

预旋对周向槽处理机匣扩稳能力的影响

冯云阳^{1,2}, 袁巍^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 以 Rotor 67 转子为研究对象,通过数值模拟的手段分析了周向槽(CG)提高转子失速裕度(SM)的机理,并在此基础上研究了周向槽处理机匣与转子前预旋的匹配问题。结果表明:在 Rotor 67 转子中,叶尖泄漏流与激波相互干涉产生的低速区是转子失速的重要原因,而周向槽内气流离开时形成的与泄漏涡(LV)方向相反的涡会抑制泄漏涡的周向发展,是周向槽的扩稳机理之一。通过分析周向槽处理机匣在不同预旋条件下扩稳效果的变化,显示在不同流量点、不同预旋条件下,随着转子叶尖负荷位置的变化,起主要扩稳作用的处理槽不同,并在此原则下,提出了一种周向槽设计的思路。

关 键 词: 预旋变化与处理机匣的匹配; 压气机失速; 压气机扩稳机理; 处理机匣; 周向槽设计

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Mechanism of affect on stall margin of circumferential grooves with variable pre-swirl angle

FENG Yunyang^{1,2}, YUAN Wei^{1,2}

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine
Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: Numerical simulations were performed for Rotor 67 to analyze the mechanism of the stall margin (SM) improvement of circumferential grooves (CG) casing treatment, and the matching between CG and pre-swirl angle. Results showed that stall in Rotor67 was mainly attributable to the low velocity region arisen by the inference of tip leakage flow and shock wave. The mechanism of SM improvement was that the flow from the pressure side of adjacent blade caused a vortex counter-rotating to the leakage vortex (LV), which inhibited the development of LV. The most important groove(s) changed while the distribution of static pressure changed because of the varying mass flow or pre-swirl angle. A design method was presented depending on the research results.

Key words: matching between circumferential grooves and pre-swirl angle;

收稿日期:2019-01-18

基金项目:国家自然科学基金(5163000227)

作者简介:冯云阳(1995—),男,硕士生,主要从事叶轮机气动力学、压气机稳定性的研究。

通信作者:袁巍(1974—),男,副教授、硕士生导师,博士,主要从事叶轮机气动力学、压气机稳定性、风力机、内流实验测试等方面的研究。E-mail:07691@buaa.edu.cn

引用格式:冯云阳,袁巍.预旋对周向槽处理机匣扩稳能力的影响[J].航空动力学报,2019,34(8):1822-1835. FENG Yunyang, YUAN Wei. Mechanism of affect on stall margin of circumferential grooves with variable pre-swirl angle[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(8):1822-1835.

compressor stall; stall margin improvement mechanism;
casing treatment; design of circumferential grooves

随着设计和制造水平的提高,航空发动机转子的压比和负荷进一步提高,早在 20 世纪 70 年代,单级轴流风扇/压气机的压比就已经达到了 2.0 左右^[1]。但直到目前为止,实际应用的单级轴流压比仍然没有突破这个量级,航空发动机叶片的负荷没有得到显著的提高,1 个重要原因就是流动稳定性问题未能得到很好的解决,进一步提高负荷会导致压气机或风扇稳定裕度过低而无法投入实际应用。在不改变叶轮机基本设计方法的情况下,压气机的效率很难进一步提高,稳定性的问题将是改善压气机性能的关键所在,因此研究人员对压气机稳定性进行了一系列研究^[2-7]。

在现有的扩稳方法中,处理机匣是 1 种已经被验证行之有效的被动扩稳方法,人们对其进行了一系列研究。在扩稳机理方面,Smith 等^[8]认为处理机匣有扩稳效果最主要的原因是低能团的去除;Waterman 和 Seitz^[9-10]的研究指出将处理槽前移能更好的发挥其作用,同时对效率影响相对较小;Houghton 等^[11]在研究中发现,若转子的失速类型为突尖波型失速而不是模态波导致的失速,处理机匣的扩稳效果会相对较好;Greitzer^[12]进行了一系列的研究并指出机匣处理扩稳总是以效率损失为代价的。在机匣设计方面,Wilke 等^[13]模拟了轴向的圆弧型槽和两种桥式处理机匣,得到在叶片 50%弦长左右进行抽吸并在叶片前进行喷射的处理机匣拥有最好的扩稳效果的结果;Hathaway^[14]对 1 种自循环的处理机匣进行了模拟并验证了其扩稳效果。

作为 1 种重要的扩稳手段,处理机匣自被发现以来就得到了研究人员的关注和研究,至今已有多种结构的处理机匣,典型的包括轴向斜槽、周向槽、弦向槽、桥式槽等等。作为 1 种传统的机匣处理结构,周向槽由于其结构简单便于数值模拟和加工,以及其在对压气机效率影响较小的条件下有较优的扩稳效果等优势,在近年来的研究中得到了广泛关注。国外的研究方面,Rabe 等^[15]研究了在亚声和跨声两种情况下周向槽的扩稳效果,认为周向槽能够扩稳的主要原因是其能够降低叶片前缘的攻角,并用数值模拟结果验证了在跨声转子中,浅槽的扩稳效果与深槽的扩稳效果相当,且对转子效率影响较小;Shabbir 等^[16]研究了叶尖控制体轴向动量方程的平衡,提出周向槽

扩稳的机理是加强了周向动量的径向输运;Houghton 等^[11]通过实验研究了单个周向槽的条件下周向槽位置对扩稳效果的影响,发现 8%弦长位置和 50%弦长位置的周向槽扩稳效果较好。在国内,楚武利、邓敬亮、张皓光等^[17-19]对周向槽的轴向位置、结构、槽深等参数进行了数值模拟,研究了其扩稳效果。

可以看到,现有的大部分研究都是针对周向槽本身的结构或者位置等参数进行单独的研究,并且对周向槽的扩稳机理尚未明确,特别是来流进气角变化或者有预旋时的周向槽处理机匣扩稳机理鲜有研究,需要进行进一步的探索。随着飞行器设计的发展,即使没有其他因素的影响,飞机的发动机进口边界条件也并非均匀,如采用边界层抽吸技术的飞机,周向总压畸变的存在导致不同周向区域进口气流角有明显变化^[20],若可以根据不同的进口气流角,采用非对称的处理机匣,应可以得到更好的扩稳效果。同时,高压多级压气机在设计转速下的失速关键级一般是后面级,在当下对压气机的紧凑性有较高要求的条件下,后面级的转子与静子间轴向距离很短,不足以满足某些处理机匣的的前伸量问题,周向槽在后面级的使用没有相关的顾虑。考虑到可调静子的广泛应用,研究不同预旋下处理机匣的扩稳效果也可以给处理机匣的设计提供指导。基于以上考虑,本文针对周向槽在轴向的搭接范围和预旋的匹配进行了数值模拟,研究了一定预旋变化下不同搭接范围周向槽的处理效果,以期得到对预旋角度变化条件下周向槽的扩稳效果变化机理的认识,指导周向槽的设计。

1 研究对象及数值方法

1.1 研究对象

本次研究针对 NASA Lewis 研究中心研发的进口级风扇 Rotor 67 进行,是 1 个典型的跨声风扇转子,其部分设计参数见表 1。

1.2 数值方法

本次研究使用 NUMECA 的 IGG/Autogrid 模块进行自动的转子网格生成以及手动的机匣网格生成和拼接,并使用 EURANUS 求解器进行流场模拟。综合考虑计算精度和计算量,选取方

程的 S-A (Spalart-Allmaras) 模型进行计算。差分格式为 Jameson 有限体积中心差分, 采用 4 阶 Runge-Kutta 的时间推进法, 为了加速收敛, 使用了多重网格法等方法。同时完成了网格无关性的验证, 具体过程不在此赘述。

表 1 Rotor 67 部分设计参数
Table 1 Parameters for Rotor 67

设计参数	参数值
周期数	22
设计转速/(r/min)	16 043
进口轮毂比	0.487
设计点流量/(kg/s)	33.25
设计点压比	1.63

网格生成时采用分区网格技术, 转子通道内使用 HOH 型贴体网格, 叶顶间隙区采用“蝶型网格”, 沿径向分布 17 个节点, 进出口延伸段及处理机匣内均采用 H 型网格。每个周向槽网格分布均为 73(周向)×17(径向)×29(轴向), 并沿着壁面进行加密。实壁机匣转子, 带周向槽处理机匣的转子计算总网格数目分别约为 84 万、99.5 万(全部 5 个槽)。

