力波动较大,ASCT 显著提高了叶顶负荷且前缘处叶片两侧压

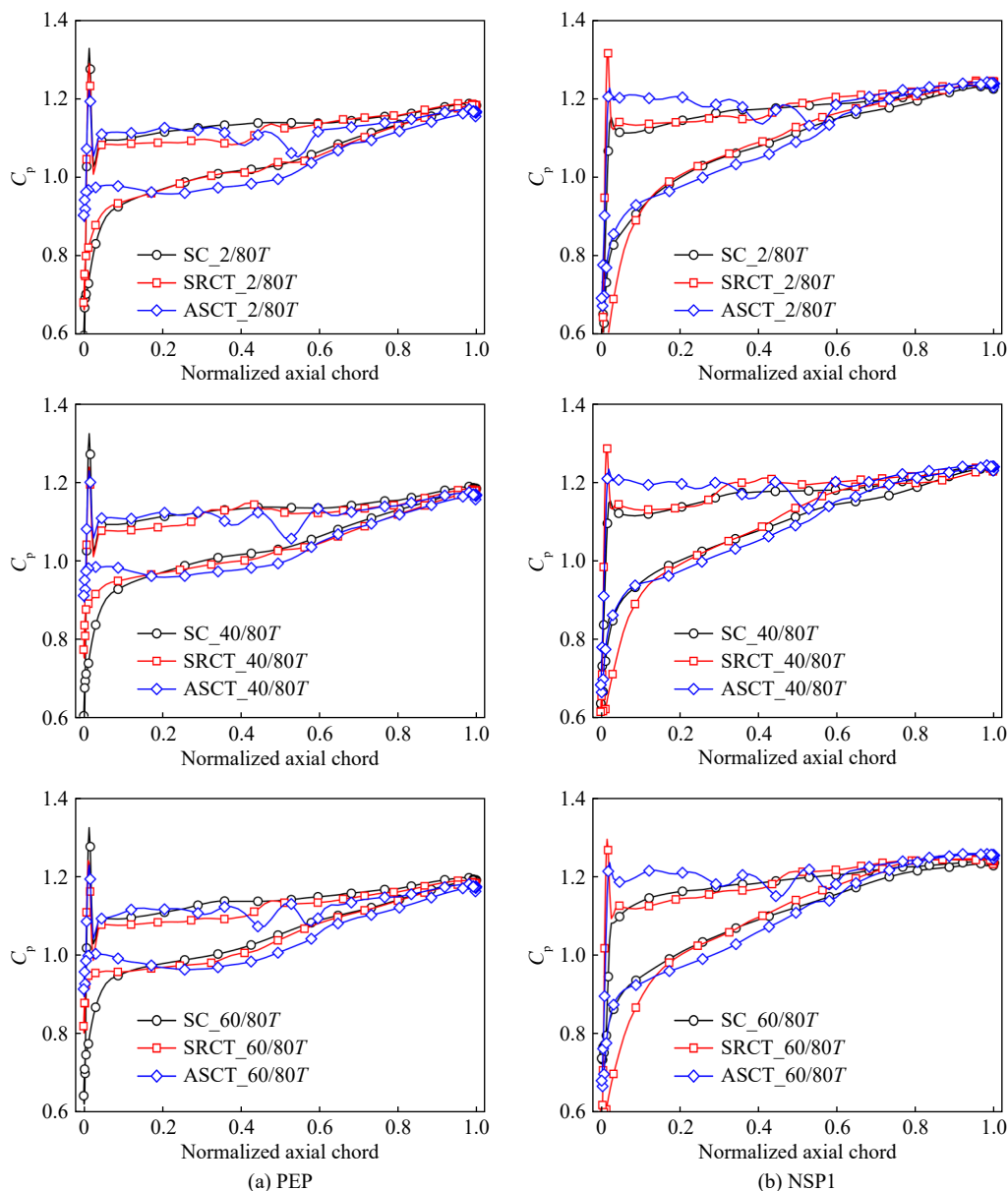


图 9 PEP 和 NSP1 工况下 R2 转子 99% 叶高处叶表 C_p 随时间的变化

Fig. 9 Variation of the blade surface C_p at 99% blade span of R2 with time under the PEP and NSP1 conditions

力差明显高于 SRCT, 增加了前缘 TLF 强度和泄漏量, 增加叶顶二次流损失。

图 10 给出了近失速点(NSP1)下 R1 和 R2 转子 99% 叶高处静压系数云图分布, 可以看到不同时刻实壁机匣中 R2 前缘位置均出现一个高压斑。高压斑周期性地传播至上游的 R1 尾缘处, 使得

R1 尾缘处的非定常脉动强度增加, 压力也相应升高。通过 CT 能够降低下游向上流传播的势流效应, 降低 R1 尾缘压力面的压力。由图 11 的 R1 叶表静压系数可以看到(虚线矩形的 A 区域)。SRCT 中喷气口产生的高速射流对传向上游的高压斑抑制作用更强烈, 因此 SRCT 方案中 R1 尾缘

