

基于泄漏流控制的轴流压气机叶顶前缘端削设计

王 维, 楚武利, 张皓光

(西北工业大学 动力与能源学院 陕西 西安 710072)

摘 要: 为控制叶顶泄漏流和提升压气机的稳定裕度, 提出一种对叶顶前缘进行端削处理的方法, 通过从前缘叶顶间隙引入高能流体, 利用该流体来流惯性抑制泄漏流的转向。采用数值方法研究了不同转速下 9 种叶顶前缘端削结构对转子性能的影响, 以稳定裕度为目标对端削结构进行了优化设计。研究表明: 叶顶前缘端削通过从前缘叶顶间隙引入来流降低了泄漏流的反流程度, 使通道堵塞程度减小, 在总压比和等熵效率不变的前提下提升转子的稳定裕度, 高、低转速下分别提升 2%、3%, 存在最佳的端削范围使转子在不同转速下均获得较大稳定裕度提升。

关 键 词: 轴流压气机; 泄漏流; 叶顶前缘端削; 稳定裕度

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

引 言

叶顶泄漏流是压气机中普遍存在的二次流现象, 对压气机的性能和稳定性都有重要影响, 与主流相互作用形成的泄漏流对通道造成很大的堵塞, 是诱发压气机失速的一个重要原因^[1-2]。对泄漏流的控制一直是压气机研究的一个重点, 主要包括对机匣的处理和对转子叶顶的改进。前者主要有处理机匣、叶顶喷气、离子激励器^[3-5]等; 对叶顶改进方面, 文献[6]在叶顶设立凸台, 通过改变叶顶压差及阻断附面层潜流来控制泄漏流, 这种方法给叶片强度带来较大问题, 实际中应用较少; 文献[7]对叶尖片削的研究表明, 叶尖片削虽然提高了结构的安全性以及略微增加了转子的效率, 却降低了压气机的稳定裕度; 文献[8]通过在叶片前缘和叶顶开孔, 引入来流从叶顶射出阻碍泄漏流, 但在叶片表面构造弯曲孔结构工艺较难实现; 随着研究的深入, 许多学者认识到端壁区前缘形状可控制二次流的发展, 对根部进行倒角设计可通过降低马蹄涡的强度来降低

二次流损失^[9], 但在叶顶处倒角却使流动损失变大^[10]。

决定叶顶泄漏流对压气机气动性能影响水平主要有两个方面: 一是泄漏流流量, 二是泄漏流方向, 前者主要受叶顶间隙大小的制约, 后者受到叶顶叶型、间隙形式等影响。对叶顶泄漏流的研究认为, 泄漏流由叶顶吸、压力面压差驱动^[11]。文献[12]在无粘不可压的假设下认为: 泄漏流的平均流向为垂直于弦向。然而叶顶压差沿弦向的变化必然会引起泄漏流流向的改变, 文献[13]通过数值分析认为, 沿弦向各处泄漏流方向并不相同, 并且前 1/5 轴向弦长内泄漏流受来流惯性影响较大。

本研究提出一种对叶顶前缘进行端削处理的方法, 对一亚音速轴流压气机转子叶顶前缘进行端削处理, 在叶顶前缘形成斜坡面与机匣构成局部收缩通道, 通过引入更多的高能来流, 利用来流惯性抑制泄漏流的转向, 降低泄漏流对主流的阻碍作用, 最终达到提高转子稳定裕度的目的。结构方面端削处理工艺简单, 减少叶片重量的同时可降低转子叶顶与机匣的摩擦面提高结构安全性, 第 606 研究所曾对某四级跨音速压气机第 3、4 级静子叶片尾缘采用端削技术改善级间匹配特性^[13]。采用数值方法研究了叶顶前缘端削对转子性能的影响及机理, 并以稳定裕度为目标对其进行优化设计得出最佳端削范围。

1 研究对象及叶顶前缘端削设计

研究对象是西北工业大学单级轴流压气机试验台转子, 转子叶片展弦比 1.94, 轮毂比 0.61, 尖部半径 0.149 m, 叶片数 30, 顶部轴向弦长 $Ca = 18$ mm, 间隙设计值 $\tau = 0.3$ mm, 设计转速 15 200 r/min, 设

收稿日期: 2011-11-03; 修订日期: 2012-05-03

基金项目: 2010 年度高等学校博士学科点(博导类)专项科研基金资助项目(20106102110023); 国家自然科学基金资助项目(51006084)

