

文章编号: 1000-8055(2008)04-0687-06

跨声压气机周向槽处理机匣非设计工况研究

祝剑虹, 朴 英, 周建兴, 岂兴明
(清华大学 航天航空学院, 北京 100084)

摘 要: 设计了某单级跨声压气机周向槽处理机匣, 利用全三维定常数值模拟方法研究了三种典型转速下的机匣扩稳机理; 对比分析得出处理机匣扩稳性能与压气机工况、处理槽位置的关系: 转速越高, 处理槽扩稳效果越好, 而且位于叶尖弦长中部的处理槽更有效. 当转速降低时, 扩稳效果减弱, 靠近尾沿的处理槽更为明显. 研究表明, 该压气机在降转速过程中存在一个扩稳机理的转变: 在高转速下扩稳以抑制间隙涡破裂为主, 而低转速下则以抑制叶尖吸力面附面层分离为主.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 压气机; 机匣处理; 数值模拟; 失速

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Investigation of off design performance of a transonic compressor with circumferential grooves

ZHU Jian hong, PIAO Ying, ZHOU Jian xing, QI Xing-ming

(School of Aerospace, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: A case with circumferential grooves was designed for a transonic compressor. And 3-D numerical simulations were carried out for stall mechanism in three operative modes at representative speed. Comparison study between compressors with and without casing treatment shows that: with the rotation speed rising, stall margin gain increases dramatically under the help of casing treatments; and the case with middle grooves has better compromise between stall margin and efficiency. Under low speed, the gain reduces, and the last grooves on the chord of blade tip have greater influence on the stall boundary. Further investigation shows that there is a translation in the mechanism of compressor stall when its speed reduces: the stall margin gain mainly results from suppression of tip leakage vortex by casing treatments under high rotation speed; whereas under low rotation speed, the gain benefits more from reduction of the boundary layer separation on suction side of blade tip.

Key words: aerospace propulsion system; compressor; case treatment; numerical simulation; stall

自从 Hartmann 等人在一次实验中偶然发现蜂窝机匣能在无放气量的情况下提高压气机裕度以来^[1], 各国对处理机匣展开了广泛的应用研究, 到上世纪 80 年代初期, 该装置就已经广泛地应用于各类轴流式压缩机械上. 现役的 CF-56 系列, AL-31F, PH-33/PH-93, F100 等发动机都无一

例外地采用了处理机匣. 但自从处理机匣被发现以来, 大量研究都是基于实验的, 实际工程应用超前于理论研究, 并且主要凭借设计人员的经验来实现.

随着计算流体力学 CFD 技术的发展, 国内外都以此为工具开展处理机匣的定常和非定常流动

收稿日期: 2007-03-29; 修订日期: 2007-05-23

作者简介: 祝剑虹(1979), 男, 四川乐山人, 博士生, 主要从事航空动力系统稳定性研究.

研究, 由于种种原因, 这些研究大都集中在设计工况下的扩稳机理, 而对于非设计工况则关注较少. 然而对于实际型号的发动机, 其起动、停车或者过渡工况等过程中往往存在裕度不足的问题, 本文正是针对这种情况研究了在 NASA rotor37 在 100% N , 80% N 和 60% N 等典型工况下的机匣扩稳性能, 并归纳出处理机匣设计的一些基本原则.

1 压气机与处理机匣结构

NASA rotor 37 是上世纪 70 年代由 NASA Glenn research center 设计的 4 个高压压气机进口级之一, 其基本设计参数可见于表 1, 详细设计参数和性能实验结果可见文献[2-3]. 1993 年美国机械工程学会(ASME)将其作为 CFD 代码的盲题算例, 以评估数值计算程序对叶轮机械性能和流场细节模拟的能力. 其实验数据和测试于次年 ASME 年会发布, 之后该压气机就成为叶轮机械领域的标准测试案例之一^[4].

表 1 NASA rotor37 基本参数
Table 1 NASA rotor37 parameters

压气机参数	参数值
堵塞点流量/(kg/ s)	20.93
压比	2.106
转速/(r/ min)	17 188.7
顶部间隙/ mm	0.356
进口轮毂比	0.7
叶顶稠度	1.29
叶尖切向速度/(m/ s)	454.14

根据文献[5]提供的数据设计了一个 5 槽环形机匣, 其中齿宽大致与叶尖最大厚度相当为 1.8 mm, 槽宽为齿宽的两倍 3.6 mm, 开槽深度约为槽宽三倍 12 mm, 开槽范围从叶尖前沿始约 0.7% 到 92% 弦长, 如图 1 所示. 从叶尖前沿开始, 编号分别为 2~5 号槽(图 1), 由于在前期研究中发现 1 号处理槽不利于扩稳, 其复杂的作用机理另文阐述.

