

轴流转子梯形周向槽处理机匣的扩稳分析

邓敬亮¹, 楚武利^{1,2}, 张皓光¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为研究不同子午截面形状周向槽的扩稳效果, 针对跨声速转子 Rotor 67 设计了两种梯形周向槽和一种常规等宽周向槽. 通过数值模拟, 设计转速下带周向槽转子的综合稳定裕度从原始的 5.895% 均提高到 20% 以上, 其中正梯形槽的扩稳效果最好. 周向槽改善了叶片的载荷分布, 总体提高了叶片的加功量. 对比各种周向槽内部流动状态表明: 上游 3 个槽的贡献率占主要地位, 正梯形槽相对扩稳贡献最大.

关 键 词: 扩稳; 处理机匣; 梯形周向槽; 轴流转子; 数值模拟

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Stabilizing analysis of trapezoidal circumferential grooves on an axial rotor

DENG Jing-liang¹, CHU Wu-li^{1,2}, ZHANG Hao-guang¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: In order to investigate the stabilizing effect of circumferential grooves in different meridional shapes, two trapezoidal grooves structures and an equal-width grooves structure were designed for the transonic rotor—Rotor 67. The numerical simulations showed that the composite stability margin of circumferential grooves in design speed was increased from 5.9% to more than 20%, and the normal trapezoidal grooves had best effect in the mall flow margin. The blade load distribution was improved, and the average work of the blade was increased too. Comparison of these various grooves shows that the upstream three grooves dominate the biggest contribution, and the normal trapezoidal one's relative contribution to stabilizing effect is the best.

Key words: stabilizing; casing treatment; trapezoidal circumferential grooves; axial rotor; numerical simulation

为提高压气机或风扇的压比和效率, 又使其有一定的稳定工作范围, 处理机匣技术作为被动控制手段之一, 一直受到国内外学者的研究. 周向槽作为一种有效的处理机匣形式已被许多实验和数值研究所验证, 它可以在不降低原有压气机或风扇效率的前提下获得一定的稳定裕度改进量,

并且它具有结构简单、加工方便等优点, 故而被许多研究者所重视.

处理机匣技术的发展已有半个多世纪, 并在许多工程上得到应用, 卢新根等^[1]对处理机匣技术的进展和类别作了详细的概述. 现在处理机匣的热门技术概括起来主要包括 3 个方向, 即轴向

缝、周向槽、自适应. 针对轴向缝, YU Qing 等^[2]设计了3种轴向缝机匣, 并在跨声速转子上进行了实验研究, 指出低转速时弧状缝扩稳效果最好, 高转速下正倾斜缝最佳; Brignole 等^[3]设计的4种轴向缝, 数值和实验研究表明不仅获得了扩稳效果, 压比和效率也有不同程度的提高; Hembera 等^[4]设计了半圆形的轴向缝, 数值研究表明扩稳效果很好, 设计转速下峰值效率增大, 而在低转速时效率有所下降; 陈美宁等^[5]分析了斜缝处理机匣在畸变进气和均匀进气时对跨声速压气机的扩稳作用; 文献^[6]则对轴流压气机轴向倾斜缝处理机匣的轴向位置进行了实验和数值研究. 在自适应处理机匣方面, 张皓光等^[7-8]进行了许多详细研究; Yang^[9]则利用混合网格对自适应处理机匣做计算分析, 获得很好的扩稳效果. 对于周向槽, 各学者也都进行了各方面的分析研究, Wilke 等^[10]主要研究了处理机匣对叶顶流动的影响, 指出周向槽和轴向缝均是削弱或抑制了间隙泄漏涡的产生, 推迟了涡的破碎, 从而起到扩稳效果; 楚武利等^[11]对周向槽宽度进行了实验和数值研究, 认为在扩稳效果上存在一个最佳的槽宽范围; 卢家玲等^[12]认为周向槽的开槽位置是一个不可忽略的要素, 合理的槽位可以减小处理面积而获得扩稳效果; 祝剑虹等^[13-14]对一跨声速压气机的不同工况和不同槽位进行了研究, 认为转速越高扩稳效果越好, 对于设计点处理机匣以覆盖叶尖中部为宜; Shabbir 等^[15]则对周向槽的扩稳机理进行了分析. 对于周向槽槽深的研究也十分热门, Rabe 等^[16]对槽深进行实验和数值研究, 认为跨声速转子上浅槽的扩稳效果不一定亚于深槽, 而槽的位置至关重要; Müller 等^[17]针对不同的浅槽和深槽, 在不同工况下进行了扩稳分析; 李相君等^[18]则对周向浅槽进行了机理研究, 指出浅槽不同槽位的扩稳机理不同, 并且扩稳效果存在某些线性关系. 而 Choi 等^[19]利用神经网络优化对周向槽深和槽宽进行综合优化, 获得最大的扩稳效果.

虽然周向槽的扩稳机理现在还没有统一理论, 但它的扩稳效果早已得到认可. 本文从一个新的角度——变宽度槽或梯形槽出发, 针对周向槽的子午截面形状进行研究, 在槽深和处理机匣覆盖面积不变的前提下, 力求找到效率或扩稳范围的收益. 计算载体为一跨声速转子 Rotor 67, 通过数值模拟, 主要分析了变宽度周向槽的扩稳效果和槽内流动的特点.

1 研究对象与数值方法

1.1 计算对象

本文的研究对象为 NASA 的一个跨声速转子 Rotor 67. Rotor 67 是两级轴流风扇中的第 1 级转子, NASA 对其进行了详细的测量, 并将测量结果公开发表, 图 1 为该转子测量示意图, 其中 station 1 和 station 2 为测量截面.