作者简介: 王 维(1987-), 男, 黑龙江克山人, 西北工业大学博士研究生。

计压比 1.25 绝热效率 0.92。

图 1(a) 给出了叶顶前缘端削子午面示意图。端削是在叶顶前缘沿轴向和展向切削, 切削范围由

两个参数决定: 沿轴向切削长度 C 及沿展向切削长度 S 。本研究给定不同的 C 和 S 值, 计算了 9 种结构的全工况特性, 结构参数由表 1 给出。

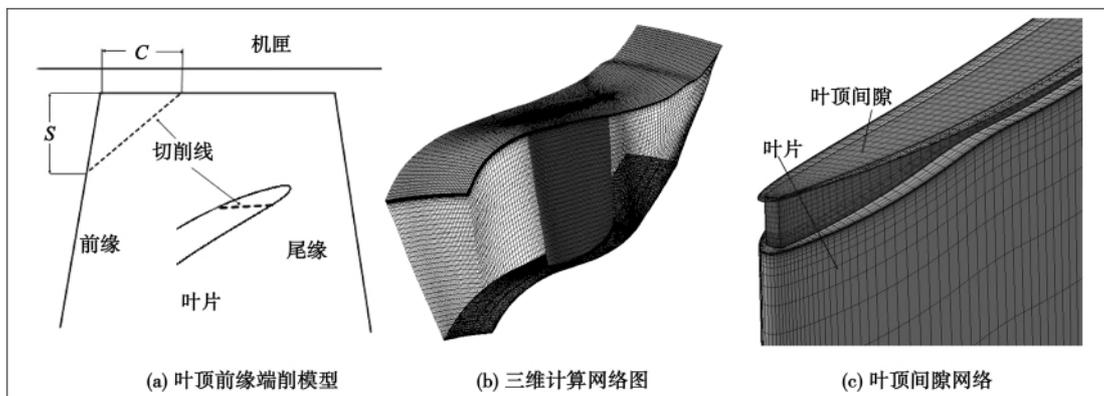


图 1 端削模型及计算网格

Fig. 1 Tip - machined model and calculation mesh

表 1 叶顶前缘端削结构参数

Tab.1 Parameters of the blade-tip machined structure at the leading edge of a blade

模型	C/C_a	S/τ
1	1/18	1
2	1/9	1
3	1/6	1
4	1/18	2
5	1/9	2
6	1/6	2
7	1/18	3
8	1/9	3
9	1/6	3

2 数值模型

数值计算使用 NUMECA FINE/TURBO 模块求解圆柱坐标下的雷诺时均 Navier - Stokes 方程, 控制方程中对流项的离散采用二阶迎风差分格式, 同时加入二阶和四阶人工粘性消除数值震荡; 湍流模型为 Baldwin - Lomax 湍流模型, 该模型对亚音速流动具有很好的适用性; 数值模拟为单通道定常计算, 采用显式四阶 Runge - Kutta 法时间推进以获得定常解。

图 1(b) 为转子通道计算网格三维结构图。为了提高网格的正交性, 叶片通道采用了 OH 型网格,

叶顶间隙区采用蝶形网格结构, 沿周向、径向和轴向的网格点数为 $45 \times 73 \times 177$, 总网格数约为 80 万。图 1(c) 为叶顶前缘附近网格结构, 间隙区径向网格点数 17, 可以较好地捕捉到间隙区内的流动特征。

进口边界条件给定总压和总温, 进气方向为轴向, 出口边界给定平均半径处的静压, 转子通道为周期性边界, 固体边界为绝热无滑移边界。收敛判据为转子的流量和压比基本保持不变, 进出口流量差小于 0.1%, 残差基本恒定。

3 结果分析

数值计算在转速为 $N_{cor} = 8\ 130\ \text{r/min}$ (0.53 倍设计转速) 和 $N_{cor} = 10\ 765\ \text{r/min}$ (0.71 倍设计转速) 下进行, 稳定裕度的计算式:

$$SM = \left(\frac{\pi_c^* G_o^*}{\pi_o^* G_c^*} - 1 \right) \times 100\% \quad (1)$$

式中: π_c, G —近失速点总压比和流量; 下角 c、o—端削结构和转子原型。

3.1 总性能分析

表 2 给出了两种转速下 9 种结构转子稳定裕度的改进量 $\Delta SM\%$, 以及高转速下工作点等熵效率改变量 $\Delta \eta\%$ 和总压比改变量 $\Delta \pi\%$ 。由表可知, 在 C 值相同时, 随着 S 的增加, 稳定裕度先升高后降低; S 值相同时, 稳定裕度随 C 的变化没有固定规律。在一定切削范围内转子压比及效率不变, 切削程度过大则导致转子性能较大幅度的下降。低转速下获得