2 数值方法

数值计算采用 Euranus 求解相对坐标系下的三维雷诺平均 N-S 方程, Spalart-Allmaras 一方程湍流模型, Jameson 的有限体积中心差分格式

和显式四阶 Runge Kutta 法时间推进, 辅以重网格法、局部时间步长和残差光顺手段等加速收敛.

图 1 给出了计算区域的网格结构示意图, 采用分区网格技术, 主流路用贴体 HOH 网格, 叶顶间隙分成两部分, 下层采用蝶形网格和 H 网格的组合, 上层采用与主流路合在一起的 H 形网格, 中间用完全非匹配连接, 处理机匣槽用 H 型网格, 与上层间隙顶面用完全非匹配连接. 由于周向处理机匣为轴对称结构, 所以进行单通道计算即可. 采用不同处理槽的组合来实现不同的机匣处理, 这里计算了光壁(Smooth case)、后 4 槽(Case back4)和中间 23 槽(Case mid23)三种处理机匣, 并与光壁机匣的实验数据作了对比^[6].

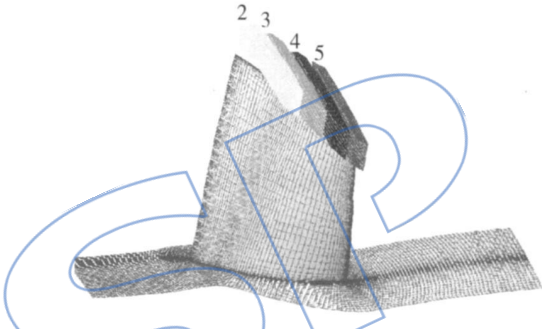


图 1 rotor37 机匣处理网格结构示意图
Fig. 1 Grids of rotor37 with casing treatment

边界条件: 进口为平均分布的总温总压, 轴向进气; 出口给定轮毂处静压, 其余压力按简单径向平衡方程给定; 轮毂和叶片给定固壁绝热转速条件, 主通道和处理槽左右均为周期性边界, 机匣为绝热、固壁、无滑移条件, 其余各个网格块间的搭接处均为连接条件.

3 计算结果与分析

计算首先从压气机堵塞点开始, 逐步提高背压, 步进值从最初的 0.5×10^5 Pa 到最后接近失稳点的 200 Pa, 失稳判断准则为: 随着迭代次数的增加, 压气机的流量和效率不断减小^[7-8], 在最高效率附近增加计算工况点以准确定位峰值效率工况.

3.1 转子性能

图 2 给出了计算得到的压气机在各种机匣壁下的压比效率特性, 并与光壁机匣的实验结果进行了对比, 以各处理机匣 100% N 下的堵塞点流量进行归一化处理, 其中光壁试验堵塞点流量 20.93 kg/s, 光壁机匣计算堵塞点流量 20.95 kg/s, 后 4 槽机匣堵点流量 20.86 kg/s, 中间 23 槽机

匣堵点流量 20.86 kg/s, 其中压比特性与实验吻合得较好, 而绝热效率最高偏差约 4%, 从 ASME 公布的多个 CFD 程序测试结果来看, 这也是大部分计算程序存在的问题。

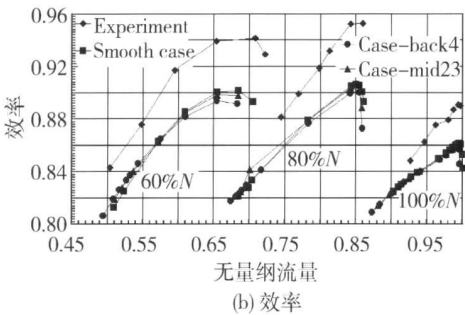
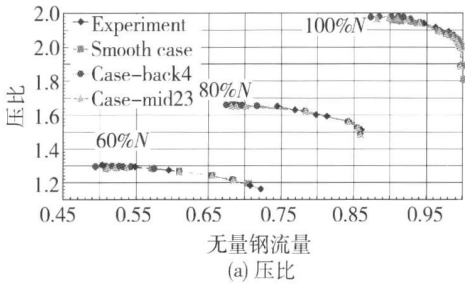