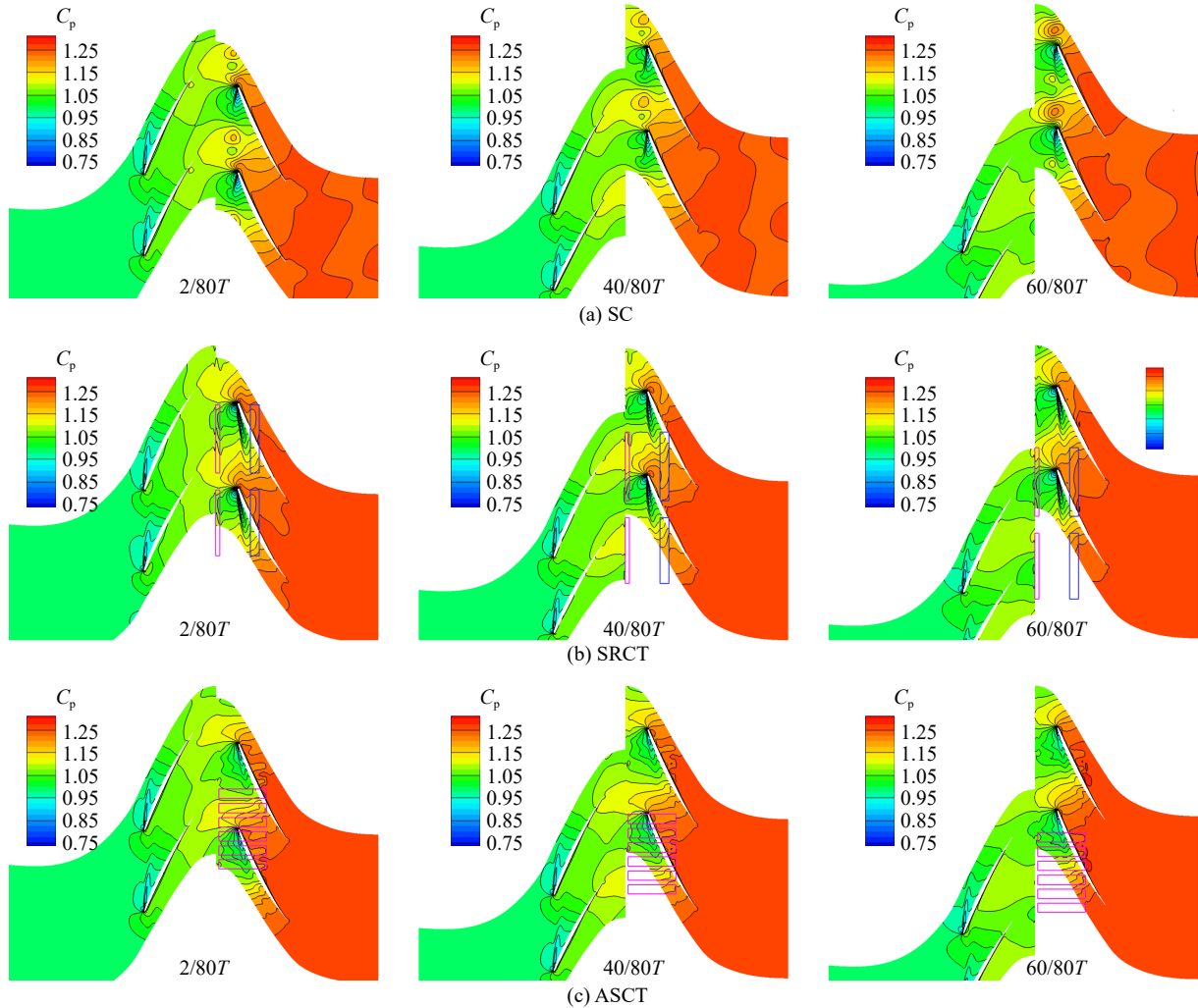


图 10 NSP1 工况下 R1 和 R2 转子 99% 叶高处 C_p 云图分布

Fig. 10 C_p contour distributions at 99% blade span of R1 and R2 under the NSP1 condition

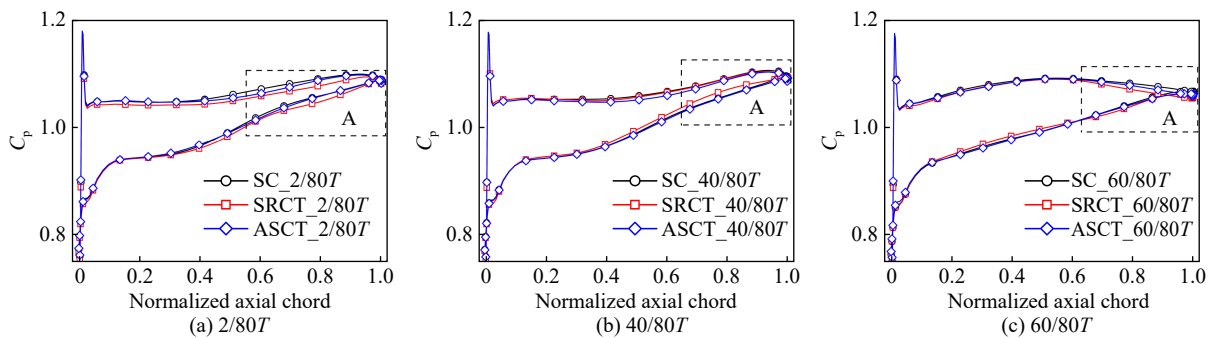


图 11 NSP1 工况下不同时刻 R1 转子 99% 叶高处叶表 C_p 分布

Fig. 11 C_p distribution of R1 at 99% blade span at different times under the NSP1 condition

