

多级高负荷风扇处理机匣扩稳与静子匹配研究

袁巍^{1,2}, 吴闯良¹, 邓哲¹

(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: 以双级高负荷风扇为研究对象,以三维数值模拟为手段,探索一种适合多级高负荷风扇而又不影响其大流量点性能的扩稳方案。最终,对风扇采用周向槽对风扇小流量点进行扩稳,同时调节处理机匣上游静子局部基元使之与处理机匣相匹配,解决了风扇大流量点的堵塞问题。风扇的稳定裕度提高到16.3%,同时风扇大流量点的流量也没有减小,从而兼顾了设计状态的推力水平。

关 键 词: 双级高负荷风扇; 周向槽处理机匣; 静子调节; 扩稳; 匹配; 堵塞

中图分类号: V231

文献标志码: A

Study on casing treatment stability extension and stator matching on multistage high-loading fan

YUAN Wei^{1,2}, WU Chuangliang¹, DENG Zhe¹

(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: A two-stage high-loading fan with three-dimensional numerical simulations was studied. The simulation results were used to propose a scheme that enlarged the stall margin of multistage high-loading fans without sacrifice of the flow capacity when operating with a large mass flow rate. Furthermore, a circumferential groove casing treatment was used and adjustments were made to the upstream stator angle to match the casing treatment. The stall margin was thus increased to 16.3%, without reduction in the maximum mass flow rate or the design thrust performance.

Key words: two-stage high-loading fan; circumferential groove casing treatment; stator adjusting; stability extension; matching; blockage

研制第四代先进发动机的重要基础是提高其推质比,作为实现这一目标的关键——高负荷风

扇的研制显得尤为重要。目前三级风扇技术已经成熟并在各航空发达国家广泛使用。例如,总增

收稿日期: 2017-06-21

基金项目: 国家自然科学基金(51636001)

作者简介: 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。

引用格式: 袁巍,吴闯良,邓哲. 多级高负荷风扇处理机匣扩稳与静子匹配研究[J]. 航空动力学报, 2018, 33(10): 2515-2524. YUAN Wei, WU Chuangliang, DENG Zhe. Study on casing treatment stability extension and stator matching on multistage high-loading fan[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(10): 2515-2524.

压比达到 3.2 的美国 F110 的三级风扇,以及总增压比达到了 4.00 的四代机 F22 的发动机 F119 的三级风扇^[1]。与之相比,应用在下一代发动机上的,负荷更高的高负荷风扇也在实验室研究过程中。1987 年美国提出 IHPTET(综合高性能涡轮发动机技术)^[2]计划,在该计划中,美国在发展高负荷风扇/压气机的预研阶段取得了巨大成功。2002 年 NASA 格林中心进行了一次吸附式风扇实验,该风扇级压比达到 3 以上^[3]。我国从 20 世纪 90 年代初,针对高负荷风扇进口级性能进行了一系列数值模拟及实验研究工作,圆满地完成了两个级增压比为 2.2~2.3 量级的单级实验件的实验^[4-5]。

处理机匣由于其结构简单、扩稳效果好、可靠性高,被广泛应用于工程实际和研究中,处理机匣有轴向槽和周向槽两种典型结构。轴向槽虽然扩稳效果好^[6-8],但是需要转子前面有一定的轴向空间,一般适用于单级风扇或风扇的首级扩稳;对于多级风扇的后面级扩稳,为保证风扇结构紧凑性,一般采用周向槽。长期以来,研究人员对周向槽参数优化及扩稳机理进行了大量研究。对于周向槽轴向位置的研究,Bailey^[9]和 Moore 等^[10]认为位于叶片中部弦长位置的周向槽扩稳效果好,而 Muller、Rabe 等^[11-12]认为周向槽处理机匣位于叶片前缘位置扩稳效果好。槽宽方面,吴艳辉等^[13]和 Bennington^[14]研究表明扩稳效果随槽宽增加而减弱。槽深方面,Bailey^[9]和 Bennington^[14]实验表明周向槽扩稳效果随槽深增加而提高。对于周向槽扩稳机理方面,从定常角度,Muller 等^[11]和吴艳辉等^[13]的研究认为周向槽推迟了叶尖的前缘溢流从而产生扩稳效果。赵盛丰等^[15]研究了周向槽对叶尖泄漏流的非定常波动的影响。Hah^[16]研究指出周向槽“吸入”和“喷出”的非定常波动对扩稳效果也有重要影响。

高负荷风扇气动稳定性不足一直是个研究难题,许多研究都借助于周向槽来拓宽其稳定工作范围并取得了一定的成果。党春宁^[17]利用周向槽处理机匣使得高负荷风扇的失速点流量减小 11.5%。段真真等^[18]在高负荷风扇上施加不同周向槽处理机匣,最终使稳定裕度增加了 7.3%。李湘君等^[19]、刘传乐等^[20]也分别对周向槽在高负荷风扇/压气机的应用和机理方面进行了相关研究。但目前研究都侧重于处理机匣对高负荷风扇裕度的改善,鲜少关注处理机匣的引入对风扇大流量点性能的影响,而且研究对象多数局限于单

转子。实际上,处理机匣在拓宽稳定裕度的同时往往造成最大流量点流量减小。对于高负荷的风扇/压气机来说,其设计点往往在大流量点附近,因此设计的推力会在一定程度受到处理机匣扩稳的影响而有所下降。有鉴于此,本文以双级高负荷风扇为研究对象,通过数值模拟的研究方式,探讨多级高负荷跨声风扇中,考虑静子匹配的周向槽处理机匣扩稳。

1 研究对象和方法

1.1 两级风扇及处理机匣

本文的研究对象是一种双级高负荷风扇(含导叶),如图 1 所示,在设计转速下压比达到 4.5,其转子叶尖切线速度超过 500 m/s,第一级转子负荷系数达到 0.4,第二级转子负荷系数也达到 0.35。



图 1 双级高负荷风扇

Fig. 1 Two-stage high-loading fan

周向槽处理机匣的具体设计参数见表 1,其具体结构如图 2。

表 1 周向槽处理机匣的几何参数

Table 1 Geometric parameters of circumferential groove casing treatment

参数	数值
处理槽数	7
槽深/mm	10
槽宽/mm	4
处理长度/mm	40
槽齿宽/mm	2
第一槽距转子前缘/mm	2

1.2 数值模拟方法

数值模拟软件采用 ANSYS-CFX 软件。采用有限体积法求解三维雷诺时均 N-S 方程式,求解采用 SST(切应力输运)湍流模型。考虑到计算结果的准确性和计算量,本文仅在近失速点和设计点采用 CFX 求解器的 TBR(transient blade row)法进行非定常模拟,而在其他工况下,均采