的 $\Delta SM\%$ 较高转速大 模型 4 在两种转速下获得的 稳定裕度提升均最大。

表 2 端削对转子性能的影响

Tab.2 Influence of the blade-tip machining on the performance of a rotor

	模型								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Delta SM\%$ (8 130 r/min)	2.20	2.27	1.09	3.72	2.31	1.26	-2.17	-2.68	-5.29
$\Delta SM\%$ (10 765 r/min)	1.17	2.09	1.20	2.73	2.01	1.43	-2.90	-3.42	-4.56
$\Delta \eta\%$ (10 765 r/min)	0	0	0	0	0	-0.08	-1.36	-1.32	-1.38
$\Delta \pi\%$ (10 765 r/min)	0	0	0	0	0	0	-1.80	-1.80	-1.80

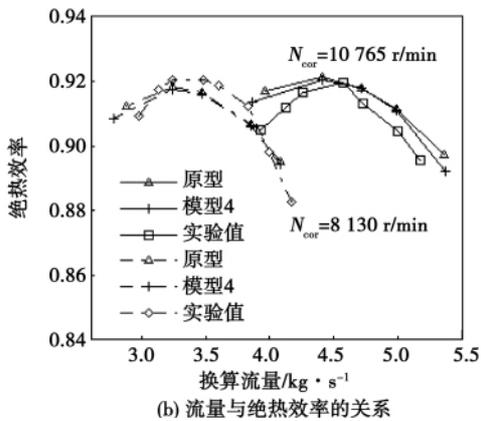
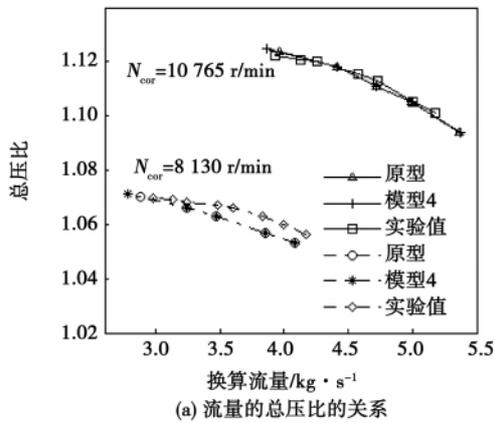


图 2 总性能曲线

Fig. 2 Overall performance curves

图 2 为转子原型和模型 4 在两种转速下的全工况数值特性以及转子原型的试验特性。从图中可以看出,原型的数值特性与实验特性吻合很好,可以以此模型对端削结构进行数值性能优化。由压比特性可以看出,全工况范围内端削没有改变转子的做功能力;由效率特性可知,与转子原型相比,端削结构在低转速下效率几乎没变,在高转速大流量点略有降低,其余工况基本不变。在不同转速下近失速点流量变小,表明端削结构在不同转速均可提高转子

的稳定工作范围。

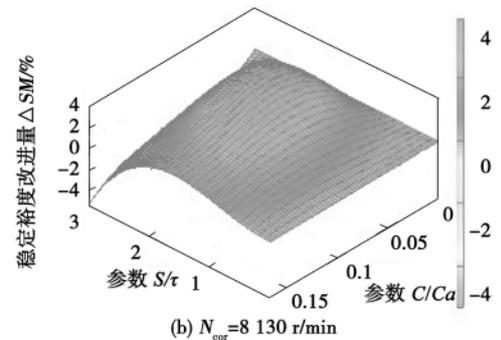
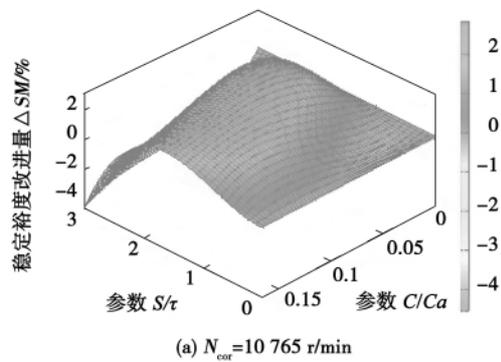


