

文章编号: 1000-8055(2023)05-1217-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220820

向心涡轮跨声速导向叶片叶型设计及验证

欧阳玉清^{1,2}, 李 维², 曾 飞², 潘尚能², 李恩华², 刘存良¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 以某先进辅助动力装置用膨胀比 5.0 级向心涡轮跨声速导叶为研究对象, 从消除几何喉部前局部超声区及削弱尾缘激波强度两方面着手, 对导向叶片进行了优化改进及叶栅试验验证, 结果表明: 采用大正攻角、小安装角的设计思路, 减小喉部前吸力面叶型曲率, 降低进口段的通道面积, 提高了叶型前段负荷, 消除了喉部前的过膨胀区, 喉部前气流加速更为均匀; 在吸力面喉部后构建局部内凹结构, 可将原方案中吸力面尾缘处一道较强的激波变为两道较弱的激波, 峰值马赫数降低, 尾缘逆压梯度减小, 尾缘激波强度得以削弱。试验结果显示: 在出口马赫数 0.9~1.1 范围内, 优化后叶型能量损失系数均有所降低, 在出口马赫数为 1.1 时, 能量损失系数可降低近 20%。

关 键 词: 向心涡轮; 跨声速叶栅; 导向器叶片; 叶型设计; 激波损失

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Design and validation of transonic nozzle guide vane profile of radial-inflow turbine

OUYANG Yuqing^{1,2}, LI Wei², ZENG Fei², PAN Shangneng², LI Enhua², LIU Cunliang¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Taking the transonic nozzle guide vane of a radial-inflow turbine with expansion ratio of 5.0 for an advanced auxiliary power unit as the research object, the vane profile was optimized and cascade tests were conducted by eliminating the local ultrasonic region in front of the throat and weakening the shock wave intensity at the trailing edge. The research showed that by adopting the design idea of large positive incidence angle and small installation angle, and reducing the curvature of suction side before the throat, reducing the flow area of inlet duct, the load in front of the blade profile was improved, the over expansion area before the throat was eliminated, and the airflow acceleration was more uniform. A local concave structure was constructed behind the throat of the suction surface, which can transform one strong shock wave at the trailing edge of the suction surface into two relatively weak shock waves. The peak Mach number decreased, and the adverse pressure gradient at the trailing edge decreased, weakening the strength of the trailing edge shock wave. The test results indicated that the energy loss coefficient of optimized profile dropped as the cascade exit Mach numbers varied from 0.9 to 1.1, and the energy loss coefficient dropped nearly 20% when the exit Mach number was 1.1.

Keywords: radial-inflow turbine; transonic cascade; nozzle guide vane; profile design; shock loss

收稿日期: 2022-10-26

作者简介: 欧阳玉清(1986—), 男, 高级工程师, 博士生, 主要从事航空发动机涡轮气动设计。

引用格式: 欧阳玉清, 李维, 曾飞, 等. 向心涡轮跨声速导向叶片叶型设计及验证[J]. 航空动力学报, 2023, 38(5): 1217-1225. OUYANG Yuqing, LI Wei, ZENG Fei, et al. Design and validation of transonic nozzle guide vane profile of radial-inflow turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(5): 1217-1225.

向心涡轮因其单级焓降大、结构紧凑、零部件数量少等特点,在小流量航空燃气涡轮发动机及机载辅助动力装置中有着广泛的应用^[1-3]。随着发动机功质比及热力循环参数的提高,涡轮单级膨胀比逐步增加,当前国外先进辅助动力装置对向心涡轮单级膨胀比要求达到了 5.0 或者更高^[4],使得涡轮导叶及叶轮出口马赫数均超过临界。复杂的激波结构以及激波与附面层的相互作用严重影响了涡轮的气动性能^[5],需对向心涡轮跨声速叶型设计技术开展研究,发展有针对性的跨声涡轮叶型设计及激波弱化技术。

自 20 世纪 50 年代开始,普惠^[6]、NASA^[7]、罗罗^[8]等世界知名航空发动机研究机构先后在轴流涡轮领域开展了大量的高负荷、超跨声涡轮叶型设计及激波弱化技术研究。并先后发展出依靠叶片几何参数优化实现激波弱化^[9-10]及叶型局部修型弱化激波强度^[11]这两种主要的技术途径,如美国在高载荷涡轮计划中提出了采用吸力面喉部至尾缘小曲率、小尾缘半径叶型以削弱激波强度的激波弱化叶片设计思路^[12]。而 Zhao 等^[13]和 Zhou 等^[14]研究结果均证实,通过对叶型吸力面局部修型,设计细微凹凸结构,可以实现超跨声涡轮叶片激波弱化的效果。

