

跨声速轴流压气机转子弯掠控制机理

吕从鹏¹, 姜 斌¹, 张寅豹², 王国强¹, 邱 毅¹, 郑 群¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 天津出入境检验检疫局, 天津 300201)

摘 要: 以1.5级跨声速轴流压气机为研究对象,采用三维数值模拟方法研究弯掠叶片技术对压气机不同工况的控制机理.结果表明:设计转速时前掠与反弯的组合弯掠优于前掠与正弯的组合弯掠,而部分转速时正好相反,这是因为不同弯掠方案对跨声速压气机不同工况的控制机理不同.设计转速时弯掠叶片改变叶顶激波强度和位置以及叶顶间隙泄漏涡强度,并改变叶片表面展向“C”型压力分布,三者共同作用从而提高设计转速时压气机的喘振裕度,但也造成设计转速效率下降;而部分转速时,压气机流场中的激波消失,弯掠叶片改变叶顶吸力面逆压力梯度和增强展向“C”型压力分布,两者共同作用使压气机的稳定性提高,但效率也会下降.

关 键 词: 跨声速转子; 弯掠转子; 喘振裕度; 效率; 激波结构

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Controlling mechanisms of bowed and swept of rotor in transonic axial compressor

LÜ Cong-peng¹, JIANG Bin¹, ZHANG Yin-bao², WANG Guo-qiang¹,
QIU Yi¹, ZHENG Qun¹

(1. College of Power and Energy Engineering,

Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. Tianjin Entry-Exit Inspection and Quarantine Bureau, Tianjin 300201, China)

Abstract: In a 1.5-stage transonic axial compressor, the controlling mechanism of bowed and swept blades was researched by 3-D numerical simulation when the compressor was working at different conditions. Results show that the combined scheme of sweepforward and positive bow is better than the combined scheme of sweepback and negative bow at the design speed, but it's completely opposite at the part speed, because the controlling mechanisms of different bowed and swept schemes are different at the design speed and the part speed. The intensity and position of shock can be changed by the bowed and swept blades at the design speed, the same as the leakage vortex in the shroud gap and the spanwise C-shape pressure distribution; so the surge margin of compressor could be improved by combined action of three changed factors, but followed with the decrease of efficiency. However, the shock disappeared at the part speed, the reverse pressure gradient of the suction surface at the top of blade and the spanwise C-shape pressure distribution are changed, improving the aerodynamic stability of compressor and cutting down the efficiency.

收稿日期: 2015-07-13

基金项目: 国家自然科学基金(51676050); 中央高校基本科研业务费专项资金(HEUCF150304)

作者简介: 吕从鹏(1990—),男,硕士生,主要从事叶轮机械气动热力学.

引用格式: 吕从鹏,姜斌,张寅豹,等.跨声速轴流压气机转子弯掠控制机理[J].航空动力学报,2017,32(4):1001-1011. LÜ Cong-peng, JIANG Bin, ZHANG Yinbao, et al. Controlling mechanisms of bowed and swept of rotor in transonic axial compressor [J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 1001-1011.

Key words: transonic rotor; bowed and swept rotor; surge margin; efficiency; shock structure

跨声速风扇/压气机的弯掠叶片技术已经有了大量的研究. 早期 Wadia 等^[1]利用实验和数值模拟研究了掠叶片对跨声速压气机的影响,前掠叶片减弱了叶尖附近激波、附面层和泄漏流相互作用,得出了前掠可以提高效率和扩大喘振裕度的结论. Denton^[2]对某跨声速风扇进行了掠研究,结果表明弯掠对压比和效率影响很小,对失速边界影响很大,其中前掠可以提高喘振裕度而后掠会降低喘振裕度,而 Okui 等^[3]却发现前掠并没有提高喘振裕度. Benini 等^[4]在 Rotor37 的基础上研究了弯掠的影响,结果表明后掠可以提高效率但是喘振流量会增加. Jin 等^[5]对某两级高负荷跨声速风扇采用弯掠叶片技术,结果发现动叶前掠对风扇的压比和效率有非常明显的影响,而静叶叶顶反弯叶根正弯可以显著提高风扇的压比、效率和喘振裕度. 国内的毛明明等^[6-8]针对某单级跨声速压气机弯掠后叶中性能下降进行了优化,最终应用弯掠动叶的压气机效率和失速裕度都得到显著提高. 姜斌等^[9-10]研究了弯掠三维设计技术对具有较高负荷的跨声速轴流压气机性能改善所起到的作用和抑制流动损失增加的机理. 茅晓晨等^[11]对某跨声速压气机进行了复合弯掠优化,发现复合弯掠可以使全叶展上的激波均整体后移且尖部附近激波形态由一道前缘强斜激波转变为一道前缘弱斜激波和一道通道激波组成的激波系,从而提高压气机的性能.

上述的研究针对跨声速风扇/压气机的研究基本上都关注的是风扇/压气机的跨声速流动状态,流场中存在激波,但当风扇/压气机处于较低转速时,风扇/压气机中跨声速流动可能消失,流场中的激波消失,弯掠叶片对风扇/压气机的控制机理是否与跨声速流动状态一致,这是前人研究鲜有关注的.

本文以某 1.5 级跨声速轴流压气机(静叶-动叶-静叶)为研究对象,对跨声速动叶采用弯掠叶片技术,利用三维数值模拟方法研究弯掠对跨声速压气机设计转速和部分转速时喘振裕度和效率的影响,并详细分析和比较了不同弯掠方案在不同工况下对压气机的影响机理.

1 计算算例和数值方法

本文在 1.5 级状态下研究跨声速动叶弯掠对

压气机的影响,因为动叶弯掠会改变下游静叶的进气方向,在 1.5 级状态下可以更准确地反映跨声速动叶对压气机性能的影响. 该压气机进出口静叶为亚声速流动,动叶为跨声速流动,主要参数如表 1 所示.

表 1 1.5 级跨声速轴流压气机参数
Table 1 Parameters of 1.5-stage transonic axial compressor

参数	数值
转速 $n/(r/min)$	7 400
进口总温 T/K	288
进口总压 p/Pa	101 325
进口轮毂比	0.447
出口轮毂比	0.573
动叶进口相对气流角/ $^{\circ}$	75.0
动叶叶顶切线速度 $u/(m/s)$	354.5
动叶叶顶间隙 d/mm	0.50
动叶展弦比	1.674

本文通过改变叶片的积叠规律来控制弯、掠,流向积叠线和周向积叠线均采用贝塞尔曲线-直线-贝塞尔曲线的方式定义,如图 1 所示,图中 C_1 表示根部的弯高掠高, C_2 表示顶部的弯高掠高, α_1 表示根部的弯、掠角度, α_2 表示顶部的弯、掠角度, p_1 为根部积叠线控制点高度, p_2 为顶部积叠线控制点高度,通过修改 $C_1, C_2, \alpha_1, \alpha_2, p_1, p_2$ 控制弯掠.