图 3 以 C 和 S 为参数的响应面

Fig. 3 Response surface with C and S serving as parameters

由于失速裕度改进量与 C、S 间没有严格的线性关系,为确定最佳的端削范围,用响应面法 (RSM) 对其进行优化设计。响应面是指输出变量与一组输入变量间的函数关系式,响应面法具有很好的直观性,从图中可以辨别出最优区域。以 C/Ca 、 S/τ 为输入变量,以稳定裕度改进量为输出变量,采用样条差值建立二因素响应面如图 3 所示。从图中可以看出,在两种转速下,响应面均存在峰值区域,即存在使 $\Delta SM\%$ 最大的参数范围。经计算高、低转速下最佳参数分别为 $C/Ca = 0.078$ 、 0.064 , $S/\tau = 1.8$ 、 1.9 , 对应 $\Delta SM\% = 3\%$ 、 4% 。

为便于观察,图4给出了响应面在XY平面上投影的等值线分布。从图中可以清晰看出对应 $\Delta SM\%$ 最大的参数范围,以方向区域近似图中的椭圆区域,高转速下 $C/Ca: 0.05 \sim 0.09, S/\tau: 1.5 \sim 2$;低转速下 $C/Ca: 0.05 \sim 0.07, S/\tau: 1.6 \sim 2$;两者共同最优范围 $C/Ca: 0.05 \sim 0.07, S/\tau: 1.6 \sim 2$ 。为验证响应面预测值与真实值的符合程度,取 $C/Ca = 0.06, S/\tau = 1.8$,采用同前文相同的计算条件进行数值计算,高、低转速下得失速裕度改进量分别为2%、3.8%,响应面预测值分别2.70%、3.77%,误差分别为26%、0.8%。由于近失速点的计算每次将背压提高50 Pa,产生的流量差约为0.04 kg/s,数值预测 $\Delta SM\%$ 的波动范围在0~30%之间,因而响应面预测值可近似为真实结果。同时可知,在一定范围内进行端削,不同转速下转子均可获得较大稳定裕度提升。

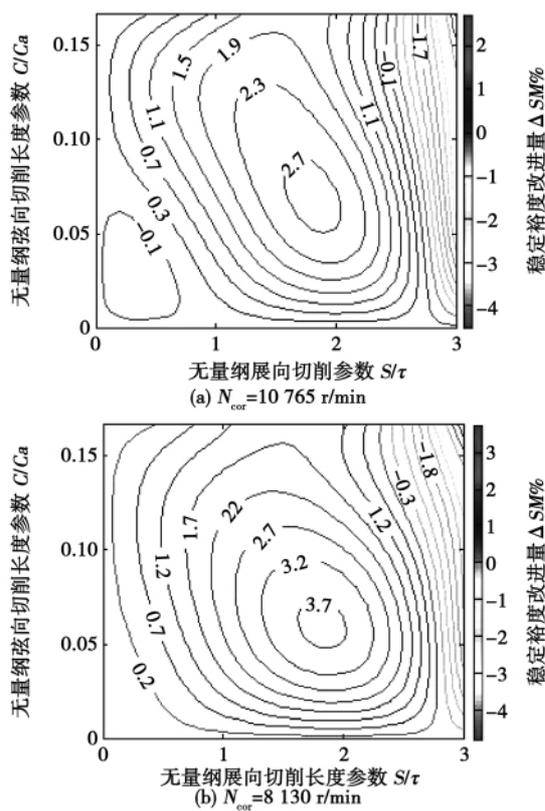
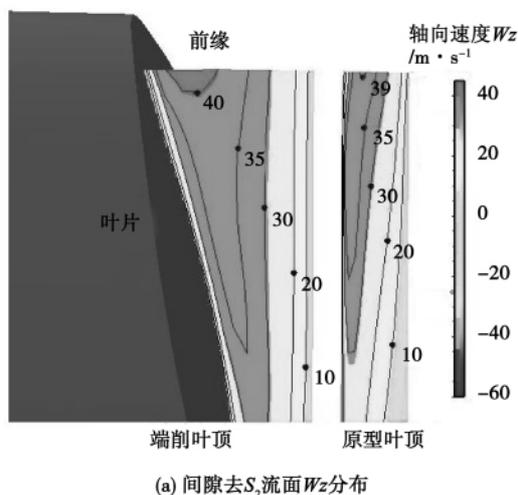


图4 XY平面 $\Delta SM\%$ 等值线分布
Fig.4 $\Delta SM\%$ isoline distribution on the XY plane