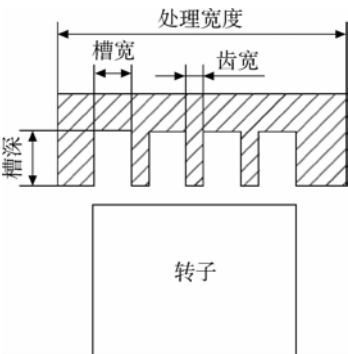


图 2 周向槽处理机匣

Fig. 2 Circumferential groove casing treatment

用定常模拟。由于整个计算域(包括处理机匣)是轴对称的,进气条件也是均匀的,因此整个计算域采用单通道进行计算。在非定常计算时,采用TBR法进行单通道计算可以大大缩减计算时间,同时由于主要关注风扇总的特性结果,这种情况下用TBR法得到的计算结果是相对可靠的。计算网格(图3)用NUMECA软件的IGG模块生成。在主流道,叶片表面采用O型网格,叶片上游和下游采用H型网格,叶顶间隙采用蝶形网格,周向槽采用H型网格。在网格无关性验证中发现,保持网格结构不变,当网格数超过200万时,流场结构基本一致。最终计算模型中,实壁机匣风扇网格数约为280万,叶顶间隙径向网格层数为13,处理机匣网格数约为50万, $y^+ < 3$ 。

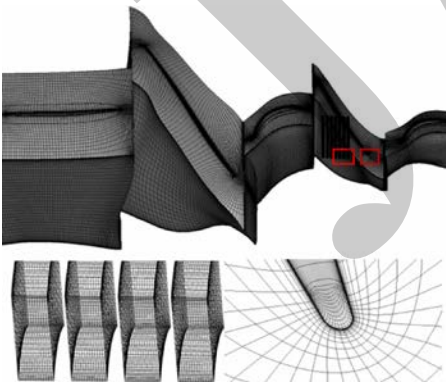


图 3 计算网格结构

Fig. 3 Structure of computational grids

计算过程中,进口边界条件给定轴向均匀进气,给定总温、总压分别为288.15 K和101 325 Pa,出口边界条件给定轮毂处静压,满足径向平衡方程。通过逐步增加出口背压的方式,得到风扇从堵点到近失速点的特性线,最终的失速压力步长为200 Pa。在近失速点和设计点进行非定常计算时,以对应点的定常解作为求解的初场。对

于定常计算,当残差量级小于 10^{-6} 时,认为计算结果收敛;对于非定常计算,当流场中参数周期性振荡时认为计算结果收敛。图4为风扇稳定时叶片通道内某点静压随时间变化。

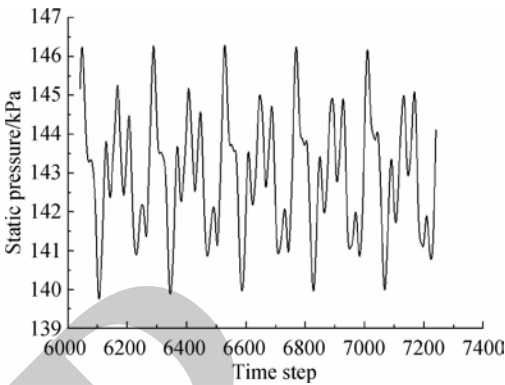


图 4 通道某点静压分布

Fig. 4 Static pressure distribution of one point in blade passage

2 数值结果及分析

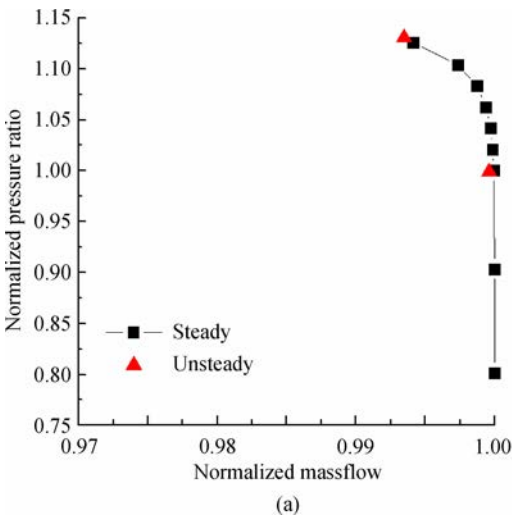
2.1 设计转速下实壁机匣流场分析

设计转速下实壁机匣风扇特性图如图5,图中参数均无量纲化,流量、压比及效率均为实际值比上实壁机匣风扇设计点对应值。其综合稳定裕度为13.6%,且绝大部分为压比裕度,其流量裕度仅为0.55%。因此,对该风扇进行扩稳处理很有必要。

综合裕度

$$S_m = \left(\frac{\pi_s^* / \dot{m}_s}{\pi_0^* / \dot{m}_0} - 1 \right) \times 100\% \tag{1}$$

其中 $\dot{m}_s$ 和 π_s^* 分别代表转子近失速点的流量和压比; $\dot{m}_0$ 和 π_0^* 分别代表转子设计点的流量和压比。



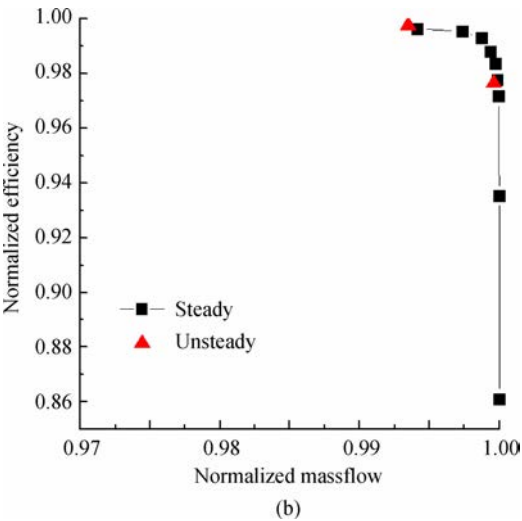


图 5 设计转速下实壁机匣风扇特性图
Fig. 5 Performance curves of solid wall casing fan at design speed