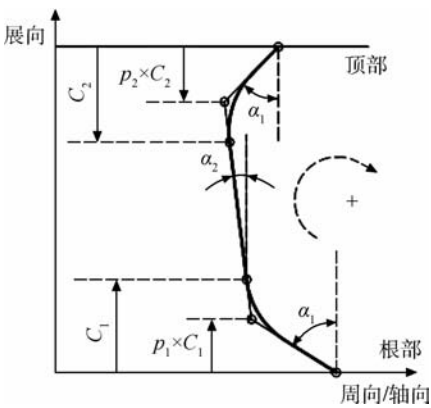


图 1 积叠线定义
Fig. 1 Definition of stacking curve

计算模型由软件 NUMECA/AutoGrid5 生成 O4H 结构化网格,动叶叶顶间隙采用蝶形网格. 经过网格敏感性分析表明当每列叶片网格数

达到 80 万左右时可以基本消除网格敏感性,网格总数为 2 433 146,壁面网格厚度为 3×10^{-6} m,网格如图 2 所示。

数值模拟采用 NUMECA/Fine Turbo 软件,计算模型为 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes)的定常计算,空间的离散格式采用 2 阶精度的中心差分格式,时间项选取 4 阶 Runge-Kutta方法进行迭代求解,CFL(Courant-Fiedrich-Lewy)数为 3,并利用多重网格技术和隐式残差光顺法加速收敛.湍流模型为 S-A(Spalart-Allmaras)低雷诺数湍流模型,工质选择理想气体,进口条件给定总温总压,出口条件按照简单径向平衡方程给定静压,通过改变出口静压来调节流量以计算特性曲线,壁面采用无滑移绝热边界条件。

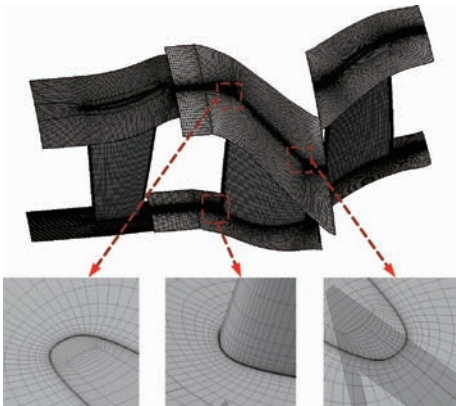


图 2 三维计算网格

Fig. 2 Three-dimensional computational mesh

2 弯掠设计方案

为了更好地研究弯掠叶片技术对不同工况跨声速动叶的影响,本文设计了 3 种弯掠方案,方案 1 为前掠方案(SWF),方案 2 为前掠和正弯的组合方案(SWBP),方案 3 为前掠和反弯的组合方案(SWBN),掠角、掠高、弯角和弯高如表 2 所示。

表 2 弯掠方案

Table2 Schemes of bowed and swept rotor

参数	方案 1	方案 2	方案 3
叶顶掠角/(°)	−20	−20	−20
叶根掠角/(°)	15	15	15
叶顶掠高/%	50	50	50
叶根掠高/%	50	50	50
叶顶弯角/(°)	0	15	−15
叶根弯角/(°)	0	−15	15
叶顶弯高/%	0	30	30
叶根弯高/%	0	30	30

为了更好地说明弯掠对跨声速压气机全工况的影响,本文模拟了压气机 100% 转速和 75% 转速(N 表示转速),特性线如图 3 所示,图中 ORI 表示原型方案, M/M_{ref} 表示流量与参考流量的比值, π^*/π_{ref}^* 表示压比与参考压比的比值, $\eta^*/\eta_{\text{ref}}^*$ 表示效率与参考效率的比值.从图中可以看出,采用弯掠叶片技术后可以大幅度的提高设计转速和部分转速的喘振裕度,但是设计转速和部分转速的效率也会整体下降.对比 3 种弯掠方案,只采用前掠的方案 1 比采用弯掠联合的其他两种方案的效率下降程度小一些,但喘振裕度的提高幅度也会小一些.对比采用不同弯向的方案 2 与方案 3,设计转速时采用正弯的方案 2 效率低于采用反弯的方案 3,喘振裕度是方案 2 高于方案 3,而部分转速时弯叶片对效率和喘振裕度的影响与设计转速正好相反,可见不同弯向的弯叶片对不同转速的适应性是不同的.设计转速时前掠与反弯组合的方案 3 优于前掠与正弯组合的方案 2,而部分转速时方案 2 优于方案 3。

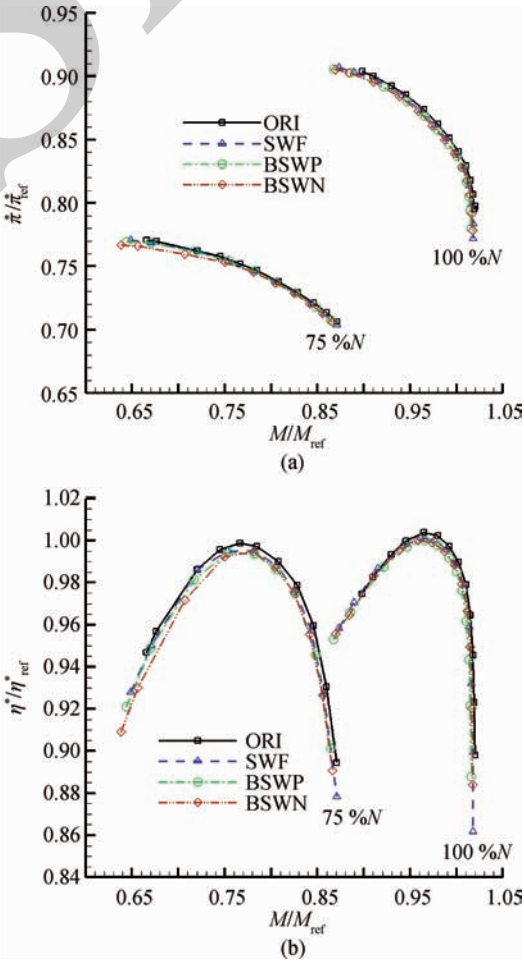


图 3 压气机特性图

Fig. 3 Performance maps of compressor

由于本文研究的压气机在设计转速时处于跨声速流动状态,而部分转速时压气机处于亚声速状态,所以为了全面分析弯掠对压气机的影响,本文分别分析不同弯掠方案对压气机设计转速和部分转速的影响机理.

