

附加涵道风扇系统叶尖涡轮流动特征

张 衍, 夏 晨, 向 鑫, 黄国平

(南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 针对一种可极大提升涵道比的气驱附加涵道风扇推进动力系统开展研究,采用数值模拟手段重点分析了其核心部件叶尖涡轮的流动特征和工作机理,为后续发展这种大涵道比推进动力奠定理论基础。研究表明:叶尖涡轮实质上是具有低稠度低展弦比特征的轴流涡轮,稠度可低至 0.6,展弦比可低至 0.4。低展弦比造成的叶尖涡轮间隙泄漏损失增大为原来的 2 倍,泄漏涡径向侵入叶根,主流流动损失加剧,大大降低了低稠度涡轮能量提取效果;稠度降低会使得喉道位置迁移,导致气流偏转和膨胀加速能力大幅下降;基于这一结构,提出有效提能区和能量提取率来阐明其做功机理并表征低稠度叶尖涡轮的出功能力。

关 键 词: 附加涵道风扇; 叶尖涡轮; 低稠度; 低展弦比; 间隙泄漏; 流动特征

中图分类号: V231 **文献标志码:** A

Flow characteristic of tip turbine of additional ducted-fan system

ZHANG Yan, XIA Chen, XIANG Xin, HUANG Guoping

(Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,

College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Based on a novel high bypass ratio turbofan propulsion system with additional tip-driving fan, the flow characteristics and working mechanism of the core components tip-turbine were investigated using numerical simulation, which laid a theoretical foundation for the further development of high bypass ratio propulsion. Research results indicated that tip-turbine was essentially the axial flow turbine with low solidity and low aspect ratio characteristic, solidity can be as low as 0.6, aspect ratio as low as 0.4. The reduction of solidity caused the migration of throat position, which led to a substantial decrease in the flow deflection and the acceleration of the expansion; the gap leakage loss caused by the low aspect ratio was 2 times larger than the original one, and the influence of leakage vortex was gradually extended to the vicinity of the root of the blade, which reduced the effective extraction of energy area and the energy extraction rate greatly; for the novel power system, effective extraction of energy region and energy extraction rate were proposed to measure the specific work of tip-turbine qualitatively and quantitatively.

Key words: additional ducted-fan; tip turbine; low solidity; low aspect ratio; clearance leakage; flow characteristics

收稿日期:2016-10-12

作者简介:张衍(1991—),男,硕士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究。

引用格式:张衍,夏晨,向鑫,等.附加涵道风扇系统叶尖涡轮流动特征[J].航空动力学报,2018,33(4):823-831. ZHANG Yan,XIA Chen,XIANG Xin,et al.Flow characteristic of tip turbine of additional ducted-fan system[J].Journal of Aerospace Power,2018,33(4):823-831.

大涵道比涡扇发动机以其推力大,耗油率低,噪声小等优势,已经广泛用于运输机和其他大型亚声速飞机^[1],进一步提高涵道比是当前大涵道比涡扇发动机的主要技术发展方向^[2-4]。为了满足未来大涵道比发动机的需求,国外制定了大量的技术发展计划,如美国先进涡轮发动机(VAATE)研究计划、欧洲的“清洁天空”计划、环保的航空发动机(VITAL)计划等,预计在 2020 年实现 12~15 的大涵道比,总压比达到 50~60,耗油率在现有水平再降低 10%~15%^[5-6]。传统大涵道比涡扇发动机多为双转子结构,由低压涡轮驱动风扇和低压压气机。随着涵道比需求的进一步提升,若核心机流量不变,则风扇外径将进一步变大,从改善叶片强度、提升效率角度出发,通常降低其转速以控制风扇叶尖线速度在声速以下,而外涵流量的增加对低压涡轮的输出功率提出了更高的要求,这又要求提高涡轮转速以获得更高的线速度来高效提取燃气能量,由此造成了低压涡轮和风扇的转速不匹配问题^[7-11],是当前大涵道比涡扇发动机设计面临的核心难题之一。

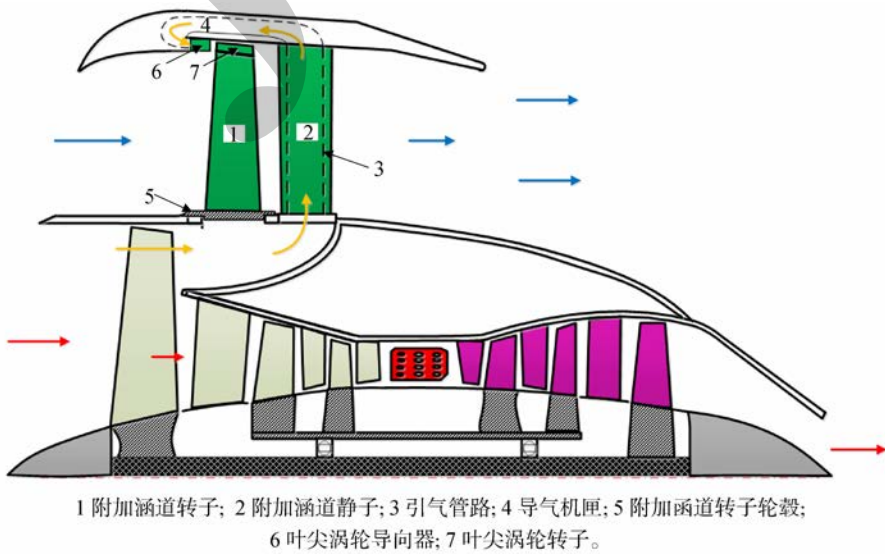
目前主要采用三转子、齿轮驱动(GTF)等结构来解决转速不匹配问题。三转子发动机主要是由罗罗公司发展的多用于民用运输的遄达系列涡扇发动机,但该结构只能在一定程度上缓解转速不匹配问题,并且提升涵道比的潜力不大;GTF 典型机型为普惠公司的 PW1000G 系列发动机,GTF 虽然较好地解决了转速不匹配问题,但是齿轮减速器的传递扭矩大,会带来一系列可靠性和