流量裕度

$$M_f = \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_s} - 1 \right) \times 100\% \tag{2}$$

首先针对实壁机匣条件下的叶尖流场进行诊断分析。图 6 中实线为激波位置,虚线为泄漏流轨迹。对于跨声速转子而言,泄漏流在由叶尖前缘开始向下游的发展过程中必然要经过叶尖激波。对于第一级转子,从设计点到近失速点,叶尖通道激波位置虽然有所前移,但整个过程中激波一直在通道中。虽然,叶片前缘泄漏流穿过通道激波在靠近叶片压力面形成了一个低速区,但是

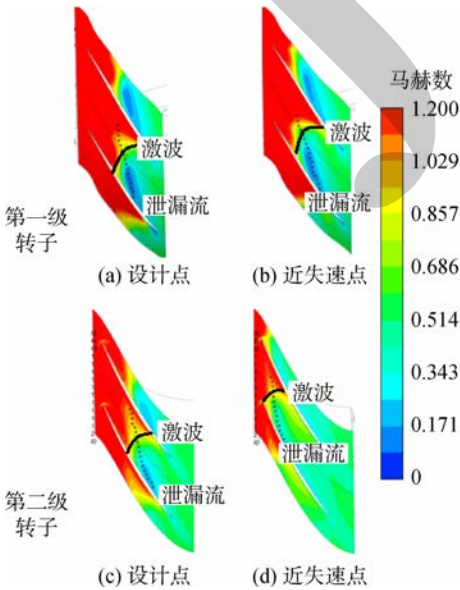


图 6 设计转速下实壁机匣风扇叶尖马赫数云图
Fig. 6 Mach number contour at blade tip of solid wall casing fan at design speed

这个低速区在设计点时也存在,从设计点到近失速点没有增强的趋势,也没有大范围堵塞流道,因此这个低速区不是风扇失速的关键。另一方面,从设计点到近失速点泄漏流轨迹没有明显前移,泄漏流结构也没有变化。对于第二级转子,从设计点到近失速点,叶尖通道激波位置大幅度前移,且在近失速点激波明显移动到叶片前缘,这是失速的前兆,同时泄漏流轨迹明显前移,在近失速点,泄漏流轴向动量明显不足,在叶片前缘附近就开始打到相邻叶片的压力面,从而堵塞了流道。从叶尖马赫数云图上看,在设计转速下风扇第二级首先失速的可能性大。

2.2 设计转速下周向槽扩稳分析

在设计转速下,针对实壁机匣风扇第二级转子失速进行了许多不同周向槽处理方案的尝试,结合前人对周向槽的研究成果^[5-10],最终确定周向槽参数如表 1 所示。从图 7 可以看出,周向槽

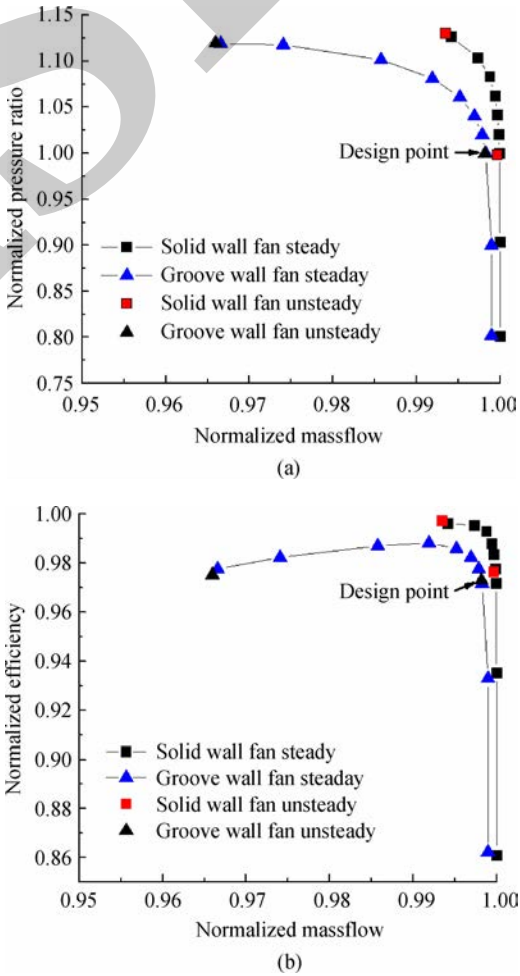


图 7 设计转速下实壁机匣、周向槽处理机匣特性图
Fig. 7 Performance curves of solid wall casing and groove casing treatment at design speed

扩稳效果明显。风扇的稳定裕度从 13.6% 提高到 16.3%，其流量裕度从 0.55% 提高到 3.28%，扩稳效果基本达到实际需求。

通过 2.1 节的分析发现第二级转子的叶尖失速是整个风扇失速的关键，而在第二级转子上加周向槽也是为了改善第二级转子叶尖流动。图 8 给出了在实壁机匣近失速点流量工况下不同机匣的风扇第二级转子叶尖马赫数云图(实线为激波位置，虚线为泄漏流轨迹)。一般来说，在压气机稳定工作时，叶尖通道激波一般处于叶片通道中，随着背压逐渐升高，激波会逐渐前移，当激波移动到叶片前缘时，压气机稳定性大幅度下降。在此流量下，实壁机匣的通道激波已经推到转子前缘，实壁机匣风扇靠近失速边界；而经过处理机匣处理之后，通道激波明显靠后，通道激波仍在叶片通道中，风扇可以继续提高背压进一步节流，风扇的裕度得以扩宽。从叶尖马赫数云图可以进一步看出，实壁机匣泄漏流产生的低速区在叶片 30% 弦长附近就开始打到相邻叶片的压力面，阻塞主流的流动，处理机匣风扇的泄漏流并未打到相邻叶片的压力面，顺利流出叶片通道。