当前对于超跨声涡轮叶型设计及激波弱化技术的研究大部分集中在轴流涡轮上,向心涡轮导叶由于其径向流动的特点,沿流动方向通道面积逐渐减小,与轴流涡轮流动结构存在较大差异,因此,在轴流涡轮中经大量试验验证的设计方法,在向心涡轮中是否适用尚需深入研究。Reichert 和 Simon^[15-16]提出了一种基于反问题的超跨声向心涡轮导叶叶型设计方法。Pullen 等^[17]对膨胀比为 4.7 的单级向心涡轮开展了模型涡轮试验研究,获取了涡轮特性曲线。发现由于导叶前缘曲率过大,导致吸力面加速过快,出现局部超声区,使得吸力面附面层内存在局部逆压梯度,诱发流动分离,致使涡轮试验效率低于设计值,涡轮负荷越大,该流动分离越剧烈,对效率的影响越大。Yang 等^[18]对 3 个不同展弦比变几何向心涡轮导叶片开展了非定常分析,重点研究了激波在向心涡轮变几何导叶中产生和衰减机理。研究表明向心涡轮导叶中的激波分为喉部激波和尾缘激波两类,导叶通道内燃气的过度加速是激波产生的最主要原因,叶中区域靠近转静子交界处的尾缘激波强度最大,减小导叶的膨胀比和叶栅通道的

收缩程度,可有效消除喉部激波并减弱尾缘激波。

由于反问题法的理论尚不够完善,目前向心涡轮导向器大多采用正问题方法进行叶型设计。典型的叶型种类有岛状结构、薄板型、楔状对称叶型和气动叶型。但对于如何构造航空辅助动力装置用向心涡轮跨声导叶叶型及相应的试验验证报道较少。本文结合某先进辅助动力装置的研制需求,开展膨胀比为 5.0、出口马赫数为 1.1 左右的向心涡轮跨声导叶叶型的设计,重点研究喉部前及喉部后吸力面叶型几何变化对叶型损失的影响,并通过平面叶栅试验对设计结果进行了初步的验证,为后续大膨胀比向心涡轮气动设计提供支撑。

1 数学物理模型

1.1 研究对象

以某大膨胀比向心涡轮跨声速导向叶片为研究对象,该叶片采用根尖截面相同的直叶片设计,设计点导叶出口平均马赫数约为 1.16。该叶型(基准叶型,标记为 Vane A)采用收敛叶型设计,几何喉部大致位于压力面尾缘至相邻叶片吸力面 30% 弦长处,在设计时参考了 Reichert 等的研究成果^[15],通过降低吸力面出口区域型线的曲率变化,来达到降低局部超声速激波损失的目的。在喉部以后的 30%~90% 弦长区域,吸力面叶型曲率基本为零。基准叶型及其吸力面曲率沿弦长分布分别如图 1、图 2 所示,叶型几何参数如表 1 所示,表中叶片角度定义为与额线夹角。

1.2 向心涡轮导叶流动特点

通过对 Vane A 的仿真分析,图 3 给出了其叶型表面静压分布,其中纵坐标 $p/p_{\max}$ 定义为表面静压与表面最大静压之比。航空燃气涡轮发动机用向心涡轮导向叶片通常具有如下特点:

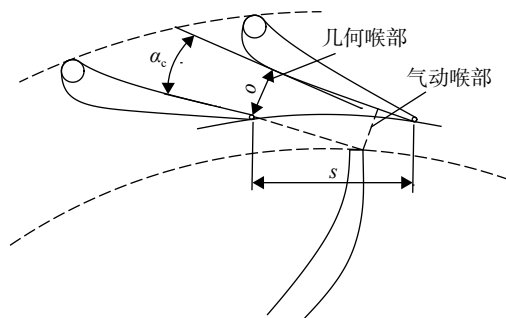


图 1 基准叶型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of reference blade profile