3 设计转速弯掠控制机理

当压气机处于设计转速时,弯掠可以提高喘振裕度但也付出了效率整体下降的代价,所以本文选取最高效率点和近失速点研究弯掠对压气机的影响机理.文中 $\bar{Z}, \bar{R}$ 分别代表无量纲轴向相对坐标和径向相对坐标, η_i^* 为等熵滞止效率.

3.1 最高效率点流场分析

方案 1、方案 2、方案 3 的压气机设计转速最高效率分别下降了 0.346%, 0.407%, 0.358%. 从图 4 可以看出,在方案 1 中,前掠使得 0.8 倍叶高以上的效率提高而 0.2~0.8 倍叶高之间的效率下降,其中叶顶效率提高是因为叶顶的激波强度减弱,激波引起的叶片表面附面层分离损失减小(图 5 所示),同时由于 0.3 倍弦长前的叶顶压差减小(图 6,图中 C_p 表示静压系数)使得起始于前缘的间隙泄漏流强度减弱,泄漏损失下降,这些因素综合作用使叶顶效率升高.但是前掠造成 0.5~0.8 倍叶高之间的激波强度明显提高,同时前掠使得叶顶端区的低能流体向叶中迁移趋势增强进一步增加叶中附近的损失,这两方面因素造成叶中附近的效率下降.由于叶顶效率的提升幅度小于叶中附近效率的下降程度,所以压气机的整体效率会有一定程度的下降.

当前掠的基础上增加正弯后,压气机的稳定工作范围进一步拓宽,同时效率的损失更大.从图 7 可以看出,相对于方案 1、方案 2 的动叶在额外的正弯产生的径向力作用下吸力面的展向“C”型压力分布的趋势增强,叶顶的负荷增强而叶中的负荷下降,造成叶顶的激波强度增大而叶中的激波基本消失,从而使得方案 2 中动叶叶中附近的效率稍微有所下降,但 0.1~0.4 倍叶高之间的效率下降幅度较大,这是因为近轮毂的低能流体在正弯产生的径向力作用下迁移至该叶高区间内,造成该部分叶高的效率下降.虽然叶中附近的效率下降程度有所缓解,但是由于其叶顶的效率没有提高及叶根效率下降,加之与下游静叶的匹配更加恶化,所以方案 2 的压气机最高效率点下降的更多.

方案 3 在方案 1 的基础上进一步采用反弯技术,动叶吸力面静压系数呈现反“C”型分布,叶顶的激波消失,做功能力明显下降,而叶中的激波强度显著增加,做功能力提高.相对于方案 1 和方案 2、方案 3 动叶叶顶的效率提高幅度更大,同时叶中附近的效率下降的程度也更大,但根部的效率有所提高,这是前两个方案所没有的,这说明根部的反弯能将低能流体往轮毂处挤压^[12-13],使得动叶根部的负荷降低(如图 7 所示),堵塞减轻,效率提高,但近轮毂的效率会有所下降.

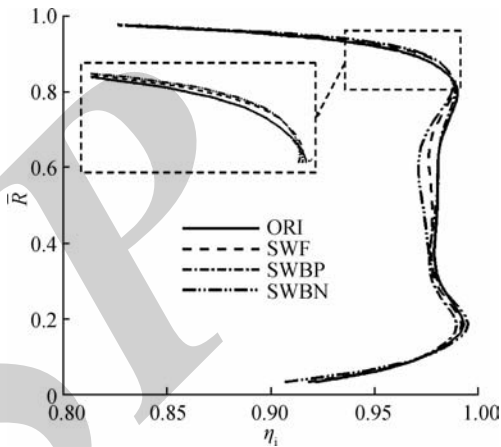


图 4 设计转速最高效率点动叶效率沿叶高分布
Fig. 4 Efficiency along spanwise of rotor at the maximum efficiency point of design speed

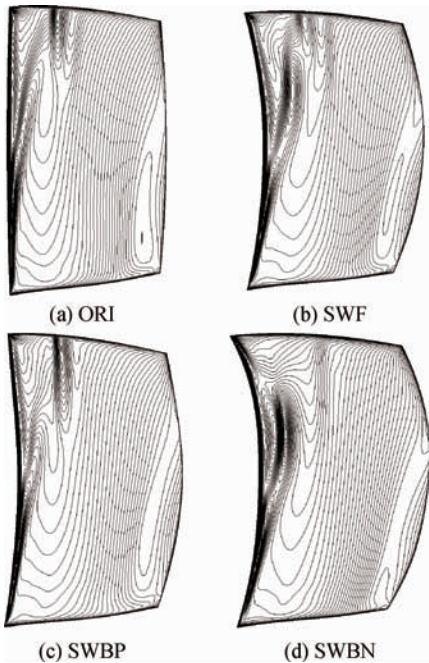


图 5 设计转速最高效率点动叶吸力面
相对马赫数等值线
Fig. 5 Contours of relative Mach number near
suction surface of rotor at the maximum
efficiency point of design speed

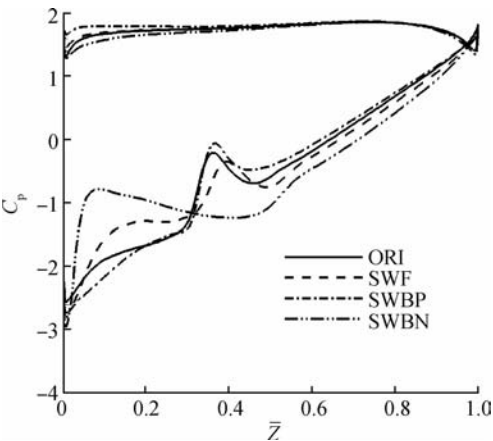


图 6 设计转速最高效率点动叶表面 0.95 倍叶高轴向静压系数分布

Fig. 6 Surface axial static pressure coefficient distribution at 0.95 times span of rotor at the maximum efficiency point of design speed