寿命问题。这些提高发动机涵道比的技术都存在着结构过于复杂、可靠性不高等问题,都不能从根本上解决风扇与低压涡轮转速不匹配的问题。因此,文献[12-13]提出了一种叶尖喷气自驱动附加涵道风扇结构,即在常规双转子涡扇发动机的外涵之外再增加一个附加涵道,其转子为涡轮与风扇一体化的叶轮,利用原风扇外涵压缩空气驱动附加涵道风扇的叶尖涡轮,不仅避免了常规涡扇发动机风扇与低压涡轮由于转轴机械连接带来的转速不匹配,同时可实现更大的涵道比,使发动机具有更高的经济性。本文基于该附加涵道风扇推进动力概念,重点分析附加涵道风扇的技术特点,并在此基础上对其核心部件叶尖涡轮开展了数值研究,深入分析其低稠度气动特性与做功机制,为后续研发大涵道比推进动力奠定理论基础。

1 气驱附加涵道风扇动力系统技术分析

1.1 附加涵道风扇动力系统工作原理

附加涵道风扇发动机的结构如图 1 所示:在常规双转子涡扇发动机的外涵之外再增设一个附加涵道,该附加涵道由转子、静子、引气管道等组成,其中附加涵道风扇转子为一体化叶轮,上部是涡轮转子,下部是风扇转子。原双转子涡扇发动机外涵道压缩空气经导气机匣和引气管道从叶尖涡轮导向器高速喷出冲击叶尖涡轮使其带动风扇转子共同运转,抽吸环境大气由风扇转子增压后,汇合涡轮转子排气经由附加涵道静子转为轴向,



1 附加涵道转子; 2 附加涵道静子; 3 引气管路; 4 导气机匣; 5 附加涵道转子轮毂; 6 叶尖涡轮导向器; 7 叶尖涡轮转子。

图 1 附加涵道风扇发动机结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of additional duct-fan engine

流入附加涵道喷管向后喷出。

附加涵道风扇利用叶尖涡轮带动风扇转子,将双转子涡扇发动机外涵道增压气体的能量提取并分配给风扇转子中更多质量的气体,在降低附加涵道排气速度的同时获得了更大的排气动量,有效提升了发动机的推进效率。另一方面,将动力涡轮置于风扇转子叶尖的结构设置可实现能量沿径向由外及内的传递,规避了常规双转子涡扇发动机能量经由转轴传递所带来的转速不匹配问题,且置于外环的附加涵道风扇更易获得较大的涵道比。综上,本课题组提出的这种叶尖喷气驱动风扇的附加涵道涡扇发动机,可显著提高发动机涵道比,增大推力,降低耗油率,进而提升以其为动力的飞行器的经济性。课题组向鑫等的前期研究工作^[13]表明,将某型常规中等涵道比涡扇发动机(CFM56 系列发动机,涵道比为 5~6^[14])改型为附加涵道涡扇发动机后,其涵道比提升至 25,发动机推力提高 70.2%,耗油率同比降低 41.0%,发动机经济性获得大幅提升。

1.2 附加涵道风扇技术特点分析

附加涵道风扇是动力系统的核心部件,是实现发动机超大涵道比的关键,其主要结构特点是涡轮与风扇叶片的一体化,其可能的结构形式有两种:一种是内环为风扇转子,外环为涡轮转子,两转子用封闭的环形轮毂隔开(见图 2(a));另一种是每个风扇转子叶片顶部安置一枚涡轮叶片,风扇叶片与涡轮叶片之间用凸台隔开(见图 2(b))。前者上下转子分别具有独立的流场,流动简单;但环形轮毂位于风扇转子顶部,线速度较高(可达 300 m/s),同时为了承受上部涡轮转子叶片的离心载荷,必须具备一定的厚度,这对下部风扇转子叶片的强度不利,若通过降低线速度以保证叶轮强度,则又不利于发动机的经济性。后者减少了封闭的环形轮毂,质量可明显减轻,叶轮强度

得到有效改善,可承受更高的线速度,能更好地发挥附加涵道风扇增流增推的优势;但失去了环形轮毂的间隔,上部涡轮流场和下部风扇流场之间会发生强烈的耦合作用,破坏各自流场的稳定性,导致整个涵道风扇转子系统性能较低。

上述两种结构均存在各自的优缺点,但从结构的强度和稳定性考虑,无论哪种情况涡轮转子和风扇转子其叶片保持一一对应更佳,因而叶尖涡轮的稠度会受到风扇转子稠度的制约。以 CFE738 涡扇发动机为例,其风扇叶尖稠度为 0.66^[15],则安置于风扇顶部的叶尖涡轮稠度将低至 0.6 左右,该数值远远低于常规涡轮稠度(1.4~1.7^[16])。同时由于涡轮处于叶尖,其通流能力很强,而风扇转子叶片所需的功率又较小,故叶尖涡轮的流量需求不大,这将导致其叶高较小,即展弦比较小。所以,叶尖涡轮实质上为一种具有低稠度低展弦比特点的轴流涡轮,其设计面临一系列的问题:极低稠度造成其流道内部流动“近似”孤立叶型,气流绕流能力弱,附面层发展充分,流动分离严重;低稠度叶片对气流的影响能力弱,相当部分气流的能量未得到有效利用;低展弦比造成叶尖相对间隙尺度增大,泄漏损失加剧,且泄漏涡对主流的影响更为显著。这些都将严重影响叶尖涡轮的效率,大大增加了叶尖涡轮的设计难度。