图 2 Rotor37 转子特性

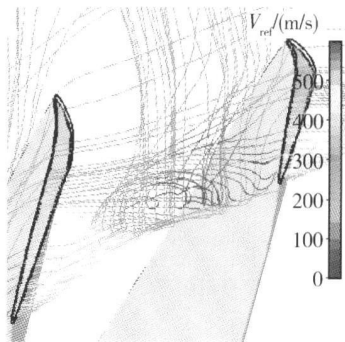
Fig. 2 Rotor 37 rotor performance

从特性图上可见周向机匣处理后的压气机效率略有下降, 并且在低转速下降得更多. 同时在相同背压下的流量减小了, 说明机匣处理将导致发动机整机运行工况的重新调整. 此外机匣处理后的压气机最高压比并没有像最低流量那样出现明显的变化, 说明处理机匣的扩稳作用主要来源于最低流量的降低。

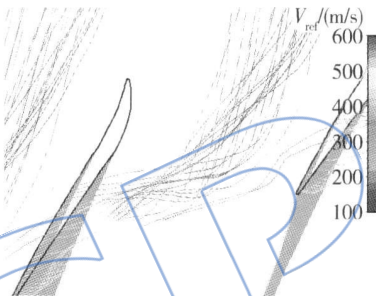
3.2 高转速下扩稳机理

研究表明, 跨声压气机在高转速工况下失速的主要原因 是叶尖泄漏涡的破裂^[9-11]. 图 3 给出了压气机在额定转速下的叶尖流线, (a) 是光壁机匣在近失速点附近的叶尖流线图, 可见叶尖泄漏涡起源于从压力面到吸力面的叶尖绕流气体与主通道流的相互作用, 随着背压得提高, 泄漏涡中心向邻近叶片压力面移动, 部分流体被邻近叶片间隙流入, 涡强开始减弱直至压力面的 30% 弦长后消失, 相应涡破裂位置出现的低速区在周向和径向迅速增大, 从而造成叶栅通道堵塞. 图 3 (b) 给出了 Case mid23 周向槽处理后的叶尖流线, 尽管此时流量低于光壁机匣的 (a) 图工况流量, 但由于泄漏涡在高压区被吸入槽内通过周向输运越过叶尖, 在低压区重新注入主流路, 使得主流路流体能顺利流出, 流线在叶尖弯折旋转减弱,

流速升高, 从而缓解了泄漏涡造成的堵塞, 推迟了失速的发生。



(a) 光壁机匣 90.34% 流量



(b) Case-mid23 机匣 89.8% 流量

图 3 光壁和 Cas mid23 机匣 100% 转速, 90% 流量附近叶尖流线分布

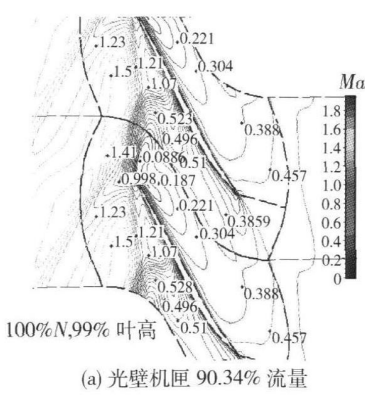
Fig. 3 Tip streamlines under 100% N with 90% mass flow of smooth and Case mid23 casing treatments

如图 4 给出了对应上述工况下 99% 叶高截面相对马赫数分布, 机匣处理后低速区面积小于光壁机匣, 并且核心流速也从 0.055 Ma 增加到了 0.45 Ma. 另外从图(a) 还可看出, 即使在近失速工况, 叶片吸力面分离区周向尺寸也远小于泄漏涡破裂区, 所以认为当前失速并不是由于叶型分离造成的, 而是泄漏涡破裂形成了低能流动区, 阻碍了流体从主流路通过逆压力梯度流出, 从而形成叶尖堵塞造成压气机失速。