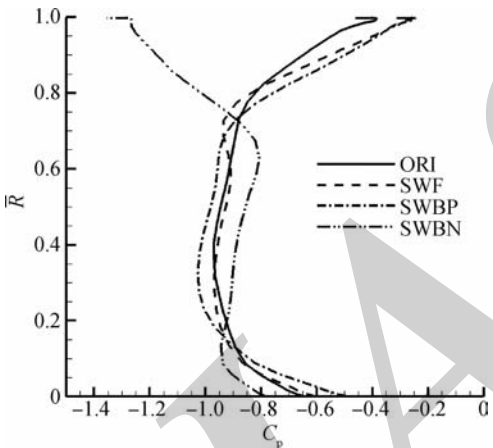


图 7 设计转速最高效率点动叶吸力面 0.5 倍弦长处展向静压系数分布

Fig. 7 Static pressure coefficient distribution on suction surface along spanwise of rotor at 0.5 times chord at the maximum efficiency point of design speed

轴向密流可以反映出压气机通流能力. 图 8 给出了动叶进口的轴向密流 W , 从中可以看出, 相对于原型压气机, 前掠可以提高动叶叶顶的通流能力, 而叶中附近的通流能力会下降, 并且轴向密流变化的趋势与对应叶高的效率变化趋势基本一致. 当采用前掠和正弯的联合弯掠时, 正弯产生的径向力将端区的流体往叶中迁移, 从而降低端区的通流能力, 提高叶中附近的通流能力, 这在前文效率沿叶高的变化已经有所体现. 而当前掠与反弯结合时, 叶顶的通流能力明显提高, 但叶中的大部分叶高的轴向密流都会下降, 这一点与效率沿叶高的变化也基本一致.

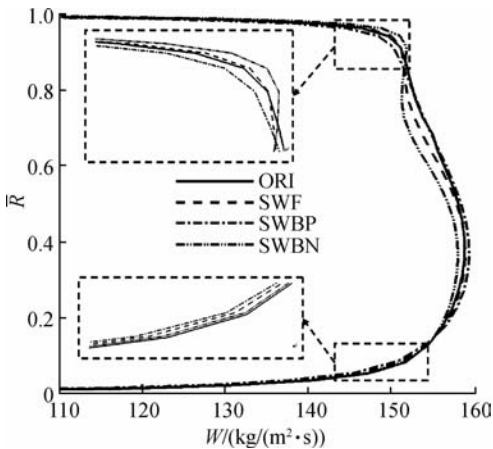


图 8 动叶进口轴向密流沿叶高分布

Fig. 8 Inlet axial velocity-density along spanwise of rotor

3.2 近失速点流场分析

当压气机处于设计转速近失速点时, 流场恶化, 跨声速动叶吸力面大部分叶高都存在较强的激波, 所以此时压气机的稳定性较差. 采用弯掠叶片技术后, 压气机设计转速的喘振裕度提高, 方案 1、方案 2、方案 3 的喘振裕度分别提高了 22.68%, 25.58%, 26.20%, 对于这 3 个方案喘振裕度的提高是多因素综合影响的结果, 既有叶顶间隙泄漏涡的影响, 又有激波形状、强度和位置的变化, 还有叶片负荷变化的影响. 从图 9 和图 10 可以看出, 相对于原型压气机, 由于方案 1 和方案 3 的压气机动叶叶顶前缘附近的压差减小, 从而使得从叶片前缘间隙产生的泄漏涡强度减弱, 并且由于激波强度减弱和激波位置往尾缘移动, 泄漏涡能够积聚更多的能量穿过激波而不破碎产生过多的低能流体, 叶顶的堵塞减轻, 压气机的稳定性获得提高. 而方案 2、方案 1 和方案 3 相反, 其在叶顶区域的稳定性会有所恶化.

从激波形状、强度和位置来看(图 11、图 12、图 13), 前掠(方案 1)使得叶片吸力面的激波位置整体往后移动, 同时叶顶的激波强度有所减弱, 激波强度减弱和位置后移有利于降低叶片表面附面层的分离损失, 所以综合考虑激波强度和位置的变化, 前掠提高了压气机设计转速的喘振裕度. 当前掠的基础上增加正弯后, 激波的强度和位置发生明显的变化, 叶顶的激波强度增大, 位置基本不变, 而叶中附近的激波强度减弱并且后移, 更重要的是 0.7 倍叶高以上的激波由倾斜于轴向变为基本垂直于轴向, 所以有利于该部分叶高稳定性的提高. 而当由正弯变为反弯后, 影响最大的是叶

顶的激波强度和位置,激波减弱程度和位置后移程度明显大于前两种方案,叶顶的稳定性提高幅度更大,但是叶中的激波强度增加剧烈,使得该部分叶高的稳定性下降,所以弯掠叶片技术对压气机的影响要综合考虑整个叶高稳定性的变化.

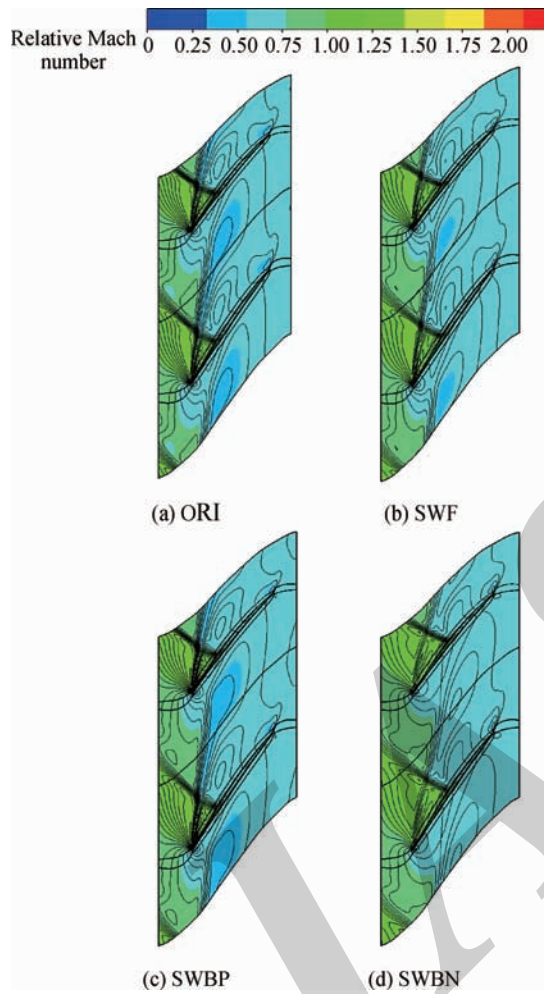


图 9 设计转速近失速点动叶叶顶间隙内相对马赫数等值线

Fig. 9 Contours of relative Mach number in the shroud gap at near stall point of design speed

如图 14 所示,3 种方案对叶片展向负荷的影响存在很大不同. 虽然方案 2 的叶顶间隙的泄漏涡和激波增强,但在更大的径向迁移作用下端区的低能流体往叶中迁移的能力更强,所以该方案叶顶的稳定性不一定变差,取决于各个因素综合影响的结果. 综上所述,弯掠叶片技术对跨声速动叶设计转速时的喘振裕度的影响要综合考虑叶顶间隙泄漏涡、激波的强度、形状和位置以及叶片负荷等因素才能确定.