2 叶尖涡轮流动数值计算

2.1 叶尖涡轮气动方案

为降低低稠度叶轮的设计难度,基于本课题组原理样机的性能需求,选取美国国家航空航天局(NASA)Lewis 研究中心一台与其工作状态相近的 75 kW 轴流涡轮^[17]作为参照。该参考叶轮直径为 150 mm,叶高为 16.97 mm,叶片轴向弦长为 13.11 mm,稠度为 1.61,展弦比为 1.29,落压比为 1.6,进口马赫数为 0.27,出口马赫数为 0.38。本文通过调整叶片数来获得 1.6、1.3、1.0、0.8 和 0.6 五种稠度方案,开展低稠度叶尖涡轮气动设计及流动特征的数值研究。

2.2 数值模拟校验

计算采用 NUMECA 软件,为确保结果的有效性,首先进行了数值模拟校验。取单个叶轮通道为计算区域,计算采用 O-H 网格,网格节点数约为 102 万。给定进口总压、总温和出口静压;采用壁面绝热无滑移边界条件;计算采用 Euranus 求解器求解定常 N-S(Navier-Stokes)方程,湍流

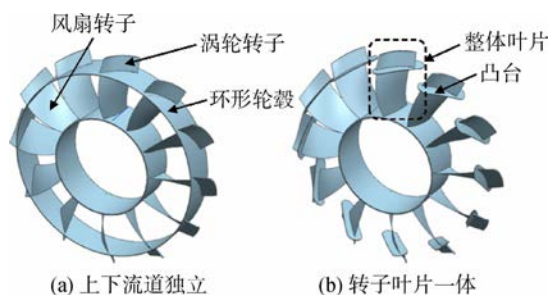


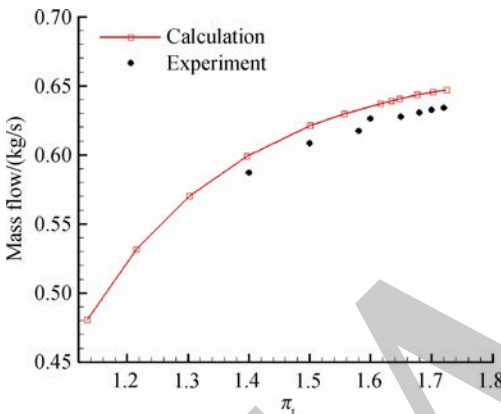
图 2 涵道风扇转子的两种结构形式

Fig. 2 Two kinds of ducted-fan rotor

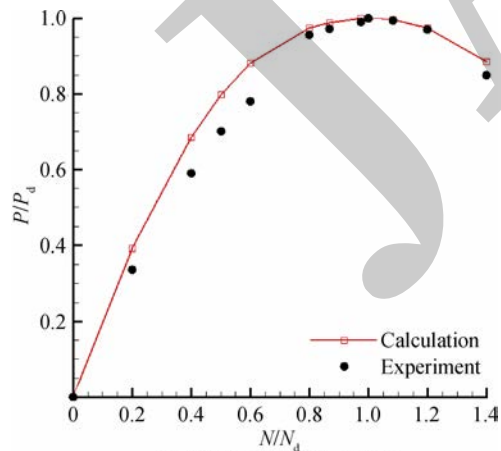
模型采用 S-A(Spalart-Allmaras)模型,空间离散采用 Jameson 有限体积中心差分格式,时间离散为显式 4 阶 Runge-Kutta 法,使用隐式残差光顺与多重网格技术来加速收敛。

图 3(a)中 π_t 指的涡轮的落压比,图 3(b)中 N/N_d 指的是转速与设计转速的比值, P/P_d 指的是功率与设计点功率的比值。由图 3 数值计算结果与文献[17]中试验结果对比可见,计算获得的涡轮特性曲线与试验值趋势一致,数值偏差不超过 3.5%,说明采用该网格和计算设置,NUMECA 软件能够对轴流涡轮的流场特性进行准确模拟。因而,本文低稠度涡轮的数值模拟将参照上述方法设置。

常规涡轮情况,低稠度是叶尖涡轮最大的结构特点。图 4 对比了稠度 σ 在 1.6~0.6 范围内叶尖涡轮的马赫数、静压等参数变化,图中 x/C 表示轴向位置占弦长的比例。可以发现在低稠度情况下叶尖涡轮的流动发生了显著的变化。