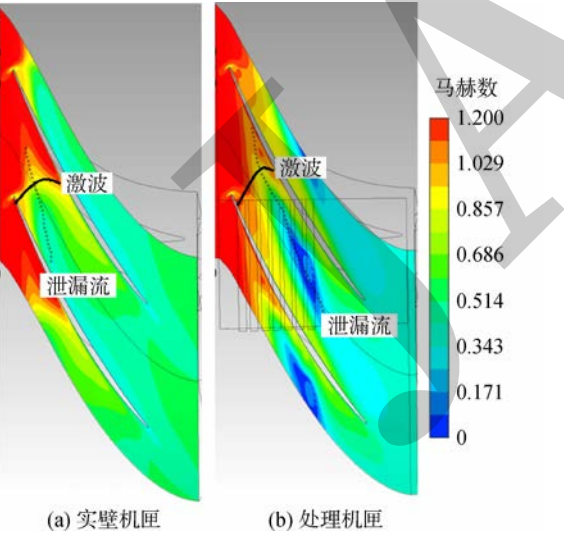


图 8 设计转速下实壁机匣和处理机匣第二级转子叶尖马赫数云图

Fig. 8 Mach number contour at blade tip of the second rotor of solid wall casing and casing treatment at design speed

图 9 为第二级转子叶尖静压分布。首先，从吸力面的静压升可以看出，实壁机匣的激波驻点明显比处理机匣靠前，这一点与从叶尖马赫数云图上得到的结论是一致的。另外，在叶片前 35% 弦长范围内，实壁机匣的压力面(PS)、吸力面

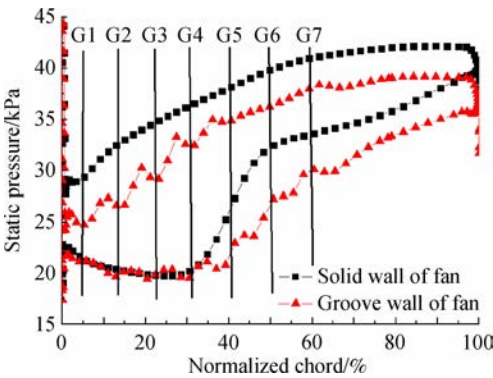


图 9 设计转速下第二级转子叶尖静压分布

Fig. 9 Static pressure distribution at blade tip of the second rotor at design speed

(SS)静压差明显大于处理机匣。叶尖压力面与吸力面的静压差是叶尖泄漏流的驱动力，因此，实壁机匣叶片前 35% 弦长的泄漏流远大于处理机匣。图中 G1~G7 为从上游到下游方向上 7 个周向槽对应的轴向位置。

如图 10 为一个时间周期(T)内不同瞬时，第二级转子叶尖静压及处理机匣内径向速度分布，背景流场为叶尖静压云图。从槽内径向速度(向上为正)分布可以看出，周向槽在叶片压力面抽吸以及在吸力面喷射现象很明显。虽然不同时刻周向槽抽吸与喷射效果不同，但主要集中在前 5 个周向槽。结合图 9、图 10 可以看出，处理机匣在叶片压力面与吸力面间形成通道，通过周向槽的抽吸与喷射效应，使叶片压力面与吸力面压差减小。

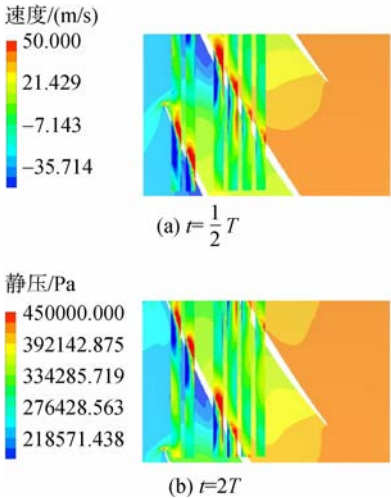


图 10 设计转速下第二级转子叶尖静压云图及周向槽径向速度分布

Fig. 10 Static pressure contours at blade tip and radial velocity distribution of circumferential grooves of the second rotor at design speed

在相同流量点,实壁机匣近失速工况下,第二级转子叶尖泄漏流如图 11 所示。整个泄漏流结构分三种,泄漏流 A 是由于叶顶间隙存在而产生的正常泄漏流,这种泄漏流会随着主流顺利地流出叶片通道,普遍存在于压气机整个工作过程中。泄漏流 B 是由叶片前缘开始,流向相邻叶片压力面,并且贴着相邻叶片压力面流出叶片通道的泄漏流,这种泄漏流不会直接形成叶尖堵塞,但是会使叶尖流通面积减小,同时使叶尖主流向周向偏转,轴向动量减小,使叶尖流通能力大大减弱,进一步发展可引起失速。泄漏流 C 是叶片前缘的跨通道泄漏流,这种泄漏流会向叶片前缘堆积,堵塞叶片前缘通道,使压气机迅速进入失速过程。对于实壁机匣,可能引发失速的泄漏流 B 和泄漏流 C 都比较明显,而对于处理机匣风扇只有正常的泄漏流 A,泄漏流堵塞叶尖的现象消失。因此,周向槽改善了叶尖泄漏流,增强了叶尖流通能力。

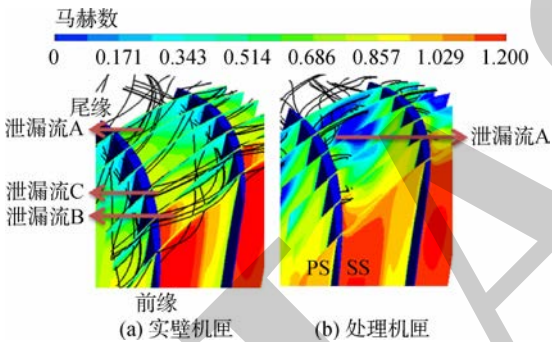


图 11 设计转速下第二级转子叶尖泄漏流
Fig. 11 Leakage flow at blade tip of the second rotor at design speed

2.3 设计转速下处理机匣对风扇设计点
(大流量点)性能影响

对比实壁机匣和处理机匣条件下风扇性能(图 7),发现处理机匣在扩宽风扇稳定裕度的同时,对风扇大流量点性能也产生了不利的影响,而对于本文所研究的风扇设计点恰好处在大流量点附近,处理机匣使得风扇设计点流量减小 0.2%。风扇设计点流量减小使发动机巡航推力减小,这对于发动机来说是非常不利的。通过对设计点流场分析发现,造成风扇流量减小的关键在于第二级转子叶尖堵塞(如图 11 所示低速区)。