上述影响压气机设计转速喘振裕度的因素的综合效果也可以从动叶进口的轴向密流和相对气

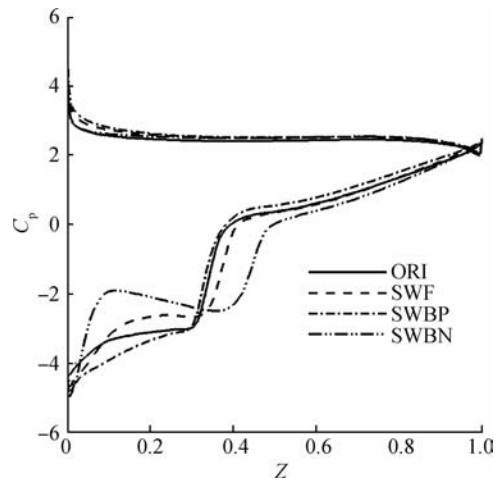


图 10 设计转速近失速点动叶表面 0.95 倍叶高轴向静压系数分布

Fig. 10 Surface axial static pressure coefficient distribution at 0.95 times span of rotor at near stall point of design speed

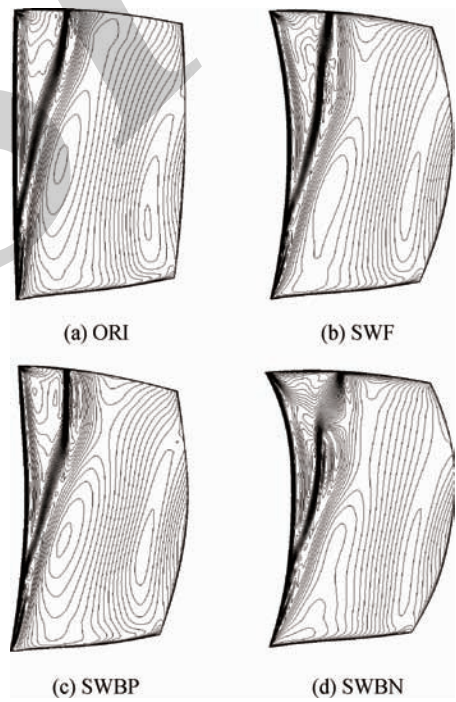


图 11 设计转速近失速点动叶近吸力面相对马赫数等值线

Fig. 11 Contours of relative Mach number near rotor suction surface at near stall point of design speed

流角反映出. 从图 15 和图 16 可以看出,前掠可以提高动叶叶顶的轴向密流,叶顶的通流能力提高,使得叶顶的进口相对气流角 β_1 减小,抗分离能力提高,稳定性改善,但叶中附近的通流能力下降,进口相对气流角增大^[14],该部分叶高之间的稳定性下降. 当在前掠的基础上增加正弯后,正弯与前

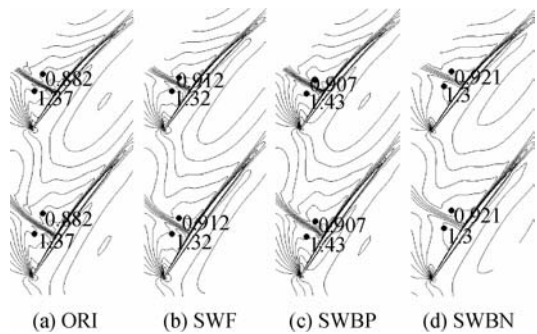


图 12 设计转速近失速点动叶 0.95 倍叶高相对马赫数等值线

Fig. 12 Contours of relative Mach number at 0.95 times span of rotor at near stall point of design speed

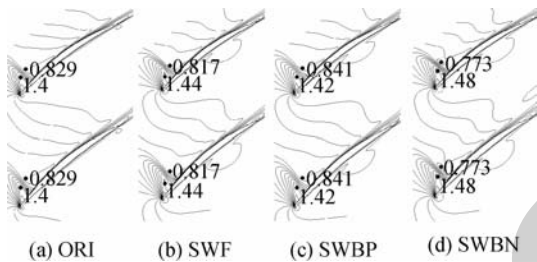


图 13 设计转速近失速点动叶 0.5 倍叶高相对马赫数等值线

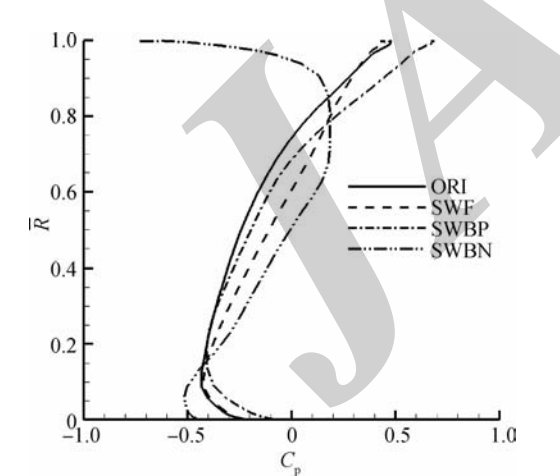


图 14 设计转速近失速点动叶吸力面 0.5 倍弦长处展向静压系数分布

掠产生相反的效果,即叶顶通流能力减弱,叶中附近的通流能力提高抗分离能力增强.而反弯会进一步增大前掠的影响,使得动叶叶顶的稳定性进一步提高,而且影响幅度大于前掠,反弯还能够提高根部的稳定性,这是前两个方案所没有的.