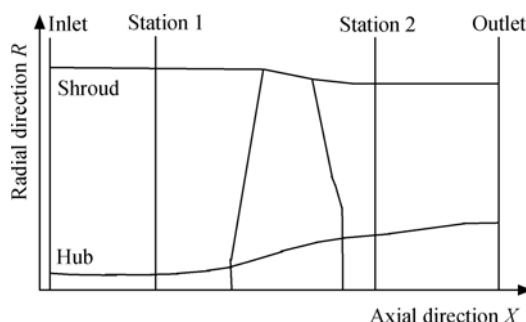


图1 Rotor 67 几何示意图

Fig. 1 Geometry of the Rotor 67

转子 Rotor 67 设计转速为 16 043 r/min, 设计压比为 1.63, 叶尖相对马赫数为 1.38, 表 1 为该转子的主要设计参数和几何参数. 本文是在该转子设计转速下对其进行探讨分析.

表1 Rotor 67 的各种参数

Table 1 Parameters of Rotor 67

参数	数值
叶片数	22
设计转速/(r/min)	16 043
设计流量/(kg/s)	33.25
设计压比	1.63
叶尖间隙/cm	0.1016

1.2 模型设计

针对 Rotor 67 转子, 本文共设计了一种常规周向槽和两种子午截面为梯形的周向槽, 分别记为 g0, g1, g2, 每种结构叶顶处理面积相同, 且槽的数目都是 5 个, 从进口方向起各槽依次记为 1#, 2#, 3#, 4#, 5#. 所有的槽均为等高的周向槽, 并保证槽底宽为 5 mm、齿宽为 4 mm 和槽深为 15 mm 不变, 研究槽的截面形状对转子的气动性能影响. 正梯形槽 g1 上底边为 2 mm, 倒梯形槽 g2 上底边为 8 mm. 3 种周向槽结构在转子的轴向

位置保持一致.各种槽的相对位置和具体结构参数如图2所示,其中SW为实壁机匣.

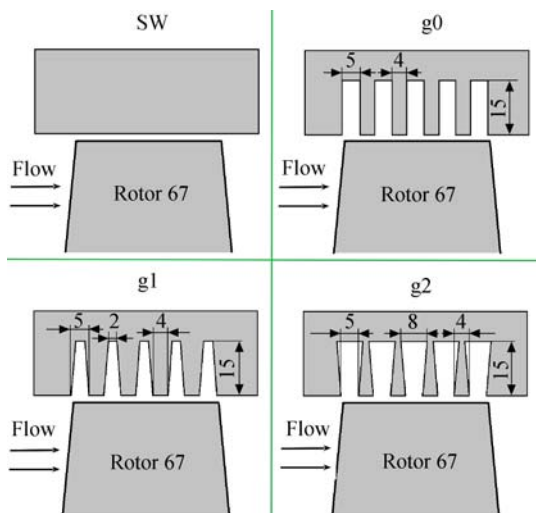


图2 各种结构的周向槽(单位:mm)

Fig. 2 Different grooves (unit:mm)

1.3 数值计算方法

数值计算所用的网格由 NUMECA 软件的 IGG/Autogrid 划分,转子主通道采用 HOH 型拓扑网格,叶顶间隙采用“蝶形”网格,周向槽采用 H 型网格,所有固体壁面处均进行网格加密.在带有周向槽的情况下,槽与通道网格采用非匹配连接.主通道内网格数约为 95 万,周向槽网格数约为 40 万,总网格数目 135 万左右,对于作比较的同类几何结构都采用同一套网格拓扑,避免了由于网格设置不同所造成的误差.三维网格视图如图3所示.数值计算采用 Jameson 的有限体积格式,并结合 Spalart-Allmaras(S-A)湍流模型对三维雷诺时均 Navier-Stokes 方程进行求解.采用显式 4 阶 Runge-Kutta 法时间推进以获得定常解,并采用了多重网格法、局部时间步长和残差光顺等加速收敛技术.

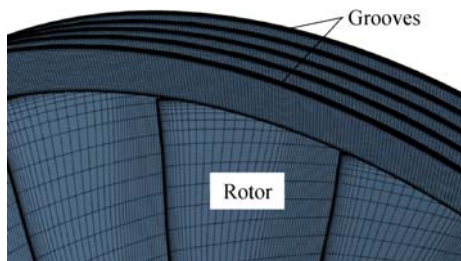


图3 周向槽三维网格示意图

Fig. 3 View of 3-D mesh with circumferential grooves

2 实壁机匣计算验证

在数值计算过程中,所有的工况都是在有间隙和设计转速下进行的.边界条件进口给定总温为 288.15 K,总压为 101325 Pa,出口给定平均静压,通过不断调整出口静压获得不同流量工况性能,从而得到转子的特性曲线.

数值计算得出的堵塞流量为 34.544 kg/s,与实验测量值 34.96 kg/s 相差 1.19%.图4给出了模拟得到的总压比、绝热效率 η 与实验测量结果的对比.从图4中可以看出,计算结果总体趋势与实验吻合很好,只是在数值大小上都略低于实验测量值,尤其是总压比.在设计点附近,效率与实验值几乎相同,总压比低于实验值.

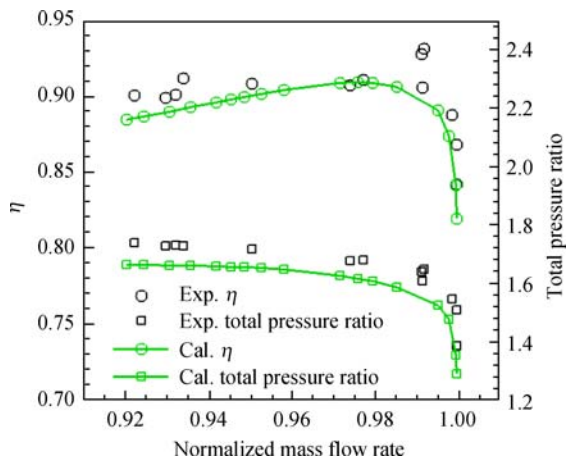
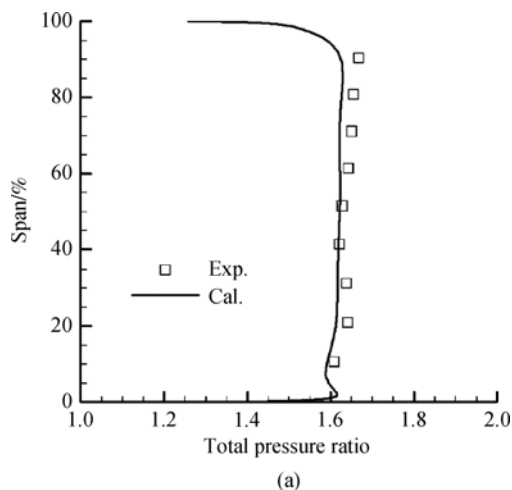