2 结果及讨论

2.1 周向槽的设计

2.1.1 Rotor 67 的总体性能及其失速机理

图 1 是 Rotor 67 的性能曲线与 NASA 实验结果的对比。可以看出在压比、绝热效率以及流量范围方面, 计算结果与实验都有较好的吻合, 与大部分文献的计算结果基本一致。同时比较了近失速点和峰值效率点的相对马赫数分布, 与实验基本一致, 计算结果可靠。

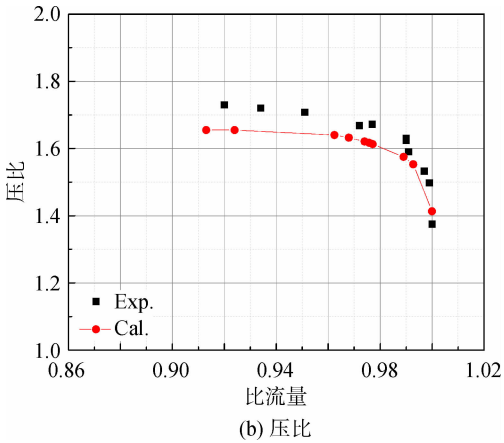
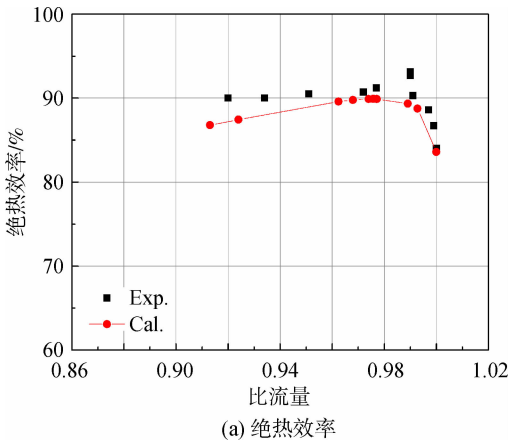


图 1 Rotor 67 总体性能
Fig. 1 Simulation and experiment performance line of Rotor 67

Rotor 67 作为典型的跨声转子, 其失速的主要原因已经得到了充分的讨论, 在此仅作简要的说明。

图 2 给出了 Rotor 67 在近失速点 98% 叶高的相对马赫数云图, 图 3 给出了沿流向方向各截面对马赫数的分布。由图 2 以看到在近失速点, 叶尖压力面存在 1 个很明显的低马赫数区域, 堵塞了叶片通道, 应是造成转子失速的主要原因。由图 3 以看到这一低速区沿流向的发展, 泄漏涡

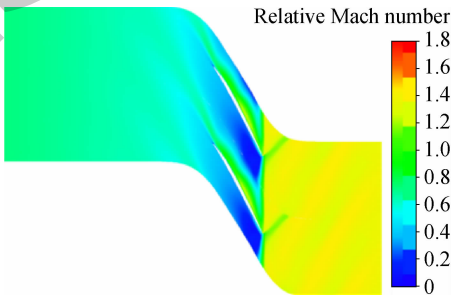


图 2 实壁机匣近失速点 98% 叶高相对马赫数云图
Fig. 2 Distribution of relative Mach number at 98% span on near stall condition of solidwall casing fan

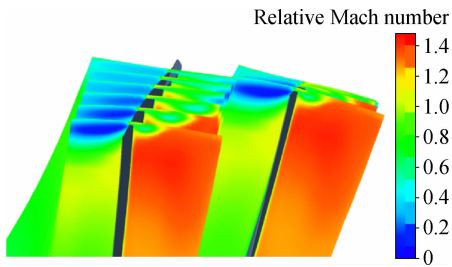


图 3 实壁机匣近失速点沿流向方向各截面对马赫数的分布
Fig. 3 Distribution of relative Mach number for each section on flow direction for solidwall casing fan

由叶片的压力面开始发展,与激波干涉并沿周向运动,打在压力面上,形成 1 个低速区,并最终形成失速团,造成转子失速。要对 Rotor 67 进行扩稳,主要的目标就是如何抑制低速区的产生,或在产生低速区后如何对其进行能量补充使其中气体再次加速(本文中的图片均为右侧进气)。

2.1.2 周向槽基本参数的选取

本次研究中,针对 Rotor 67 转子的周向槽设计采用传统的矩形截面周向槽,其主要设计参数有首槽位置、槽数、槽宽、槽深、槽齿宽等,其中,首槽位置和槽数是本文研究的 1 个主要的变量,在之后将会进行更详细的讨论。表 2 给出了几个参数的基本数值,图 4 给出了结构示意图。

表 2 Rotor 67 周向槽基本设计参数

Table 2 Parameters of circumferential grooves

处理槽设计参数	参数值
槽宽 B/mm	2.45(6%轴向弦长)
槽数 N	5
首槽前缘位置	距前缘 8%弦长
槽宽槽深比 $R_1=B/D$	1
槽宽齿宽比 $R_2=B/W$	2

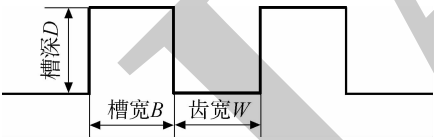


图 4 周向槽结构参数示意图

Fig. 4 Sketch map for the parameters of circumferential grooves

经过数值计算及参考其他文献关于周向槽的设计,可以初步确定槽宽 B 和槽宽齿宽比 R_2 已经达到 1 个较优的值。在其他 4 个参数不变的情况下,改变 R_1 ,通过数值计算及分析,得到一个较优的 R_1 值。

图 5 是不同 R_1 情况下带周向槽 Rotor 67 的总体性能图,表 3 给出了不同 R_1 情况下,Rotor 67 关键性能的具体数值。由图表中可以看出,当 $R_1=5$ 时,可以兼顾转子的效率和裕度,但此时裕度仍然相对较低。此时增大槽深至 $R_1=2$,却发现裕度没有明显变化,峰值效率却由增益变为了减益。进一步增大槽深至 $R_1=1$ 或 $R_1=1/3$,裕度有了进一步提高,峰值效率进一步下降。最终

选定 $R_1=1$ 的周向槽作为本次研究的处理机匣,它在提供了足够的稳定裕度的同时,转子效率下降不大。

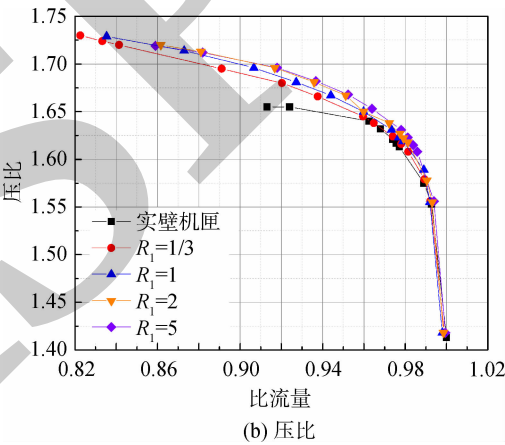
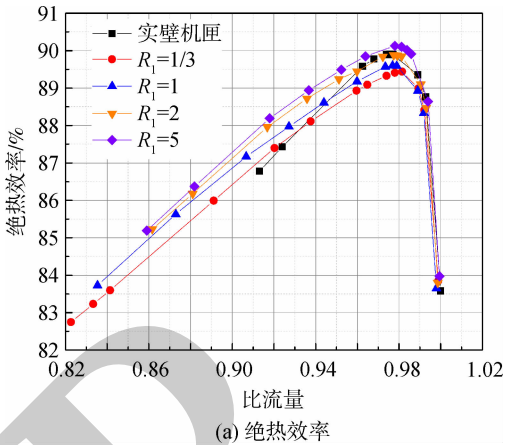


图 5 不同槽宽槽深比下带处理机匣的 Rotor 67 性能
Fig. 5 Performance of Rotor 67 with circumferential grooves of different aspect ratios