(a) 落压比和流量的变化



(b) 转速比和功率比的变化

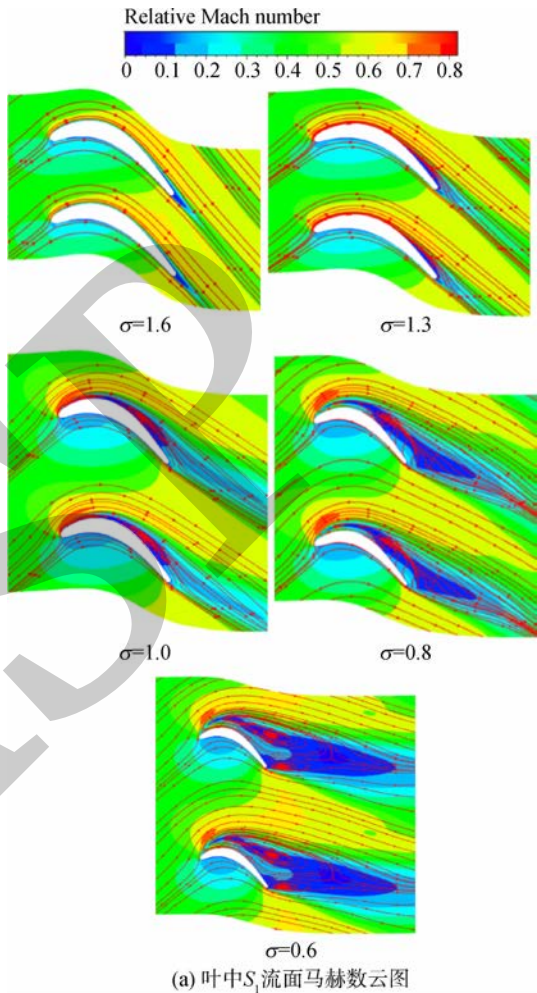
图 3 涡轮数值模拟校验结果

Fig. 3 Numerical simulation verification results of turbine

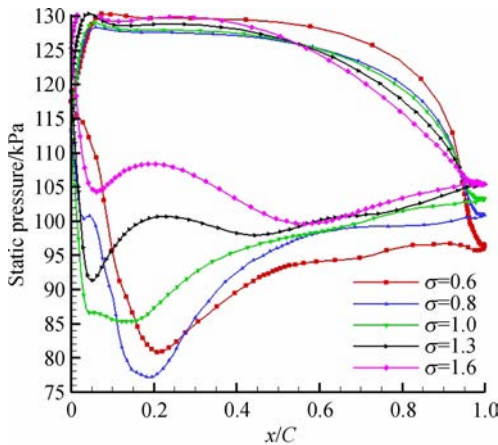
3 低稠度叶尖涡轮流动特征数值研究

3.1 低稠度叶尖涡轮气动特性分析

叶尖涡轮稠度受风扇转子稠度制约,远低于



(a) 叶中 S_1 流面马赫数云图



(b) 叶片表面静压分布

图 4 流场结构和叶片载荷分布随稠度的变化

Fig. 4 Variation of flow field structure and blade load distribution with solidity

由图 4(a)可知,原始叶轮(稠度为 1.6)内流动顺畅,气流基本沿流道运动,仅在叶片尾缘存在略微的气流落后,叶尖处叶表载荷呈现较明显的均匀加载特征,在 70% 相对轴向弦长后叶片载荷出现明显下降。随着稠度的降低,叶片对气流的约束减弱,通道内气流膨胀加速的能力逐渐减弱,气流偏转角减小,落后角增大;当稠度降低至 1.0 时,叶背处出现明显的分离,且随着稠度的下降,叶背分离区将急剧增大;在稠度为 0.6 时,从吸力面前缘就形成了稳定的分离区,且不断发展壮大,到通道出口已占据周向宽度的一半,此时叶栅流道中大部分气流几乎没有对叶轮做功,约 1/2 的气体直接以初始速度冲过叶轮通道,气流偏转能力下降了一半。同时可以看到,随着稠度的减小,单个叶片的载荷逐步提高,叶表压力面静压分布变化不大,而吸力面静压分布变化明显,叶片载荷由均匀加载变为典型的前部加载,头部载荷增加极为明显。

图 5 中 W_1 是相对进口速度, U 指的是轮缘线速度, C_1 指的是进口绝对速度, C'_1 指的是变化后的绝对速度。低稠度下叶尖涡轮内的这种流动变化可以用叶栅喉道位置的变化来解释:稠度降低过程中,叶栅喉道不断前移,并且随着栅距拉大,导致叶栅流道对气流的加速能力下降,直至喉道移出叶栅流道。结合图 4、图 5,当喉道仍在流道内时,随着稠度降低,流道流量增加,进口 C_1 (图 5) 将增加,引起攻角增大,导致叶轮前缘出现局部高速区增强的现象;稠度进一步降低,喉道被推出流道,流道内气流加速能力被削弱,进口 C_1 减小,同时叶背气流大规模分离和回流造成的涡团阻塞流道,通流面积减少,导致流量反而急剧减小,攻角减小;另一方面伴随着叶背大规模分离涡团的生成,“喉道”再次在分离涡团最大曲率外缘处

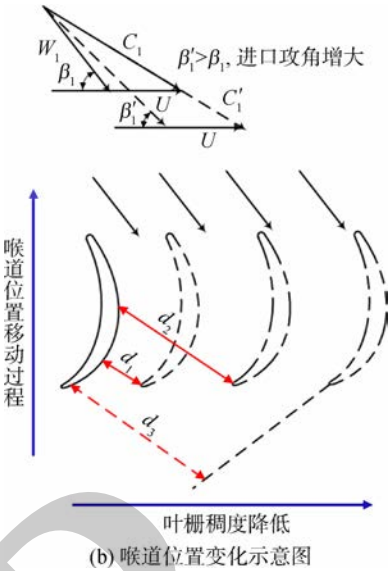


图 5 气动参数随稠度的变化
Fig. 5 Variation of the aerodynamic parameters with solidity

与相邻叶片尾迹流线间形成,使得低稠度(稠度为 0.6)叶栅流道出口段出现局部气流加速区的现象。由图 6 可知稠度变化对该涡轮气动性能的影响(L_u 为单位质量气体所做的轮缘功)。随着稠度降低,叶轮流量增大,转子能量损失增大,落压比、效率及功率均降低;当稠度降低至 1 以下时,叶轮效率明显恶化,对应通道内出现明显分离,但由于气流落后角的存在,使得有效通流面积进一步增大,故流量仍然增加,使得功率下降幅度没有效率下降幅度快;当稠度进一步降低至 0.8 以下,喉道推出叶栅通道,叶片对气流的束缚作用进一步减弱,叶背分离区扩展至整个流向方向,流量急剧降低,效率也进一步恶化。图中转子能量损失系数定义为

