

跨声速级不同转速下静叶的损失特性

钟兢军, 李晓东, 高 宇

(大连海事大学 轮机工程学院, 辽宁 大连 116026)

摘 要: 为讨论不同转速下静叶的气动及损失特性,在 0.9 倍设计转速下对某跨声速单级压气机进行了试验测量,获得了级特性曲线并对数值计算方法进行了校核。利用校核后的数值软件对 0.7~1.1 倍设计转速下压气机静叶内部流场进行了详细的数值研究,探讨了转速变化对静叶内部流场结构的影响机制,分析了流场结构与损失分布的关联性,对比了不同损失评价标准并给出了各自对于叶片优化设计的指导意义。结果表明:随着转速的增加静叶顶部流场持续恶化,而叶根和叶中流场变化较小;流道内的旋涡和压力梯度输运了低能流体团,造成了低能流体在流场中的积聚而形成高损失区。

关 键 词: 跨声速级; 静叶; 不同转速; 流场结构; 损失机理

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Loss characteristic of stator under different rotational speeds in transonic stage environment

ZHONG Jingjun, LI Xiaodong, GAO Yu

(Marine Engineering College,

Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

Abstract: To investigate the aerodynamic and loss characteristics of stator in transonic stage environment at different rotational speeds, the characteristics of a transonic single stage compressor at 0.9 times of design rotational speed was obtained by a method of experimental investigation. Detailed numerical results in the stator passage were obtained in a range from 0.7 to 1.1 times of design rotational speed with validated numerical methods. The impact mechanism of rotational speed on the stator flow field structure was explored. The association between flow field structure and loss distribution were analyzed. Two kinds of loss criteria were compared, and their guidance to the blade optimized design was given. The results show that, as the rotational speed grows, the flow field structure in the top region of stator getting worse, which changes little in the middle and hub regions. Vortices and pressure gradient perform as the driving forces in the transportation of low-energy fluid in the flow passage, resulting in the low-energy fluid gathering, thereby making up a high-energy-loss area.

Key words: transonic stage; stator; different rotational speed; flow field structure; loss mechanism

收稿日期: 2016-06-21

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(51436002); 辽宁省高等学校创新团队支持计划(LT2015004);

中央高校基本科研业务费专项资金(3132014319,3032016334)

作者简介: 钟兢军(1963—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事叶轮机械气动热力学方面研究。

引用格式: 钟兢军, 李晓东, 高宇. 跨声速级不同转速下静叶的损失特性[J]. 航空动力学报, 2017, 32(9): 2243-2252. ZHONG Jingjun, LI Xiaodong, GAO Yu. Loss characteristic of stator under different rotational speeds in transonic stage environment[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9): 2243-2252.

发展高性能航空发动机要求进一步提高压气机单级压比和效率,从而减小整机轴向尺寸和质量,提高推质比。提高切线速度、降低展弦比、增加稠度^[1]的综合应用已经使得发动机性能取得了较为显著的提升。跨声速压气机级以其能同时兼顾较高压比和效率的优势受到了各航空大国的重点关注,其相关技术已经在高性能航空发动机中得到广泛的应用。

自 20 世纪 60 年代以来,系统的跨声速压气机试验研究及其内部流动机理分析在很多国家开展起来^[2-7],这些工作的开展对认识跨声速压气机内部复杂流场起到了重要的推动作用。从跨声速压气机/风扇设计参数的近年发展趋势来看,动叶进口叶尖相对马赫数保持在 1.4 左右^[8],这一方面是为了避免激波/附面层干扰形成的大尺度分离;另一方面也是受到了结构强度方面的限制。国内的跨声速压气机研究起步较晚。北京航空航天大学周盛教授团队^[9-10]成功研制了高负荷风扇 ATS-2(advanced transonic stage, ATS),压比达到 2.2,绝热效率为 86.8%。随后李泯江等人^[11]在 ATS-2 的基础上进行了高负荷跨声压气机转子 ATS-3 的气动设计。沈阳发动机研究所^[12-13]也进行了高速高负荷跨声速单级风扇 J285 的设计与试验研究工作,试验结果表明,该风扇设计点压比达 2.3,效率为 89.5%,喘振裕度超过 11.5%,达到了当今国际上先进风扇的水平。

本文以大连海事大学钟兢军教授课题组设计的跨声速单级压气机试验件为研究对象,对其 0.9 倍设计转速(0.9*n*)下总体性能进行了试验测量,并利用校核后的 CFD 软件对级环境下静叶内部的流场在 0.7*n*~1.1*n* 范围内进行了研究,分析了静叶内部的流动状态,探讨了转速变化对静叶内部流动结构和流动损失的影响规律,并为试验件的优化改型提供一定的原始数据支持。

1 研究对象与方法

1.1 研究对象

该跨声速压气机级共包括动叶 36 片、静叶 46 片。在设计工况下静叶进口为高亚声速来流,叶根流道内部出现较弱压缩波,该静叶需要实现一定程度的气流折转以保证出口气流角接近轴向。试验工作是在辽宁省船用小型燃气轮机技术重点实验室的跨声速压气机级试验台上完成的,试验台的最高转速为 44 000 r/min、最大流量为 12 kg/s,系统结构简图如图 1 所示。

转子轮盘如图 2(a)所示,采用一体化加工而成,设计转速 $n=24\,566.8\text{ r/min}$;静子和机匣如图 2(b)所示。试验过程中压力测量使用电子压力扫描阀实时采集,用扭矩仪实时测量电动机转速和扭矩值,实验室内温度使用铂电阻进行测量,试验件内温度采用 T 型热电偶测量,大气压通过实验室内大气压力传感器采集。试验参数测量截面的位置如图 3 所示,由于转/静子叶片排间轴向间隙较小,2-2 截面测量较为困难,因此参数测量工作主要在 1-1 截面和 3-3 截面进行。