表 3 不同槽宽槽深比下带处理机匣的 Rotor 67 部分性能参数

Table 3 Performance of Rotor 67 with circumferential grooves of different aspect ratios

R_1	峰值效率增量 $\Delta\eta/\%$	近失速点压比 π_{ns}	裕度增量 $\Delta M_s/\%$
1/3	-0.46	1.73	16.41
1	-0.3	1.729	14.10
2	-0.06	1.72	9.82
5	+0.23	1.719	10.10

2.1.3 Rotor 67 中周向槽的扩稳机理

由于 Rotor 67 失速的主要原因是泄漏涡运动到叶片压力面形成低速区堵塞叶尖流道,抑制

这一过程或消除低速区就可以达到扩稳的效果。对于本次研究中的周向槽处理机匣,通过分析并结合相关文献的研究结果,认为其扩稳机理及失速机理主要包括:

1) 周向槽给泄漏涡的周向运动提供了通道,使其对叶尖流道的堵塞作用减弱。

图 6 是带处理机匣转子近失速点周向槽底部的径向速度(V_r)云图,可以看到,叶片压力面附近有气体沿径向方向进入周向槽,而吸力面附近则有气体喷入叶尖的通道中。这一现象说明在叶尖叶片负荷的驱动下,原本应该形成泄漏流的部分气体的运动路线由叶尖间隙变为了周向槽。这一部分泄漏流重新进入叶片通道后有较强的指向轮毂的径向速度,不会在叶片尖部形成明显的堵塞。对比图 2 和下文叶尖马赫数云图以看出,周向槽的存在减缓了叶尖低速区的形成。

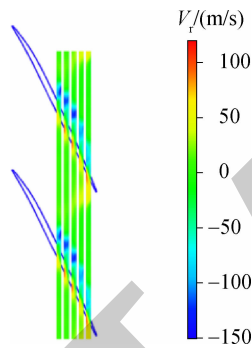


图 6 近失速点周向槽底部的径向速度云图
Fig. 6 Contour of radial velocity of flow at the bottom of grooves on stall point

2) 同流量下叶片攻角减小叶片负荷后移,使其对泄漏涡的驱动作用减弱,泄漏涡强度减小。

图 7 是实壁机匣近失速点条件下,有无处理机匣两种情况的叶片负荷。周向槽的存在影响了叶片尖部的负荷分布,可以看到叶片的负荷最大值由叶片前缘 0.2 附近移动到了 0.6 附近(处理机匣搭接范围之后)。叶片的负荷后移,一是可以减弱叶片前缘的激波强度及其与泄漏涡的相互作用强度,二是后半部分的泄漏流周向运动趋势不明显,不易形成低速区。图 8 给出了带处理机匣的转子在实壁机匣失速点的叶尖相对马赫数云图,对比图 2 可知,周向槽的存在使激波后移,同时使叶尖低速区大大减小。

3) 周向槽在叶尖的部分喷射气流形成了一个与泄漏涡方向相反的涡(即加强的通道涡),抑制了泄漏涡的发展。

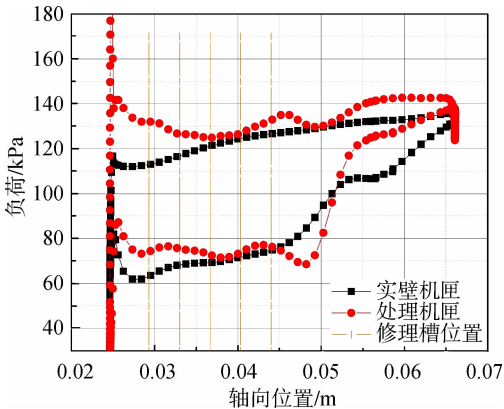
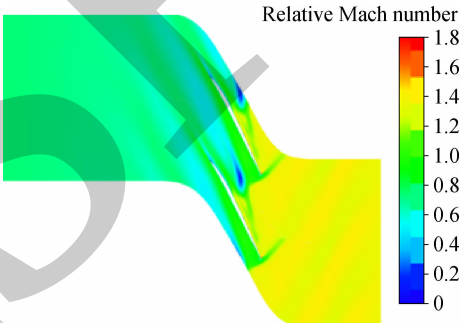
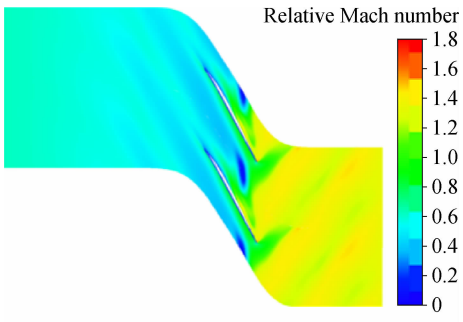


图 7 比流量 0.913 处(实壁机匣近失速点)实壁机匣与处理机匣的 98%叶高负荷分布
Fig. 7 Distribution of static pressure for rotor with/without casing treatment with 0.913 nor-malized mass flow (near stall point of rotor with solid casing)



(a) 比流量0.913处(实壁机匣近失速点)



(b) 近失速点

图 8 带处理机匣的转子叶尖相对马赫数云图
Fig. 8 Contour of relative Mach number at 98% span profile of Rotor 67 with casing treatment

参考文献[21]的定义,给出 1 个无量纲的参数绝对度量 ξ_n

$$\xi_n = \frac{\xi \cdot w}{2\omega |w|} \tag{1}$$

其中 ξ 为涡量矢量, w 为相对速度矢量, ω 为转子转速。

这一参数的大小可以表征涡的强度,其正负可以表征涡的方向(本例中,其值为正表示涡为泄

漏涡或与泄漏涡方向一致,反之则与泄漏涡方向相反)。在 98%叶高处考察这一参数可以较为直观地看到泄漏涡的强度及其走势。图 9(a)和图 9(b)给出了实壁机匣近失速点 98%叶高处有无处理机匣的绝对涡量云图,可以看到,周向槽的存在使得叶尖区域产生了一个与泄漏涡方向相反的涡,抑制了泄漏涡的形成及其周向发展。分析其产生原因,是由于在周向槽通道内,吸力面的喷射气流一部分是来自于相同叶片的压力面,一部分是来自相邻叶片的压力面,这两种气流涡量相反,前者形成泄漏涡,后者形成通道涡,抑制了泄漏涡的周向运动。

图 10 给出了叶尖区域以及处理机匣中的相对涡量云图,可以看到相邻叶片压力面气体在压

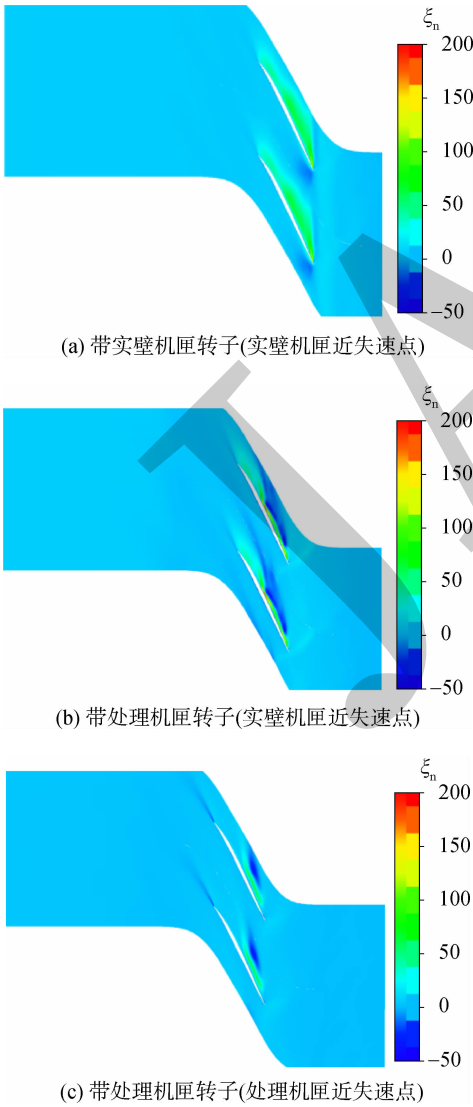


图 9 不同条件下 98%叶高绝对涡量云图

Fig. 9 Contour of absolute vorticity of 98% span section for different conditions