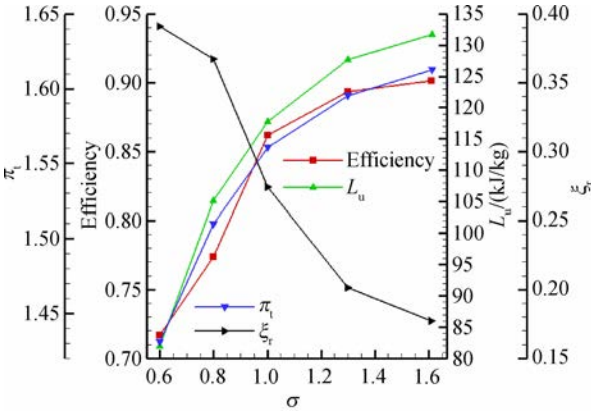
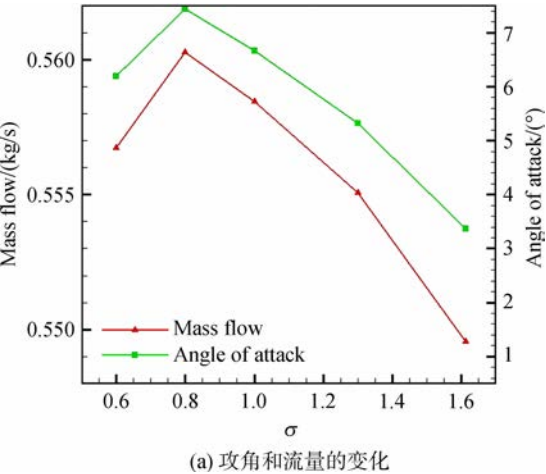


图 6 涡轮气动性能随稠度的变化
Fig. 6 Variation of the turbine aerodynamic performance with solidity

$$\xi_r = \frac{\left(\frac{p_2}{p_{2w}^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_{1w}^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_{1w}^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \tag{1}$$

式中 p_2 为转子出口静压, p_{1w}^* 为转子进口相对总压, p_{2w}^* 为转子出口相对总压。

综上所述,叶尖涡轮稠度受风扇转子稠度制约,远低于常规涡轮水平,此时叶轮喉道前移至通道外,叶片对气流的约束能力很差,流道内出现大规模分离,单个叶片的载荷急剧增大,而叶轮的做功能力及效率均显著降低,通道内有相当部分气体未参与能量交换就直接流出叶轮,导致叶尖涡轮的性能较低。

3.2 低稠度叶轮能量提取机制分析及其性能评判标准

3.2.1 叶片有效提能区假设及其界定

由上文分析可知,叶栅稠度低至一定程度时,流道中部气流并未受到叶片的偏转束缚,未能有效做功而流出流道。只有靠近叶片附近的气流,位于叶片有效影响范围内,才能有效参与与叶片的能量交换过程,如图 7 所示。假设叶片强影响区域为叶片的有效提取能量区域(简称为有效提能区),该区域的大小则可以表示叶片与气流能量转换强弱。

涡轮叶片与气流的能量转换可以由气流在流道中偏转的能力反映,具体反映为气流的偏转角大小。在进口条件一致的情况下,该偏转角的大小可由叶片出口气流角表示,从而可以间接通过出口气流角的大小反映叶片流道内能量提取的情况。此时,初步假定转子流道中气流偏转角达到叶轮中弧线转折角 70% 以上,即视为有效参与能量交换,则气流偏转角达到该值以上的气体的分

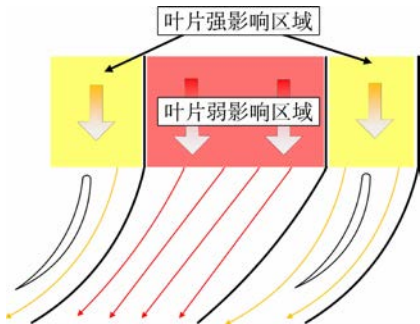


图 7 极低稠度涡轮叶片对气体影响区域的分布
Fig. 7 Distribution of gas affected zone for very low solidity turbine blade

布区域即为该叶片通道的有效提能区。

按此有效提能区的定义,图 8 显示了不同稠度下叶轮流道出口有效提能区的分布。图中两虚线中间区域为一个叶片流道,图中白色区域内气体的气流偏转角低于中弧线转折角的 70%,即未能有效参与能量交换,则流道中除白色区域以外的部分即叶轮流道的有效提能区域。在常规稠度时,流道中主流区均能有效提能,低提能区主要集中在上下端壁及叶表,可见端壁附面层和叶尖间隙泄漏流是其主要损失源。此时若稠度略微降低,叶尖泄漏流的增强将导致近叶尖吸力面侧损失增大,但对叶片有效提能区范围影响不大,仍能达到通道截面积的 90% 以上。当稠度继续降低,叶尖泄漏流增强,同时流道中部由于叶片对气流控制能力减弱出现了分离涡,使得通道中部有效提能区明显减小。极低稠度下,流道中部分分离涡进一步扩大并与叶尖泄漏涡汇聚,使得气流偏转能力进一步恶化,通道内大部分区域都不能有效提能,只有上下端壁附近由于黏性作用及叶根处叶片稠度相对较大能对气流产生一定的束缚作用,所以此时有效提能区仅局限于上下端壁附近,

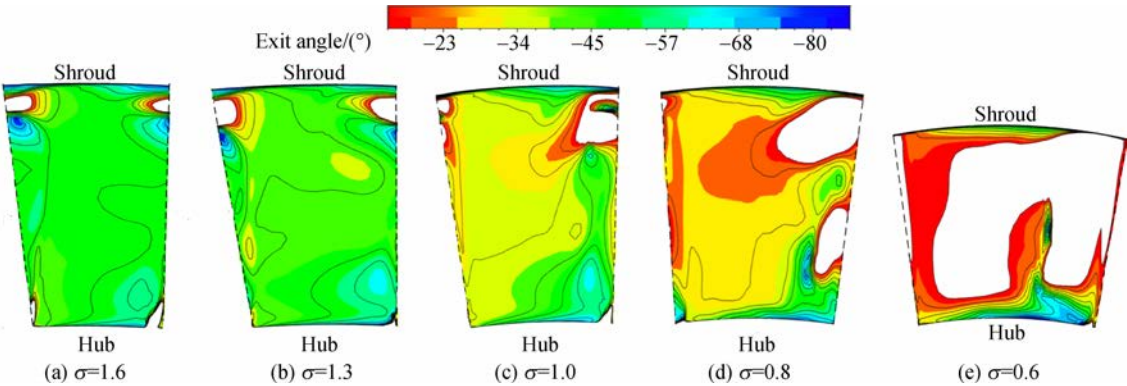


图 8 流道出口截面有效提能区的分布
Fig. 8 Effective extraction of energy region in the exit section of the flow passage