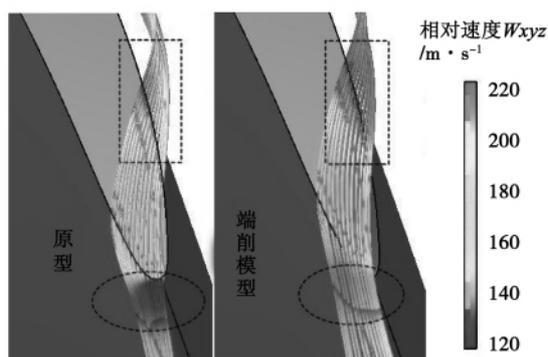
3.2 端削对转子性能影响的机理分析

在峰值效率工况,转子原型与端削结构的流量几乎相同,因而选取峰值效率工况以 $N_{cor} = 10765$ r/min为例来分析端削对流场的影响。对该转子的试验研究表明,该转子的失速信号首先在叶尖出现,

由泄漏流引发的泄漏涡对通道造成的堵塞是诱发该转子失速的主要原因,因此主要从叶顶流动的改变说明稳定裕度提升的机理。



(a) 间隙去 S_2 流面 W_z 分布



(b) 叶顶前缘泄漏溜流线

图5 叶顶前缘间隙流动

Fig.5 Flow in the clearance at the tip and in the leading edge of a blade

图5(a)为叶顶间隙近前缘 S_2 流面相对速度轴向分量云图。从图中可以看出,从前缘叶顶间隙进入的流体速度的轴向分量大于零,故其流动主要受来流惯性的影响,没有转变为间隙反流,这与文献[13]的结论是一致的。对比两种结构可以发现,端削结构由于前缘叶顶间隙增大,引入了更多的来流,致使前缘叶顶间隙高速区范围增大;速度大小也有相应的增加,这主要是由于部分流体距离壁面相对较远,受环壁附面层影响变小的结果。

图5(b)给出了叶顶前缘间隙区三维流线分布图。对比图中椭圆形区域由相对速度大小可知,端削结构从前缘间隙进入的流体速度明显大于转子原型,原因与对图5(a)的分析一致;同时,端削结构由

于对叶顶前缘的切削使叶顶与机匣构成收缩通道, 气流经此收缩通道的加速作用从吸力面射出时具有更高的速度(图中矩形区域), 这将会提高泄漏涡(泄漏流与来流相互作用形成)内的流体速度, 由于这部分泄漏流方向不变, 如图 6 所示, 因而泄漏涡内流体速度的轴向分量增大, 轴向分量越大, 泄漏涡越不容易破碎, 转子越不容易进入失速状态。

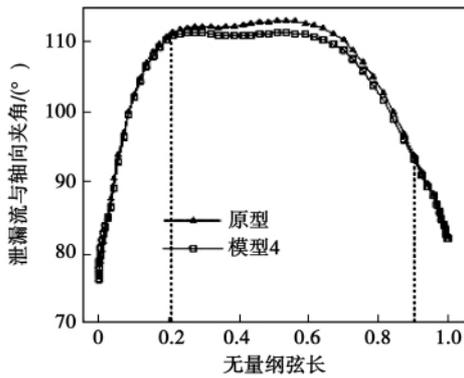


图 6 泄漏流方向沿弦向分布

Fig. 6 Distribution of the leakage flow directions along the chord

叶顶前缘流动的改变必然对叶顶其余部分泄漏流产生影响, 在叶顶间隙区域, 距机匣 0.2τ 、 0.5τ 、 0.8τ 3 个截面吸力面侧沿弦向布置数值探针, 测得不同弦向位置处泄漏流方向 θ (泄漏流与轴向夹角), 取 3 个截面的平均值作为测量结果。图 6 为泄漏流方向沿弦向的分布, 横坐标为距叶顶前缘距离与弦长之比 θ 大于 90° 部分为间隙反流区, θ 越大表明泄漏流反流程度越大, 对主流的阻碍作用越强。从图中可以看出 0 至 20% 弦长范围内泄漏流与轴向夹角不变, 20% 至 90% 弦长范围内夹角减小, 在 50% 弦长附近降幅最大, 最大减小 3.1° 。由此可知, 前缘端削通过将来流引入叶顶间隙, 降低了大部分弦长范围内泄漏流的反流程度, 这是提升转子稳定裕度的直接原因。

图 7 给出了 99% 叶高处 S_1 流面相对马赫数分布, 黑色细线为静压等值线, 其最小点连线方向为泄漏涡涡核轨迹。经计算, 泄漏涡与轴向的夹角略有减小 (0.5°), 变化并不明显。对比两图可以发现, 端削结构前缘附近吸力面高速区增大, 在流道中后部近压力面侧低速区明显减小。这主要因为: (1) 叶顶吸力面泄漏涡内流体的轴向速度分量较大, 如图 5 所示, 泄漏涡向下游发展过程中抗逆压作用较强, 相对不易膨胀; (2) 泄漏流反流程度降低, 如图