1.2 数值方法

数值计算采用 NUMECA 系列软件包。网格划分如图 4 所示,叶栅流道空间离散网格采用 IGG/AutoGrid 模块生成,动、静叶流道均采用 HOH 型结构化网格拓扑结构,动叶叶顶间隙采用蝶形网格拓扑,径向布制 17 个网格节点。控制近壁面网格节点分布使第 1 层网格 $Y^+<3$ 。采用 Fine/Turobo 模块对三维 Navier-Stokes 方程进行求解。空间离散采用具有 2 阶精度的 TVD (total variation diminishing) 格式辅以矢通量分裂算法。时间推进采用 4 阶 Runge-Kutta 法,全多重网格法加速收敛,湍流模型采用低雷诺数 Spalart-Allmaras 模型。计算边界条件进口轴向

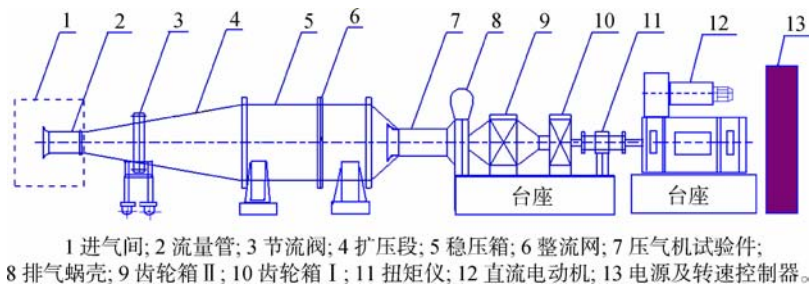


图 1 跨声速压气机试验台系统简图
Fig. 1 Sketch map of transonic compressor experimental rig

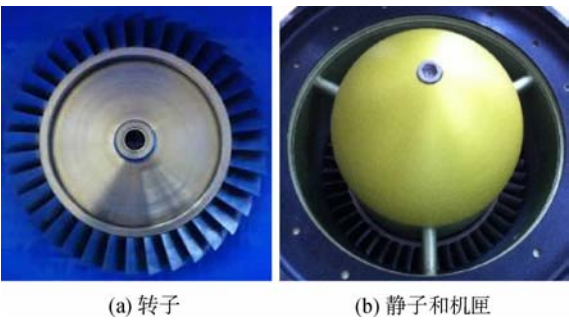


图 2 试验件

Fig. 2 Experimental rotor and stator

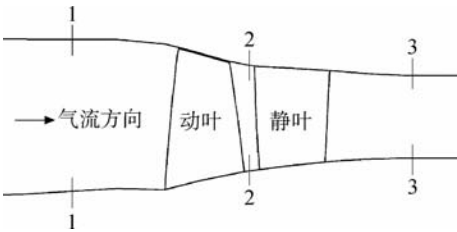


图 3 测量截面示意图

Fig. 3 Locations of measurement section

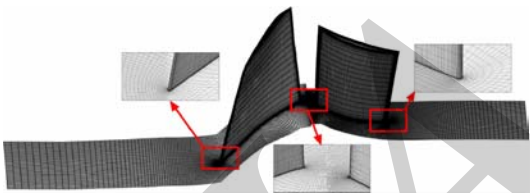


图 4 压气机计算网格图

Fig. 4 Grid of the compressor

进气,总压为 101 325 Pa,总温为 293 K,出口给定中径处静压,静压径向分布由简单径向平衡方程给出。

保证壁面 Y^+ 值的前提下,在近峰值效率点对网格数进行了无关性验证,网格数变化范围为 110 万~170 万,如图 5 所示。对各个计算结果分别处理了效率(η^*)、压比(π^*)和归一化出口流量($\dot{m}/\dot{m}_{\max}$)3 个参数。从变化趋势来看,当网格数不小于 140 万时,网格数的增加对于整体性能几乎没有影响。然而,为了保证静叶流道内部流场细节的捕捉精度,对网格数进行了适当增加,选为 160 万。

在 0.9n 下对数值软件进行了校核。计算结果与试验结果的特性曲线对比如图 6 所示,由于试验过程中不可避免的会存在仪器误差、使用误差、环境误差和方法误差等^[14],而数值计算过程中不考虑试验件的变形、气流与壁面的摩擦、试验

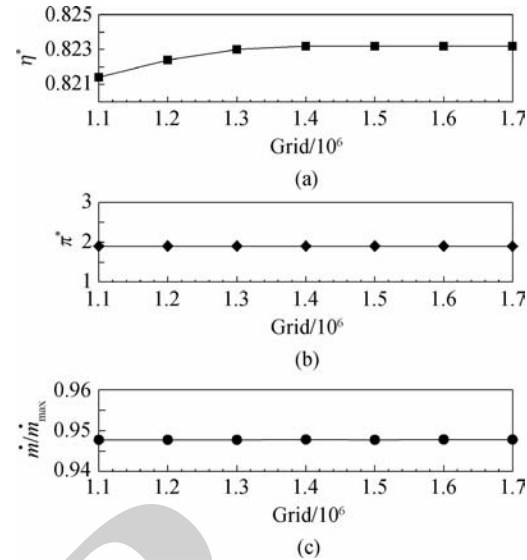


图 5 特征参数与网格数的关系

Fig. 5 Relationship between characteristic parameters and grid number

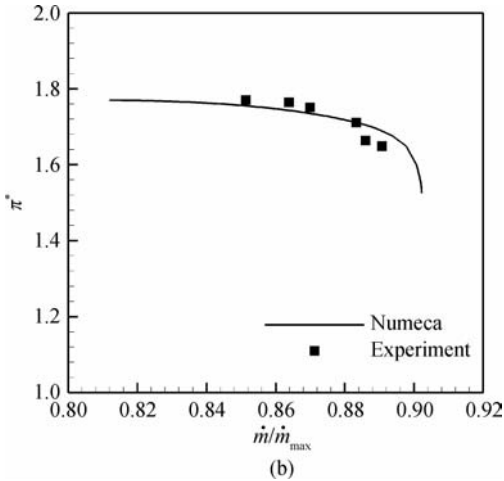
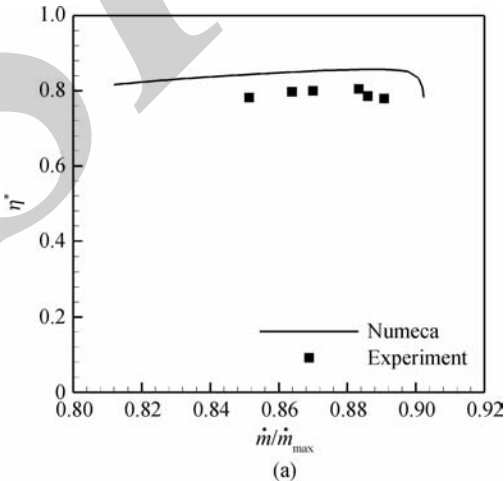