而该处气流由于较强的黏性作用流动损失很大。当稠度低至 0.6 时,单个叶片通道的有效提能区面积占比已降至 45%~50%左右,叶片提取能量的能力大大弱化,直接导致叶尖涡轮性能的急剧恶化。因此,在叶尖涡轮设计中扩大叶片有效提能区范围是提升其性能的关键途径。

3.2.2 低稠度涡轮性能的评价指标分析

等熵效率是评价常规涡轮性能的主要指标之一,效率越高,则损失越低,涡轮出功能力越强,实则对涡轮提取气流能量越多。而在低稠度叶尖涡轮中,流道中相当部分气流未能有效参与与叶片的能量交换,因此其叶轮效率高并不能代表叶轮提取气流中能量就多,其仅仅反映出叶轮利用提取到的这部分气流能量所转换的涡轮功较多,而叶轮从气流中提取到的能量多寡无法体现。由此可见,要直观地体现低稠度叶尖涡轮气流膨胀过程中能量的转换和利用情况,仅仅采用等熵效率来衡量是不够的。本文参照文献[18]可用能的概念,提出能量提取率这一评价指标,将其定义为滞止等熵功与可用能^[18]之比,其表达式为

$$\eta_e = \frac{L_{i,t}}{p_e} \tag{2}$$

增压气体的可用能 p_e 定义为以外界大气压力为基准,在一个稳定流动系统内,增压气体经绝热节流过程而具备的与外界交换的能量。其表达式为

$$p_e = p v \ln \frac{p}{p_a} = R_g T \ln \frac{p}{p_a} \tag{3}$$

式中 p 为进口总压, v 为进口比体积, T 进口总温, p_a 为大气绝对压力。

能量提取率区别于常用的等熵效率,主要表征叶轮从气流所含可用能中提取的能量多寡,对评价低稠度涡轮性能起到了重要的补充作用。由表 1 数据可知,低稠度叶尖涡轮性能的恶化根本原因在于稠度极低造成叶轮能量提取率已然降至较低水平,加之叶轮效率的进一步下降,最终使得出功能力显著降低,在流场中表现为有效提能区域面积的急剧缩减。当稠度较高时,流场大部分区域内气体均能有效提能,使得能量提取率和叶轮效率都居于较高水平,因此涡轮性能较高。综上,针对低稠度叶尖涡轮而言,其性能的评价指标,在常规的落压比、效率、流量、输出功率等指标之外,叶轮能量提取率也是一个重要的衡量指标。低稠度叶尖涡轮设计首先应使其能量提取率达到较高水平,基于此再尽可能地提升涡轮的效率。

表 1 基于不同评价指标涡轮的性能表征值

Table 1 Performance characterization of turbine based on different evaluation indexes

稠度	能量 提取率/%	等熵 效率/%	有效提能区 面积占比/%
1.6	73.2	90.2	95
1.3	71.7	89.3	90
1.0	68.5	86.2	85
0.8	63.6	77.3	80
0.6	55.7	71.8	50

3.3 极低稠度下低展弦比涡轮间隙泄漏特性分析

叶尖涡轮因其结构、工作特点,具有低展弦比特征,根据本课题组自主研制附加涵道风扇原理样机方案要求,通过抬高原叶型的轮毂比使其展弦比低至 0.4 左右,叶高的减小使得叶尖相对间隙高度增大至 7.8% (间隙高度为 0.51 mm) 叶高,远大于常规涡轮水平,同时考虑到其还具有极低的叶栅稠度,因此其叶尖泄漏特性将有异于寻常。本节在相同间隙尺寸前提下,重点研究低展弦比(0.4)涡轮(相对间隙为 7.8%)在稠度为 1.6、1.0、0.6 情况下叶尖间隙泄漏特征,并与常规展弦比(1.3)涡轮进行对比分析。

展弦比为 0.4,3 种稠度下叶尖截面极限流线如图 9 所示。图中再附线 L_r 基本与叶尖压力面平行分布,分离线 L_s 随着稠度的降低逐渐远离吸力面。在 L_s 附近形成泄漏涡,该泄漏涡随着稠度的降低而远离吸力面,并且涡尺寸不断增大,使得其径向和周向影响范围进一步扩大。

展弦比和稠度变化对间隙区内泄漏流的马赫数影响如图 10 所示图中 h/C 表示叶高与弦长的比值。随着稠度降低,叶片载荷增强,因此常规展弦比和低展弦比涡轮,间隙区内泄漏速度都增大,泄漏都增强。但低展弦比涡轮叶高较小,使得其端壁附面层较厚,流体黏性作用较强,对叶尖间隙泄漏产生一定的抑制作用,因而间隙区泄漏流速度低于常规展弦比涡轮。由图 11 可知,随着叶尖间隙尺寸的增加,间隙泄漏损失逐渐增强,低稠度下常规展弦比和低展弦比涡轮效率都随之降低,但效率降低的趋势逐渐减缓。叶尖相对间隙每增大 1% (相对通道高度),低稠度低展弦比涡轮效率最大下降 0.5%,低于低稠度常规展弦比涡轮 0.64% 的降幅,但由于低展弦比涡轮相对叶尖间