压力面侧静压值更小。静压斜槽可代表 TLF 的运动轨迹,对比各方案可以看出,SRCT 和 ASCT 均改变 TLF 的运动轨迹,SRCT 主要将 TLF 推向通道下游;ASCT 不仅改变 TLF 的运动路径,由于轴向槽总开口面积更大,可为 TLF 与前缘来流提供更大的掺混空间。

2.3 转子间动-动干涉效应

为了探究不同形式的 CT 对转子间动-动干涉非定常效应的影响,定义了非定常波动强度 S_u 来表征叶片表面静压脉动强度,其定义如式(4),式中 $\bar{p}$ 表示一个周期内的静压的平均值, p 表示静压的瞬时值。

$$S_u = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_1+T} [p(z, r, \theta, t) - \bar{p}(z, r, \theta)]^2 dt} \quad (4)$$

图 12 为各方案在峰值效率点和近失速工况下 R1 压力面和 R2 吸力面的 S_u 分布。在不同流

量工况下 ASCT 减弱了 R1 转子表面的非定常波动强度,SRCT 使得 R1 转子表面的非定常波动强度增加;峰值效率点工况下,SRCT 和 ASCT 对 R2 前缘附近的非定常波动强度影响较弱,而在 NSP1 工况下,两者均明显降低了 R2 叶顶前缘的压力波动强度,SRCT 中吸气口的射流和 ASCT 槽内气流的重新注入抑制了 TLF 的强度,从而降低 R2 叶顶前缘处的非定常波动强度。由于 SRCT 中吸气口的抽吸作用增加了 R2 吸力面的流场非定常性,因此在此在图 12(c)、图 12(d)可观察到 R2 叶顶附近吸力面的 S_u 值高于实壁机匣。

为了进一步说明 SRCT 和 ASCT 对叶顶流场的影响,图 13 给出了各方案近失速工况下 R2 叶顶区域时均三维流线分布。可以看到在 SRCT 和 ASCT 中 R2 前缘溢流现象消失,弦中处的回流现象也消失,上游流体能够顺畅地流向下流,叶顶二次泄漏(黑色实线表示)现象得到改善,TLF 对