图 6 0.9 倍设计转速特性曲线

Fig. 6 Characteristic curves for 0.9 times of design rotational speed

件与大气和其他连接设备的传热等因素,计算结果与试验测量结果之间往往存在一定的偏差。

计算效率时,数值计算结果几乎忽略了所有误差因素,导致数值计算得到的效率高于试验测得效率,相对误差范围在 5%~6%。而计算压比时只涉及到试验件进出口截面的总压,数值计算忽略的误差参数少,因此数值结果与试验结果吻合较好。另外,数值研究时可不考虑试验件的具体运行状态提高背压,但试验过程中考虑到试验安全等因素不可能无限接近最小流量点。

图 7 给出了 0.9n 试验测得效率最高点与相同流量状态下数值计算结果出口截面压比云图。其中图 7(a)为数值计算结果,图 7(b)为试验测得结果。图 7(b)中蓝色线框表示出口截面两个节距的扇形环面,并且图 7(b)的扇形环区与图 7(a)的扇形环区在周向位置上并不重合。测点布点方案为:周向布置 9 个点覆盖中径处 1.2 倍节距,径向按等环面法布置 5 层。

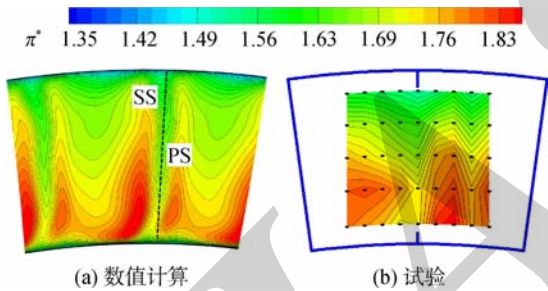


图 7 3-3 截面压比云图

Fig. 7 Contours of pressure ratio on section 3-3

从图 7 中可以发现,数值结果与试验结果的出口压比分布基本一致。出口截面共存在两个高压比区,分别分布在压力面侧(PS)与吸力面侧(SS),压比的数值计算结果在压力面侧略低于试验测得值,但相差不大,约为 0.02。结合图 6 可以看到,数值计算结果与试验测量结果的面平均值几乎完全重合,也进一步说明了数值方法的准确性。综合来看,计算结果可以较为真实地反映试验件工作状态,也证明了该数值方法的合理性。以此为前提,在 0.7n~1.1n 下对该跨声速压气机级进行了数值研究。

2 结果与讨论

2.1 变转速特性分析

图 8 给出了该跨声速压气机级变工况特性曲线,分别选取转速为 0.7n, 0.8n, 0.9n, 1.0n 及

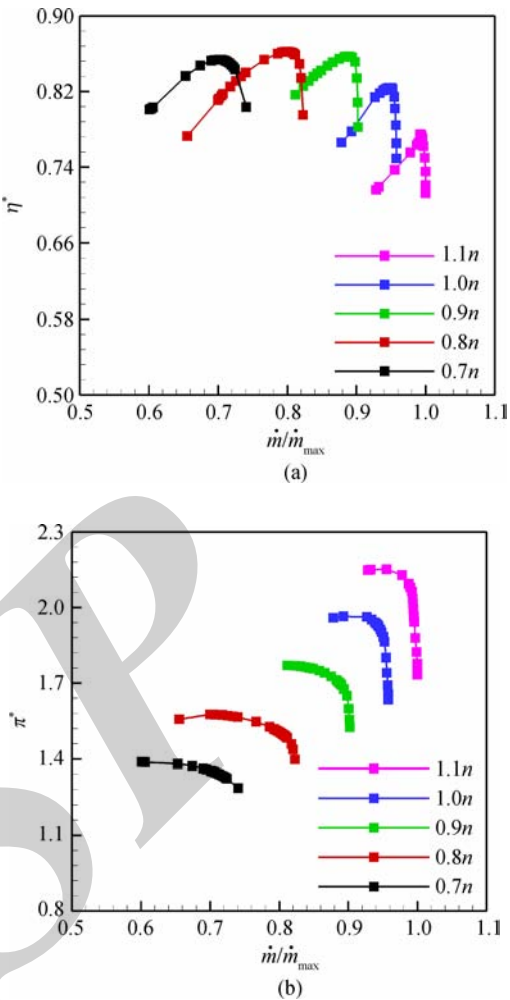


图 8 跨声速压气机级特性曲线

Fig. 8 Characteristic curves for transonic compressor stage

1.1n 进行研究。图中横坐标为工况点流量($\dot{m}$)与研究范围内最大流量($\dot{m}_{max}$)之比。从图中可以看出,当转速降低时,级的做功能力降低,但峰值效率以及工作范围逐渐增加,在 0.8n 下峰值效率和工作范围达到最大值,峰值效率为 0.862。转速继续降低至 0.7n 时峰值效率和工作范围均有所降低。

2.2 转速变化对进口参数的影响

图 9 和图 10 分别给出了变转速时静叶进口节距平均马赫数(Ma_{in})和气流角(β_1)沿叶高($\bar{h}$)的分布。图中 C 表示堵塞工况, S 表示近失速工况。从 Ma_{in} 的分布来看,某一固定转速下 Ma_{in} 从叶根到叶顶是先减小后增加的,在 70% 叶高附近达到最小值,转速变化时整个叶高内 Ma_{in} 变化范围为 0.3~0.97,其中从 5%~95% 叶高范围内工作在 Ma_{in} 为 0.5~0.9 的条件下,可见该静叶为高亚声速叶型。