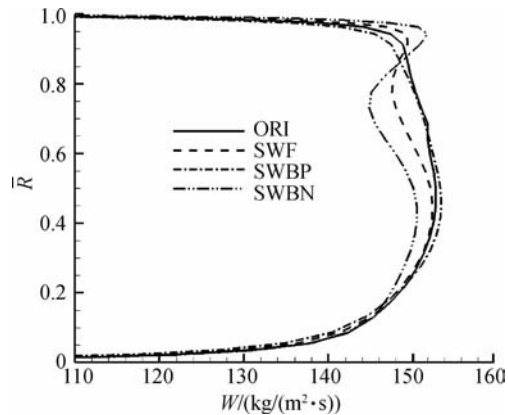


图 15 设计转速近失速点动叶进口轴向密流沿叶高分布

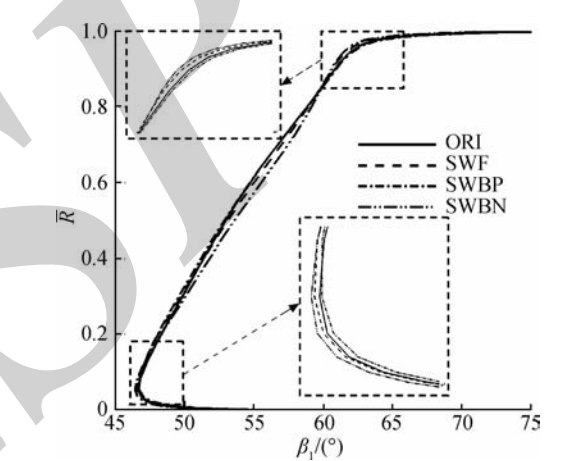


图 16 设计转速近失速点动叶进口相对气流角沿叶高分布

Fig. 16 Inlet relative flow angle along spanwise of rotor at near stall point of design speed

4 部分转速弯掠控制机理

随着压气机转速的降低,压气机处于亚声速流动状态,流场中的激波消失,所以部分转速时弯掠叶片技术对压气机的影响机理与设计转速有所不同.本文选取 75% 转速的最高效率点和近失速点作为研究对象,分析不同弯掠方案对压气机的影响机理.

4.1 最高效率点流场分析

弯掠叶片同样也会降低压气机部分转速的效率,方案 1、方案 2、方案 3 的部分转速最高效率分别下降了 0.291%, 0.366%, 0.552%, 而压气机部分转速时效率下降的原因与设计转速存在很大的不同,最重要的原因是部分转速时激波消失.图 17 反映了 3 种方案压气机的效率沿叶高的分布,

方案 1 的叶顶近轮缘效率稍微有所提高,而其他叶高的效率都有所下降。前掠叶片降低了叶中负荷增强展向的“C”型压力分布(图 18),正是展向压力分布的增强造成叶顶的低能流体向叶中迁移从而减弱叶顶堵塞使效率提高,而叶中附近由于端区迁移的低能流体与主流发生掺混造成该部分叶高效率下降^[15],最终导致压气机整机效率下降。

在前掠的基础上增加正弯后,动叶吸力面的展向负荷都发生较大变化,叶顶和叶根的负荷增大,而中间负荷减轻,展向“C”型压力分布进一步增强(图 18),叶顶的低能流体往叶中迁移能力增强,所以叶顶的效率提高,而叶中效率稍微有所下降,但由于正弯对动叶与下游静叶的匹配产生不利影响,所以方案 2 的压气机效率下降程度大于方案 1。

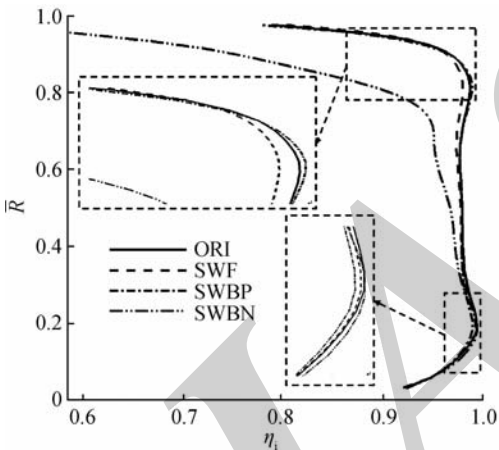


图 17 部分转速最高效率点动叶效率沿叶高分布
Fig. 17 Efficiency along spanwise of rotor at maximum efficiency point of partial speed

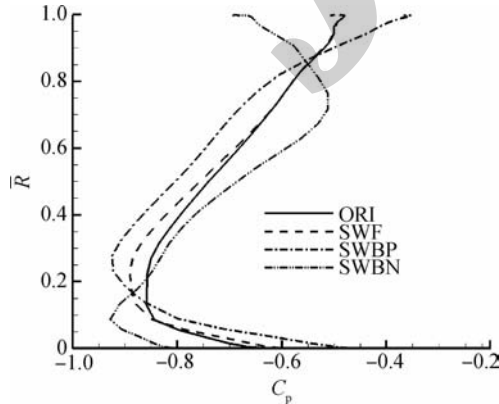


图 18 部分转速最高效率点动叶吸力面 0.5 倍弦长处展向静压系数分布
Fig. 18 Static pressure coefficient distribution on suction surface along spanwise of rotor at 0.5 times chord at maximum efficiency point of partial speed

当弯叶片由正弯变为反弯,叶顶和叶根负荷下降而叶中负荷增加,从而使得展向压力分布发生根本性变化,从“C”型压力分布变为反“C”型压力分布(图 18),低能流体在叶顶堆积,这造成方案 3 的叶顶效率下降剧烈,这一点与设计转速有本质的区别,设计转速时展向压力分布由“C”型变为反“C”型,叶顶的效率是增加的,两者出现本质性差别的根本原因在于有无激波。设计转速时动叶叶顶的低能流体较弱,对叶顶效率影响不大,其主要通过削弱激波强度来提高叶顶效率,而部分转速时叶顶的效率主要受低能流体的影响^[16],反弯正好加剧了叶顶低能流体的堆积从而使效率下降。所以在这 3 种方案中,方案 3 部分转速效率下降程度最严重,与设计转速时不同。

图 19 给出了部分转速最高效率点动叶进口的轴向密流,前掠使得叶顶端区的轴向密流降低而叶中附近的轴向密流增加,这一点与设计转速的最高效率点正好相反,说明前掠对不同工况压气机的通流能力影响不同,而弯掠(无论是方案 2 还是方案 3)对部分转速最高效率点的动叶进口轴向密流与设计转速相同,说明部分转速时弯叶片对通流能力的影响也比掠叶片的影响大得多。