堵塞系数 B_m 是衡量堵塞的标准,本文引用文献[21]的定义方式

$$A_b = \iint \left(1 - \frac{\rho v}{\rho_e v_e}\right) dA \tag{3}$$

$$B_m = \frac{A_b}{A_{exit}} \tag{4}$$

其中 ρ 、 v 分别为堵塞区的当地密度、当地轴向速度; ρ_e 、 v_e 分别为堵塞区边界处的密度和轴向速度; A_{exit} 为测量截面面积, A_b 为堵塞区面积, B_m 为堵塞系数。判断堵塞边界是分析堵塞的关键。Suder^[22]给出了一种基于流向速度梯度的判断标准:

$$C_s = |\nabla_r(\rho v_m)| + |\nabla_\theta(\rho v_m)| \geq \delta \tag{5}$$

式中 v_m 为当地流向速度, δ 为选定的阈值。

为了保证判断边界的阈值在流向上统一,参考刘宝杰等^[23]对式(5)做的无量纲处理,修订判断准则:

$$C_m = \left| \nabla_r \left(\frac{\rho v_m}{\rho v_{m,avg}} \right) \right| + \left| \nabla_\theta \left(\frac{\rho v_m}{\rho v_{m,avg}} \right) \right| \geq \delta \tag{6}$$

式中 $v_{m,avg}$ 为各个截面的平均流向速度。

图 12 为设计点实壁机匣风扇和处理机匣风扇第二级转子堵塞沿流向分布图。图中红色区域为堵塞区,与主流有明显边界。从图中可以看出:对于实壁机匣风扇,在设计点,叶尖堵塞并不严重,堵塞区与泄漏流轨迹完全一致,明显是泄漏流造成的堵塞。对于处理机匣风扇,在设计点堵塞比较严重,而且堵塞区域的位置与实壁机匣风扇的位置也不相同,堵塞起源于叶片前缘的吸力面,向下游不断发展扩大。对比图 10 的槽内径向速度分布可知,处理机匣风扇在设计点的叶尖堵塞与周向槽在靠近吸力面的径向“喷射”有关,喷出的流体在叶尖与主流掺混,阻碍了主流的流动,形成了低速涡团,而且其区域在逆压梯度下不断膨胀扩大。

图 13 为堵塞系数随风扇流量的变化。对于实壁机匣风扇,在设计点及其大流量点附近,堵塞比较小且稳定,但在靠近失速点堵塞迅速增加。

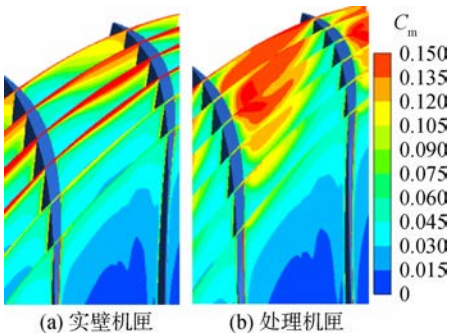


图 12 设计转速下、风扇设计点第二级转子堵塞
区域分布

Fig. 12 Blockage region of the second rotor at design point and design speed

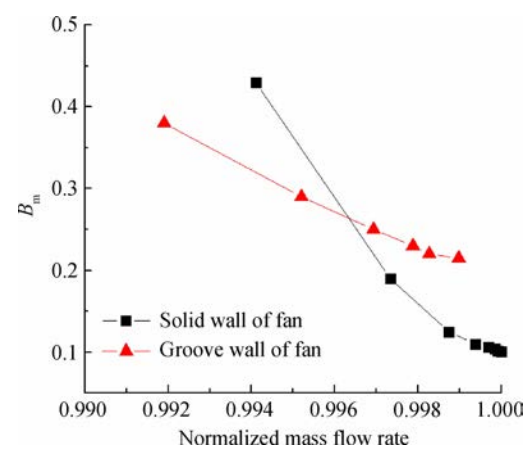


图 13 设计转速下转子堵塞随流量变化
Fig. 13 Blockage at rotor varying with normalized mass flow rate at design speed

对于处理机匣风扇,处理机匣控制了小流量区的堵塞增长速度,这表明在小流量区处理机匣对泄漏流的堵塞缓解要远大于周向槽自身喷射对主流的阻塞效应,因此使风扇失速推迟。但在风扇设计点及其大流量点附近,处理机匣在叶尖的喷射对主流的阻塞效应要大于对泄漏流的改善,因此其堵塞大于实壁机匣风扇,从而使得设计点流量减小。

图 14 为设计转速下,风扇设计点的第二级转子入口轴向速度分布图,从图中可以看出,相比于实壁机匣风扇,处理机匣风扇的第二级转子入口轴向速度在 70% 叶高以上区域明显减小,这表明处理机匣造成的叶尖堵塞使得第二级转子 70% 以上叶高流通能力减弱。

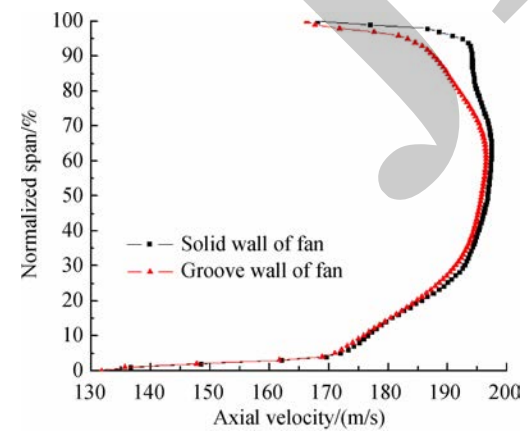


图 14 设计转速下第二级转子入口轴向速度
Fig. 14 Axial velocity at the entrance of the second rotor at design speed

2.4 设计转速下静子调节对设计点(大流量点)流量的改善

对于本文研究对象两级高负荷风扇来说,静

子的开关度对风扇的性能有比较大的影响。如图 15 所示,在设计转速下,对第一级静子的开关度进行整体调节,得到实壁机匣风扇在不同的第一级静子开关度下的特性图。S1 0°为实壁机匣原始设计第一级静子角度的结果,S1 3°、S1 5°和 S1 -1°分别为第一级静子角度打开 3°、打开 5°和关上 1°的结果。从图中可以看出,第一级静子不同的角度对风扇流量(特别是大流量点流量)有明显的影响。