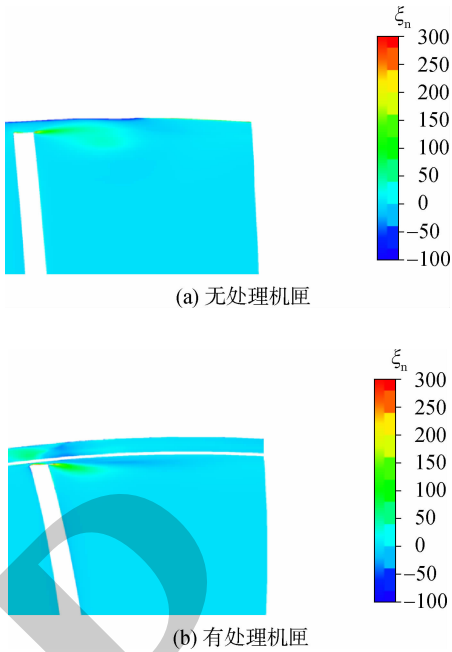


图 10 0.913 比流量点(实壁机匣近失速点)有无处理机匣时叶尖绝对涡量对比

Fig. 10 Comparison of absolute vorticity of Rotor 67 with/without casing treatment at normalized mass flow of 0.913

力驱动下向吸力面运动并最终形成通道涡。无周向槽条件下,通道涡强度很弱,仅在机匣壁面附近有极小一部分区域存在负的相对涡量。有周向槽时,处理机匣为相邻叶片压力面的气流向吸力面运动提供了通道,两压力面气流在吸力面上方的槽内相遇并一起向下运动,产生两道方向相反的涡,减弱了泄漏涡强度,同时抑制了泄漏涡的周向发展。

4) 有周向槽时的失速机理。

尽管周向槽的存在改变了 Rotor 67 的叶尖流场,包括其负荷分布与泄漏流特性,但是并不改变转子最终失速的根本原因,即叶尖泄漏涡与激波干涉产生低速区阻塞叶尖流道。虽然在周向槽的作用下减弱了叶片负荷,产生反涡对泄漏涡的发展有抑制效果,但是随着流量系数的降低,负荷的升高使泄漏涡不断增强,激波强度增强,两者干涉增强,反向涡对泄漏涡周向运动的抑制效果减弱,泄漏涡向叶片通道内运动并堵塞流道,如图 9 (b)、图 9(c)两图所示,最终形成较大的低速区导致叶片失速。图 2 与图 8(b)相比较可以看出,与实壁机匣相比,带处理机匣的转子失速时的流场叶尖低速区最终没有出现在压力面前缘而是在叶片流道中,随着叶片负荷的提高不断增大并向压力面靠近。值得注意的是,虽然周向槽内喷射的

流体相对于泄漏涡是高能流体,但是在与叶片通道内的泄漏涡掺混后也有一部分流体最终形成了低速区。

2.2 预旋与周向槽搭接位置的匹配

为了方便讨论,给出处理槽的示意图并对各周向槽进行编号,如图 11 所示。其中 1 号槽即为上一节基本参数中给定的首个处理槽(8%弦长位置)。

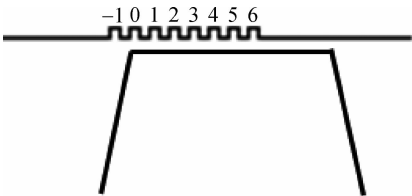


图 11 周向槽编号

Fig. 11 Serial number of circumferential grooves

1) 0°预旋条件下,周向槽不同搭接位置的扩稳效果。

① 总体性能

首先,考虑在其他条件不变,基本参数中给定的首槽前缘位置(8%弦长处,即文中编号为 1 的槽的前缘)继续前移时的扩稳效果。表 4 给出了首槽编号分别为-1,0,1 时,Rotor 67 的部分性能。可以看出首槽编号为 1 时,带处理槽的转子在峰值效率基本持平的情况下,压比、稳定裕度等各个方面的性能都优于另外两种情况。经过计算及分析,首槽编号为-1 和 0 时,不同预选条件下扩稳效果相对于首槽为 1 的情况均有一定程度的下降,之后的分析中就不再赘述。同时,首槽编号为 3 时,扩稳效果急剧下降,其计算结果不在此列出。其中裕度增量 ΔM_s 定义为

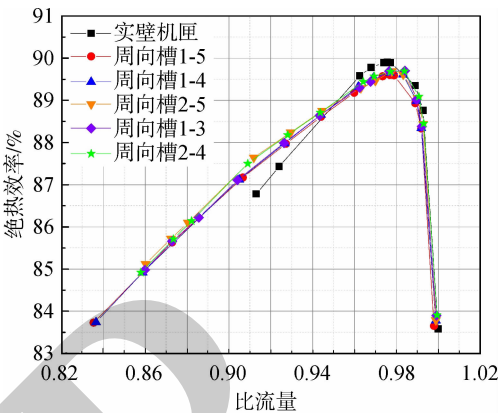
$$\Delta M_s = \left(\frac{M_{sg}}{M_{s0}} - 1 \right) \times 100\% \tag{2}$$

其中 M_{sg} 和 M_{s0} 分别为带周向槽的转子与实壁机匣转子的综合裕度。

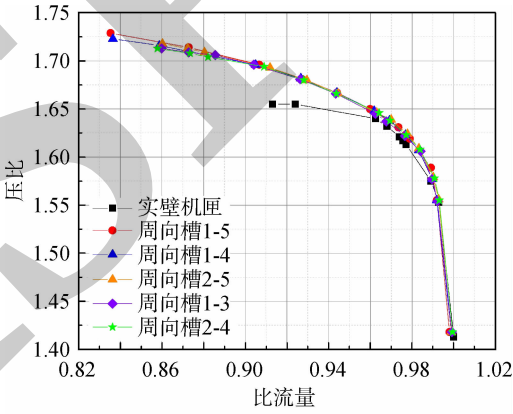
表 4 不同周向槽首槽位置的 Rotor 67 部分性能参数
Table 4 Parameters of Rotor 67 with circumferential grooves with different first groove locations

首槽 编号	峰值效率增量 $\Delta\eta/\%$	近失速点 压比 π_{ns}	裕度增量 $\Delta M_s/\%$
-1	-0.28	1.712	10.93
0	-0.31	1.721	12.45
1	-0.3	1.729	14.10

图 12 给出了首槽编号为 1 或 2,槽数为 3、4、5(如 1-5 为首槽编号为 1 槽数为 5)的各种条件下,带处理机匣的 Rotor 67 的总体性能,表 5 则给出了关于扩稳效果的部分具体参数值。



(a) 绝热效率



(b) 压比

图 12 0°预旋下带不同周向槽处理机匣的 Rotor 67 性能
Fig. 12 Performance of Rotor 67 with different grooves at 0° of pre-swirl angle

表 5 0°预旋下带不同周向槽处理机匣的 Rotor 67 部分性能参数
Table 5 Parameters of Rotor 67 with different grooves at 0° of pre-swirl angle

处理槽	峰值效率增量 $\Delta\eta/\%$	近失速点压比 π_{ns}	裕度增量 $\Delta M_s/\%$
1-5	-0.30	1.729	14.10
1-4	-0.25	1.723	13.67
2-5	-0.21	1.718	10.476
1-3	-0.20	1.713	9.726
2-4	-0.21	1.713	9.731