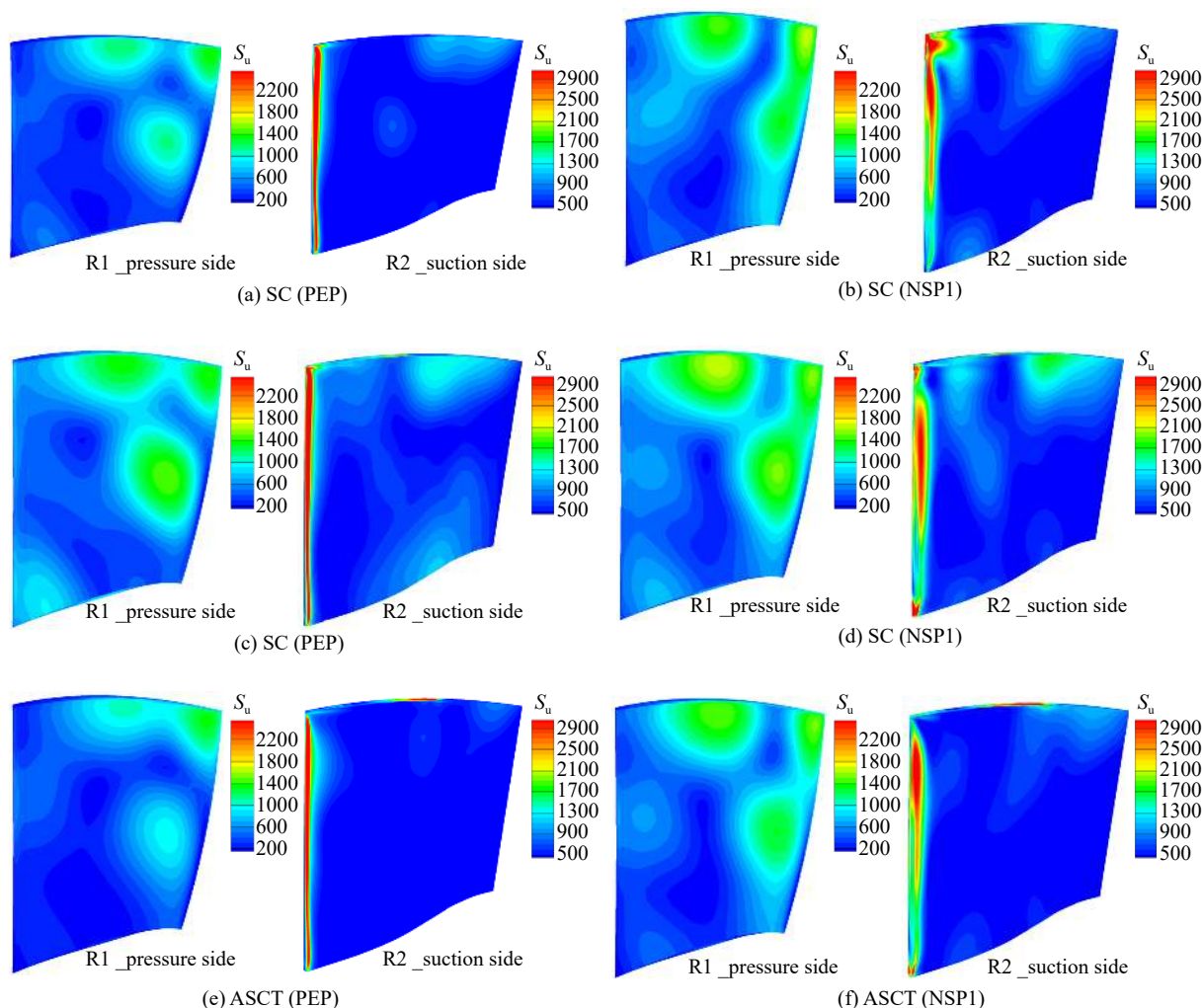


图 12 不同流量工况下叶表 S_u 分布

Fig. 12 S_u distribution of blade surface under the different mass flow rate conditions

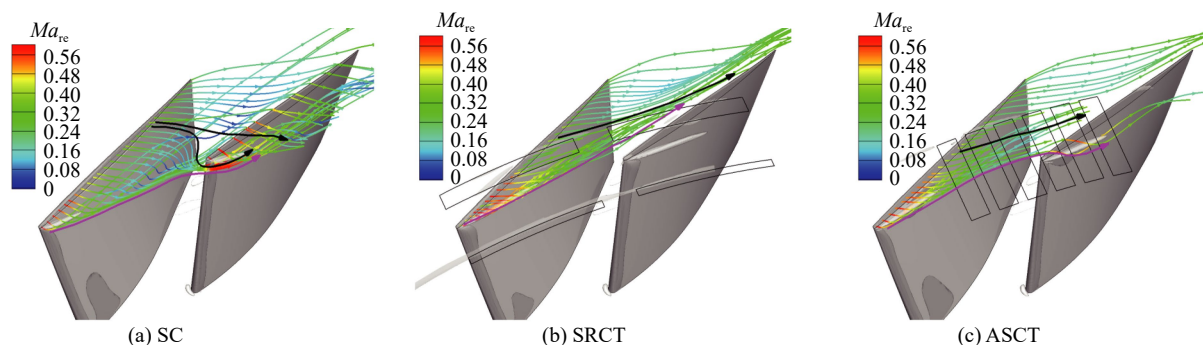


图13 NSP1工况下R2叶顶时均三维流线分布

Fig. 13 Three-dimensional streamlines distribution at the tip of R2 under the NSP1 condition

R2前缘压力面的非定常扰动减弱。另外,从叶顶主泄漏流轨迹(紫色实线表示)和相邻叶片压力面的距离可以判断SRCT对TLF的抑制作用强于ASCT,原因是SRCT的吸气口和喷气口之间的压差更强,喷气口射流能够提供更高的轴向动量,而轴向槽上、下游的循环驱动压差较小。

图14为三种方案在近失速工况下R2转子进口不同时刻的来流气流角沿叶高的变化,可以看到SRCT和ASCT均明显减小R2进口气流角且主要作用区域在80%叶高~100%叶高范围内。由于近失速工况下R2叶顶前缘发生了TLF的前缘溢流现象,因此叶顶处的进口气流角急剧增大。相比于ASCT,SRCT对R2进口气流的作用更强,即对TLF的前缘溢流现象的抑制更强,因此,SRCT方案中的进口气流角变得更小,在整个叶高方向分布更加均匀。另外,随着转子间相对位置的变化,R2进口气流角整体减小,但变化趋势几乎一致,尽管不同时刻下CT槽与转子的相对位置也在变化,但通过自循环机匣和轴向槽处理均能改善R2叶顶附近流动,从而推迟失速发生。