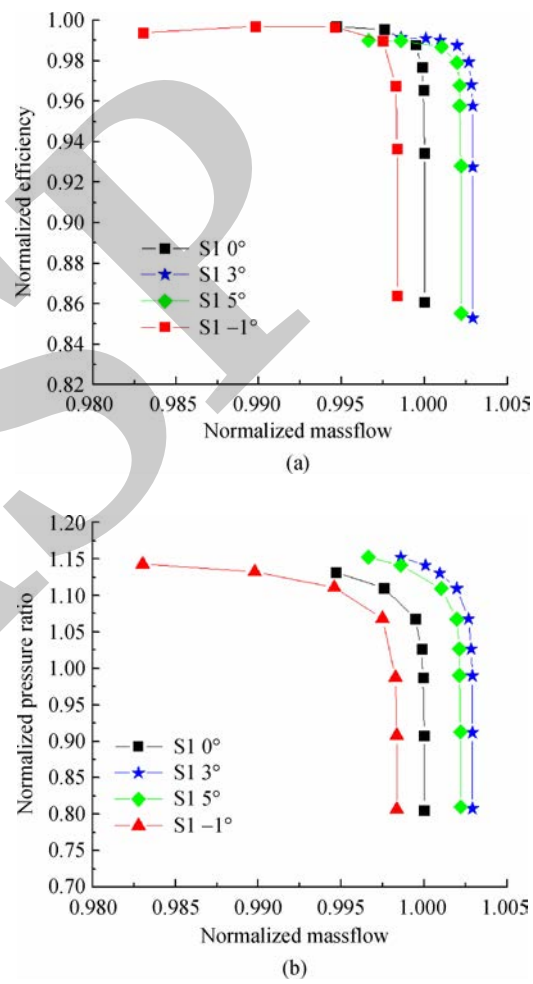


图 15 设计转速下不同第一级静子角度的特性图
Fig. 15 Performance curves of fan with different first stage stator angles at design speed

由图 7 分析可知,第二级转子周向槽处理机匣扩稳效果明显,但处理机匣同时削弱了第二级转子 70% 以上叶高的流通能力,使设计点流量减小。静子开关度可以直接影响风扇的流量,在实壁机匣设计点,第一级静子的角度与第二级转子是相匹配的。处理机匣影响了第二级转子中上部叶高的流通能力,打破了第一级静子和第二级转子在中上部分叶高的匹配关系。因此,需要对第

一级静子中上叶高的角度进行局部调节,使上游静子与受处理机匣影响的转子重新匹配,削弱处理机匣对设计点性能的不利影响。

第一级静子角度的局部调节方案如图 16 所示。S70 方案为调节第一级静子 70%以上叶高范围,最大调整角度为 3°;S40 方案为调节第一级静子 40%以上叶高范围,最大调整角度为 5°。

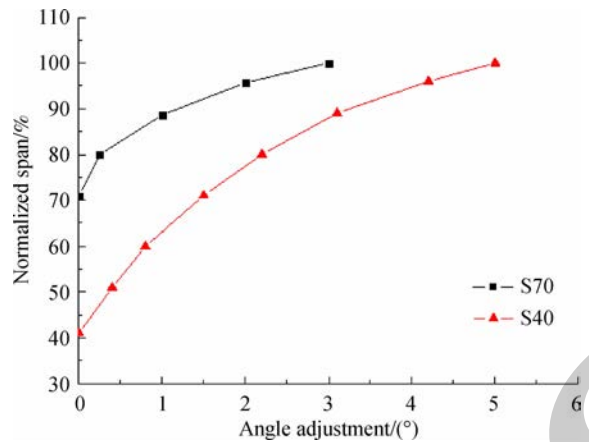


图 16 设计转速下第一级静子角度的局部调节方案
Fig. 16 Partial adjustment scheme of the first stage stator angle at design speed

如图 17 是实壁机匣风扇特性图,经过周向槽扩稳处理后,静子未调节(S0)、静子调节方案 1(S70)和静子调节方案 2(S40)所得到的特性图。静子未调节(S0)时的稳定裕度为 16.3%,流量裕度为 3.31%;静子调节方案 1(S70)风扇的稳定裕度为 16.5%,流量裕度为 3.04%;静子调节方案 2(S40)风扇的稳定裕度为 17%,流量裕度为 2.856%。随着静子调节范围和角度的增大,风扇的流量裕度会有所减小,但是稳定裕度随之增大。静子的调节虽然对流量裕度不利,但是会增大失速点压比(增大压比裕度),因此综合稳定裕度会

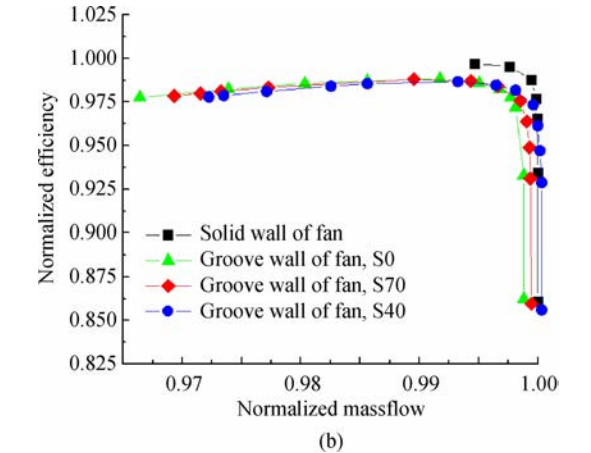
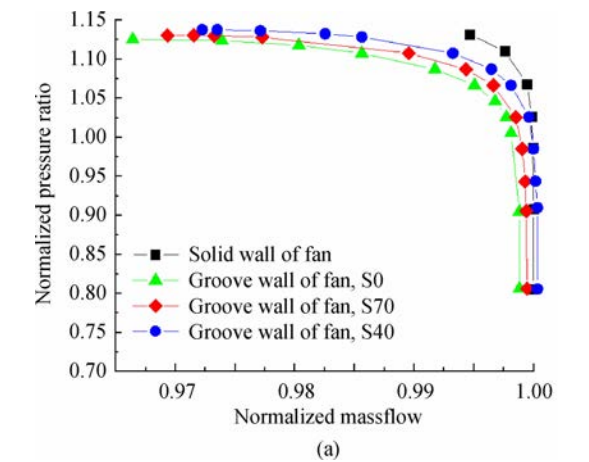