另一方面,转速增加时静叶进口气流角在全

叶高范围内出现了不同程度的增加。在每一个转速下,随着背压升高气流角的增加幅度沿叶高方向逐渐增大,叶顶冲角范围变化大。截取根 (H_b)、中 (H_m)、顶 (H_t) 3 个截面来给出具体的量值变化范围,如表 1 所示。

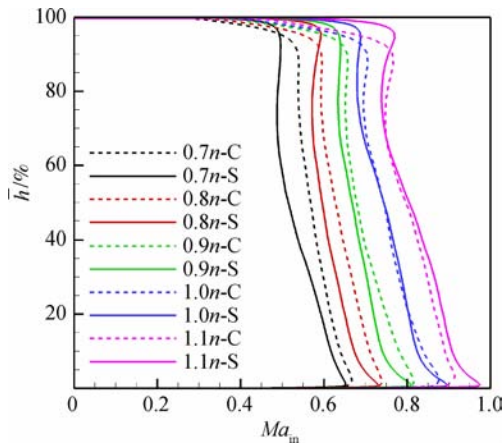


图 9 进口马赫数
Fig. 9 Inlet Mach number

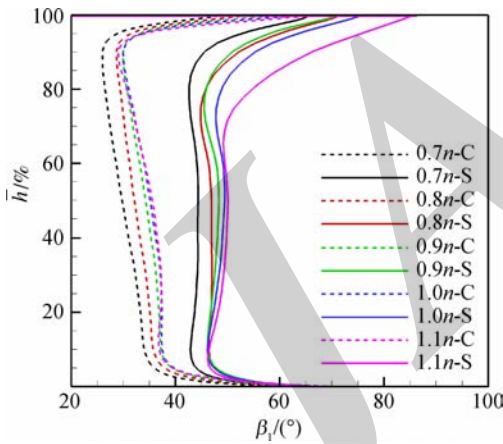


图 10 进口气流角
Fig. 10 Inlet flow angle

表 1 冲角及进口马赫数范围

Table 1 Variation ranges of incidence and inlet Mach number		
Mach number		
截面	冲角/(°)	Ma_{in}
H_b	$-12.34 \sim -1.63$	$0.64 \sim 0.93$
H_m	$-16.54 \sim 3.72$	$0.52 \sim 0.81$
H_t	$-21.32 \sim 18.81$	$0.50 \sim 0.77$

由表 1 可见, H_b 截面在整个转速区间内均工作在负冲角条件下,要求叶型具有较好的负冲角性能。 H_m 截面工作在大负冲角及小正冲角范

围内,要求叶型具有较好的负冲角特性,同时在小正冲角工况下也具有较好的工作性能。 H_t 截面工作范围涵盖大正冲角以及大负冲角,需要叶顶区域的叶型具有较宽的可用冲角范围。

压气机来流冲角不仅影响着前缘附近区域的流动,还可以在整体上对流道内部流场起到一定的调整作用。如在吸力面分离较大的工况时适当调整叶型的负冲角工作特性可以部分的改善叶片气动性能。该方法同样适用于同一工况不同叶高的叶型设计。因此,整理峰值效率工况来流冲角随转速的变化是有实际应用价值的。

图 11 给出了不同转速下峰值效率点 H_b , H_m , H_t 截面冲角变化,图中灰色虚线表示几何进口气流角方向。从图中可以看到各转速下峰值效率点静叶 H_b , H_m , H_t 截面来流均为负冲角。随转速升高,负冲角程度有减小的趋势并且变化幅值随叶高增加。

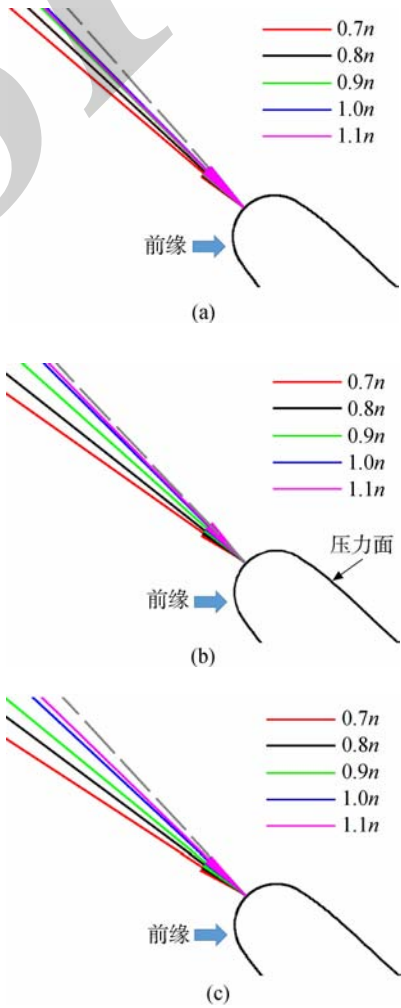


图 11 峰值效率点 H_b , H_m , H_t 截面来流冲角变化
Fig. 11 Incidents of H_b , H_m , H_t section at peak efficiency point

2.3 转速变化对静叶内部流场的影响

叶片吸力面的流动状态对叶片气动性能有显著的影响,图 12 给出了各个转速峰值效率点下压气机静叶吸力面极限流线分布以及轴向压力梯度系数云图分布,轴向压力梯度系数定义如下:

$$\bar{p} = p_s / p \tag{1}$$

$$\bar{z} = z / z_{\text{ref}} \tag{2}$$

$$G_p = \lg \left(\frac{d\bar{p}}{d\bar{z}} \right) \tag{3}$$

其中 p_s 为静压, p 为单位压力,单位均为 Pa; z 为轴向长度, z_{ref} 为单位长度,单位均为 m; $\bar{p}$ 为无量纲压力, $\bar{z}$ 为无量纲长度, G_p 为轴向压力梯度系数。