从图 12 和表 5 中可以看出,不同的槽在 0°预旋条件下扩稳效果不同。通过对比可以得到在

0°预旋的条件下,1 号槽扩稳效果相对较好,而 5 号槽存在与否对总体的扩稳效果影响不大,其原因在之后的章节中会具体分析。

② 叶尖流场分析

图 13 给出了比流量为 0.858 处(2-5 号处理槽条件下的近失速点)各处理槽搭接位置条件下 98%叶高的相对马赫数云图。

通过对比各图可以看到处理槽的增减对叶尖区域的低速区的影响。

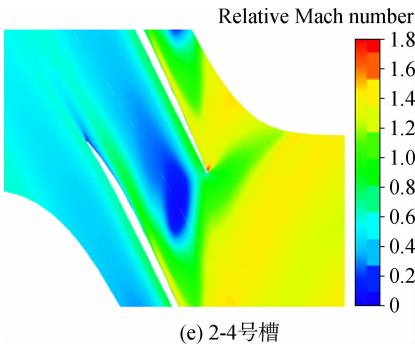
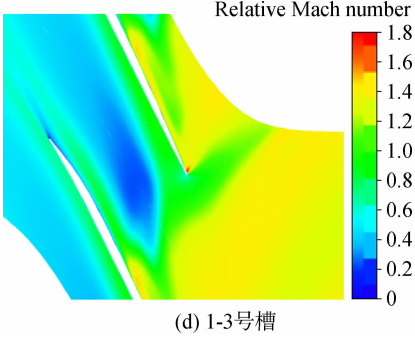
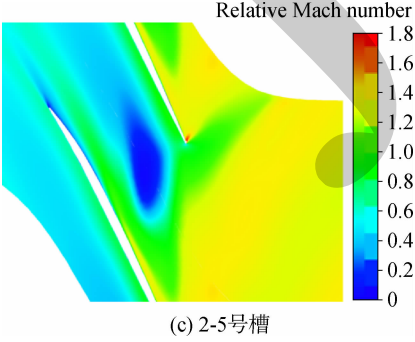
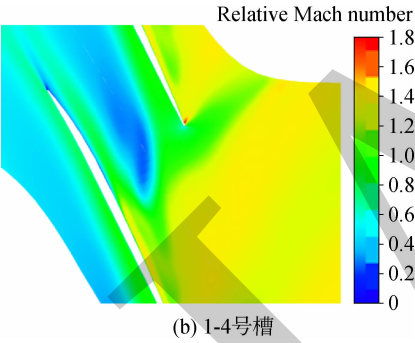
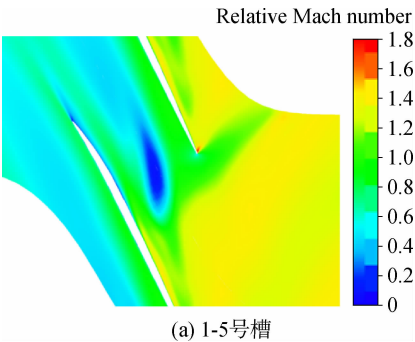


图 13 0°预旋带不同周向槽 Rotor 67 的 98%叶高相对马赫数云图($\dot{m}_n=0.858$)

Fig. 13 Contour of relative Mach number at 98% span profile of Rotor 67 with different grooves ($\dot{m}_n=0.858$)

对比图 13(a)与图 13(b)和图 13(c)与图 13(e),当移除 5 号槽时,虽然低速区在流向和周向上都有一定的扩展,但是低速区的最小相对马赫数有一定的提高,以图 13(a)、图 13(b)两图对比为例,低速区的最小相对马赫数由 0.085 提高到了 0.25,低速区中气流的再次加速需要的能量减小,总体来看,稳定裕度降低了 0.43%。

对比图 13(b)、图 13(d),当移除 4 号槽时,低速区在流向和周向上进一步扩展,同时低速区的最小相对马赫数由 0.25 降低到 0.23,都对转子的稳定有不利的影响,总体来看,稳定裕度降低了 3.94%。

对比图 13(a)与图 13(c)和图 13(b)与图 13(e),当移除 1 号槽时,低速区在周向上有明显扩展,同时最低相对马赫数也有明显降低,这一变化主要集中在叶片通道前半部,以图 13(a)、图 13(c)两图对比为例,低速区的最小相对马赫数由 0.085 降低到了 0.041,总体来看,稳定裕度下降 3.62%。

虽然本次研究中没有详细地探究各个处理槽之间的扩稳作用是否会有较大的相互影响或者存在相互的替代作用,但是通过文中第 2.2 节的计算结果及分析基本可以得到 1 个结论:在 0°预旋的条件下,1 号处理槽的存在可以抑制叶尖低速区在流向和周向上的扩展,同时提高叶尖低速区中气体的速度,对稳定裕度的影响相对较大;5 号处理槽的存在与否对稳定裕度影响则相对较小。

③ φ_n 值分析及关键处理槽的确定

为了进一步探究每个处理槽的扩稳效果以及不同条件下各处理槽的重要性,定义 1 个新的参数 φ_n 。首先定义一个有量纲量 φ ,可以反映处理

机匣对泄漏涡的抑制能力

$$\varphi = \frac{\alpha}{L} \tag{3}$$

其中 α 为 97% 叶高以上值为正的绝对涡量 ξ_n 的积分(此处涡量值为正的主要为泄漏涡,值为负的主要为由于处理机匣的存在而产生的与泄漏涡方向相反的涡),是 1 个无量纲的量, L 为当地叶片负荷(即相同弦长位置压力面与吸力面的壁面静压之差)。

$$\varphi_n = \frac{\varphi}{\varphi_0} \tag{4}$$

其中 φ_0 为作为参考量,其值为实壁机匣近失速点各个位置的 φ 值。由于叶尖的泄漏涡主要是由叶片两个面之间存在的压力差所驱动的,对于 φ 值来说,其大小可以表征单位负荷产生的泄漏涡涡量大小; α 越大,说明叶尖的泄漏涡越强; L 越小,说明驱动同等强度的泄漏涡所需的负荷越小。综上, φ_n 值越大,说明当地的处理槽对泄漏涡的抑制效果越小,相对于实壁机匣的相对扩稳效果越差,反之亦成立。这一参数可以比较各流量点同一处理槽扩稳效果的差异,也可以在同一流量点,比较不同处理机匣结构的扩稳效果之间的差异。

首先,考察相同处理槽条件下不同流量点的处理槽扩稳效果。在轴向上选取 5 个等距的位置,分别对应 1-5 号处理槽的中心。在图 14 中以轴向位置 1-5 来表示。图 14 给出了 3 种处理槽由实壁机匣近失速点到自身近失速点的 φ_n 值变化。图中无量纲流量 $\dot{m}_n = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_c}$,其中 $\dot{m}$ 为流量(kg/s), $\dot{m}_c$ 为堵点流量(kg/s)。

在研究过程中发现,流量的减小会导致叶片负荷的前移,而对于周向处理槽而言,在抽吸喷射达到饱和之前,所处轴向位置负荷越大,驱动的抽吸喷射越明显,对泄漏涡的抑制效果也就越好, φ_n 值不断减小,并最终达到 1 个极值。在抽吸喷射达到饱和之后,对泄漏涡的抑制效果减弱,继续增大负荷, φ_n 值不断增大。

以图 14(a) 为例,随着流量的降低,1、2 两槽的 φ_n 不断减小,3 号槽 φ_n 先减小后增大,4 号槽 φ_n 不断增大,5 号槽 φ_n 先增大后不变。说明随着负荷的前移和提高,1、2 两槽尚未饱和而扩稳效果逐渐增强;3 号槽在比流量 0.858 附近达到饱和,扩稳效果达到最大,进一步增大负荷,扩稳效果下降;4 号槽在比流量 0.913 附近已经达到极值,流量减小,扩稳效果不断下降;5 号槽最终扩稳效

果不变是由于在近失速点附近,减小流量时负荷改变的区域主要集中于 1-4 号槽的轴向范围内。

图 14(b) 中,比流量为 0.913 和 0.838 的 3 号槽对泄漏涡的抑制效果基本一致,都劣于比流量为 0.858 时的效果,说明在比流量为 0.858 附近时 3 号槽扩稳效果达到饱和,而减少流量至 0.838 时,叶片负荷也进一步向 1、2 号槽移动,这