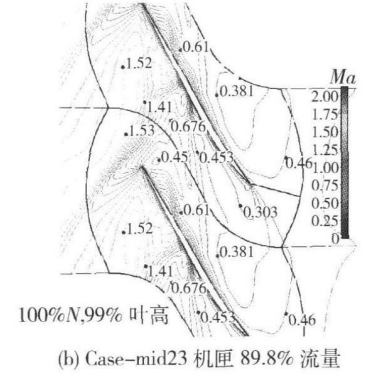
如图 5 示出叶尖弦长 79.5% 截面处的相对总压损失系数 C_p 分布, 处理机匣降低了总压损失系数, 缓解了主通道堵塞. 但在左边近吸力面附近的损失增加, 区域也有所扩大, 这是由于处理槽内气体周向输运后从径向重新进入主流造成掺混损失, 引起通道堵塞区域的重新分布, 并且低了压气机效率。

3.3 低转速扩稳机理

跨声压气机在低转速低工况时流量减小, 轴向速度降低, 导致叶型攻角增大, 叶背分离, 进而导致失速的发生, 这与高转速工况下的失稳有明

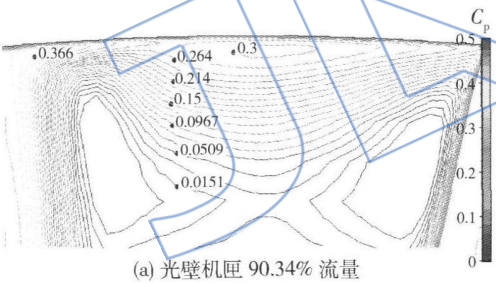


(a) 光壁机匣 90.34% 流量

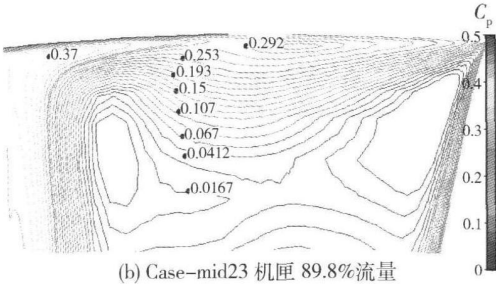


(b) Case-mid23 机匣 89.8% 流量

图 4 光壁和 Case-mid23 在 90% 流量附近相对马赫数分布
Fig. 4 Relative Mach number under 90% mass flow of smooth and Case-mid23 casing treatments



(a) 光壁机匣 90.34% 流量



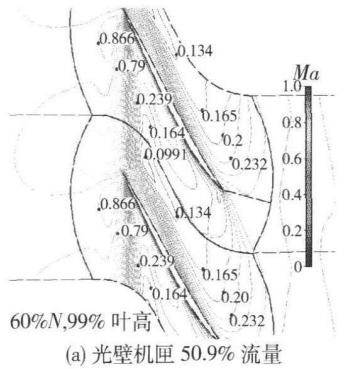
(b) Case-mid23 机匣 89.8% 流量

图 5 光壁和 Case-mid23 在 100% 转速 79.5% 弦长截面总压损失系数分布

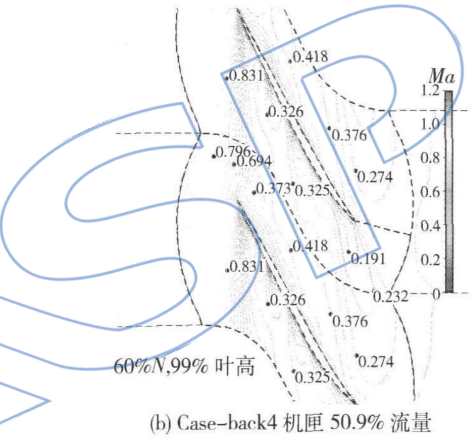
Fig. 3 Total pressure loss coefficient 100%N with at 79.5% chord section of smooth and Case-mid23 casing treatments

显区别. 图 6(a) 给出了光壁机匣 60% 额定转速的近失稳点 99% 叶高处相对马赫数分布, 此时吸力

面分离形成的低速区几乎覆盖了 2/3 的叶栅通道, 速度三角形分析显示这是由于叶尖攻角过大造成了叶背分离. 图 6(b) 显示经过后四槽机匣 (case back4) 处理后, 叶尖流动有了明显改善, 减小了叶背分离区.