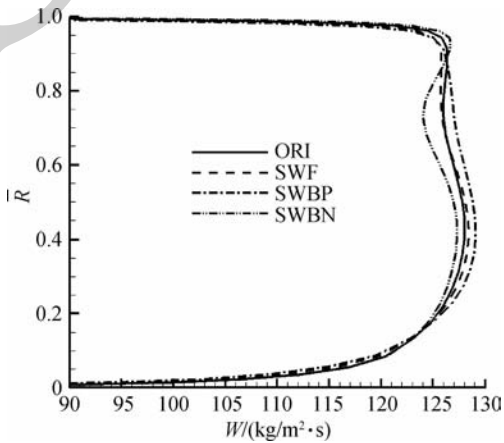


图 19 部分转速最高效率点动叶进口轴向密流沿叶高分布
Fig. 19 Inlet axial velocity-density along spanwise of rotor at maximum efficiency point of partial speed

4.2 近失速点流场分析

当压气机处于部分转速近失速点时,压气机的流场恶化。图 20 给出了动叶叶顶间隙内的极限流线,从中可以看出,采用掠叶片的方案 1 横向流动减弱,这可以从起始于前缘的极限流线与叶片压力面交点往下游移动看出(图中虚线圈标出),而在方案 2 中间隙泄漏流增强,这是因为正弯会

使端区的压差增大(图 21), 泄漏流的能量源增强^[17]. 而当采用反弯后, 方案 3 叶顶间隙的泄漏流强度明显减弱, 所以叶顶的稳定性提高. 另一方面, 从叶顶的轴向静压系数可以看出(图 21), 方案 1 的动叶叶顶吸力面的逆压力梯度减小, 叶片表面的附面层变薄抗分离能力提高^[18-19], 而方案 2 在正弯作用下叶顶吸力面的逆压力梯度增大, 分离加剧^[20], 当叶顶采用反弯后, 吸力面的逆压力梯度减小的幅度更加明显^[19], 气动稳定性获得更大幅度的提高.

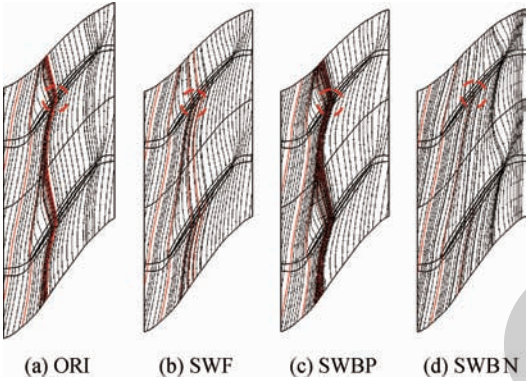


图 20 部分转速近失速点动叶叶顶间隙极限流线
Fig. 20 Limiting streamline in shroud gap of rotor at near stall point of partial speed

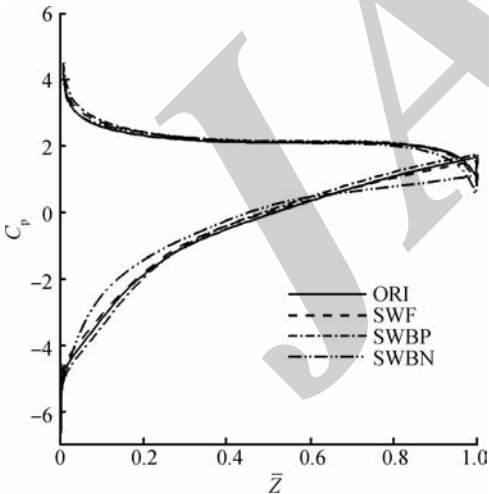


图 21 部分转速近失速点动叶表面 0.95 倍叶高轴向静压系数分布
Fig. 21 Surface axial static pressure coefficient distribution at 0.95 times span of rotor near stall point of partial speed

从图 22 动叶吸力面 0.5 倍弦长处展向静压系数分布可以看出, 3 种方案都会使展向“C”型压力分布增强, 对端区低能流体的控制能力增强, 稳定性都能获得提高, 最终弯掠叶片通过改变动叶的轴向和展向压力分布使得部分转速的喘振边界

提高. 综合考虑弯掠对效率和喘振边界的影响, 采用前掠和正弯的方案 2 对压气机部分转速的控制效果最佳.

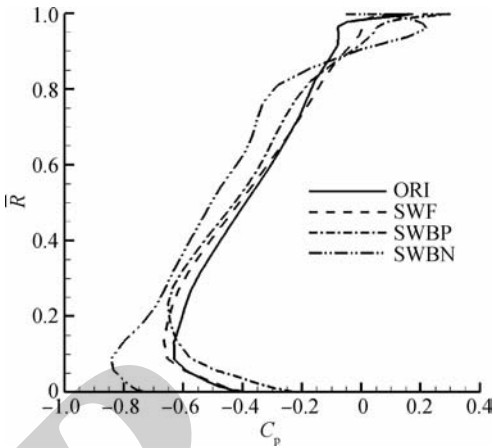


图 22 部分转速近失速点动叶吸力面 0.5 倍弦长展向静压系数分布
Fig. 22 Static pressure coefficient distribution on suction surface along spanwise of rotor at 0.5 times chord near stall point of partial speed

从图 23 可以看出部分转速近失速点时弯掠对动叶进口通流能力的影响, 前掠(方案 1)可以提高叶顶近轮缘处的轴向密流, 除此之外绝大部分叶高的轴向密流下降. 当在前掠的基础上增加正弯(方案 2)后, 轴向密流发生相反的变化, 而当正弯变为反弯(方案 3)后, 两端区的通流能力提高, 但 0.8 倍叶高附近的通流能力明显下降. 在上述 3 个方案中, 方案 1 和方案 2 与设计转速近失速点的通流能力变化相反, 而方案 3 一致, 可见不同工况下弯掠对动叶的影响不一样, 所以采用弯掠叶片技术要综合考虑设计转速和部分转速.