可以看到静叶吸力面中径处流动平稳,呈现二维附壁流动,吸力面上主要的流动结构可以概括为:两个分离区:叶顶尾缘分离区(S_t)、叶根尾缘分离区(S_b);两条分离线——叶顶分离线(L_t)、叶根尾缘分离线(L_b)。上半叶高的主流与静叶尾缘回流相互作用,形成一条起始于叶顶前缘而终止于叶片尾缘的叶顶分离线 L_t ,这条分离线把尾缘的回流限制在叶顶区域形成叶顶尾缘分离区 S_t 。在叶片近轮毂端壁区,存在一条起始于叶根前缘终止于尾缘分离螺旋点的叶根尾缘分离线 L_b ,附面层内低能流体从分离螺旋点处脱离壁面形成下集中脱落的涡,此区域为叶根尾缘分离区 S_b 。从图 12(a)中可以看到 L_b 的终止点在叶片尾缘约 30% 叶高附近,在 29.1%~81.3% 叶高附近分离线曲率变化缓慢,结合文献[15]中的旋涡结构模型可以推断,在跨声速压气机级静叶中依然存在尾迹分离所形成的片状脱落涡,并且片状脱落的分离线 L_{sv} ^[15] 融入 L_t 。转速升至 1.1n 时(图 12(e)), S_t 和 S_b 均明显增大,叶顶尾缘分离区范围的扩大进一步堵塞了近壁面处的通流面积,受阻的近壁面流体一部分随分离线卷起参与

到旋涡运动中去,另一部分则从其余未堵塞叶高流出,这也在一定程度上改善了叶展中部尾缘附近流动状态,导致叶中片状脱落涡对应的尾缘分离线的进一步收缩,以致在图 12(e)中已经观察不到。

随着转速的增加, L_t 的起始位置始终保持在 前缘,不过其径向位置不断向叶根发展,从 0.7n 的 100% 叶高位置扩张到 1.1n 的 90.4% 叶高位置;终止位置始终保持在尾缘,从尾缘 29.8% 叶高收缩到 59.1% 叶高。在 1.1n 时 S_t 内在 66.1% 叶高、96.2% 弦长处出现了分离螺旋点,这是上集中脱落涡形成的标志,也意味着 S_t 的分离形式从 0.7n~1.0n 的闭式分离转变为 1.1n 的开式分离^[16]。叶根区域叶高方向抬升尺度略有增加,流动结构最明显的变化发生在 1.1n,强压缩波与附面层相互作用引起附面层分离并在叶根吸力面 32% 弦长处形成了一个闭式分离泡,该分离泡下游流体立即开始向上抬升,导致 S_b 的分离螺旋点前移。

在压气机静叶流道中沿流向流速不断减小压力不断增加,沿流向存在着逆压梯度。在这种情况下,附面层增长很快,甚至发生分离,引起很大的损失和阻力。通过静压梯度等值线可以较为直观的反映出压力变化率及其分布情况,相比于静压系数等值线,其具有直观和可定量分析压力梯度对流动状态影响的优点。

从图 12 以看到,0.7n 时高逆压梯度区首先在叶根和叶顶出现,到 0.8n 时已经占据整个叶高范围,并且随着转速的升高逐渐沿弦向向尾缘扩展。从 1.0n 开始,在距前缘 20% 弦长叶根处出现第 2 处高逆压梯度区,随着转速提升至 1.1n,第 2 处高逆压梯度区的范围和强度也得到提升。可以推断,此处压力梯度较大的区域即对应着强

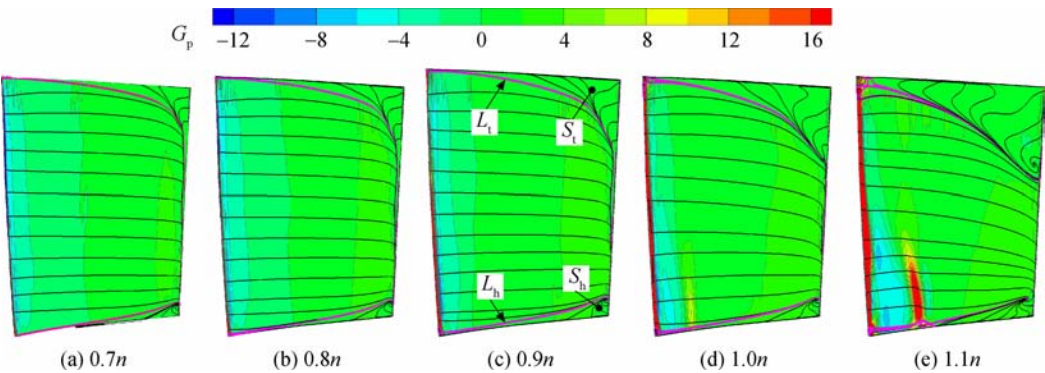


图 12 峰值效率点静叶吸力面极限流线及轴向压力梯度系数云图分布

Fig. 12 Limiting streamlines and axial pressure gradient coefficient contours on suction surface at peak efficiency point

压缩波/激波存在的区域。

亚声速流道内气流从前缘分流后大体上经历了 4 个流动过程:①流经大曲率前缘迅速加速至超声速;②经过前缘激波迅速减速;③吸力面前段持续加速;④吸力面后段持续减速。由图 12 可知,当转速为 $0.7n\sim 0.9n$ 时,吸力面上的加速和减速过程均较为平缓,沿叶高分布也较为均匀。靠近叶片尾缘区域,由于叶根和叶顶出现不同程度的气流分离,分离区叶表的压力梯度没有继续上升,小于相同弦长位置未分离区域的压力梯度。转速升至 $1.0n$ 时,在流道内部 20% 轴向弦长处出现一道较强压缩波,延伸到约 20% 叶高处。 $1.1n$ 时,流道内部的压缩波得到进一步加强。从转速变化对压力梯度整体分布的影响来看,随转速的增加,各峰值效率点静叶吸力面的加速区范围呈现出向前缘缩减的趋势,在设计转速达到最小,转速继续升高 45% 叶高以下的加速区又有所增加,上方叶高范围加速区依然减小。