图4 Rotor 67 数值与实验性能参数对比

Fig. 4 Simulation and experiment performance line of Rotor 67

图5给出了设计工况下总压比、总温比沿叶高分布与实验测量结果的对比,从中可知总压比



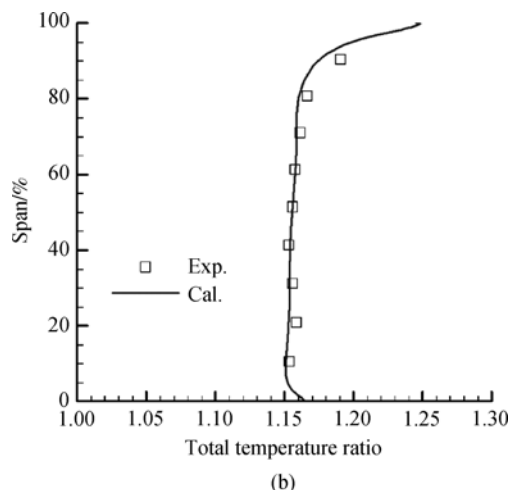


图5 设计点处总压比和总温比的径向分布

Fig. 5 Radial distribution of total pressure ratio and total temperature ratio on design point

在叶根和叶顶处略低于实验值,但总体趋势吻合较好.总温比分布吻合很好.

3 梯形周向槽机匣结果分析

数值计算都是在设计转速为 16 043 r/min 下进行的,而所有总体性能的计算与上节中实壁机匣一样,都是在实验的测量截面 station 1 和 station 2 处(如图 1 所示)进行的.在比较各种处理机匣与实壁机匣下转子总性能时,采用了综合稳定裕度 M_s 和量纲一流量扩稳量 Δm ,其定义式如式(1)和式(2)所示.

定义转子综合稳定裕度 M_s ,以及量纲一流量扩稳量 Δm 如下:

$$M_s = \left[\frac{\pi_{ns}/m_{ns}}{\pi_d/m_d} \right] \times 100\% \quad (1)$$

$$\Delta m = \frac{m_{sw,ns} - m_{g,ns}}{m_{sw,ns}} \quad (2)$$

式中 ns, d 分别代表近失速工况点和设计工况点,设计点流量均为 33.25 kg/s; sw, g 分别代表实壁机匣和梯形周向槽处理机匣下的转子.

3.1 总体性能对比分析

图 6 给出了 3 种周向槽和实壁机匣下转子数值计算得到的总性能曲线,图中 SW 代表实壁机匣及其转子的数值计算值, g_0, g_1, g_2 分别代表 3 种带周向槽转子的数值计算值.通过图 6 可以看出,不论哪种结构的处理机匣,都有效地扩大了转子的稳定工作范围,正梯形槽 g_1 结构的扩稳效果最好,且在设计点附近效率比常规槽 g_0 有所提高.带周向槽后,小流量下转子效率和压比都比原始转子提高了,但在大流量下,转子性能却有所降低,且各种处理机匣都普遍略微降低了转子的堵塞点流量.

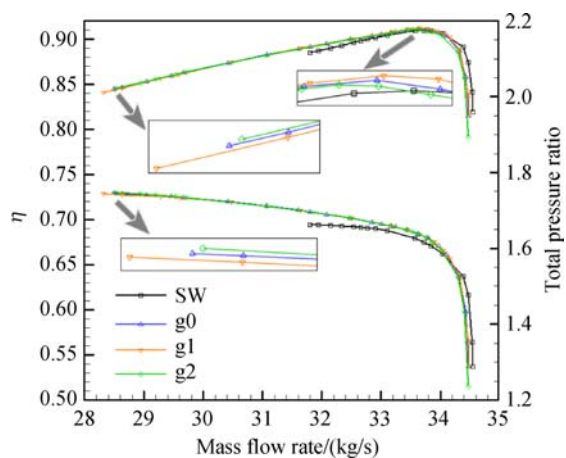


图6 带不同周向槽处理机匣的转子性能对比

Fig. 6 Rotor performance of different casing treatments with circumferential grooves

将不同机匣结构下转子的设计点和近失速点性能,以及处理机匣扩稳效果总结成表 2.从表中可看出,带周向槽后,综合稳定裕度 M_s 由原始的 5.895% 都提高到 20% 以上, g_1 结构在转子综合稳定裕度和量纲一流量扩稳量上都占绝对优势, g_2 结构在 M_s 上略优于常规槽结构 g_0 ,但 Δm 却小于 g_0 .在设计点上,各种周向槽均使转子压比有不同程度的提高,而效率变化不大.

表2 不同机匣结构下的转子性能

Table 2 Rotor performance of the different casing treatments

机匣结构	η_d	π_d	η_{ns}	π_{ns}	$m_{ns}/(\text{kg/s})$	$M_s/\%$	Δm
SW	0.9060	1.6421	0.8845	1.6630	31.797	5.895	0
g_0	0.9078	1.6565	0.8443	1.7451	28.490	22.950	0.1040
g_1	0.9081	1.6572	0.8407	1.7435	28.312	23.561	0.1096
g_2	0.9073	1.6562	0.8453	1.7473	28.521	22.997	0.1030

3.2 主通道流动分析

转子间隙的存在以及叶顶压力面和吸力面静压差的驱动,使得叶顶间隙泄漏流成为必然,而间隙泄漏流对叶顶载荷的分布有很大影响. 转子带周向槽处理机匣后,叶顶间隙流动发生变化,叶尖载荷将重新分布,对叶尖以下部分的载荷也产生重要影响.