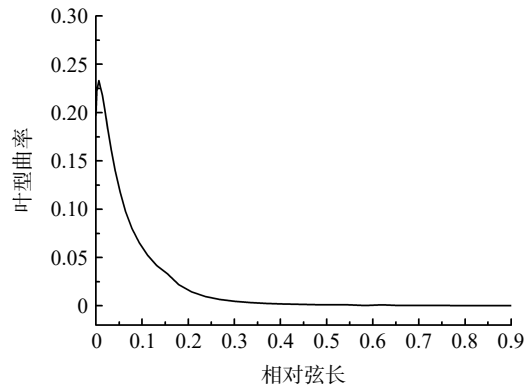


图 2 吸力面叶型曲率
Fig. 2 Profile curvature of suction side

表 1 叶型几何参数
Table 1 Geometric parameters of profile

几何参数	Vane A	Vane B
导叶叶片数 N_v	23	23
径向弦长 b_r/mm	19.0	19.0
尾缘半径 r_t/mm	0.4	0.4
进口构造角 $\alpha_1/(\circ)$	90	135
出口构造角 $\alpha_2/(\circ)$	19	19
尾缘楔角 $\omega_2/(\circ)$	5.0	4.0
喉部收敛角 $\alpha_c/(\circ)$	20.0	15.0
安装角 $\gamma/(\circ)$	33.0	29.0
喉宽 o/mm	8.78	8.78
栅距 s/mm	28.53	28.53

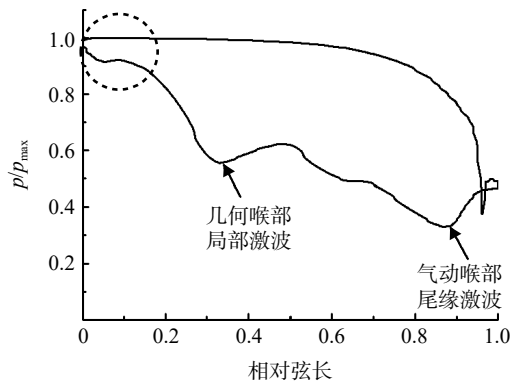


图 3 典型向心涡轮导叶叶型表面静压分布
Fig. 3 Static pressure distribution of typical radial-inflow turbine nozzle guide vane

1) 为实现与上游燃烧室轴向出口匹配, 导叶进口段通道面积较大, 而由于沿流动方向通道面积逐渐减小, 使得导叶出口段通道面积远小于进口段, 通道收敛度远高于常规轴流涡轮, 这种几何上的差异反映到流动上, 体现为导叶进口马赫数往往较小, 叶型前部负荷较低。

2) 气流转折角小, 较小的气流转折, 也意味着叶栅通道中的二次流较弱, 二次流损失较低。

3) 为降低导向器尺寸及质量, 向心涡轮几何喉部前区域叶型尺寸通常较短, 吸力面几何喉部前加速较快, 此处叶型曲率控制不好, 易出现速度极大值, 尤其是当导叶为超跨声流动时, 会出现局部超声区, 在激波-附面层交互影响下, 使得下游附面层内逆压梯度增大, 激波损失增加。

4) 从图 1 几何示意图可以发现, 向心涡轮通道近似存在两个喉部, 第一喉部为几何喉部, 由叶片压力面尾缘与相邻叶片吸力面构成, 在几何喉部前气流一直保持加速状态; 随后由于沿流动方向通道面积减小, 在导叶吸力面尾缘区域与转动至此的下游转子叶片前缘间会形成第二喉部(气动喉部), 气流在此处达到马赫数峰值, 并在吸力面尾缘处出现一道向下游转子前缘发展的强激波。

5) 气动喉部后尾缘激波的存在使得吸力面出口扩散段逆压力梯度增大, 尾缘出口处静压增加, 附面层厚度增厚, 叶片附面层损失增加, 气动喉部处的峰值马赫数越高, 该附面层损失也越大。

上述特点, 使得向心涡轮导叶叶型损失在导叶总流动损失中占比较大, 尤其是对于超跨声导叶, 在叶型设计上尤其需加以注意几何喉部前局部超声速区, 以减低附面层损失, 同时控制气动喉部处的马赫数, 以弱化吸力面尾缘激波强度, 降低尾缘激波损失。