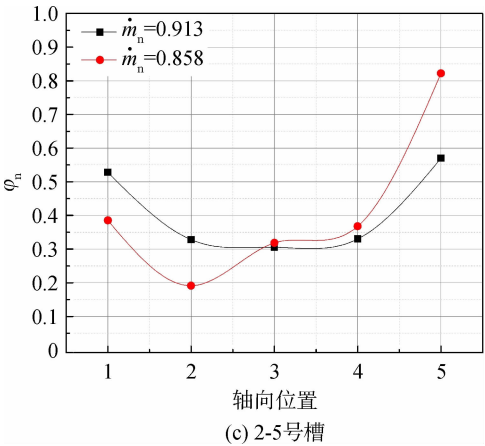
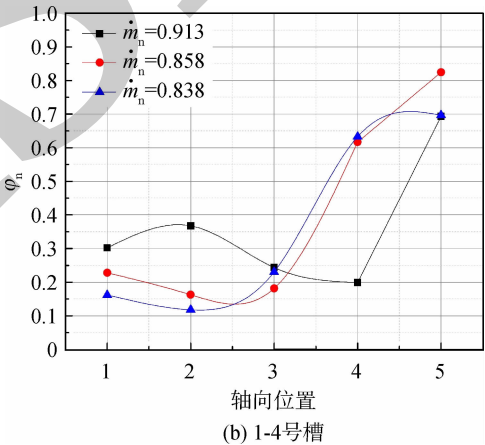
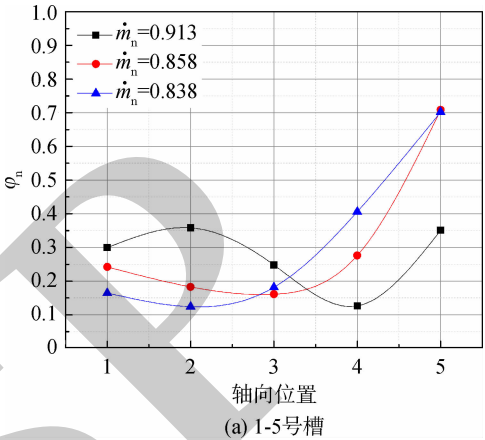


图 14 0°预旋下 3 种处理槽不同流量点的 φ_n 值变化
Fig. 14 Comparison of φ_n of Rotor 67 with 3 different casing treatments at 0° pre-swirl angle

两槽的扩稳效果加强。此时若再进一步减小流量,则会导致 1、2 号槽处负荷过大而使其抽吸喷射达到饱和,同时 3 号槽~5 号槽的扩稳效果也无法充分发挥,最终导致泄漏涡的发展不能得到抑制,转子叶尖低速区增大,转子失速。

图 14(a)中,在比流量为 0.838 处,3 号槽的扩稳效果与比流量为 0.858 时相对图 14(b)更为接近,说明 1-4 槽结构中的 3 号槽扩稳效果已有明显减弱,远离了饱和状态,而此时 1-5 槽结构的 3 号槽的负荷尚在饱和状态附近,转子整体负荷相对于同流量点的 1-4 槽处理机匣转子更靠后,1、2 号槽负荷还相对较低,总体来看,1-5 槽的处理机匣相对于 1-4 槽的处理机匣的稳定裕度也有 0.45% 的提高。

图 14(c)中,比流量为 0.858 与比流量为 0.913 时 3 号槽扩稳效果基本一致,3 号槽在比流量大于 0.858 时已经达到饱和,该处理机匣的首槽(2 号槽)扩稳效果增强,但由于没有 1 号槽,扩稳效果有限,此时转子已经接近失速边缘,再进一步减少流量,就会导致转子失速。

其次,考察相同流量点处,不同处理槽的扩稳效果。图 15 给出了比流量为 0.858 时,4 种不同处理机匣的条件下 φ_n 值的变化。比较 1-5 与 2-5 (或 1-4 与 2-4),可以看到移除 1 号槽后,除了 2 号槽的扩稳效果基本不变外,其余槽的扩稳效果均有一定程度的下降;比较 1-5 与 1-4 (或 2-5 与 2-4),可以看到移除 5 号槽时,仅 4 号槽的处理效果有较为明显的下降(4 号槽需要在远离失速边

界时承担更多的扩稳效果和负荷,更早达到饱和),同时 1、2 号槽扩稳效果略有提升。同时,在 0.858 比流量点,4 号槽已经达到饱和,此时 4 号槽扩稳效果的下降对最终的稳定裕度影响相对较小,而 1、2 号槽的扩稳效果提升则对稳定裕度的提高有较大贡献。从稳定裕度的角度来看,1 号槽的移除会使稳定裕度下降 3.6~4%,而 5 号槽的移除则仅会使稳定裕度下降 0.45~0.7%。

综合以上分析,对于带处理机匣的转子,在 0°预旋条件、0.913 比流量点(实壁机匣近失速点)起主要扩稳作用的是 4 号槽,0.838 和 0.858 比流量点(近失速点)起主要扩稳作用的是 1、2 号槽,可以确定处理机匣首槽应选择 1 号槽,尾槽应选择 4 号槽。

2) +2°/-2°预旋条件下,不同周向槽结构的扩稳效果。

考虑到过大的预旋变化会引起转子特性的明显变化,仅对 +2°预旋和 -2°预旋条件下的周向槽扩稳进行讨论。

① 总体性能

图 16 和图 17 分别给出了 +2°预旋和 -2°预旋下的转子特性。总体来看,负预旋会使转子负荷增大、前移,裕度降低,峰值效率降低,堵点流量增大,正预旋则相反。表 6 和表 7 分别给出了 +2°预旋和 -2°预旋下扩稳效果的部分具体参数值。

② φ_n 值分析及关键处理槽的确定

考察 +2°预旋条件下 φ_n 值的变化。分析相同处理槽结构下不同流量点 φ_n 值,图 18 给出了 +2°预旋条件下,1 号至 5 号处理槽由实壁机匣近失速流量点到自身近失速点的 φ_n 值变化。与图 14(a)相比较, +2°的预旋下,叶片攻角减小,负荷后移,相应的 φ_n 值变化如图 19 所示。可以看到,在 0°预旋的近失速点 0.838 和 +2°预旋近失速点 0.823 处, φ_n 值沿轴向的分布基本一致,因此正预旋对 φ_n 值的影响就相当于增大了流量,使叶片负荷后移。负荷的后移导致同流量点处,靠后的 3、4、5 号槽扩稳效果有一定的提升,而靠前的 1、2 号槽扩稳效果相对下降,最终体现在综合裕度提升上:0°预旋下,1-4 槽的处理机匣扩稳效果优于 2-5 槽的处理机匣,而 +2°预旋下,两者扩稳效果基本一致。

根据文中第 2.2 节的分析,预测在 -2°预旋的条件下,叶片负荷前移,靠前的处理槽扩稳效果应更好,相较于 0°预旋条件下,1-4 槽处理机匣与

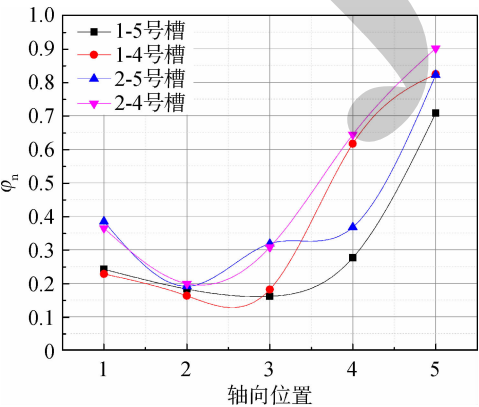


图 15 带 4 种不同处理槽的转子相同流量点 (带 2-5 号槽转子的近失速点) 的 φ_n 值变化
Fig. 15 Comparison of φ_n of Rotor 67 with four different casing treatments at same normalized mass flow (near stall point of rotor with No. 2~No. 5 grooves)

2-5 槽处理机匣的裕度增量差值应更大。但数值模拟的结果却显示,在 -2° 预旋的条件下,2-5 槽

处理机匣的扩稳效果会略优于 1-4 槽处理机匣,这是 1 个值得关注的变化。

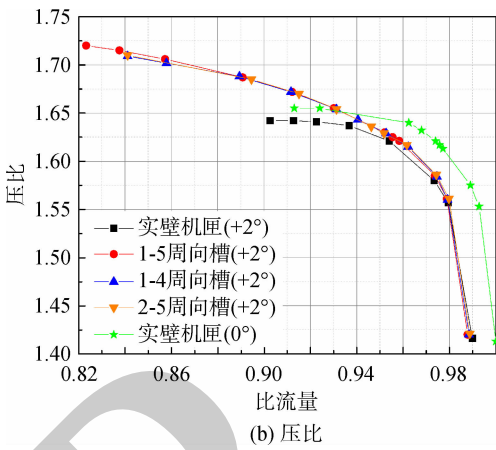
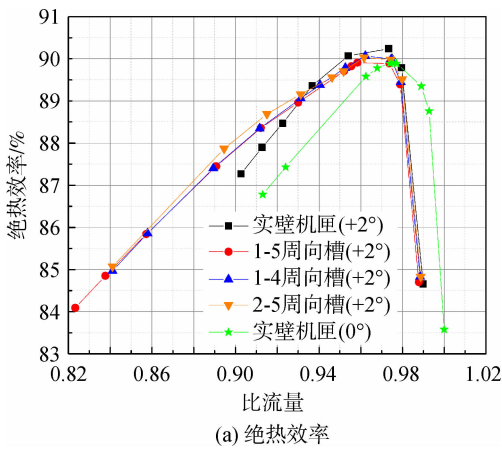