图7给出在实壁机匣近失速点工况下,不同处理机匣的转子叶片99%和50%叶高处的静压分布. 原始的Rotor 67叶顶间隙比较大,间隙泄漏流比较严重,使得总压比较小,而带周向槽后,槽内流动与主流的交互有效地抑制了泄漏流,使得转子总压比得到提高. 从图中可看出,带周向槽后,叶表静压总体增加了,且载荷分布变化很大,

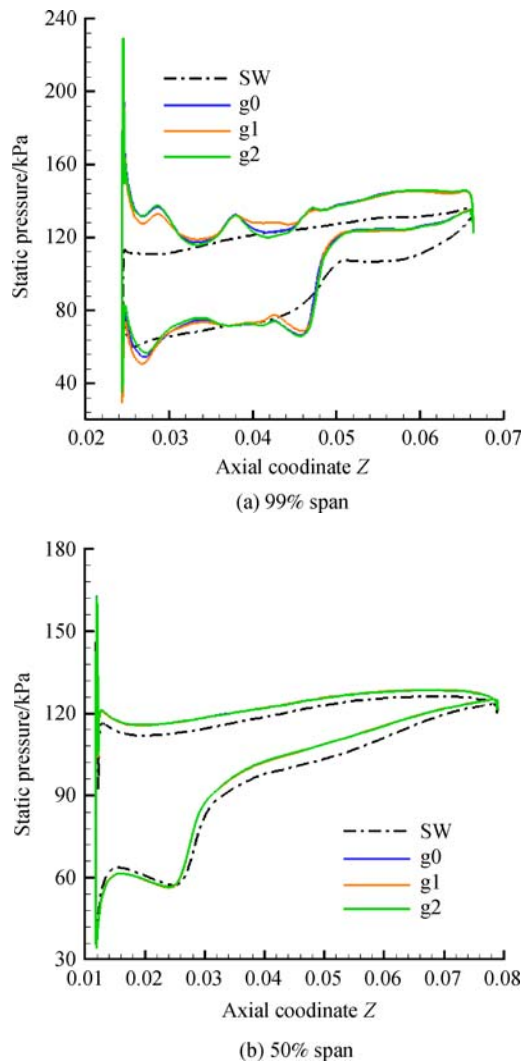


图7 转子叶片在实壁机匣近失速工况点下的静压分布

Fig. 7 Static pressure distribution on blade at near stall point of SW

尤其是叶顶处. 沿叶片轴向弦长方向,叶片前部的局部载荷有所增加,尾部载荷相对降低. 在叶顶处,静压沿轴向呈类似波浪状,这是由于周向槽沿轴向是离散分布的,槽内流体与主流存在质量和动量的交换,使得叶顶和间隙区域在有槽和无槽处的压力分布不同,这有利于削弱间隙泄漏涡和叶尖泄漏涡所导致的堵塞,将能延缓转子进入失速状态. 在叶顶处静压载荷的分布由于周向槽结构不同而有所差异,且常规槽g0处在g1和g2之间,而到叶片中下部这种差异就逐渐弱化甚至消失,说明槽截面形状的不同主要是对叶顶流动产生影响.

图8为在实壁机匣近失速点工况下,叶顶区域相对速度分布以及叶顶前缘流线发展情况. 从图8(a)可以看出,原始转子在叶顶通道靠近叶片

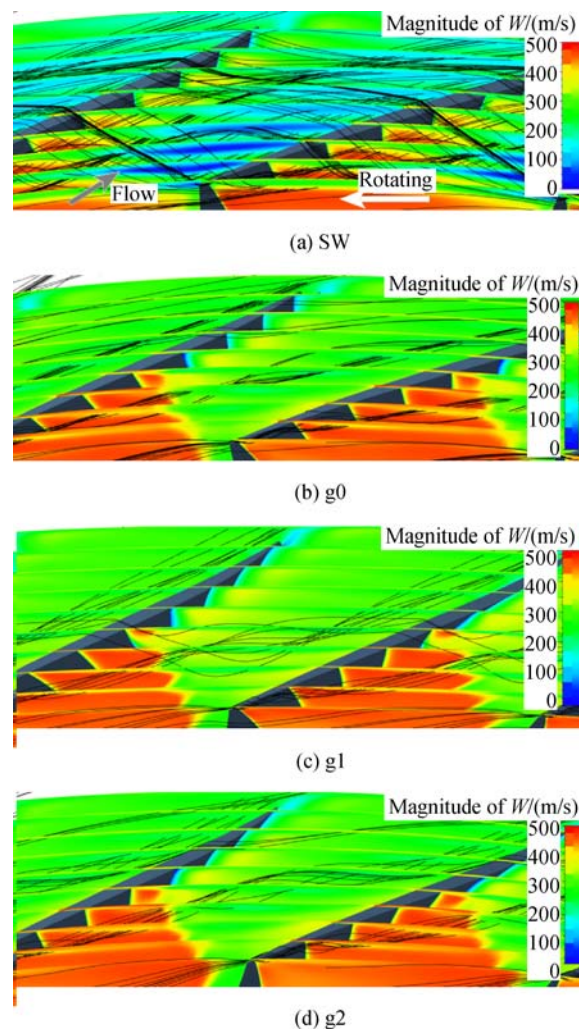


图8 在实壁机匣近失速点工况下,各转子叶顶区域相对速度和流线分布

Fig. 8 Relative velocity and flow lines distributions of tip region at near stall point of SW

前部压力面处存在大量低速区,对叶顶造成堵塞,使得叶顶流通不畅,轴向速度减小,叶顶泄漏涡在此低速区处破碎,形成回流趋势,并大部分从下一个叶顶绕过,甚至从第3个叶片前缘溢流而过,造成叶顶区域流动出现倒流,最终导致进入失速状态.带周向槽后,通道内低速区都消失,激波被吸入到通道内部.叶顶泄漏流绝大部分可以在本通道流出,只有少量会跨过第2个叶顶从相邻通道向下游流出,叶顶前缘泄漏流与来流和上一通道泄漏流相互混合形成了泄漏涡,其向下游发展轨迹靠近下一个叶片的尾缘压力面,且轨迹都大致呈直线状.