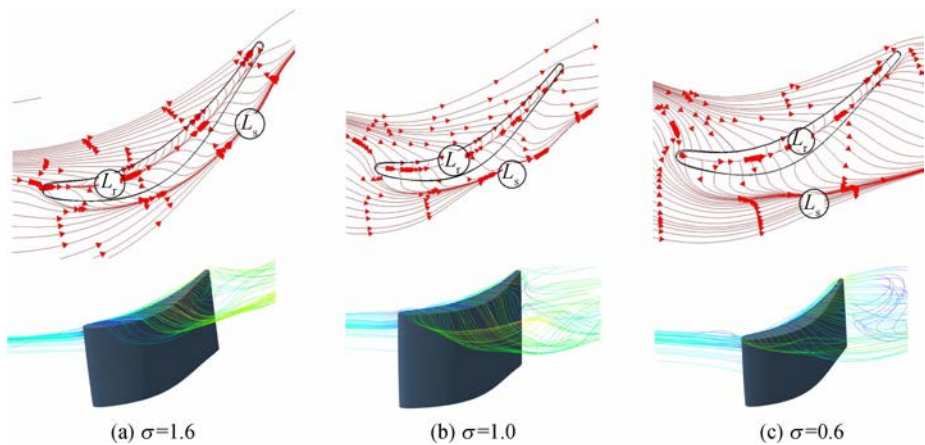


图 9 叶尖二维泄漏流线及三维流线

Fig. 9 Two-dimensional and three-dimensional streamline of tip leakage flow

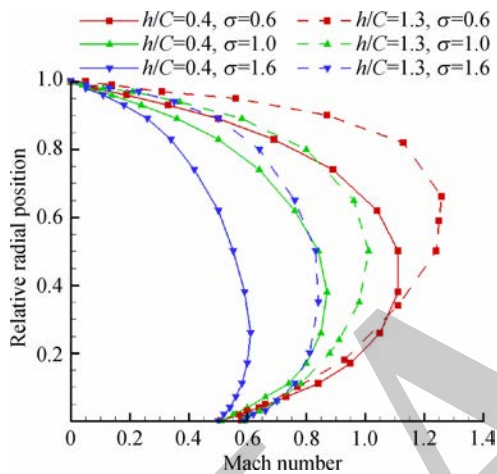


图 10 间隙区内泄漏流马赫数变化曲线

Fig. 10 Variation curve of Mach number of leakage flow in clearance area

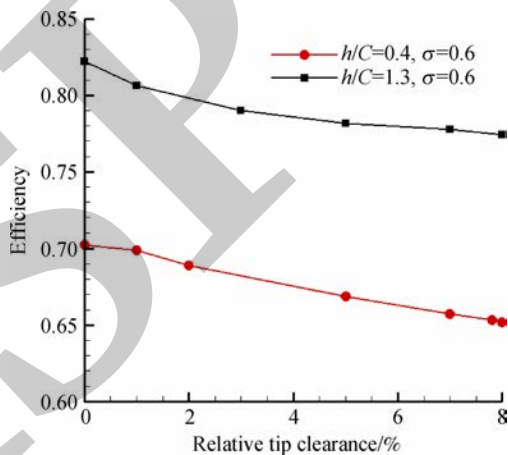


图 11 稠度为 0.6 时, 涡轮效率随间隙变化曲线

Fig. 11 Variation curves of turbine efficiency with tip clearance when solidity of 0.6

隙尺寸增大为原来的 2~3 倍,造成了实际泄漏损失达到低稠度常规展弦比涡轮的 2 倍左右。考虑到叶轮展弦比的减小使得叶轮中二次损失增大,因此在相同稠度条件下,低展弦比叶轮的效率急剧衰减,与常规展弦比涡轮相比降幅达到 23.1%,因此叶尖泄漏对低展弦比涡轮性能的影响将更为显著。此外,常规展弦比涡轮泄漏涡核位置一般在径向 80% 叶高以上区域^[13],而结合图 9 可知,而稠度 1.6 时低展弦比涡轮泄漏涡核已经下移至 50% 叶高以上区域,当稠度低至 0.6 时,泄漏涡的影响范围更是扩展到叶根端壁附近,这影响了叶根处载荷分布,降低了叶轮能量提取率,使得叶片有效提能区面积锐减。

综上,低展弦比涡轮间隙泄漏损失和泄漏涡影响范围都明显大于常规展弦比涡轮,并且低稠度下泄漏涡影响波及到叶尖涡轮的根部,而在低稠度条件下叶尖涡轮根部是主要的有效提能区

域,因此间隙泄漏流对叶尖涡轮的效率及能量提取率都会产生重要影响,间隙泄漏损失在叶尖涡轮设计中更应得到有效控制。

4 结 论

本文针对一种气驱附加涵道风扇推进动力系统核心部件叶尖涡轮,开展了数值研究,获得了叶尖涡轮的气动特性及能量提取机制,结论如下:

- 1) 气驱附加涵道风扇推进动力系统的核心部件叶尖涡轮主要由风扇转子和位于其叶尖的动力涡轮一体化构成,可使得能量沿径向由外及内的传递,巧妙的规避了常规涡扇发动机转轴机械连接所带来的转速不匹配问题,可大幅提升发动机的涵道比。叶尖涡轮实质上是具备了低稠度和低展弦比特征的轴流涡轮,稠度可低至 0.6,展弦比可低至 0.4。
- 2) 叶尖涡轮低稠度流动特性研究表明,随着