图 16 $+2^{\circ}$ 预旋下带不同周向槽处理机匣的 Rotor 67 性能
Fig. 16 Performance of Rotor 67 with different grooves at $+2^{\circ}$ of pre-swirl angle

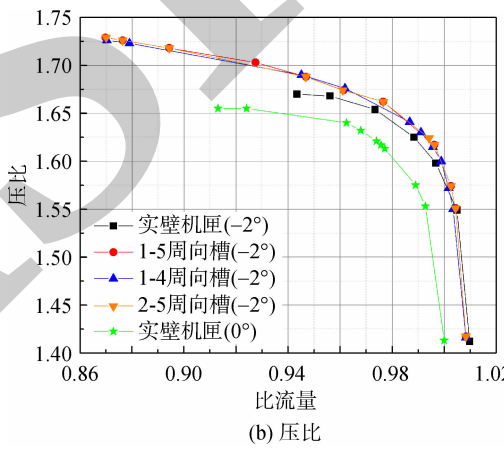
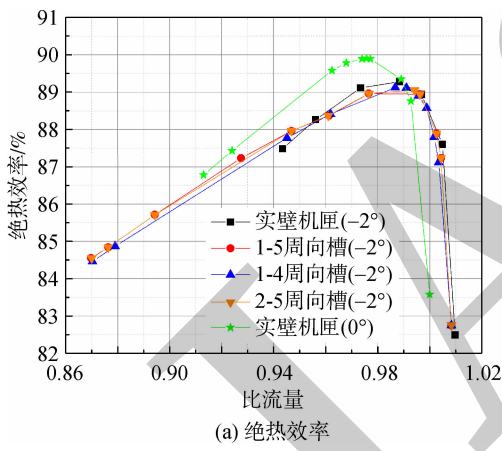


图 17 -2° 预旋下带不同周向槽处理机匣的 Rotor 67 性能
Fig. 17 Performance of Rotor 67 with different grooves at -2° of pre-swirl angle

表 6 $+2^{\circ}$ 预旋下扩稳后的 Rotor 67 性能参数值
(与 $+2^{\circ}$ 预旋实壁机匣转子对比)
Table 6 Parameters of Rotor 67 with different grooves
at $+2^{\circ}$ of pre-swirl angle (compared with solid
wall casing and $+2^{\circ}$ of pre-swirl angle)

处理槽	峰值效率增量 $\Delta\eta/\%$	近失速点压比 π_{ns}	裕度增量 $\Delta M_s/\%$
1-5	-0.34	1.72	15.42
1-4	-0.17	1.709	12.23
2-5	-0.21	1.71	12.29
1-3	-0.14	1.703	11.33
2-4	-0.17	1.702	10.86

表 7 -2° 预旋下扩稳后的 Rotor 67 性能参数值
(与 -2° 预旋实壁机匣转子对比)
Table 7 Parameters of Rotor 67 with different grooves
at -2° of pre-swirl angle (compared with solid
wall casing and -2° of pre-swirl angle)

处理槽	峰值效率增量 $\Delta\eta/\%$	近失速点压比 π_{ns}	裕度增量 $\Delta M_s/\%$
1-5	-0.43	1.733	12.54
1-4	-0.16	1.726	11.16
2-5	-0.23	1.729	11.53
1-3	-0.07	1.723	10.46
2-4	-0.09	1.723	9.95

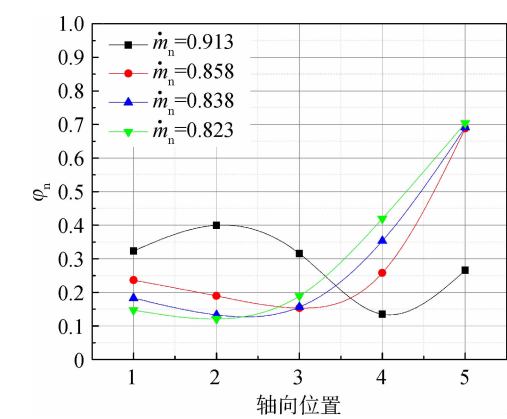


图 18 +2°预旋下 1-5 号周向槽处理机匣不同流量点的 φ_n 值变化

Fig. 18 Comparison of φ_n of Rotor 67 with 1-5 grooves at different normalized mass flow at +2° of pre-swirl angle

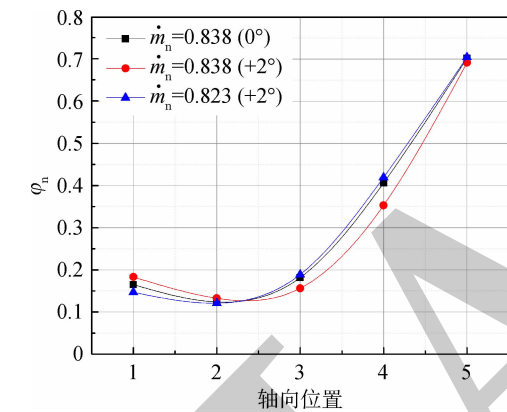
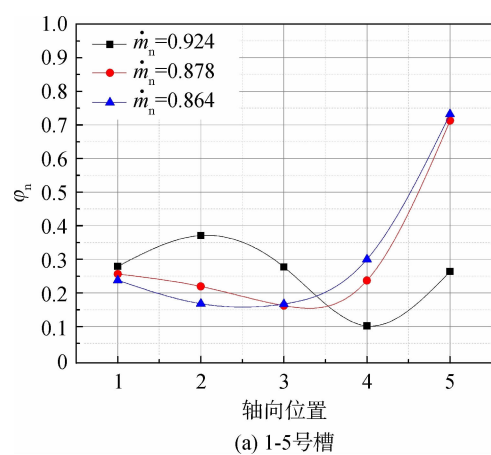


图 19 带 1-5 号周向槽处理机匣相同处理机匣 Rotor 67 在 0°预旋和 +2°预旋下的 φ_n 值对比

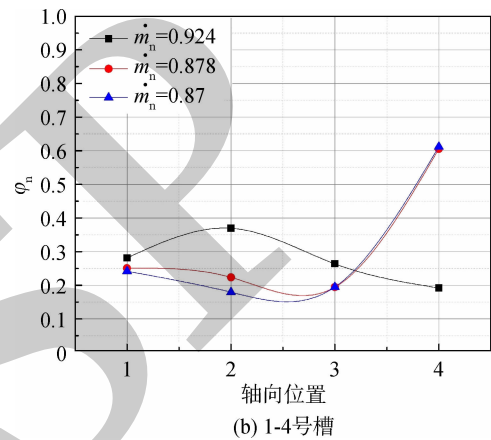
Fig. 19 Comparison of φ_n of Rotor 67 with same casing treatment with 0° and +2° of pre-swirl angle

考察-2°预旋条件下 φ_n 值的变化。图 20 给出了 3 种处理机匣由实壁机匣转子近失速流量点到处理机匣转子近失速点的 φ_n 值变化。与图 14 和图 18 比较可以看出,在-2°预旋条件下,在流量逐渐减小的过程中,1 号槽对泄漏涡的控制效果的提升并不特别明显,说明此时起主要作用的不是 1 号槽。分析其原因认为,在-2°预旋时,叶片整体工作状况恶化,气流的周向运动趋势更为明显,叶片通道的通流能力下降。转子的负荷前移并达到失速时,1 号槽扩稳效果还相对较差,转子的压比已经达到 1.734,逆压梯度高,叶尖堵塞也更为严重,转子已经临近失速。