图9分别给出了在实壁机匣近失速点工况以及设计点工况下,转子出口绝对周向速度 V_t 和出口绝对轴向速度 V_z 沿叶高的分布.从图中可以看出带周向槽后, V_t 和 V_z 的分布都有很大改变,尤

其是在流量为 $m_{sw,ns}$ 工况下更为明显,故下面就以此工况做详细分析. V_t 在 90% 叶高以下都有所增加,在 90% 叶高以上的却相对减小,故相对原始转子 V_t 的分布更加均匀了.由于此转子是轴向进气,所以出口的 V_t 就表征着气流经转子作用后的偏转强度, V_t 越大表明偏转强度越大,加功量越多,所以从图中结果看可知,带周向槽后,叶尖部分加功量相对减少,叶片其余部分的加功量相对增大,且加功量在叶片上的总体分布更加均匀,尤其是 g1 结构.而从表3的转子出口平均 V_t 可知, V_t 平均增大了约 4 m/s (比设计点的增量 2 倍),说明叶片总体的加功量增加了,这也解释了图6中为什么带周向槽转子的总压增加了. V_z 在约 85% 叶高以上相对增大,在 85% 以下相对减小.在相同流量工况下 V_z 表征着流通能力,尤其是叶尖部分.从图中结果可看出,周向槽的存在,

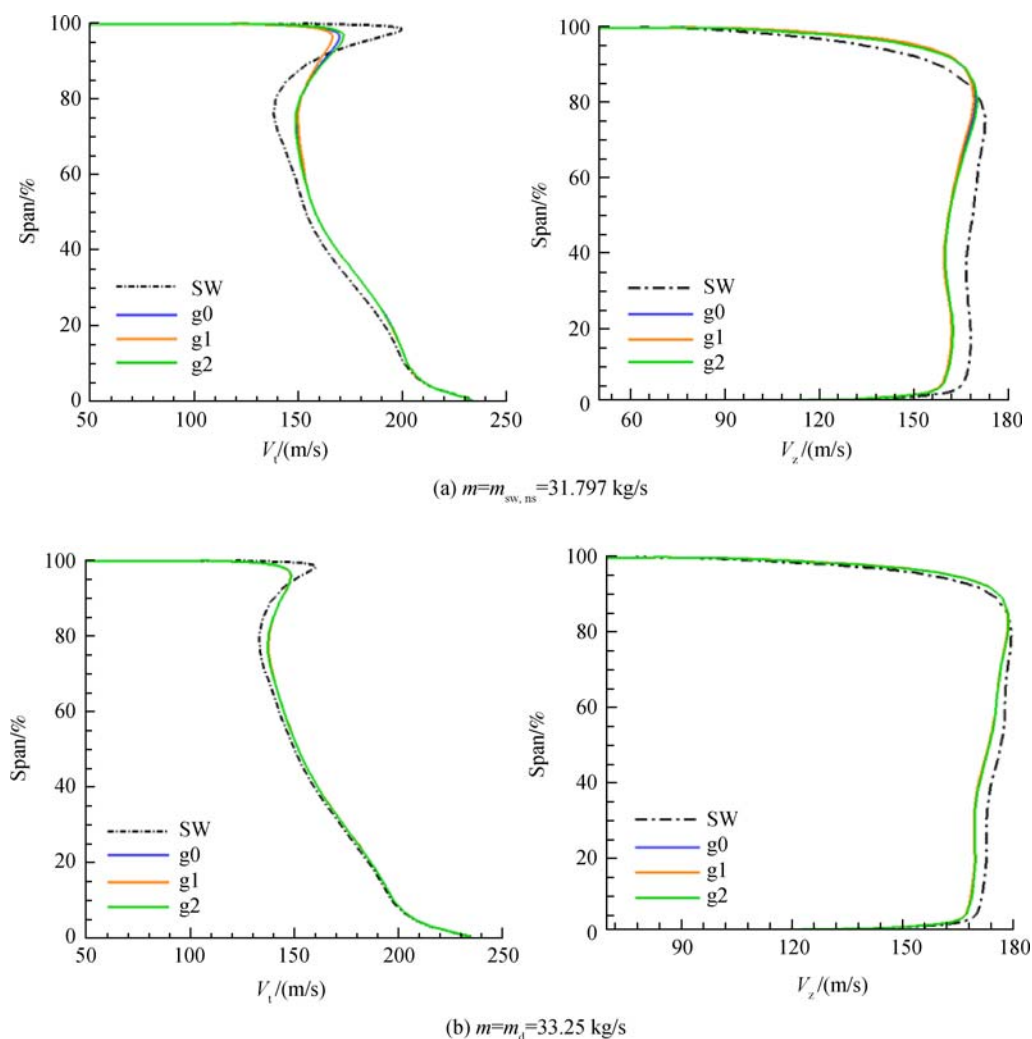


图9 不同工况下出口 V_t 和 V_z 沿叶高分布

Fig. 9 Outlet V_t and V_z along spanwise at different conditions

表 3 设计点和实壁机匣近失速点工况下转子出口平均 V_t
Table 3 The average outlet V_t of the rotors at design point
and near stall point of SW

工况	$V_t/(m/s)$			
	SW	g0	g1	g2
m_d	155.09	156.65	156.71	156.63
$m_{SW,TS}$	162.73	166.85	166.51	166.88

吸除附面层和叶顶泄漏涡,大大增大了上端壁附近的 V_z ,从而缓解了叶顶堵塞,使得叶顶流动更通畅,推迟了旋转失速的发生。

3.3 槽内流动分析

3.1 节和 3.2 节已经将周向槽对转子总体性能的影响以及对主流通道流场的改变作了详细分析,那么周向槽内的流动又是如何? 不同截面形状以及不同轴向位置的槽所产生的效果地位是否相同呢?