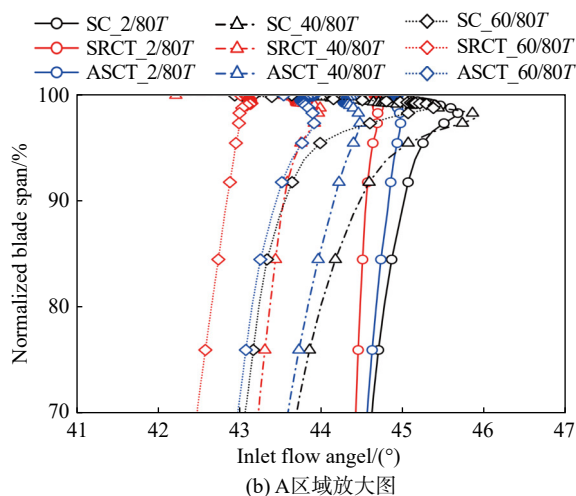
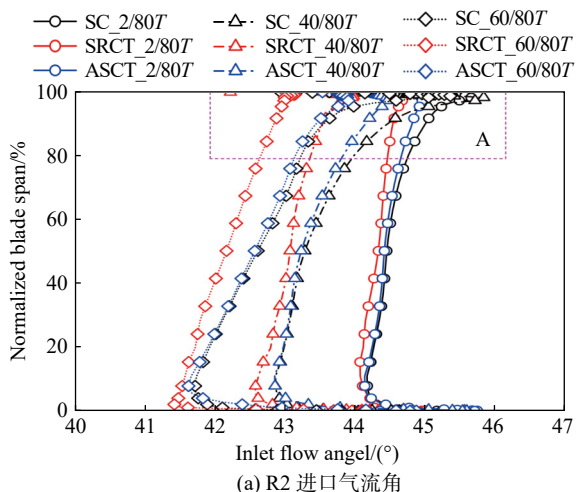


图14 NSP1工况下R2进口气流角沿叶高变化

Fig. 14 Distribution of R2 inlet flow angle under the NSP1 condition

2.4 CT槽流场分析

为了解释CT导致峰值效率下降的原因,下面将对SRCT和ASCT方案下CT槽内的流动进行分析,SRCT和ASCT主要在近失速点下发挥扩稳作用,在设计点附近槽内气流的循环通常会增加气动损失,造成效率亏损。探究CT中效率损失的原因,可为CT槽优化提供指导。图15为峰值效率点下各方案中子午面熵的时均结果分布,可以看到CT主要影响R2的损失,ASCT的熵损失值和高熵区范围均高于实壁机匣和SRCT。对SRCT和ASCT的CT槽基于质量流量平均积分得到的熵值分别为46.5 J/(kg·K)和69.8 J/(kg·K)。图16给出峰值效率点下R2转子99%叶高处熵云图的时均结果,可以看到此时TLF和主流(main flow, MF)的相互作用导致高熵区,SRCT对TLF的抑制作用使得熵损失减小,而ASCT方案中的高熵区域增大,这也是峰值点效率损失的重要原因。



(a) R2进口气流角

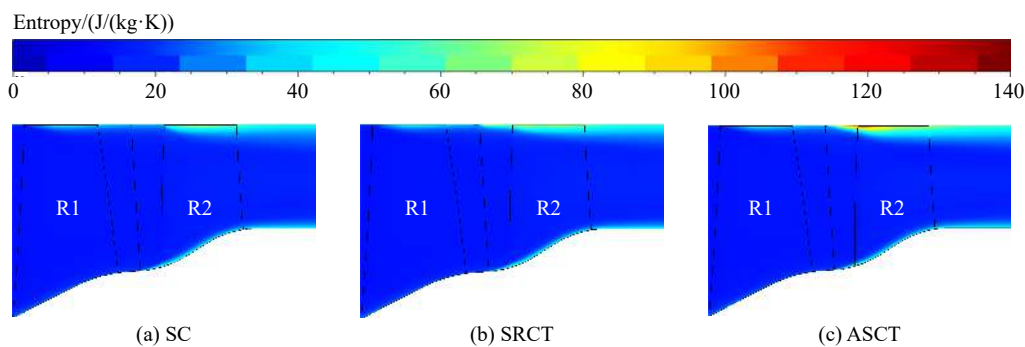


图 15 PEP 工况下子午面熵的时均结果

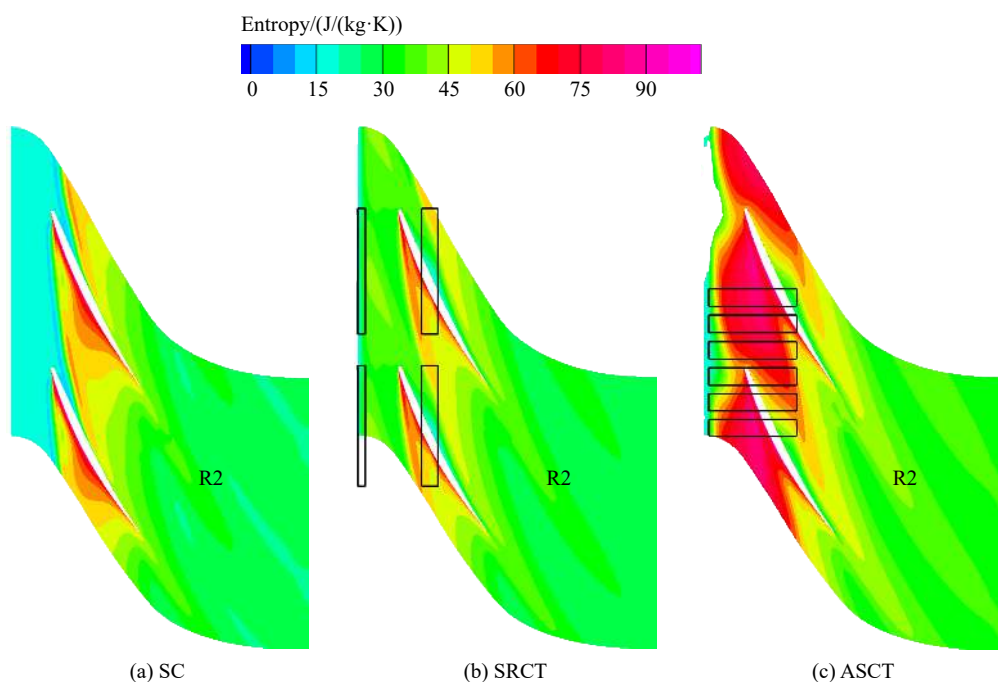
Fig. 15 Time-average result of entropy on z - r plane under the PEP condition