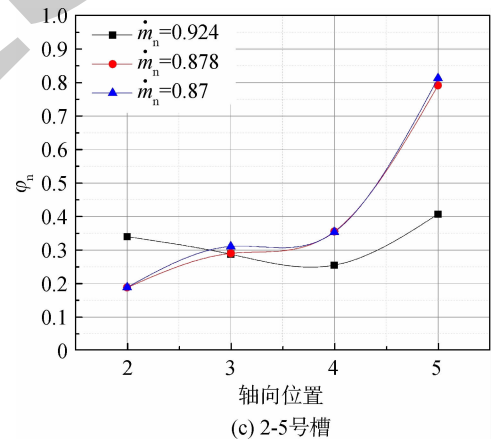
以 1-5 槽的处理机匣为例,与 0°预旋情况下比较具体数值可以得到,在同流量点,前缘的 1、2 号槽的 φ_n 值减小,但是在处理机匣转子近失速点



(a) 1-5号槽



(b) 1-4号槽



(c) 2-5号槽

图 20 -2°预旋下 3 种处理槽机匣相同处理机匣 Rotor 67 不同流量点的 φ_n 值变化

Fig. 20 Comparison of φ_n of Rotor 67 with same casing treatment with 0° and -2° of pre-swirl angle

处,1 号槽的 φ_n 值(0.238)相较于实壁机匣近失速点处无明显变化,而 0°预旋近失速点处 1 号槽 φ_n 值达到了 0.165。这是由于相较于 0°预旋条件下的转子,负预旋会使叶片攻角增大,导致泄漏涡在周向上扩展更明显,增大了转子叶尖低速区的周向尺度,同时会导致叶片尾缘分离增大,更易失速。

表 8 给出了 0.858 比流量点,各预旋条件下(1-5 槽结构)叶尖低速区大小的比较。其中,低速区指相对马赫数小于 0.5 的区域,面积占比指 0.9 展向以上低速区面积 S_{low} 与叶片通道面积 S_{90} 之比,周向占比指低速区域周向尺寸(弧度) τ_{low} 与叶片通道周向尺寸 τ_{90} 之比。可以看到,在同流量点 -2° 预旋条件下,叶尖流道的堵塞情况相较于 $+2^\circ$ 与 0° 预旋下都更加恶劣,尤其是在周向尺度上。

表 8 0.858 比流量点,Rotor 67 在各预旋条件下叶尖低速区比较

Table 8 Comparison of low velocity region at 0.858 normalized mass flow of Rotor 67 with different pre-swirl angle

预旋角/($^\circ$)	低速区面积占比 $R_a = S_{low}/S_{90}$	低速区周向占比 $R_r = \tau_{low}/\tau_{90}$
+2	0.146 883	0.457 283
0	0.160 291	0.467 787
-2	0.170 31	0.513 305

综上,正预旋使得叶片负荷后移,在远离近失速点时,靠后的周向槽的扩稳效果相较于 0° 预旋条件下均有提升,1 号槽在流量更小、负荷更高时达到饱和,转子裕度提高。负预旋使得叶片负荷前移,靠前的周向槽扩稳效果增强,但若在首槽尚未开始有明显抽吸喷射时,转子已经失速,则首槽的实际扩稳效果会明显减弱。

3 结 论

1) 对于典型的跨声转子 Rotor 67,其失速主要原因是叶尖泄漏涡运动到相邻叶片压力面产生了低速区,堵塞转子流道。考虑其扩稳问题时,泄漏涡的控制或低速区的消除是 1 个关键因素。

2) 对同一个转子,随着流量的减小,叶片负荷前移,起主要扩稳作用的处理槽位置也发生改变。流量越小,轴向位置靠前的处理槽扩稳效果越好。

3) 预旋进气条件的变化对周向槽处理机匣的扩稳效果有明显的影响,会改变实壁机匣近失速点起主要作用的处理槽和处理机匣近失速点起主要作用的处理槽,进而导致不同预旋下最优(较优)的结构不同。在考虑压气机扩稳时,将非设计工况与叶片的进口预旋联系起来,结合本文的研究结果,可以为处理机匣的设计提供帮助。

4) 本文提出 1 个新的无量纲参数 φ_n 来衡量每个槽对泄漏涡的抑制作用,同时也是衡量其扩稳效果。一般选取在实壁机匣近失速点处起主要作用的处理槽为末尾槽(如本文中 0° 预旋下的 4 号槽以及 $+2^\circ$ 预旋下的 5 号槽),选取在处理机匣近失速点起主要作用的处理槽为首槽(如本文中 0° 预旋下的 1 号槽以及 -2° 预旋下的 2 号槽)时,可以用较少的处理槽达到较优的扩稳效果。在设计过程中,可以在确定单个周向槽的设计参数后,先选取较大的轴向范围进行扩稳,再分析数值模拟数据并结合转子实际工作的预旋进气条件,选取合适的周向槽个数及首末槽位置。

参考文献:

[1] WENNERSTROM A J. Highly loaded axial flow compressors: history and current developments[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(4): 567-578.

[2] 彭泽琰. 航空燃气轮机原理[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008: 107-118.

[3] EMMONS H W, PEARSON C E, GRANT H P. Compressor surge and stall propagation[J]. Transaction of the ASME, 1955, 77(4): 455-469.

[4] MOORE F K, GREITZER E M. A theory of post-stall in axial flow compressors[R]. Air Force Aero Propulsion Laboratory, AFAPL-TP-79-2083, 1979.

[5] INOUE M, KUROUMARU M, TANINO T, et al. Comparative studies on short and long length-scale stall cell propagating in axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 24-30.

[6] 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: 393-401.

[7] DAY I J. Stall, surge, and 75 years of research[J]. Journal of Turbomachinery, 2016, 138: 011001. 1-011001. 16.

[8] SMITH G, CUMPSTY N. Flow phenomena in compressor casing treatment[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(3): 532-541.

[9] WATERMAN M. Axial flow compressor surge margin improvement; US005137419A[P]. 1992-08-11.

[10] SEITZ P. Casing treatment for axial flow compressors [D]. Cambridge, US: University of Cambridge, 1999.

[11] HOUGHTON T, DAY I J. Stability enhancement by casing grooves: the importance of stall inception mechanism and solidity[R]. ASME Paper GT2010-22284, 2010.

[12] GREITZER E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part I: theoretical compression system model[J]. Journal of Engineering for Power, 1976(98): 190-217.

[13] WILKE I, KAU H P. A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in a hpc front stage[R]. ASME Paper GT2002-30642, 2002.

[14] HATHAWAY M D. Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance[R]. ASME Paper GT2002-30368,2002.

[15] RABE D C,HAH C. Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor[R]. ASME Paper GT-2002-30641,2002.

[16] SHABBIR A,ADAMCZYK J J. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors[R]. ASME Paper GT2004-53903, 2004.

[17] 楚武利,张皓光,吴艳辉,等. 槽式机匣槽宽变化对扩稳效果影响的试验与数值研究[J]. 航空学报, 2015, 29 (4): 866-872.

CHU Wuli,ZHANG Haoguang,WU Yanhui,et al. Impact of Grooved Width of Grooved Casing on Stall Margin Improvement[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2015, 29(4): 866-872. (in Chinese)

[18] 邓敬亮,楚武利,张皓光. 轴流转子梯形周向槽处理机匣的扩稳分析[J]. 航空动力学报,2008,30 (7):1721-1730.

DENG Jingliang,CHU Wuli,ZHANG Haoguang. Stabilizing analysis of trapezoidal circumferential grooves on an axial rotor[J]. Journal of Aerospace Power,2008,30 (7): 1721-1730. (in Chinese)

[19] 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)

[20] LIEBECK R H. Design of the blended-wing-body subsonic transport[J]. AIAA Journal of Aircraft,2004,41(1):10-25.

[21] ZHANG Haoguang,TAN Feng,AN Kang,et al. Numerical investigation of stall mechanism of an axial compressor at three different rotating speeds[R]. ASME Paper GT2017-63777,2017.

(编辑:李岩梅、张 雪)