6 所示, 使其对主流的阻碍作用减弱, 同时将泄漏涡推至横向的作用力减弱, 这使得泄漏涡与轴向夹角减小。上述两方面原因导致通道内低速区减小, 对通道造成的堵塞也相应减小, 因而转子在节流过程中相对不容易进入失速状态。

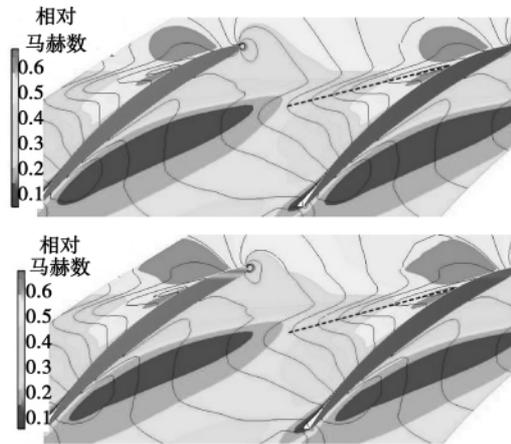


图 7 99% 叶高处 S_1 流面相对马赫数分布

Fig. 7 Relative Mach number distribution on the S_1 stream plane at a blade height of 99%

3.3 不同转速下稳定裕度分析

低转速下稳定裕度提高的机理同高转速下是一致的, 由于端削结构切削线与转子叶顶的交线垂直于轴向, 导致吸力面侧总的流动空间大于压力面侧; 低转速下气流攻角相对于高转速较小, 即进入前缘叶顶间隙的气流更偏向于轴向, 因而进入前缘叶顶间隙区的气流相对较多, 对下游泄漏流的抑制作用也就较强, 转子稳定裕度也相应增加。

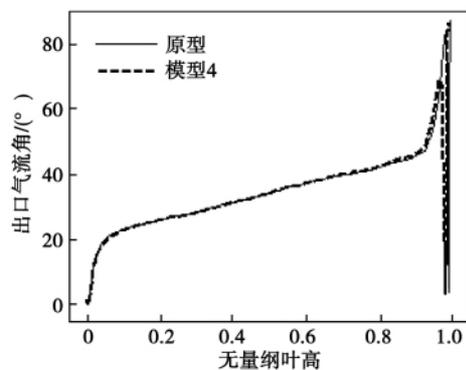


图 8 出口气流角沿展向分布

Fig. 8 Outlet air flow angle distribution along the span

3.4 叶顶间隙大小对端削效果的影响

压气机在实际运行中,易受到机匣的磨损导致叶顶间隙变大,因而研究计算了在 2 倍设计间隙时高转速下端削对稳定裕度的影响,大间隙时转子原型和端削结构稳定裕度较设计间隙下均有较大降低,但大间隙下端削结构较转子原型稳定裕度提升 3.11%,高于设计间隙下稳定裕度提升幅度,且峰值效率略有提升。

3.5 叶顶前缘端削对级性能的影响

图 8 给出了 2 倍设计间隙时高转速下近失速点出口气流角(气流与轴向夹角)沿展向的分布。从图中可以看出,端削结构降低了转子叶顶附近的出口气流角,从而降低下游静子根部的进口攻角,有利于降低静子根部吸力面附面层分离,改善整级的流动状况。然而在设计间隙时,出口气流角无明显变化(图中没有给出)。

4 结 论

采用数值方法研究了亚音速压气机转子叶顶前缘端削对转子性能的影响,并采用响应面法对端削位置进行了优化设计,结合叶顶流场变化对稳定裕度提升机理进行了分析,得出以下结论:

(1) 转子叶顶前缘端削可在压比及效率不变的前提下提升转子的稳定工作裕度,低转速下稳定裕度提升更多。对端削结构的优化设计表明,在不同转速下,存在相同的最佳端削范围使稳定裕度提升均最大。

(2) 机理分析表明,端削结构通过从叶顶前缘引入高能流体提高了泄漏涡内流体的轴向速度,降低了叶顶间隙下游泄漏流的反流程度,从而降低了通道内的堵塞程度,这是转子稳定裕度提升的主要原因。

(3) 端削结构在大叶顶间隙时对稳定裕度提升幅度更大,且有利于改善整级的流动水平。叶顶前缘端削结构简单,同时便于转子的转配,因而前缘端削可作为一种常规设计技术应用于亚音速压气机转子。

参考文献:

[1] Yamada K, Furukawa M, Nakano K. Unsteady three-dimensional flow phenomena due to breakdown of tip leakage vortex in a transonic axial compressor rotor [R]. ASME Paper, 2004 - GT - 53745 2004.