图 16 PEP 工况下 R2 转子 99% 叶高熵的时均结果

Fig. 16 Time-average result of entropy at 99% blade span of R2 under the PEP condition

为进一步说明 CT 槽内的损失产生原因和 CT 槽与 R2 叶片的相互作用, 图 17 给出了实壁机匣方案的峰值效率点下不同时刻 CT 槽内流场。SRCT 内流线的颜色表征马赫数 Ma 大小(见左下角图例); 机匣槽内截面云图为静压系数 C_p 云图, 用于表征静压大小(见右上角图例)。可以看到 CT 槽内的流动与 R2 的相对位置密切相关, 转子的旋转使得叶顶处的气流具有周向分速度, 这部分气流进入 CT 槽后在周向加速度和前后压差的共同作用下循环至上游并且形成旋涡。SRCT 中的旋涡位置主要集中在 CT 槽单侧和 R2 吸力面交汇位置。在 $2/80T$ 时, SRCT 位于叶顶正上方, 此时叶片两侧的吸气口面积相当, 叶片两侧压力

差加剧了槽内气流的周向速度, 此时槽内旋涡强度最大。在 $40/80T$ 时, SRCT 正位于通道中间, 此时的旋涡较小。在 $60/80T$ 时, 转子再次扫掠 SRCT, 槽内旋涡的掺混逐渐增加。ASCT 方案与 SRCT 方案有所不同的是 ASCT 方案中的 CT 槽周向是离散分布的, 每个槽的周向空间有限, 槽内气流在惯性的作用下, 循环至上游并重新注 R2 前缘。可以观察到当轴向槽覆盖叶顶时, R2 压力面气流逐步进入轴向槽内并循环至吸力面喷出, 各个轴向槽与 R2 的相对位置不同导致轴向槽内的压力梯度不同, 从而使得各轴向槽的气流速度不同。在 SRCT 和 ASCT 中 CT 槽内的旋涡掺混增加了总气动损失。