(a) 光壁机匣 50.9% 流量



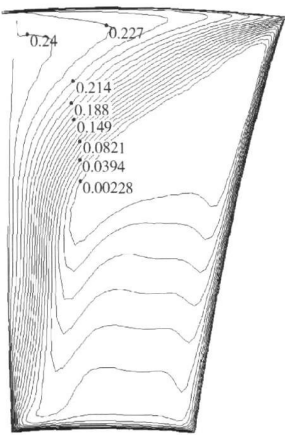
(b) Case-back4 机匣 50.9% 流量

图 6 光壁和 Case back4 在 50% 流量附近相对马赫数分布
Fig. 6 Relative Mach number of smooth and Case back4 casing treatments under 50% mass flow

图 7 给出了 60% 额定转速下光壁和 back4 机匣下 50.9% 流量附近在 79.5% 弦长截面的总压损失系数分布, 可见整个叶高流道的主要损失分布在叶尖附近, 这说明压气机失速主要是由叶尖失速造成的. 经过机匣处理后, 高损失区面积沿流道径向减小了, 核心总压损失从 0.243 降低到 0.229. 由此可见, 周向处理槽通过吸除吸力面分离区内的低速流体, 改善了叶栅通道的流动条件, 从而扩大了稳定边界.

3.4 处理槽位置

数值模拟发现处于叶尖前沿的 1 号槽由于重新注入主流发生强烈掺混, 导致通道激波前移, 叶展方向过多地堵塞了主流, 使得稳定裕度反而下降, 这里未予示出. 图 2 给出了 Case mid23, Case back4 和光壁机匣计算及实验的压气机转子特性, 表 2 给出了相应的失稳裕度和效率, 这里的裕



(a) 壁机匣 50.9% 流量



(b) Case back4 机匣 50.9% 流量

图 7 光壁和 Case back4 机匣 60% 转速时 79.5% 弦长截面总压损失系数分布

Fig. 7 Total pressure loss coefficient at 79.5% chord section under 60% N of smooth and Case back4 casing treatments

度按照(1)式换算转速稳定裕度定义. 一般情况下, 压气机稳定裕度定义的参考点选择工作线与等转速线的交点, 在此只是研究各种处理槽带来的相对裕度增量, 所以把各转速下光壁机匣计算效率曲线的峰值点作为参考点.

$$SW = \left[\left(\frac{\pi_t}{W_{ac}} \right)_1 - \left(\frac{\pi_t}{W_{ac}} \right)_0 \right] \left/ \left(\frac{\pi_t}{W_{ac}} \right)_0 \right. \times 100\% \tag{1}$$

其中 SW 为稳定裕度, π_t 为压比, W_{ac} 为换算流量.

图 2 所示光壁机匣在各转速下计算得到的失稳点流量均比试验失稳点流量低, 可能是因为数值模拟是在一种理想状态下进行的, 而试验中存在叶型加工误差、安装角误差、流道误差等内部降稳因子和进口流场畸变等外部降稳因子的作用, 使得试验失稳裕度的减小. 此外, 对于利用数值

表 2 各种机匣的计算裕度

Table 2 Compute stall margin under various cases

机匣	参考流量	参考流量下的效率	参考流量下的压比	裕度/%	增量/%
光壁 100% N	0 996	0 861 3	2 02	17.73	0
Mid23 100% N	0 996	0 852 9	1 95	25.88	8.15
Back4 100% N	0 996	0 850 5	1 93	28.42	10.59
光壁 80% N	0 850	0 905 8	1 55	31.70	0
Mid23 80% N	0 850	0 902 1	1 54	33.70	2.00
Back4 80% N	0 850	0 899 8	1 54	35.95	4.25
光壁 60% N	0 685	0 901 3	1 22	41.93	0
Mid23 60% N	0 685	0 897 7	1 22	42.33	0.40
Back4 60% N	0 685	0 891 1	1 22	47.60	5.67

方法来计算压气机失稳这种方法本身也存在一定的争议, 但有一点是可以肯定的: 在相同的网格、相同的湍流模型以及相同的边界条件下, 通过计算来判断相对稳定性的大小是可信的.

从效率栏可见带处机匣的压气机效率与处理槽的数目成反比, 槽越少效率越高, 这是由于处理槽将已压缩气体周向输运并且膨胀重新注入主流的过程是个熵增过程.