1.3 改进设计目标及思路

根据上述分析及向心涡轮导叶双喉部流动的特点, 从控制几何喉部前局部超声区和弱化气动喉部处的尾缘激波两方面着手, 将导向器吸力面叶型分为几何喉部前与几何喉部后两个区域, 对 Vane A 进行改进设计。保持叶片数、喉宽、弦长等几何参数不变, 借鉴团队在高负荷进口导叶上的研究成果^[19], 采用大正攻角、小安装角的设计思路, 提高叶栅进口构造角并减小安装角, 将压力面叶型由原来的单凹结构, 改成近似 S 型结构, 从而降低前缘吸力面叶型曲率, 并使得喉部前叶栅通道面积收敛更为均匀。对于吸力面几何喉部后叶型, 在气动喉部处采用局部内凹结构, 以降低尾缘峰值马赫数, 削弱尾缘激波强度。改进后叶型命名为 Vane B, 改进前后叶型对比见图 4。

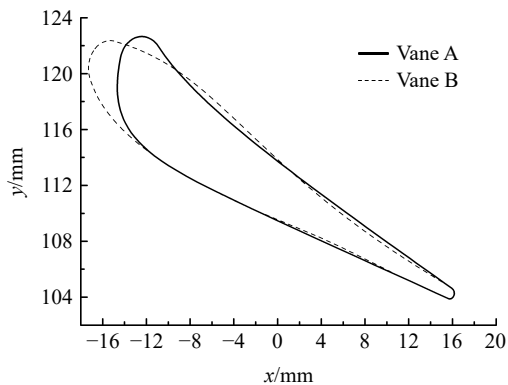


图 4 叶型对比示意图

Fig. 4 Different vane profiles

基于自编程造型软件实现上述叶型设计,其中,吸力面采用多阶贝塞尔曲线,通过拖动控制点的形式来实现局部内凹结构。两套叶型几何参数对比见表 1。

图 5 给出了两套叶片中截面几何喉部前叶栅通道宽度对比。图中纵坐标为相对通道宽度,定义为叶型压力面与相邻叶型吸力面间最小距离与几何喉部宽度之比,横坐标为叶型相对几何喉部位置,定义为叶型吸力面上任意点到前缘切点间的距离与几何喉部到前缘切点间距离之比。两叶型几何喉部宽度完全相同,但优化后的叶型前缘处叶栅宽度更小,从进口到几何喉部区域宽度变化更为均匀,这有利于提高叶栅前缘处气流速度,使得吸力面几何喉部前气流加速更为均匀,降低速度梯度,避免几何喉部前出现速度峰值。

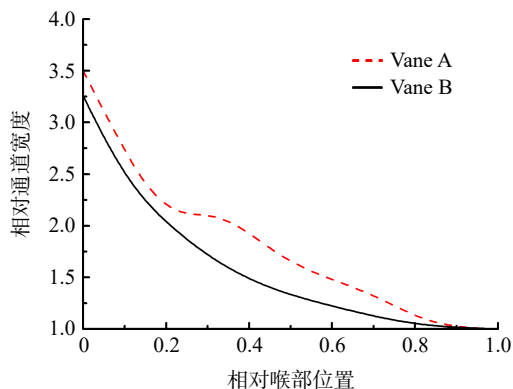


图 5 叶栅相对通道宽度对比

Fig. 5 Comparison of relative cascade channel width

1.4 气动数值计算方法

采用商业软件 ANSYS CFX 对定常雷诺平均方程进行求解,湍流模型为 SST (shear stress transport) 模型。进口给定总温分布,总压给定为 419.0 kPa,出口给定平均背压为 80.7 kPa,单通道计算域给

定周期性边界,壁面为绝热、无滑移边界。

使用商业软件 NUMECA AutoGrid5 进行结构化网格划分,壁面 y^+ 值控制在 2 附近,满足湍流模型数值计算精度要求,图 6 给出了导叶模型的计算网格,网格数为 220 万。