图 17 设计转速下、处理机匣条件下第一级静子局部调节的特性
Fig. 17 Performance curves of partial adjustment of the first stage stator angle with casing treatment at design speed

增大。

对比设计点流量,如图 17 所示,S70 静子调节方案使风扇设计点流量增加,但是仍然小于原实壁机匣风扇的设计点流量;S40 静子调节方案使风扇设计点流量进一步增加,已经基本达到原实壁机匣风扇的设计点流量。综合静子调节对风扇稳定裕度和设计点流量的影响,S40 静子调节方案有最佳的效果,对风扇稳定工作最有利。

如图 18 所示,在风扇设计转速下,流量均为设计点流量的等流量工况下,实壁机匣、周向槽处理机匣风扇、S40 静子调节方案下风扇第二级转子入口轴向速度沿叶高方向的分布。从图中可以看出,处理机匣风扇的第二级转子中上叶高的入口轴向速度明显小于实壁机匣风扇,第一级静子局部调节使得第二级转子中上部分叶高的轴向速

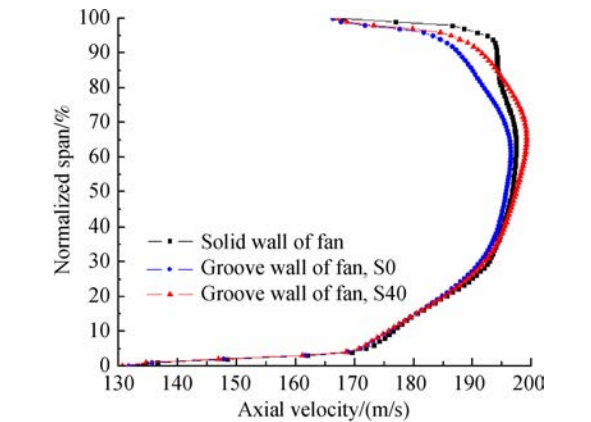


图 18 设计转速下第二级转子入口轴向速度
Fig. 18 Axial velocity at the entrance of the second stage rotor at design speed

度有所改善,并向实壁机匣风扇的轴向速度分布靠近。对比图 14,可以得出结论:上游静子的局部调节可以削弱处理机匣对设计点流量的不利影响。

2.5 85%转速下,处理机匣和静子调节对风扇性能的影响

如图 19 所示,在 85%转速下,第一级导叶带预旋角度,失速级仍在第二级转子。实壁机匣风扇和处理机匣条件下第一级静子局部调节风扇的特性曲线。实壁机匣风扇的稳定裕度为 16.4%,流量裕度 6.8%;处理机匣条件下第一级静子局部调节风扇的稳定裕度为 18.1%,流量裕度为 8.5%。同时,处理机匣与第一级静子局部调节不仅没有使风扇的大流量点流量减小,反而使大流量点流量有所增加,这对发动机在中低转速下的推力也是有利的。因此,针对设计转速下的周向槽和第一级静子 S40 局部调节方案的扩稳方案对在中低转速下风扇的性能也有一定积极改善作用。

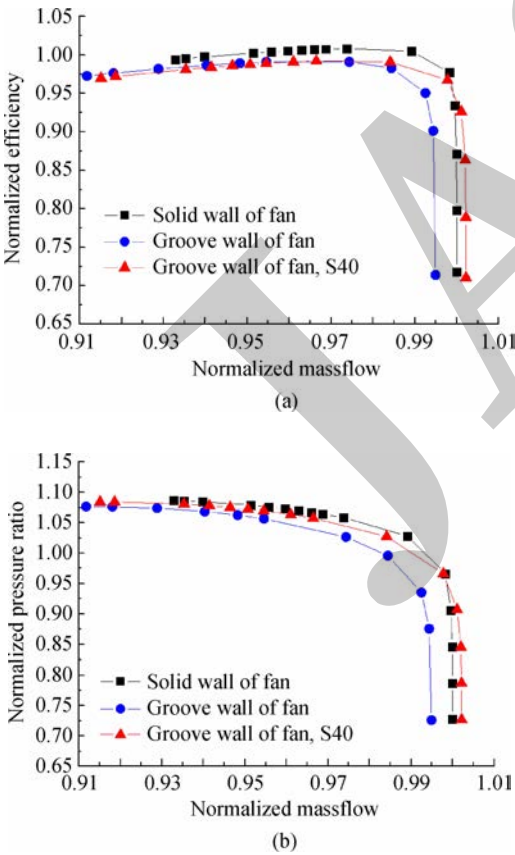


图 19 85%转速下风扇特性

Fig. 19 Performance curves of fan at 85% design speed

如图 20 所示,在 85%的转速下,风扇的第二级转子入口轴向速度分布与设计转速下的轴向速度分布(图 18)有基本相似的情况。处理机匣明显使得风扇第二级转子中上叶高的轴向速度减

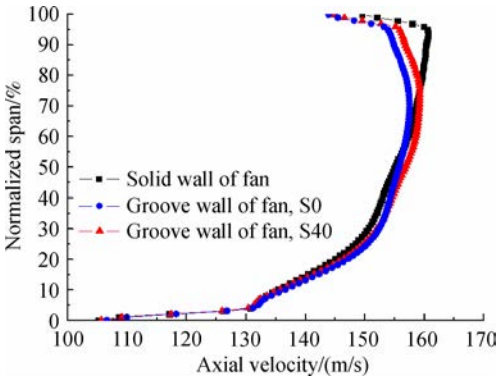


图 20 85%转速下第二级转子入口轴向速度
Fig. 20 Axial velocity at the entrance of the second stage rotor at 85% design speed

小,而第一级静子局部调节改善了这一情况。总之,无论是在 100%设计转速下,还是在 85%设计转速下,制约风扇最大流量的喉道部位都在于第二级转子,而第二级转子处理机匣势必会造成在大流量点以及设计点处,风扇第二级转子近叶尖存在堵塞,进而使风扇大流量点的流量减小。第一级静子中上叶高局部调节,增大了第二级转子入口中上叶高的轴向流动速度,而气流轴向动量的增加会一定程度上克服处理机匣造成的流动堵塞。最终,在高转速和中低转速下,静子调节匹配和处理机匣都对风扇有一定的好处。