图 10 为实壁机匣近失速点工况下,各周向槽与主流交接面处径向速度 V_r 的云图, V_r 是周向槽与主通道交流的最直接量,从图中可以看出交接面处, V_r 有正有负,表明气体既有流入槽的又有流出槽的。从总体上看,各种结构都是上游的 1#, 2#, 3# 槽的 V_r 变化剧烈, 4# 和 5# 槽的值变化较小,这表明前 3 号槽与主流交换作用大,后面两槽作用相对较弱。前 3 号槽中,在叶片压力面处由于压力较高驱使气流进入槽内,而叶片吸力面处压力较低槽内气流又流回主流,因此在叶顶处形成了 V_r 的一正一负的“峰谷”结构,其“峰值”和“谷值”表征了其强度大小。比较 g1 和 g2 知,倒梯形槽的“峰谷”强度更大,或者说“吸喷”强度大,而 g0 处在 g1 和 g2 之间。

为定量分析各结构以及各槽位的流动特点,定义槽与主流间的交互流量、交互动量,槽内的循环流量、循环动量。图 11 为槽的流动示意图,其中 A 截面为槽的形状截面, B 截面为槽与主流的交接面。

周向槽中存在一股循环流动,在槽内沿周向运动,为量化其强度,先将 A 截面参数沿周向平均,进而定义循环流量和循环动量如下:

$$M_A = \iint_A \rho V_t dS \quad (3)$$

$$P_A = \iint_A \rho V_t^2 dS \quad (4)$$

式中 V_t 表示槽中 A 截面上各点的周向速度,将

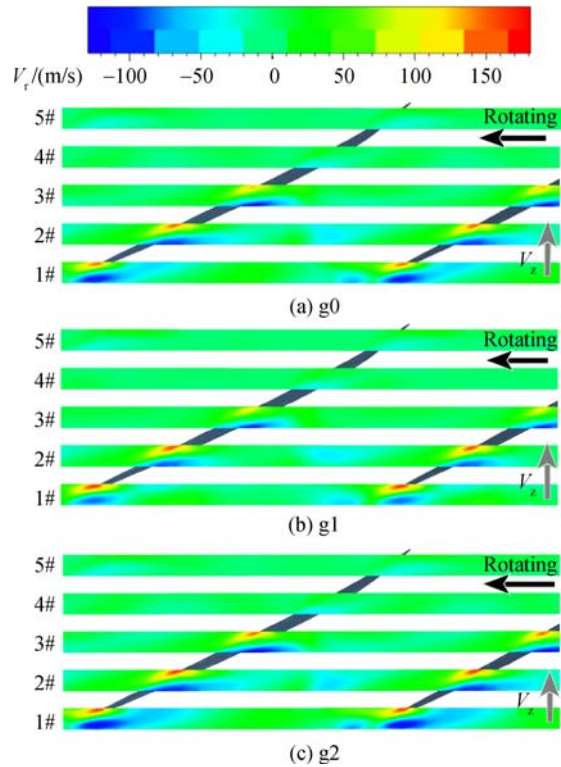


图 10 周向槽与主流交界面处 V_r 分布
Fig. 10 V_r distribution on the interface between
grooves and main flows

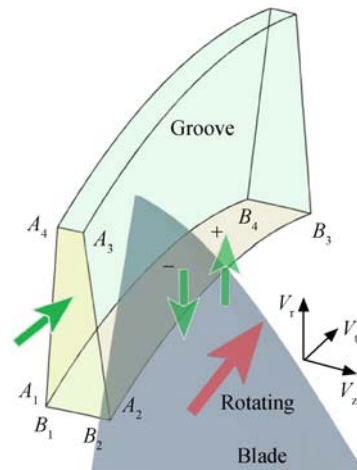


图 11 槽内流动示意图

Fig. 11 Sketch map of the flow in grooves

其与密度做积再在 A 截面上积分即为循环流量 M_A , 将其平方再与密度做积在 A 截面上积分即为循环动量 P_A 。由于各槽周向截面形状面积不同,为比较槽内循环效果,定义槽内折合循环速度 $\bar{V}_t$ 如下式:

$$\bar{V}_t = P_A / M_A \quad (5)$$

周向槽流与主通道流是通过 B 截面进行交

互的,定义交互流量和交互动量如下:

$$M_B = \iint_B \rho V_r^+ dS \quad (6)$$

$$P_B = \iint_B \rho V_r^2 dS \quad (7)$$

式中 V_r 为径向速度,有正有负, V_r^+ 流入槽内的径向速度,为非负,可理解为 $V_r^+ = \max[V_r, 0]$. V_r^+ 与密度做积在 B 截面上积分即为交互流量 M_B , V_r 的平方与密度积分在 B 截面上积分即为交互动量 P_B .

图12给出了两种流量(一种为相同的实壁机匣近失速流量 $m_{sw,ns}$,即图中 $g0-sw, ns$; $g1-sw, ns$; $g2-sw, ns$;另一种为各转子结构自身的近失速流量,即图中 $g0-ns$; $g1-ns$; $g2-ns$)工况下各结构中各槽内的折合循环速度的分布,图中 N 表示从进口方向数起各槽的编号.图中结果表明,前3号槽的折合循环速度较大,后两槽的较小,总体近似成递减趋势.在稳定工况下,2#槽的折合循环速度最大,1#槽次之;在近失速工况下,1#和2#槽的折合循环速度都增大,而3#的反而减小,但此时1#槽的值已经超过2#,并且从各结构来看,近失速流量越小,1#和2#槽的折合循环速度的差值越大.这表明,当流量逐渐减小,向失速工况逼近时,叶顶前缘最先失速,1#位置槽吸除泄漏流的贡献最大,2#和3#的贡献差距是逐渐拉大.