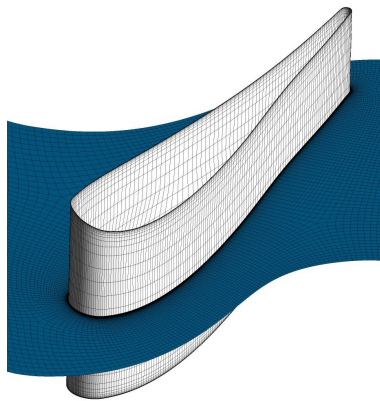


图 6 导叶计算网格

Fig. 6 Vane blade computing grid

1.5 试验装置及方法

本研究叶栅试验验证在某跨声速平面叶栅试验器上开展。该试验器气源由 GM 鼓风机提供,风机功率为 1 000 kW,最大压力为 0.22 MPa,最大流量为 10.5 kg/s,进口气流角为 $20^\circ \sim 90^\circ$,试验出口最高马赫数为 1.1。

由于径流式叶栅不能直接应用在平面叶栅试验台上,为了能够获得准确的试验数据,采用式(1)所示保角变换方法^[20],将径流叶栅的原始坐标 (x, y) 转换为可以进行平面叶栅试验设计的 (ξ, η) 坐标,叶栅转换示意图见图 7。

$$\begin{cases} \xi = \ln \sqrt{x^2 + y^2} \\ \eta = \arctan(y/x) \end{cases} \quad (1)$$

转换后的平面叶栅试验件叶片高度为 120 mm,叶片个数选择为 8 个,其中在第 4 个叶片中间截

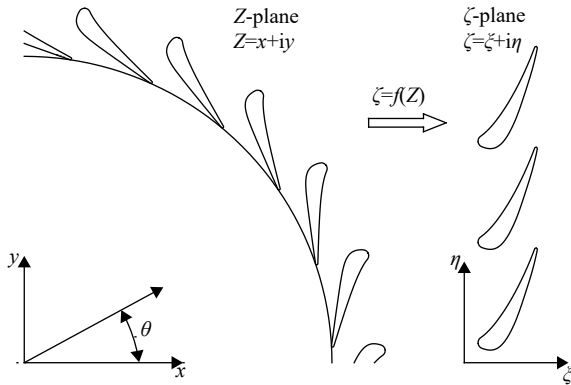


图 7 涡轮叶栅转换示意图

Fig. 7 Illustration of cascade transformation

面压力面沿法向布置 17 个静压孔, 第 5 个叶片中间截面吸力面沿法向布置静压测点 19 个。试验件上下盖板采用厚度为 10 mm 的光洁度良好的 304 不锈钢板, 盖板长尺寸为 480 mm × 130 mm。

试验中测量栅前的总温、总压以及静压。其中, 在试验稳压箱以及进口过渡段布置总压探针测取总压; 在进口过渡段布置总温探针测取总温; 进口静压测量通过在距离叶片前缘 1.5 倍轴向弦长处, 沿切向 2 个节距范围内均匀布置的 20 个进口静压测孔获取。叶栅栅后流场的气动参数由固定在位移机构上的 L 型五孔气动探针来进行采集, 在叶展中部截面距尾缘额线 0.5 倍轴向弦长处布置 40~60 个采集点, 完成 2 个通道内气动参数的采集; 在距叶片尾缘额线 0.4 倍轴向弦长处, 沿切向 2 个节距范围内均匀布置有 20 个静压测孔以获取栅后静压。

2 数值计算结果

本节对优化前后叶型负荷分布、损失特性进行对比分析。

2.1 负荷分布

图 8 给出了两套叶型中截面马赫数对比。图 9 是中截面马赫数分布云图对比。对于向心涡轮导叶, 进口来流射在压力面前缘处, 而后在滞止点处分成两部分: 其中一部分沿着压力面向尾缘流动; 另一部分绕过叶型吸力面前缘后, 在几何喉部前的收缩段内一直加速到临界。因此, 如果叶型前缘曲率控制不好, 可能出现吸力面几何喉部前气流加速过快, 出现局部超声区, 在激波、附面层交互作用下, 使得吸力面峰值马赫数下游位置附面层内逆压梯度增加, 导致附面层内流动损失的增加。