2.4 转速变化对损失特性的影响

$$\xi = \frac{\left(\frac{p_s}{p^*}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_{in}^*}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - \left(\frac{p_s}{p_{in}^*}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4)$$

$$\bar{\xi} = \int \rho V_n \xi dt / \int \rho V_n dt \quad (5)$$

式中 t 为节距, p_{in}^* 为进口总压, p^* 为当地总压, ρ 为当地密度, V_n 为当地垂直出口截面速度分量, γ 为比热比, ξ 为当地能量损失系数, $\bar{\xi}$ 为节距平均能量损失系数。

由于黏性的影响,气流流动过程中总是伴随着一定的能量损失。能量损失系数体现了能量转换过程的经济性,也反映出不同叶高气动性能的优劣程度。图 13 给出了图 3 中截面 3-3 处的节距平均能量损失系数沿叶高方向的分布。

由图 13 可以看出,在不同转速的峰值效率工况出口截面节距平均能量损失系数沿叶高方向是逐渐增加的,其中在 $0.7n\sim 0.9n$ 时,能量损失系数沿叶高方向的分布对随转速变化不明显。当转速增加至 $1.0n$ 时,50% 叶高以下范围的能量损失系数有所降低,而上半叶高增加显著;当转速增至 $1.1n$ 时,40%~100% 叶高范围内的能量损失系数继续增加,而 40% 叶高以下持续减小。

为了探究损失分布的形成机理,图 14 给出了部分三维流线与出口截面能量损失系数分布图。图中吸力面侧流线用黑色显示,压力面侧流线用

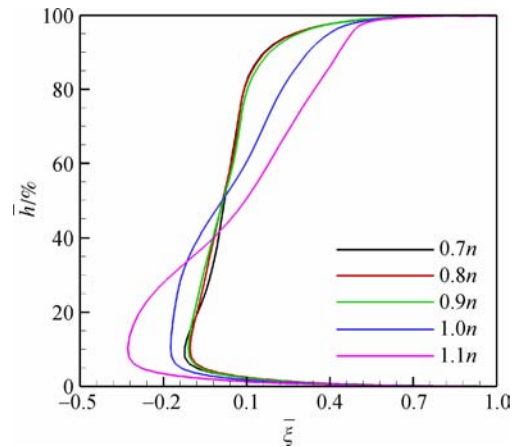


图 13 节距平均能量损失系数沿叶高分布

Fig. 13 Spanwise distribution of pitch-averaged energy-loss coefficient

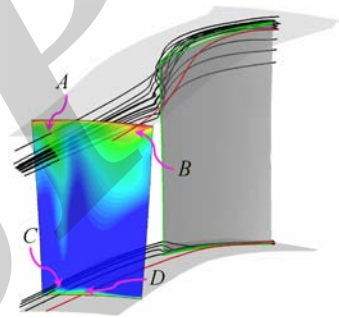


图 14 出口截面能量损失云图与三维流线

Fig. 14 Contour of energy-loss coefficient on outlet section and three-dimensional streamlines

红色显示。出口截面近壁面处共有 A, B, C, D 四个高能量损失区,其中 A 区是由于叶顶吸力面尾缘处气流从壁面分离(结合图 12(d))并形成回流区而引进的能量损失, C 区是由于叶根吸力面角区形成的气流抬升而引起的能量损失, B 区和 D 区分别是机匣和轮毂处的端壁附面层在流道内横向压力梯度的作用下向相邻叶片吸力面迁移而形成的低能流体堆积,图中分别用叶顶和叶根红色流线示意了这种迁移的发展过程。从图中还可以发现机匣区域附面层沿节距方向迁移距离要明显大于轮毂区域,可以在一定程度上反映出叶顶区域压力面与主流之间的压力梯度大于叶根的。从图中还可以看到位于高能量损失区 A 与 C 之间还有一段由于气流从叶片尾缘分离而形成的狭长高损失区。

图 15 给出了 $0.7n\sim 1.1n$ 过程中,出口截面能量损失系数的变化情况。可以看到,随着转速的增加,损失区 A 和 B 的范围均在增大,损失区 C, D 以及尾迹带来的展向分布的狭长损失区的

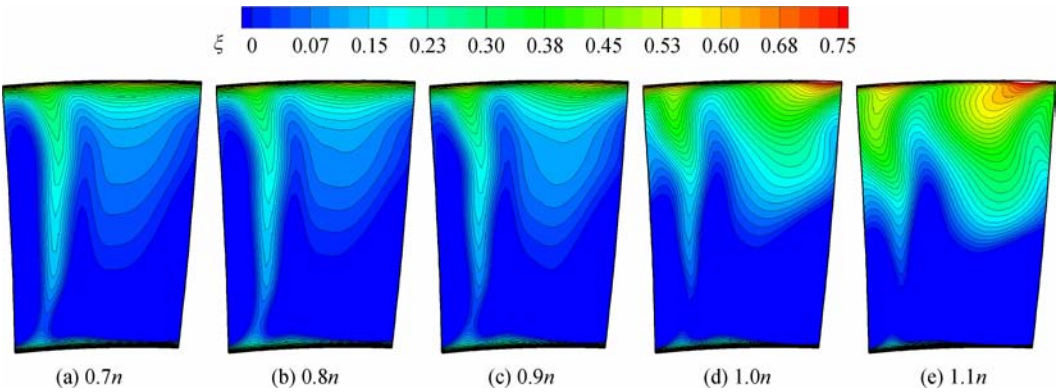


图 15 峰值效率点出口截面能量损失系数云图

Fig. 15 Contours of energy-loss coefficient on outlet section at peak efficiency point

影响范围逐渐缩小。其中,在 $0.7n\sim0.9n$ 范围内损失区 A,B,C,D 影响范围变化均较小, $1.0n\sim1.1n$ 时 A 区和 B 区的影响范围迅速增加,最终发展到分别占据流道节距方向的 $1/3,2/3$,叶高方向的 $1/2$ 左右;受到流道上方低能流体的堵塞作用,下半叶高的通流能力得到加强,引起对应区域能量损失系数减小甚至出现负值,反映到出口截面能量损失系数云图表现为下半叶高的损失区 C,D 逐渐缩小并更加贴近轮毂,尾迹区的影响范围逐渐向机匣收缩。