[2] WU Yanhui, CHU Wuli, LU Xingen. Behavior of tip leakage flow in

an axial flow compressor rotor [R]. ASME Paper GT2006 - 90399 2006.

[3] ZHU Junqiang, CHU Wuli, Sjolander S A. The effects of sloped slotted casing treatment on performance and flow field near endwall of an axial compressor [R]. AIAA Paper No: 24890 2005.

[4] 张靖焯, 罗 玛, 聂超群, 等. 叶顶微喷气提高旋转畸变条件下低速轴流压气机失稳裕度的机理分析. 航空动力学报 [J]. 2010 25(1): 67 - 72.

ZHANG Jing-xuan, LUO Ma, NIE Chao-qun, et al. Analysis of the mechanism governing the enhancement of stability loss margin of a low speed axial flow compressor by micro-sprayed with air into the blade tip under the condition of an abnormal rotation variation [J]. Journal of Aerospace Power. 2010 25(1): 67 - 72.

[5] Daniel K V N, Tomas C C, Morris S C. Turbine tip clearance flow control using plasma actuators [R]. AIAA 2006-21 2006.

[6] Ali Aktürk, Cengiz Camci. Axial flow fan tip leakage flow control using tip platform extensions [J]. Journal of Fluids Engineering. 2010 132: 91 - 101.

[7] 邵卫卫, 季路成, 黄伟光. 轴流压气机叶尖片削全工况特性分析 [J]. 航空动力学报 2008 23(2): 367 - 374.

SHAO Wei-wei, Ji Lu-cheng, HUANG Wei-guang. Analysis of the full load condition characteristics of an axial flow compressor with the blade tip being partially machined [J]. Journal of Aerospace Power 2008 23(2): 367: 374.

[8] Markus H, Reinhard W. An innovative passive tip-leakage control method for axial turbines: linear cascade wind tunnel results [R]. ASME GT2008 - 50056 2008.

[9] Mahmood G I, Gusafson R, Acharya S. Experimental investigation of flow structure and nusselt number in a low speed linear blade passage with and without leading edge fillets [J]. ASME Journal of Heat Transfer 2005 127: 499 - 512.

[10] 石 龔, 李少军, 李 军, 等. 动叶栅倒角对透平级气动性能的影响. 航空动力学报 [J]. 2010 25(8): 1842 - 1849.

SHI Yan, LI Shao-jun, LI Jun. Influence of the chamfer of a rotor cascade on the turbine stage aerodynamic performance [J]. Journal of Aerospace Power 2010 25(8): 1842 - 1849.

[11] Storer J A, Cumpsty N A. Tip clearance flow in axial compressor [J]. ASME Journal of Turbomachinery 1991 113: 252 - 259.

[12] Storer J A, Cumpsty N A. An approximate analysis and prediction method for tip clearance loss in axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery 1994 116: 648 - 656.

[13] 卢新根, 楚武利, 朱俊强. 考虑间隙的压气机转子内部流动的数值模拟 [J]. 设计计算 2004 32(5): 12 - 16.

LU Xin-gen, CHU Wu-li, ZHU Jun-qiang. Numerical simulation of the flow inside a compressor rotor with the clearance being considered [J]. Design Calculation. 2004 32(5): 12 - 16.

[14] 彭泽欢. 提高压气机失速裕度和效率方法 [P]. 中华人民共和国: 14753, 1992.

PENG Ze-huan. Methods for enhancing the stall margin and efficiency of a compressor [P]. China: 14753, 1992.

(丛 敏 编辑)

基于 LDV 和 PIV 技术的热声热机研究进展 = **Advances in the Study of Thermo-acoustic Heat Engines Based on LDV (Laser-Doppler Velocimetry) and PIV (Particle Image Velocimetry) Technology** [刊, 汉] / PAN Na, SHEN Chao (Education Ministry Key Laboratory on Heat Transfer Intensification and Process Energy Conservation, South China University of Science and Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510640) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2012, 27(5). -523 ~ 528