从表 2 中的裕度增量可以看出一个基本趋势: 无论是 mid23 还是 back4 处理机匣, 转速越高, 扩稳效果越明显. 而且对于槽处于中间位置的 mid23 而言, 低转速下扩稳效果几乎消失, 失稳裕度增量才 0.4%, 这是由于降转速后压气机的失稳机理已由叶尖泄漏漏破裂转变为叶形攻角过大的失稳, 而后者造成的叶背分离区随着轴向弦长的增加而增厚, 对比图 8 和图 6(a), mid23 处理槽有效吸除了叶背分离区的气体, 改善了叶片弦长前半部分流动, 但在其后沿没有槽的位置吸力面分离区迅速增大, 几乎堵塞整个叶尖流路, 使得整个压气机的稳定裕度并没有得到改善. 从图 6(b)

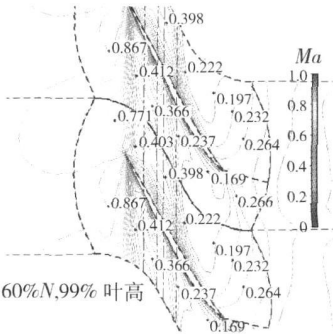


图 8 mid23 机匣 51% 流量下相对马赫数分布
Fig. 8 Relative Mach number under 51% mass flow of mid23 casing treatments

的后四槽处理机匣可见在增加了 4, 5 号槽后整个叶尖流动变得更加顺畅, 从表 2 看其裕度也增长了 5.67%, 这说明低转速扩稳主要靠后沿处理槽.

4 结 论

(1) 跨声压气机在额定转速附近的高工况下失稳主要是由于叶尖泄漏涡破裂造成叶尖堵塞, 进而发展成叶尖失速, 此时的周向处理槽应该覆盖叶形中部为宜;

(2) 低转速下压气机流量较小, 进气攻角增大, 造成吸力面附面层分离后堵塞通道, 最后导致压气机失速;

(3) 处理槽的数目与压气机效率成反比, 所以在多级压气机设计时应该首先明确机匣处理的应用工况, 尽量减少槽数, 如果是在起动过程中扩稳则主要考虑攻角失稳, 处理槽应覆盖叶型弦长的后沿为宜.

参考文献:

[1] 卢新根, 楚武利. 轴流压气机机匣处理研究进展及评述 [J]. 力学进展. 2006, 36(2): 222-223.
LU Xingen, CHU Wuli. A review of studies on casing treatment of axial flow compressor [J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(2): 222-223.

[2] Dunham J. CFD validation for propulsion system component [R]. AGARD AR-355, 1998.

[3] Suder L L. Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor [R]. NASA TM 106711, 1989.

[4] 李泯江. 带转子叶尖间隙多块网格的跨音压气机数值模拟及设计研究 [D]. 北京: 北京航空航天大学. 2004.
LI Minjiang. Numerical investigation and design of transonic compressors with tip clearance flow using multi block mesh [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004.

[5] Bailly E E. Effects of grooved casing treatment on the flow range capability of a single stage axial flow compressor [R]. NASA TM X-2459, 1972.

[6] 王永明, 胡骏, 屠宝锋, 等. 带处理机匣的跨声速风扇非定常数值模拟 [J]. 南京航空航天大学学报, 2006, 38(5): 540-544.
WANG Yongming, HU Jun, TU Baofeng, et al. Unsteady numerical simulation of transonic fan with casing treatment [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2006, 38(5): 540-544.

[7] 卢新根, 楚武利, 张燕峰. 跨音速压气机间隙流与处理机匣相互作用分析 [J]. 西安交通大学学报. 2006, 40(11): 1357-1360.
LU Xinggen, CHU Wuli, ZHANG Yanfeng. Numerical investigation of interaction between casing treatment and tip leakage flow in a transonic compressor rotor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40(11): 1357-1360.

[8] 刘志伟. 关于周向槽机匣处理的若干观测 [J]. 西北工业大学学报, 1985, 3(2): 207-217.
LIU Zhiwei. Some observations on circumferentially grooved casing treatment [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 1985, 3(2): 207-217.

[9] Furukawa M, Inoue M, Saiki K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics [R]. ASME Paper No. 98-GT-239, 1998.

[10] Hofman W, Ballmann J. Tip clearance vortex development and shock vortex interaction in a transonic axial compressor rotor [R]. AIAA Paper No. 2002-0083, 2002.

[11] 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 GT-2003-38481, 2003.