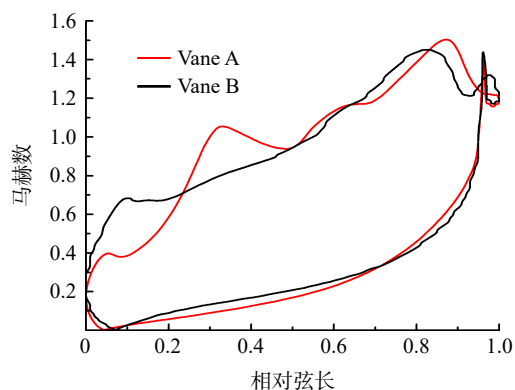


图 8 叶型表面马赫数分布对比

Fig. 8 Comparison of Mach number distributions on blade surface

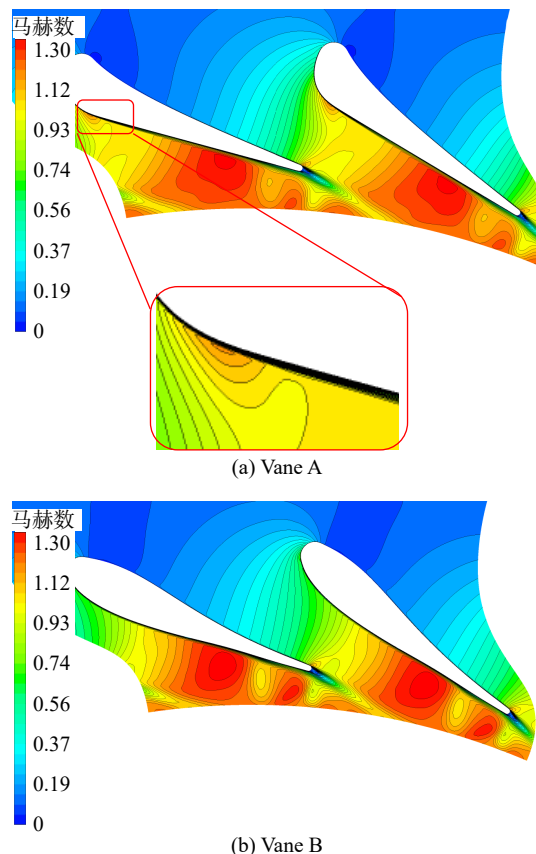


图 9 叶型中截面马赫数分布

Fig. 9 Comparison of Mach number contours on mid-span

基准叶型 Vane A 导叶出口平均马赫数为 1.167。气流在叶片压力面前缘 5% 弦长处滞止形成驻点, 由于驻点形成在压力面上而并非在前缘上, 从驻点后压力面马赫数持续增加, 且加速较为均匀, 这有利于抑制压力面上附面层发展。总体负荷分布上, 呈现前缘负荷低, 中部负荷高的特点。在 15% 弦长到 30% 弦长区域内, 马赫数增加较快, 形成明显的马赫数吸力峰, 出现了局部超声区。在几何喉部处达到临界马赫数以后, 在膨胀波的作用下继续沿吸力面向下游加速, 峰值马赫数出现在约 88% 相对轴向区域, 峰值马赫数超过了 1.3。

与 Vane A 相比, 通过采用增加叶片进口构造角, 减小安装角, 并构造吸力面喉部后内凹构型的设计, Vane B 表面马赫数分布具有如下明显特征:

1) 优化后叶型进口段的通道宽度降低, 膨胀能力增强, 叶型前段负荷明显增加, 且在几何喉部前气流加速更为均匀, 避免了原设计由于喉部前过膨胀导致的局部超声区。

2) 几何喉部后至气动喉部前区域吸力面加

速能力提高,峰值马赫数出现位置前移,由 Vane A 的约 88% 轴向弦长处变为 84% 轴向弦长处,且峰值马赫数值较原方案更低,这有助于降低吸力面尾缘激波强度,减小气动喉部处的激波损失。

3) 在气动喉部后的扩散段,优化叶型在 92%~96% 轴向弦长处,马赫数有一个短暂的增加,并通过在吸力面尾缘出口处构造出一道强度较小的次级激波的形式维持出口压力平衡。速度增加使得吸力面静压降低,这有助于抑制吸力面附面层增长,但会导致尾缘吸力面与压力面间横向压差增大,对降低尾迹损失带来一定的不利影响。

综合来看,改进后叶型 Vane B 方案一方面消除了 Vane A 前缘负荷低,喉部前过膨胀,局部超声的问题,同时,通过在吸力面喉部区域构造的局部内凹构型,降低了峰值马赫数水平,削弱了尾缘激波强度,虽在尾缘处引入次级激波,使得出口横向速度差增大,但吸力面喉部后扩散段逆压梯度更小,附面层厚度更薄,整体对性能更为有利。