Thermo-acoustic heat engines are new type power plants based on the thermo-acoustic effect and feature many merits, such as energy conservation and environmental protection etc. As a wholly-new non-contact type measurement technology, the applications of laser-Doppler velocimetry (LDV) and Particle Image Velocimetry (PIV) in the thermo-acoustic domain have played an important role in the development of the thermo-acoustic theory. The authors have described the applications of the LDV and PIV technology in the thermo-acoustic study and given an overview of the latest advances in the study of thermo-acoustic heat engines based on both technologies. The LDV technology was used to realize the measurement of the acoustic speed and calculation of the acoustic power in the thermo-acoustics while PIV technology was employed to measure the acoustic field inside resonant tubes and the flow field in the tail portion of stacks, further analyzing the interaction between the gas and solid media in a thermo-acoustic heat engine and their law governing the alternative flow and study the heat-acoustic conversion theory. **Key words:** LDV (laser-Doppler velocimetry), PIV (Particle Image Velocimetry), visualization, thermo-acoustic, advancement

基于泄漏流控制的轴流压气机叶顶前缘端削设计 = **Leakage Flow Control-based Leading Edge Blade Tip Machined Design of an Axial Flow Compressor** [刊, 汉] / WANG Wei, CHU Wu-li, ZHANG Hao-guang (College of Power and Energy Source, Northwest Polytechnic University, Xi'an, China, Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2012, 27(5). -529 ~ 534

To control the blade tip leakage flow and enlarge the stability margin of a compressor, presented was a method for machining the blade tip at the leading edge. A high-energy fluid was introduced from the blade tip clearance at the leading edge and the turning direction of the leakage flow was controlled by the inertia of the incoming flow. A numerical method was adopted to study the influence of nine leading edge blade tip machined structures on the performance of the rotor at various rotating speeds. With an aim to increase the stability margin, an optimized design was performed of the blade tip machined structure. It has been found that with an incoming flow introduced from the leading edge blade tip clearance, the leading edge blade tip machining can lower the return flow extent of the leakage flow, thus decreasing the blocking extent of the passage. Under the premises of the total pressure ratio and isentropic efficiency keeping constant, the stability margin of the rotor was increased by 2% and 3% at the high and low

rotating speed respectively. There exists an optimum blade tip machining extent at which a relatively big increment of the stability margin can be obtained by the rotor at various rotating speeds. **Key words:** axial flow compressor , leakage flow , leading edge blade tip machining , stability margin , numerical simulation

燃气透平动叶不同叶顶结构对顶部泄漏流动和换热的影响 = **Influence of Various Rotating Blade Tip Structures on the Blade Tip Leakage Flow and Heat Exchange of a Gas Turbine** [刊 , 汉] / LI Peng , ZHANG Chao , LIU Jian-jun (Engineering Thermophysics Research Institute , Chinese Academy of Sciences , Beijing , China , Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 , 27 (5) . - 535 ~ 539

With the first stage of a heavy-duty gas turbine serving as the object of study , numerically studied was the influence of such blade tip structures as flat blade tip , slot , shoulder on both the pressure surface and the suction surface on the blade tip leakage flow and heat exchange. The simulation results show that the blade tip structure has a relatively big influence on the leakage flow in the blade tip clearance and the pressure distribution on the suction surface nearing the blade tip. Compared with the flat blade tip structure , the slot structure and shoulder one on the pressure surface can decrease the total pressure loss caused by the leakage vortices while the shoulder structure on the suction surface can increase the loss. The flat blade tip structure has the highest mean heat exchange coefficient while the shoulder structure on the suction surface has the lowest mean heat exchange coefficient , about 70% of the flat blade tip structure. **Key words:** gas turbine , blade tip structure , leakage flow , blade tip heat exchange

一种新的汽轮发电机组真空系统漏气率在线检测方法 = **New Method for On-line Measuring the Gas Leakage Rate of a Turbo-generator Unit Vacuum System** [刊 , 汉] / GUO Ying , WANG Xue-tong , ZHOU Guang-shun (Steam Turbine Research Institute , Shandong Electric Power Academy , Jinan , China , Post Code: 250002) , YAO Fei (Jilin Electric Power Prospecting Design Institute , Changchun , China , Post Code: 130022) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2012 , 27 (5) . - 540 ~ 543

Presented was a new method for on-line measuring the gas leakage rate of a turbo-generator unit vacuum system. The method in question can be used to calculate and obtain the air leakage rate of a condenser by additionally installing temperature , pressure and relative humidity measuring points on the gas extraction pipeline of the condenser of a power plant and insert the parameters such on-line measured into the calculation formula derived herein. To verify the correctness of the method , a test rig for simulating the vacuum extraction pipeline environment of the condenser of a power plant was set up. The uncertainty degree of the whole test system from an uncertainty analysis was