以上结合能量损失系数对叶片流场进行了分析和评价,发现上半叶高是损失分布的主要区域并且随着转速增加较为显著。但需要指出的是能量损失系数反映的是能量损失在流道内部的时空累计效应。采用这种流场参数进行分析时,沿气流流动方向其损失值必然增大,但却无法得知损失源的具体位置及其量级大小。

由热力学知识可知,不可逆过程引起的熵增是一切损失的来源,而具体到压气机流道内的流动时,可以忽略掉热传导和热辐射等因素,引起熵增的主要因素为耗散函数 $\Phi^{[17-18]}$ 。在本文所研究的高亚声速环境中,直接应用完整的能量耗散系数 Φ 对该级跨声速压气机静叶进行了分析。能量耗散公式如下所示:

$$\Phi = \frac{1}{\rho}m_{ji} = \frac{\mu}{2\rho}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)^2 - \frac{2\mu}{3\rho}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)^2 \tag{6}$$

式中 μ 为动力黏度。

在等值线显示中对能量耗散系数进行了取对数处理,这样既不丢失量值的细节信息也便于对各部位耗散率的量级进行比较。结合能量耗散函数的对数 $\lg \Phi$ 探索流动损失的产生机理。由图 16 可以看到,高耗散主要存在于前缘气流滞止

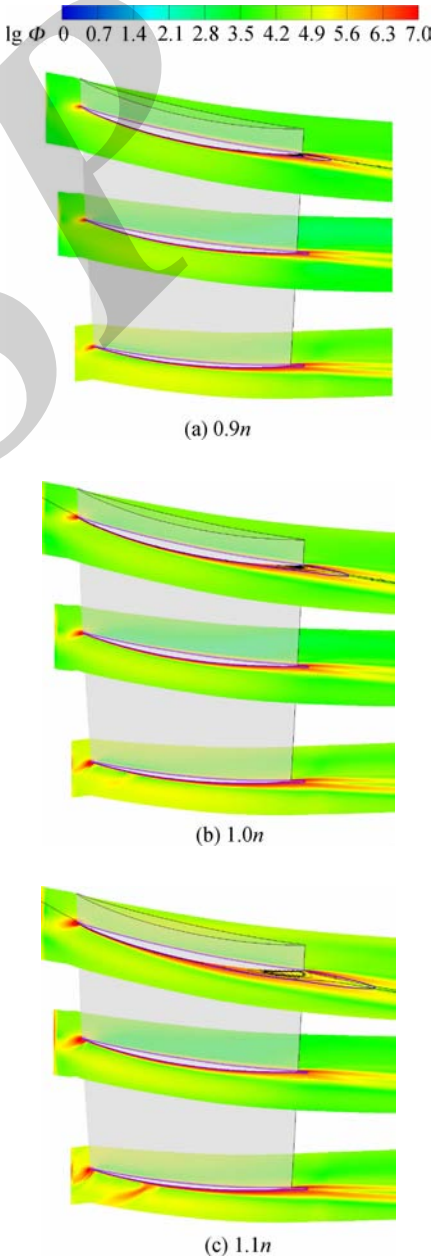


图 16 H_h, H_m, H_t 截面 $\lg \Phi$ 分布

Fig. 16 Contours of $\lg \Phi$ on H_h, H_m, H_t section

区、叶表附面层区、分离流与主流交界区、尾迹区、激波/压缩波区。

从极限流线和能量损失的分布可以知道 $0.7n \sim 0.9n$ 时峰值效率点流动状态变化不大。因此图 14 分别给出了 $0.9n, 1.0n$ 和 $1.1n$ 时 H_h, H_m, H_t 截面的 $\lg \Phi$ 等值线分布。可以看到,随着转速的增加,静叶的高耗散区域逐渐加大。这是由于转速增加带来静叶来流速度的增加(如图 9 所示)使流道内部流动状态发生改变而引起的,如前缘激波的加强、流道内逆压梯度的增大、壁面附面层的增厚、尾迹掺混强度加大等。而具体到不同叶高时,对耗散增加起主要作用的因素是不同的:附面层增厚和分离尺度增加对叶顶附近能量耗散的增加起到了主要的作用;前缘激波的加强以及沿弦向压力梯度的增加在叶中附近起主要作用;尾迹掺混的加强、流道内压缩波的出现对叶根附近耗散的增加起主要作用。另外需要引起注意的是激波/较强压缩波对于能量耗散的贡献不局限于其所在区域,还会存在于波后气流重新加速和减速的一段区域内。

从图 16(c)中可以看到,流道内部压缩波带来的能量耗散量级最小,前缘激波与尾迹的能量耗散量级接近,均小于叶表附面层所带来的能量耗散量级。出现这种现象的原因是流道内部压缩波强度较前缘激波弱,给气流带来的速度梯度较前缘激波小,由式(6)可知其带来的能量耗散较小。叶片表面边界层内存在着巨大的速度梯度,并且此处的速度梯度会大于靠近尾缘的低速区与主流交界处的,同样从式(6)可知,叶片表面的能量耗散量级要大于尾缘低速区的。

图 16 中的紫色实线是马赫数为 0.25 的等马赫数线,其内部为分离区对应的低速区,这里往往对应着高能量损失。但从图 16(c)中发现,高能量损失区与高能量耗散并不重合,能量耗散的主要来源是分离区与主流的交界处。损失的产生机理是在流体微团运动过程中受到逆压梯度和速度梯度的作用而发生形变和剪切作用将动能部分的转换成热能,使流体微团的做功能力下降,而且梯度越大引入的能量耗散量级也就越大。

本节从能量损失和能量耗散两个方面对静叶流动过程中损失的产生及分布进行了分析。采用能量损失进行分析时得到的结论是低速流体区对应着高损失,给出的建议是需要采取各种可能的手段对低速区的形成及尺度进行控制来减少相关的气动损失。然而,从图 16(c)中发现能量损失