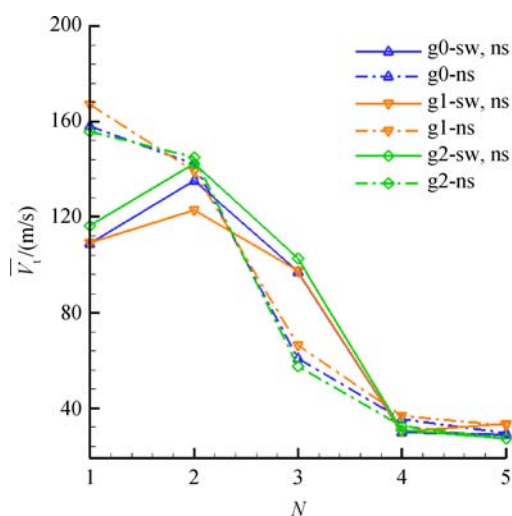
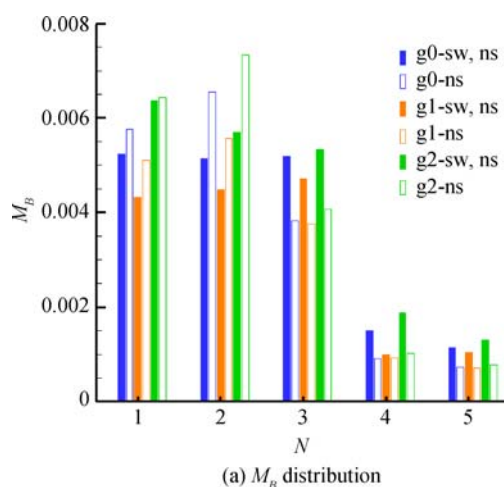


图12 槽内折合循环速度 $\bar{V}_t$ 分布

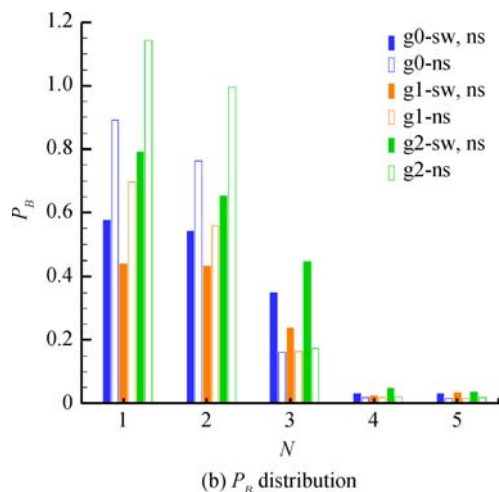
Fig. 12 $\bar{V}_t$ distribution in grooves

图13给出了与图12对应工况下,槽与主流交接面处的交互流量和交互动量.从图中可以看出,与主流的交互作用仍然主要体现在1#,2#,

3#槽上,4#和5#槽作用相对较弱,尤其是在交互动量上.稳定工况下,相同编号槽处 $g1$ 的 M_B , P_B 均是最小的, $g2$ 的 M_B , P_B 均是最大的,这是因为 $g2$ 的倒梯形槽的截面面积较大,因此说明槽截面面积大的对交互量有正作用,进而说明槽的循环量影响着交互量.由稳定工况到近失速工况变化时,1#和2#槽的 M_B , P_B 均增加了,3#槽的 M_B , P_B 均减小了,这与图12的折合循环速度变化是一致的.



(a) M_B distribution



(b) P_B distribution

图13 不同槽的 M_B 和 P_B 分布

Fig. 13 M_B and P_B at different grooves

为更好地说明 $g0$, $g1$, $g2$ 各结构槽的总体效果,将每种结构所有槽的交互流量、交互动量、循环流量、循环动量分别累加,统计结果如表4所示.表4中表明,各累加量大小关系均为 $g2$ 最大, $g0$ 次之, $g1$ 最小,这与各结构槽截面面积总和的大小关系相同,在近失速工况下,总体仍有上述规律的大小关系.将累加的交互流量与累加的循环流量作比值,累加的交互动量与累加的循环动量作

表 4 处理机匣槽内流动参数性能
Table 4 Summary of the casing treatments

工况	机匣结构	$\sum M_A /$ (g/s)	$\sum M_B /$ (g/s)	$\sum M_B /$ $\sum M_A$	$\sum P_A /$ (kg · m/s ²)	$\sum P_B /$ (kg · m/s ²)	$\sum P_B /$ $\sum P_A$
实壁机匣	g ⁰	16.77	18.20	1.09	1.71	1.53	0.89
转子近失速工况	g1	9.85	15.54	1.58	0.91	1.17	1.28
	g2	24.41	20.59	0.84	2.68	1.97	0.74
各转子自身近失速工况	g ⁰	16.88	17.77	1.05	1.92	1.85	0.96
	g1	11.88	16.05	1.35	1.37	1.45	1.06
	g2	23.53	19.65	0.83	2.69	2.35	0.87

比值,此两种比值都表征着循环量的相对贡献,对于周向深槽,槽内的周向流动是其扩稳的主要因素,所以此两种比值也表征着各结构槽的相对扩稳贡献.从表 4 可以看出,两种工况下对于 $\sum M_B / \sum M_A$ 和 $\sum P_B / \sum P_A$, 结构 g1 均是最大的, g0 次之, g2 最小,这与总体性能中的扩稳效果是一致的.

4 结 论

采用数值方法研究梯形截面周向槽对跨声速转子性能的影响.对于大叶顶间隙的 Rotor 67 转子,数值结果表明梯形周向槽不仅增大了转子的工作范围,并使得总体压比也有所增加.通过主通道和各周向槽的流动分析得出如下结论:

1) 在设计转速下, Rotor 67 转子的工作范围,带周向槽时综合稳定裕度由原始的 5.895% 提高到 20% 以上.量纲一流量扩稳量约为 10%,其中正梯形槽结构 g1 扩稳最好.