3 结 论

- 1) 对于多级风扇/压气机的扩稳,首先要确定失速关键级,针对失速关键级进行合理的处理机匣,才能取得满意的扩稳效果。
- 2) 周向槽在叶片两侧形成通道,通过对压力面的抽吸和吸力面的喷射,降低了叶尖压力面与吸力面的静压差,改善了叶尖泄漏流,有效抑制了小流量区的叶尖堵塞,从而扩大风扇的稳定裕度。
- 3) 周向槽扩稳的同时,对风扇设计点的性能产生不利影响,使设计点及其大流量点的叶尖区堵塞增强,减弱转子中上叶高部分的流通能力,从而使得设计点流量减少,影响推力水平。
- 4) 通过上游静子的中上叶高的局部调节,能增强下游转子中上叶高的流通能力,改善处理机匣对大流量点流量的不利影响。上游静子局部调节和处理机匣联合应用,可获得比较理想的扩稳方案。

参考文献:

[1] 陈仲光,张志舒,李德旺,等. F119 发动机总体性能特点分

- 析与评估[J]. 航空科学技术, 2013(3):39-42.
- CHEN Zhonggunag, ZHANG Zhishu, LI Dewang, et al. Analysis and evaluation of F119 engine overall performance [J]. Aeronautical Science and Technology, 2013(3):39-42. (in Chinese)
- [2] VIARS P R. The impact of IHPTET on the engine/aircraft system[R]. AIAA 89-2137, 1989.
- [3] MERCHANT A A. Aerodynamic design and performance of aspirated airfoil[R]. ASME Paper 2002-GT-30369, 2002.
- [4] 金海良, 金东海, 桂幸民. 某高负荷跨声级双级风扇气动设计与数值模拟[J]. 航空动力学报, 2011, 26(2):272-280.
- JIN Hailiang, JIN Donghai, GUI Xingmin. Aerodynamic design and numerical simulation of a highly loaded transonic two-stage fan[J]. Journal of Aerospace power, 2011, 26(2):272-280. (in Chinese)
- [5] 陈葆实, 胡国荣, 魏玉冰, 等. 高马赫数、高负荷单级风扇设计和试验研究[J]. 航空发动机, 2000(3):28-35.
- [6] 吴艳辉, 张皓光, 楚武利, 等. 双级跨音风扇轴向缝处理机匣结构优化的数值研究[J]. 西北工业大学学报, 2010, 28(2):228-233.
- WU Yanhui, ZHANG Haoguang, CHU Wuli, et al. Further numerical investigation of optimum structure of axial slot casing treatment on a two-stage transonic fan[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2010, 28(2):228-233. (in Chinese)
- [7] 吴艳辉, 张皓光, 楚武利, 等. 双级跨声风扇双段轴向缝式机匣扩稳机理分析[J]. 推进技术, 2010, 31(2):181-186, 192.
- WU Yanhui, ZHANG Haoguang, CHU Wuli, et al. Mechanism of stall margin improvement of two stages transonic fan with two-portion axial slot casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(2):181-186, 192. (in Chinese)
- [8] 李玲, 于清, 陆亚钧. 处理机匣在单级跨声速风扇上的实验研究[J]. 推进技术, 2000, 21(3):49-52.
- LI Ling, YU Qing, LU Yajun. Experimental research of casing treatment on a single stage transonic fan[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(3):49-52. (in Chinese)
- [9] BAILEY E E. Effect of grooved casing treatment on the flow range capability of a single-stage axial-flow compressor[R]. NASA TM X-2459, 1972.
- [10] MOORE R D, KOVICH G, BLADE R J. Effect of casing treatment on overwall and blade element performance of a compressor rotor[R]. NASA TN-D-6538, 1971.
- [11] MULLER M W, SCHIFFER H P, HAH C. Effect of circumferential grooves on the aerodynamic performance of an axial single-stage transonic compressor[R]. ASME Paper GT2007-27365, 2007.
- [12] RABE D C, HAH C. Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor[R]. ASME Paper GT2002-30641, 2002.
- [13] WU Y H, CHU W L, ZHANG H G, et al. Parametric investigation of circumferential grooves on compressor rotor performance[J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(12):121103. 1-121103. 10.
- [14] BENNINGTON M A. Tip gap flow and casing treatments in an axial compressor[D]. South Bend, US: University of Notre Dame, 2009.
- [15] ZHAO S F, LU X G, ZHU J Q, et al. Investigation for the effects of circumferential grooves on the unsteadiness of tip clearance flow to enhance compressor flow instability [R]. ASME Paper GT2010-22652, 2010.
- [16] HAH C, MULLER M W, SCHIFFER H P. Study of convective flow effects in endwall casing treatments in transonic compressor rotors[R]. ASME Paper GT2012-68411, 2012.
- [17] 党春宁. 周向槽机匣处理对跨声速轴流压气机影响分析[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008, 21(3):18-25.
- DANG Chunning. Analysis of the effects of circumferential groove casing treatment on a transonic axial flow compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Reserch, 2008, 21(3):18-25. (in Chinese)
- [18] 段真真, 柳阳威, 陆利蓬. 周向槽机匣处理对某跨音转子性能的影响[J]. 航空学报, 2014, 35(8):2163-2173.
- DUAN Zhenzhen, LIU Yangwei, LU Lipeng. Influence of circumferential casing grooves on transonic compressor rotor performance[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2014, 35(8):2163-2173. (in Chinese)
- [19] 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)
- [20] 刘传乐, 楚武利, 张皓光. 槽深对跨音速压气机稳定性影响的数值仿真[J]. 计算机仿真, 2012(6):394-399.
- LIU Chuanle, CHU Wuli, ZHANG Haoguang. Numerical simulation of influence of groove's depth on stability of transonic compressor[J]. Computer Simulation, 2012(6):394-399. (in Chinese)
- [21] KHALSA A S, WAITZ I A, TAN C S, et al. Endwall blockage in axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3):499-509.
- [22] SUDER K L. Blockage development in a transonic, axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3):465-476.
- [23] 刘宝杰, 张志博, 于贤君. 轴流压气机转子叶尖泄漏堵塞特性的试验研究[J]. 航空学报, 2013, 34(12):2682-2691.
- LIU Baojie, ZHANG Zhibo, YU Xianjun. Experimental investigation on characteristics of tip leakage blockage in an axial compressor[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(12):2682-2691. (in Chinese)