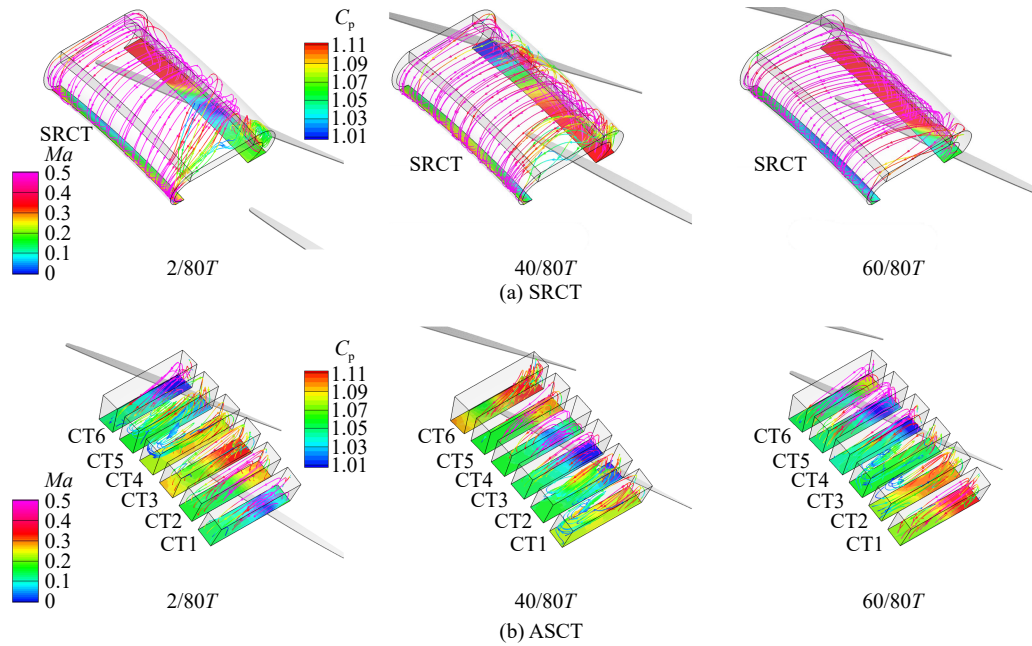


图 17 PEP 工况下 CT 槽内的流场

Fig. 17 Flow fields in the CT slot under the PEP condition

图 18 为峰值效率点下不同时刻叶顶间隙处泄漏流轴向速度、切向速度和速度大小的变化。轴向速度为负可表征间隙处发生回流现象,幅值越大表示回流越强。图 18 可以看出 TLF 的变化受 CT 槽与叶片的相对位置的影响。在 ASCT 方案中,20/80T 和 40/80T 时刻,ASCT 覆盖 R2 整个前缘,对 TLF 的抑制较好,在 ASCT 覆盖之外区域的 TLF 的轴向分速度更大。在 60/80T 时在 D 区域波动较大,此时轴向分速度最小。在 SRCT 方案中,20/80T 时,SRCT 与叶片几乎平行,SRCT 无法作用于 TLF 的起始点,TLF 逐渐发展。在 40/80T 和 60/80T 时,SRCT 位于通道中,SRCT 的射流效应能够抑制 TLF 的运动。图 18(a) 可以看到除 B 区域外,SRCT 对 TLF 回流的控制效果更好,由于 ASCT 始终覆盖叶顶,而 SRCT 对前缘 TLF 的作用主要来源于喷气口的射流,因此, B 区域范围内 ASCT 下的轴向速度幅值更小。

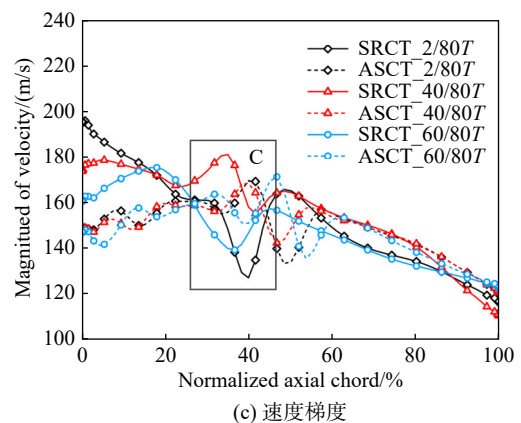
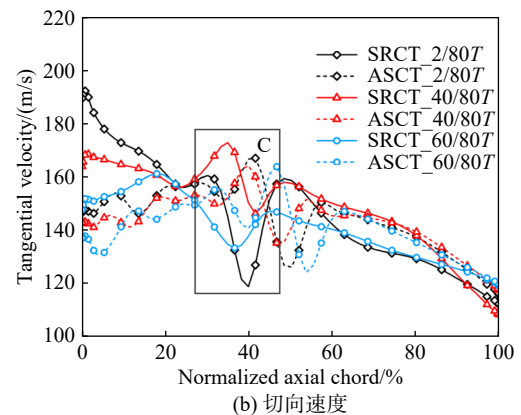
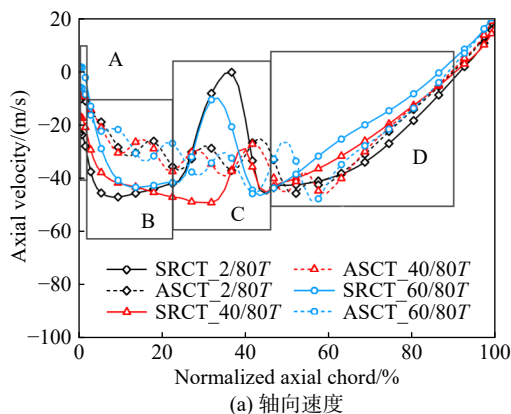


图 18 PEP 工况下 CT 中不同时刻 R2 的 TLF 速度分布

Fig. 18 Axial distribution of TLF of R2 at different times in the CT under the PEP condition

图 18(b) 和图 18(c) 中相同方案不同时刻下的 TLF 的速度分布几乎相同,这表明 TLF 主要由切向分速度所决定。图 18(a) 中 SRCT 吸气口的

抽吸效应对 TLF 的作用更好,这对降低与 TLF 有关的损失是有利的。虽然 ASCT 方案中 TLF 的速度整体小于 SRCT 方案中的 TLF 的速度且不同时刻下对 TLF 的影响波动幅值较小,但 ASCT 方案中的损失较高,所以可以判断 CT 槽内的掺混损失在 CT 引入的气动损失中占主导地位。

3 结 论

本文通过非定常数值方法研究了 SRCT 和 ASCT 在对转压气机中的扩稳机理以及其造成对转压气机效率下降的原因,对不同方案下对转压气机气动性能、稳定性和叶顶流场的分析可得到以下结论。

1) SRCT 和 ASCT 显著提高对转压气机的失速裕度,分别获得 8.7% 和 10.3% 的裕度改进量,但使得峰值点效率分别下降 0.68% 和 0.99%。两者的扩稳机理不同:SRCT 对失速裕度的改善来源于吸气口抽吸作用和喷气口射流效应的复合作用;ASCT 为叶顶流体的循环提供更大的发展空间,减弱叶顶堵塞,吸、喷气口无固定的物理边界,使得抽吸和喷射具有灵活性。

2) SRCT 和 ASCT 均可降低前后排转子间的动-动非定常干涉效应:一方面抑制 TLF 的前缘溢流,槽内循环气流在上游的重新注入改善了 R2 进口气流角;另一方面的机匣槽的射流效应能够抑制下游转子势流效应,减弱下游势流对 R1 尾缘压力场的影响。