的分布与能量耗散的分布并不吻合,因而能量损失分布对流场的控制措施的指导意义是有限的。但能量损失与能量耗散又是密不可分的,能量损失是能量耗散的时空积累,并在通道内各种涡系和压力梯度的输运下形成的分布形式。通过对出口截面能量损失系数分布对流道不同位置处流动的经济性进行评价,并从损失输运的角度给出其形成原因。通过能量耗散深入分析流道不同位置处损失的产生机理及其对总损失的贡献大小,以便于后续工作可以有针对性的开展。两种损失评价标准各有侧重,两者的综合运用为叶片性能评价及高性能压气机静叶优化设计方案的确定提供了依据。

3 结 论

在本文研究的条件下,可以得到以下结论:

1) 随转速降低,级做功能力下降明显,但效率和工作范围呈现先增加后减小的趋势。峰值效率和最大工作范围出现在 0.8 倍设计转速,效率最高为 0.862。

2) 不同转速全叶高范围内静叶来流均为亚声速,沿叶高分布呈现先减小后增加的趋势;沿叶高方向冲角变化范围逐渐增大。不同转速峰值效率点来流均为负冲角。

3) 随转速增加,峰值效率点静叶吸力面叶顶流场持续恶化,尤其是在 0.9~1.1 倍设计转速范围内变化更加显著,而叶中和叶根变化较小。吸力面加速区逐渐向前缘方向缩小,并且叶顶区域首先消失,在叶根流道内部出现强压缩波。

4) 结合三维流线分析了出口截面能量损失分布的形成机理,得出轮毂机匣的横向压力梯度和吸力面的角区分离以及尾迹脱落是形成高能量损失分布的直接因素;从能量耗散的角度分析了能量损失的来源,发现能量损失产生在有强压力梯度和速度梯度的强压缩和剪切区域,这与传统低速分离区并不重合。

5) 能量损失系数反应损失的时空积累,可以从损失的输运过程及分布的层面对叶片优化设计提供指导,而能量耗散是对于损失来源的探求,可以从减少损失产生的层面对叶片设计提供指导。两种损失评价标准的综合运用为叶片性能评价及优化思路的确定提供了参考。

参考文献:

[1] 陈懋章. 风扇/压气机技术发展和对今后工作的建议[J].

航空动力学报,2002,17(1):1-15.

CHEN Maozhang. Development of fan/compressor techniques and suggestions on further researches[J]. Journal of Aerospace Power,2002,17(1):1-15. (in Chinese)

[2] MILLER G R,LEWIS G W,Jr. ,HARMANN M J. Shock losses in transonic compressor blade rows[J]. Journal of Engineering for Power,1961,83(3):235-242.

[3] GALLUS H E,BOHN D,BROICHHAUSEN K D. Measurements of quasi-steady and unsteady flow effects in a supersonic compressor stage[J]. Journal of Engineering for Power,1977,99(4):537-544.

[4] MOORE R D,REID L. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1. 19 and 1. 26, respectively, and with design pressure ratio of 2. 05[R]. NASA Technical Paper 1659,1980.

[5] CALVERT W J,STAPLETON A W. Detailed flow measurements and predictions for a three-stage transonic fan [J]. Journal of Turbomachinery,1994,116(2):298-305.

[6] HAH C,REID L. A viscous flow study of shock-boundary layer interaction, radial transport, and wake development in a transonic compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1992,114(3):538-547.

[7] STRAZISAR A J. Investigation of flow phenomena in a transonic fan rotor using laser anemometry[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1985,107(2): 427-435.

[8] BIOLLO R,BENINI E. Recent advances in transonic axial compressor aerodynamics[J]. Progress in Aerospace Sciences,2013,56:1-18.

[9] XING X Q,ZHOU S,ZHAO X L. Probing into the connotation of sweep aerodynamics of transonic fans and compressors[R]. ASME Paper 2001-GT-0352,2001.

[10] YU Q,LI Q S,LI L. The experimental researches on improving operating stability of single-stage transonic fan [R]. ASME Paper 2002-GT-30640,2002.

[11] 李泯江,祁伟,邓宝洋,等. 高负荷跨音压气机转子 ATS-3 气动设计[J]. 航空动力学报,2002,17(2):183-187.

LI Minjiang, QI Yi, DENG Baoyang, et al. Aerodynamic design of high load transonic compressor stage[J]. Journal of Aerospace Power,2002,17(2):183-187. (in Chinese)

[12] 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):29-35.

CHEN Baoshi, HU Guorong, WEI Yubing, et al. Design and test for single stage fan with high Mach number/high load[J]. Aeroengine,2000(3):29-35. (in Chinese)

[13] 胡国荣,周亚峰,陈葆实,等. 高速、高负荷跨音速单级风扇设计与试验[J]. 工程热物理学报,2001,22(1):40-43.

HU Guorong, ZHOU Yafeng, CHEN Baoshi, et al. Design and test for single stage transonic fan with high speed high load[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22 (1):40-43. (in Chinese)

[14] 钟兢军. 弯扭叶片控制扩压叶栅二次流动的试验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,1995.

ZHONG Jingjun. An experimental investigation by using curved blade to control secondary flow incompressor cascade[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 1995. (in Chinese)

[15] KANG Shun. Investigation of the three dimensional flow within a compressor cascade with and without tip clearance [D]. Brussel; Vrije Universiteit Brussel,1993.

[16] TAYLOR J V, MILLER R J. Competing 3D mechanisms in compressor flows [R]. ASME Paper GT2015-43322, 2015.

[17] 刘华坪,陈焕龙,杨晓光,等. 基于耗散函数的低速扩压叶栅损失机理探讨[J]. 航空动力学报,2011,26(2):289-296.

LIU Huaping, CHEN Huanlong, YANG Xiaoguang, et al. Study of loss mechanism in low speed compressor cascade using dissipation function[J]. Journal of Aerospace Power, 2011,26(2):289-296. (in Chinese)

[18] 田思濛,吴云,张海灯,等. 基于耗散率的低速扩压叶栅损失研究[J]. 航空学报,2015,36(10):3249-3292.

TIAN Simeng, WU Yun, ZHANG Haideng, et al. Energy loss in a low-speed compressor cascade with dissipation function[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2015,36 (10):3249-3262. (in Chinese)

(编辑:陈 越)