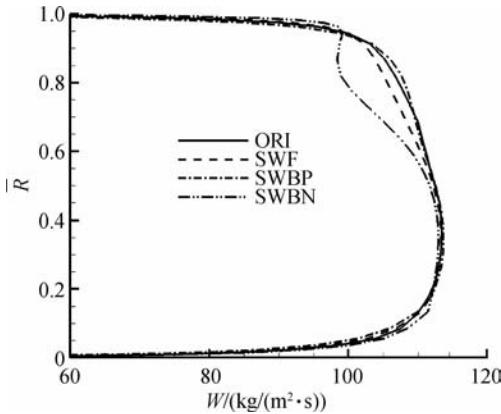


图 23 部分转速近失速点动叶进口轴向密流沿叶高分布
Fig. 23 Inlet axial velocity-density along spanwise of rotor at near stall point of partial speed

5 结 论

通过对 1.5 级轴流压气机跨声速动叶采用 3 种弯掠方案进行研究,得出以下结论:

1) 方案 1、方案 2、方案 3 都可以拓宽压气机的稳定工作范围,其中设计转速的喘振裕度分别提高了 22.68%,25.58%,26.20%,但也付出了效率下降的代价,分别下降了 0.346%,0.407%,0.358%;而部分转速时喘振边界获得提高,效率分别下降了 0.291%,0.366%,0.552%。设计转速时,采用前掠与反弯组合的方案 3 优于前掠与正弯组合的方案 2,而部分转速时,方案 2 优于方案 3,所以压气机设计采用弯掠叶片技术要综合考虑设计转速和部分转速。

2) 设计转速时,弯掠叶片改变叶顶激波强度和位置以及叶顶间隙泄漏涡强度,并改变展向“C”型压力分布从而影响端区的低能流体的径向迁移,三者共同作用,从而提高设计转速时压气机的喘振裕度,但也造成设计转速效率下降。

3) 部分转速时,压气机中的跨声速流动消失,弯掠叶片对压气机的影响机理与设计转速存在明显不同,其通过改变叶顶吸力面逆压力梯度和增强叶片表面展向“C”型压力分布使端区的堵塞减弱,两方面共同作用从而提高压气机的稳定性,但效率也会下降。

4) 基于上述方案中动叶某些叶高的效率在弯掠作用下会有所下降,可以通过重新设计该部分叶高的进口几何角等相关叶型参数使动叶效率下降程度减轻,以及进行“修型”,调整与下游静叶之间的匹配,还可以以效率和喘振裕度进行多目标优化缓解效率和喘振裕度之间的矛盾,这将是下一步的研究工作。

参考文献:

- [1] Wadia A R, Szucs P N, Crall D W. Inner workings of aerodynamic sweep[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 671-682.
- [2] Denton J D. The effects of lean and sweep on transonic fan performance: a computational study[J]. Task Quarterly, 2002, 6(1): 1-17.
- [3] Okui H, Verstaete T. Three-dimensional design and optimization of a transonic rotor in axial flow compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 45-53.
- [4] Benni E, Biollo R. On the aerodynamics of swept and leaned transonic compressor rotors[R]. ASME Paper GT2006-90547, 2006.
- [5] Jin H L, Jin D H, Zhu F. Design of a highly loaded tran-

sonic two-stage fan using swept and bowed blade[R]. ASME Paper GT-2011-45988, 2011.

- [6] 毛明明, 宋彦萍, 王仲奇. 跨声速轴流压气机动叶弯和掠效应的应用[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(4): 581-586.
MAO Mingming, SONG Yanping, WANG Zhongqi. Application of bowed and swept rotors in a transonic axial compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(4): 581-586. (in Chinese)
- [7] 毛明明. 跨声速轴流压气机弯和掠的数值研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.
MAO Mingming. Numerical investigation of bowed and swept rotor[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008. (in Chinese)
- [8] 毛明明, 宋彦萍. 跨声轴流压气机动叶的三维弯掠设计应用[J]. 动力工程, 2008, 28(1): 58-63.
MAO Mingming, SONG Yanping. Research on design of swept and bowed rotor in a transonic axial flow compressor[J]. Journal of Power Engineering, 2008, 28(1): 58-63. (in Chinese)
- [9] 姜斌, 王松涛, 冯国泰, 等. 高负荷低压风扇三维气动设计与损失分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(2): 424-433.
JIANG Bin, WANG Songtao, FENG Guotai, et al. Research on three-dimensional aerodynamic design of transonic fan and loss analysis[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(2): 424-433. (in Chinese)
- [10] 姜斌, 郑群, 王松涛, 等. 跨声速风扇的弯、掠三维设计研究[J]. 航空动力学报, 2012, 27(8): 1815-1825.
JIANG Bin, ZHENG Qun, WANG Songtao, et al. Research on three-dimensional design of bowed and swept blade of transonic fan[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(8): 1815-1825. (in Chinese)
- [11] 茅晓晨, 刘波, 张国臣. 复合弯掠优化对跨声速压气机性能影响的研究[J]. 推进技术, 2015, 36(7): 996-1004.
MAO Xiaochen, LIU Bo, ZHANG Guochen. Effectiveness of composite optimization of lean and sweep on transonic compressor performance[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(7): 996-1004. (in Chinese)
- [12] Simon J G, John J B. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading: Part I university research and methods development[R]. ASME Paper GT-2002-30328, 2002.
- [13] Simon J G, John J B. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading: Part II low and high speed designs and test verification[R]. ASME Paper GT-2002-30329, 2002.
- [14] 张华良. 采用叶片弯/掠及附面层抽吸控制扩压叶栅内涡结构的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
ZHANG Hualiang. Investigation on application of dihedral/swept blade and boundary layer suction to control vortex configuration in compressor cascades[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007. (in Chinese)
- [15] Gummer V, Wenger U, Kau H P. Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators

of axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1):40-48.

[16] Roy B, Laxmiprasanna P A. Low speed studies of sweep and dihedral effects on compressor cascades[R]. ASME Paper GT-2002-30441, 2002.

[17] Reid L, Moore R D. Design and overall performance of four highly loaded, high-speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor [R]. NASA-TP-1337, 1978.

[18] Moore R D, Reid L. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratio of 1. 19 and 1. 26, respectively, and with design pressure ratio of 2. 05[R]. NASA-TP-1659, 1980.

[19] 李绍斌, 苏杰先, 王仲奇. 采用高负荷弯曲静叶的压气机改型研究[J]. 航空动力学报, 2006, 21(4):741-746.

LI Shaobin, SUN Jiexian, WANG Zhongqi. Redesign of a transonic compressor stage using highly loaded bowed stator[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(4):741-746. (in Chinese)

[20] Herrick G P, Hathaway M D, Chen J P. Unsteady full annulus simulations of a transonic axial compressor stage [R]. AIAA-2009-1059, 2009.

(编辑:王碧琚)