稠度的减小,伴随着全通道流量的增加,叶轮进口会出现一定范围的正攻角;叶片栅距增大,造成叶栅喉道位置前移,直至移出流道,使得转子内气流膨胀加速能力逐步丧失,相当部分的气流(约占流道面积的 50%)未有效参与做功直接排除叶轮;同时叶片对于气流的束缚能力降低,吸力面分离严重,分离涡波及整个叶背区域,3 方面因素综合作用使得叶尖涡轮出功能力被大大削弱。

3) 提出了能量提取率和有效提能区两个评价低稠度叶尖涡轮性能的指标,用以描述其低稠度流动特征和做功机制,认为低稠度条件下叶片对气流的约束能力显著减弱,使得主流区流体无法有效提能,造成叶片有效提能区面积大为缩减。稠度低至 0.6 时,能量提取率降低了 24%,有效提能区面积占比缩减为 50%,所以低稠度叶尖涡轮性能恶化的根本原因就在于能量提取率和叶轮效率都处于较低水平。

4) 叶尖涡轮具有低展弦比特征,较小的通道高度虽可对叶尖间隙泄漏产生一定的抑制效果,使其性能对间隙尺寸的敏感性减弱,但由于其相对叶尖间隙尺寸远大于常规涡轮,因此间隙泄漏强度更强,泄漏涡周向及径向影响范围剧增,径向更是侵入叶根,大大降低叶尖涡轮的能量提取效果,必须得到有效抑制。

参考文献:

[1] 刘大响,金捷,彭友梅,等.大型飞机发动机的发展现状和关键技术分析[J].航空动力学报,2008,23(6):976-980.
LIU Daxiang,JIN Jie,PENG Youmei,et al. Summarization of development status and key technologies for large air plane engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23 (6):976-980. (in Chinese)

[2] 陈光.高涵道比涡轮风扇发动机发展综述[J].航空制造技术,2008,51(13):40-45.
CHEN Guang. Development of high-bypass ratio turbofan aeroengine[J]. Aeronautic Manufacturing Technology, 2008,51(13):40-45. (in Chinese)

[3] 陈懋章,刘宝杰.大涵道比涡扇发动机风扇/压气机气动设计技术分析[J].航空学报,2008,29(3):513-526.
CHEN Maozhang, LIU Baojie. Fan/compressor aero design technology for high bypass ratio turbofan[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2008, 29(3):513-526. (in Chinese)

[4] 陈懋章,刘宝杰.风扇/压气机气动设计技术发展趋势——用于大型客机的大涵道比涡扇发动机[J].航空动力学报,2008,23(6):961-975.
CHEN Maozhang, LIU Baojie. Fan/compressor aero design trend and challenge on the development of high bypass ratio turbofan[J]. Journal of Aerospace Power, 2008,

23(6):961-975. (in Chinese)

[5] 梁春华. 欧盟大涵道比涡扇发动机技术研究计划[J]. 航空发动机,2007,33(2):57-58.
LIANG Chunhua. The technology research program of EU high bypass ratio turbofan engine[J]. Aeroengine, 2007, 33 (2):57-58. (in Chinese)

[6] 梁春华. 21 世纪大飞机发动机的预研计划于关键技术[J]. 航空制造技术,2009,52(17):40-44,2009.
LIANG Chunhua. Advanced program and key technology for 21st century large commercial jet engine[J]. Aeronautic Manufacturing Technology, 2009,52(17):40-44. (in Chinese)

[7] 陈云,王雷,王刚.大涵道比发动机多级低压涡轮气动设计[J].航空发动机,2013,39(4):51-55.
CHEN Yun, WANG Lei, WANG Gang. Aerodynamic design of multistage low pressure turbine for high bypass ratio aero-engine[J]. Aeroengine, 2013, 39(4):51-55. (in Chinese)

[8] 梁春华. 商用飞机发动机几项关键新技术[J]. 国际航空,2002,4(9):52-54.
LIANG Chunhua. New technology used for commercial aircraft engine[J]. International Aviation, 2002, 4(9):53-54. (in Chinese)

[9] LARSSON L, GRÖNSTEDT T, KYPRIANIDIS K G. Conceptual design and mission analysis for a geared turbofan and an open rotor configuration[R]. ASME Paper GT2011-46451, 2011.

[10] KURZKE J. Fundamental differences between conventional and geared turbofans[R]. ASME Paper GT2009-59745, 2009.

[11] HUFF D. Technologies for turbofan noise reduction[R]. Manchester, United Kingdom: NASA Glenn Research Center Cleveland, 2005.

[12] 黄国平,向鑫,陈杰,等.叶尖喷气驱动风扇的大涵道比涡扇发动机:CN201410823725.0[P]. 2014-06-03.

[13] XIN X, HUANG G, LU W, et al. High bypass ratio turbofan engine with additional tip-driving fan: a design innovation[R]. Orlando, USA: the 51st AIAA/SAE/ASSEE Joint Propulsion Conference, 2015.

[14] 孙广华. CFMI 公司开始研制 LEAP-X 发动机[J]. 航空发动机,2008,34(4):50.
SUN Guanghua. CFMI company began to develop LEAP-X engine[J]. Aeroengine, 2008, 34(4):50. (in Chinese)

[15] 《世界中小型航空发动机手册》编委会. 世界中小型航空发动机手册[M]. 北京:航空工业出版社,2006.

[16] 邓阳. 高亚音微型轴流涡轮叶型设计及叶尖间隙影响研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2013.
DENG Yang. Study on airfoil design and influence of tip clearance of high subsonic micro axial turbine[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)

[17] KOFESKEY M G, KATSANIS T, SCHUMANN L F. Aerodynamic design of a free power turbine for a 75 kW gas turbine automotive engine[R]. NASA TM X-71714, 1975.

[18] DOUGHTY R, MOSES H, GREGORY B. The effect of blade solidity on the aerodynamic loss of a transonic turbine cascade[R]. AIAA 92-0393, 1992.