3) CT 槽与叶片的相互干涉加剧槽内流动的非定常性。CT 带来的效率损失源有两个:一是 CT 槽的射流与主流及 TLF 的掺混损失;二是 CT 槽形成旋涡带来的掺混损失,且槽内掺混损失占主导作用。

参考文献:

- [1] VIJAYRAJ K, GOVARDHAN M. Aerodynamics of contra-rotating fans with swept blades[R]. ASME Paper GT2015-1383, 2015.
- [2] 韩少冰, 张雯棋, 钟兢军. 跨声速风扇转子叶尖小翼设计与扩稳机理研究[J]. 推进技术, 2020, 41(7): 1484-1492.
HAN Shaobing, ZHANG Wenqi, ZHONG Jingjun. Research on design of blade tip winglet for transonic fan rotor and mechanism of stability enhancement[J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(7): 1484-1492. (in Chinese)
- [3] CHEN Y, YANG L, ZHONG J. Numerical study on endwall fence with varying geometrical parameters in a highly-loaded compressor cascade[J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 94: 105390.1-105390.10.
- [4] MA S, CHU W, ZHANG H, et al. Impact of a combination of micro-vortex generator and boundary layer suction on performance in a high-load compressor cascade[R]. ASME Paper GT2018-75520, 2018.
- [5] SHI L, LIU B, NA Z, et al. Experimental investigation of a counter-rotating compressor with boundary layer suction[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2015, 28(4): 1044-1054.
- [6] KHALEGHI H. Parametric study of injector radial penetration on stalling characteristics of a transonic fan[J]. Aerospace Science and Technology, 2017, 66: 112-118.
- [7] LI J. Self-adaptive stability-enhancing technology with tip air injection in an axial flow compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(1): 81-89.
- [8] 楚武利, 卢新根, 吴艳辉. 带周向槽机匣处理的压气机内部流动数值模拟与试验[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 100-105.
CHU Wuli, LU Xingen, WU Yanhui. Numerical and experimental investigations of the flow in a compressor with circumferential grooves[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(1): 100-105. (in Chinese)
- [9] DAY I J. Stall, surge, and 75 years of research[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(1): 1-16.
- [10] CHEN H, KOLEY S S, LI Y, et al. Systematic experimental evaluations aimed at optimizing the geometry of axial casing groove in a compressor[R]. ASME Paper GT2019-91050, 2019.
- [11] BRANDSTETTER C, WARTZEK F, WERNER J, et al. Unsteady measurements of periodic effects in a transonic compressor with casing treatments[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138(5): 1-9.
- [12] HATHAWAY M D. Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance[R]. ASME Paper GT2002-30368, 2002.
- [13] STRAZISAR A J, BRIGHT M M, THORP S, et al. Compressor stall control through endwall recirculation[R]. ASME Paper GT2004-54295, 2004.
- [14] KHALEGHI H. Effect of discrete endwall recirculation on the stability of a high-speed compressor rotor[J]. Aerospace Science and Technology, 2014, 37: 130-137.
- [15] KHALEGHI H. A new approach of endwall recirculation in axial compressors[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 98: 105704.1-105704.7.
- [16] KUMAR S S, CHOTALIA R J, JANA S, et al. Single stage axial compressor stability management with self-recirculating casing treatment[R]. AIAA 2019-0942, 2019.
- [17] 张皓光, 安康, 谭锋, 等. 自循环机匣处理轴向位置影响扩稳能力的机理[J]. 航空动力学报, 2017, 32(4): 983-989.
ZHANG Haoguang, AN Kang, TAN Feng, et al. Mechanism of affecting ability of stability enhancement with varying axial position of self-recirculating casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 983-989. (in Chinese)
- [18] LI Jichao, DU Juan, NAN Xi, et al. Coupling stability-enhancing mechanism with compact self-recirculating injection in an axial flow compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2016, 230(7): 696-708.
- [19] 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): 1001-1013.
- [20] GUINET C, INZENHOFER A, GÜMMER V. Influencing parameters of tip blowing interacting with rotor tip flow[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(2): 101-110.
- [21] 晏松, 楚武利. 不同转速下自循环机匣处理对转子性能的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(11): 2516-2528.
YAN Song, CHU Wuli. Effect of self-circulating treatment casing on rotor performance at different speeds[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(11): 2516-2528. (in Chinese)

- [22] PUNDHIR D S. A study of some factors affecting the effectiveness of casing treatment in contra-rotating axial compressor stage[J]. Indian Journal of Engineering and Materials Sciences, 1994, 1: 199-207.
- [23] MAO X, LIU B, ZHAO H. Numerical analysis of the circumferential grooves casing treatment in a counter-rotating axial flow compressor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 130: 29-39.
- [24] MAO X, LIU B, TANG T, et al. The impact of casing groove location on the flow instability in a counter-rotating axial flow compressor[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 76: 250-259.
- [25] HEINRICH M, KHALEGHI H, FRIEBE C. Numerical investigation of circumferential groove casing treatment on a low speed contra-rotating fan[R]. ASME Paper GT2019-91705, 2019.
- [26] SUN X, DONG X, SUN D. Recent development of casing treatments for aero-engine compressors[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2019, 32(1): 1-36.

(编辑: 陈 越)