2) 梯形周向槽抑制了叶顶泄漏流,极大改善了叶顶流动状况,有效地增加了叶顶出口轴向速度,并均匀了叶片沿叶高加功量的分布,且使得总体加功量增加,故使得压比有所提高,但效率并没有明显下降.

3) 各槽与主流交互作用时,不同轴向位置的槽的效果不同,前 3 个槽起着主要贡献,后两槽作用相对较弱,并且越逼近失速工况,前两个槽的贡献率越大.

4) 槽的子午截面形状不同对槽与主流交互作用有重要影响,截面越大,槽与主流交互量就越大,但相对扩稳贡献却有所减小,通过比较发现正梯形槽的相对扩稳贡献最好.

值得说明的是,由于原始转子间隙较大,加上周向槽扩稳效果过于明显,导致槽的子午截面形状对其的扩稳效果的差别不太明显,但通过对槽内流动细节可知,槽的截面形状对槽内流动以及对槽与主流的交互量的影响还是很大的.因此,后期对于其在具体工程应用上的作用,还需进一步的研究.

参考文献:

- [1] 卢新根, 楚武利, 朱俊强, 等. 轴流压气机机匣处理研究进展及评述[J]. 力学进展, 2006, 36(2): 222-232.
LU Xingen, CHU Wuli, ZHU Junqiang, et al. A review of studies on casing treatment of axial-flow compressor[J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(2): 222-232. (in Chinese)
- [2] YU Qing, LI Qiushi, LI Ling. The experimental researches on improving operating stability of a single-stage transonic fan[R]. ASME GT-2002-30640, 2002.
- [3] Brignole G A, Danner F C T, Kau H P. Time resolved simulation and experimental validation of the flow in axial slot casing treatments for transonic axial compressors [R]. ASME Paper 2008-GT-50593, 2008.
- [4] Hembera M, Danner F C T, Brignole G A. Numerical design and optimization of casing treatments for transonic axial compressors[R]. AIAA, 2008-5063, 2008.
- [5] 陈美宁, 朴英, 王大磊. 处理机匣对跨声压气机进气畸变的响应[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 2578-2583.
CHEN Meining, PIAO Ying, WANG Dalei. Effect of inlet distortion on the stability of a transonic compressor with casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(11): 2578-2583. (in Chinese)
- [6] 张皓光, 楚武利, 吴艳辉. 缝式处理机匣轴向位置对压气机特性影响的机理[J]. 航空动力学报, 2011, 26(1): 92-98.
ZHANG Haoguang, CHU Wuli, WU Yanhui. Mechanism of influences of axial positions of axial skewed slot casing treatment on a compressor performance [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(1): 92-98. (in Chinese)

- [7] 张皓光,楚武利,吴艳辉,等. 自适应流通机匣改善压气机性能的机理[J]. 推进技术, 2010, 31(3): 301-308.
ZHANG Haoguang, CHU Wuli, WU Yanhui, et al. Flow mechanisms of improving compressor performance through self recirculation casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(3): 301-308. (in Chinese)
- [8] 张皓光,吴俊,楚武利,等. 带自适应流通处理机匣的轴流压气机全通道数值研究[J]. 推进技术, 2013, 34(7): 918-924.
ZHANG Haoguang, WU Jun, CHU Wuli, et al. Full-annulus numerical investigation of axial flow compressor with self recirculation casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(7): 918-924. (in Chinese)
- [9] Yang H, Nuernberger D, Nicke E, et al. Numerical investigation of casing treatment mechanisms with a conservative mixed-cell approach[R]. ASME Paper GT2003-38483, 2003.
- [10] 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 GT-2002-30642, 2002.
- [11] 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, 2008, 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, 2008, 29(4): 866-872. (in Chinese)
- [12] 卢家玲,楚武利,张皓光. 轴流压气机周向槽扩稳机理的有效利用[J]. 西北工业大学学报, 2007, 25(5): 620-624.
LU Jialing, CHU Wuli, ZHANG Haoguang. Making circumferential grooves in axial-flow compressor more effective[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2007, 25(5): 620-624. (in Chinese)
- [13] 祝剑虹,朴英,周建兴,等. 跨声压气机周向槽处理机匣非设计工况研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(4): 687-692.
ZHU Jianhong, PIAO Ying, ZHOU Jianxing, et al. Investigation of off design performance of a transonic compressor with circumferential grooves[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(4): 687-692. (in Chinese)
- [14] 祝剑虹,朴英,岂兴明,等. 压气机周向槽处理机匣的周向位置研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2008, 29(4): 342-347.
ZHU Jianhong, PIAO Ying, QI Xingming, et al. Deal location of a compressor's circumferential casing treatment[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2008, 29(4): 342-347. (in Chinese)
- [15] Shabbir A, Adamczyk J J. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors[R]. ASME Paper GT-2004-53903, 2004.
- [16] 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.
- [17] Müller M W, Biela C, Schiffer H P. Effect of circumferential on the aerodynamic performance of an axial single-stage transonic compressor[R]. ASME Paper GT2007-27365, 2007.
- [18] 李相君,楚武利,张皓光. 高负荷跨声速轴流压气机周向浅槽处理机匣扩稳机理[J]. 推进技术, 2013, 34(5): 629-637.
LI Xiangjun, CHU Wuli, ZHANG Haoguang. Stabilizing mechanism of shallow circumferential grooves on a high loaded transonic axial-flow compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(5): 629-637. (in Chinese)
- [19] Choi K J, Kim J H, Kim K Y. Design optimization of circumferential casing grooves for a transonic axial compressor to enhance stall margin[R]. ASME Paper GT-2010-22396, 2010.

(编辑:秦理曼)