2.2 损失对比

图 10 给出了导向器叶片出口 50% 叶高截面能量损失系数沿周向分布图。从图中可以看出,两种构型叶片损失峰值位置基本没有发生变化,尾迹区宽度约占 40% 通道宽度,改进后的叶型 Vane B 尾迹影响宽度较原始叶型 Vane A 略微降低,出口能量损失峰值较 Vane A 有所降低。出口能量损失主要由尾迹掺混损失和尾缘激波损失两方面构成。由于两叶型尾缘厚度完全相同,更窄的尾迹宽度,说明尾缘出口附面层厚度更小,这应是由于 Vane B 尾缘激波强度更小导致。由于出口峰值马赫数的降低,尾缘激波强度得以削弱,

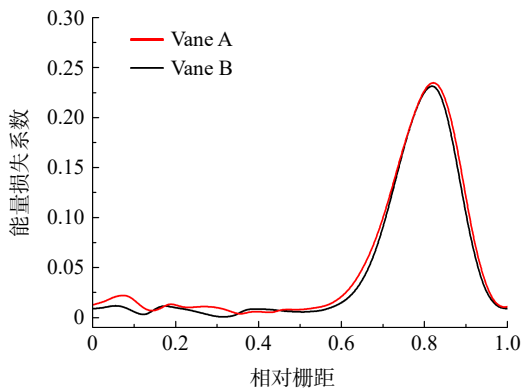


图 10 叶中截面出口周向损失对比

Fig. 10 Loss distribution along circumferential direction at the exit of mid-span

在尾迹区以外的主流区能量损失系数也有所下降, Vane B 出口总体能量损失系数较原叶型有较为明显的降低。

图 11 所示为两套叶型 50% 叶高截面表面静熵分布对比,通过对比发现,两叶型高熵区均聚集在吸力面附面层附近及尾迹区,压力面静熵均较低,压力面叶型损失基本可以忽略。由于采用了大正攻角、小安装角设计,吸力面喉部前曲率降低, Vane B 叶片几何喉部前高熵区厚度较 Vane A 叶片大幅削弱,且高熵区出现的位置也较优化前叶型更靠后,接近叶片几何喉部处,这表明由于吸力面几何喉部前加速更均匀,避免了喉部前的局部超声速区,其更小的逆压梯度使得附面层厚度更薄,流动损失更小。

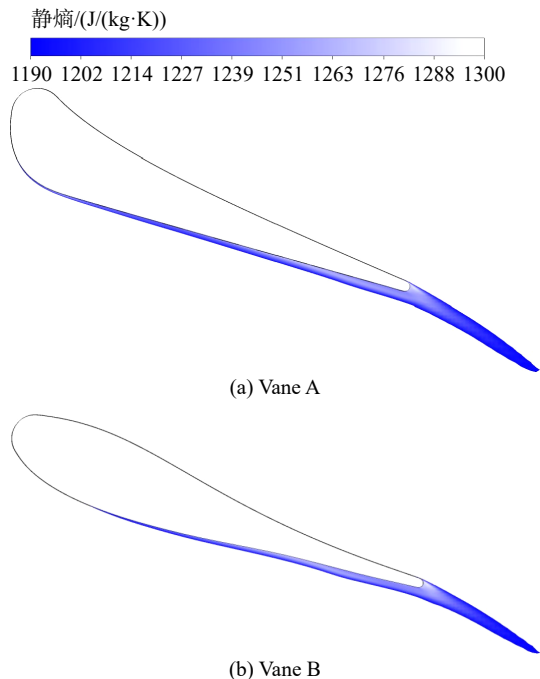


图 11 导叶中截面静熵分布

Fig. 11 Comparison of static entropy distribution on mid-span

在几何喉部至气动喉部前区域, Vane A 几何喉部后加速区较长,沿流动方向吸力面附面层厚度快速增加,附面层内摩擦损失增大; Vane B 在吸力面喉部以后区域采用了局部内凹设计,使得峰值马赫数出现位置较原叶型提前,且速度峰值更低,附面层厚度增加较缓,高熵区面积较 Vane A 更小。

在气流经过吸力面凹腔后, Vane B 由于经过了两道激波减速扩压,峰值马赫数水平更低,达到了弱化尾缘激波的目的,还有助于减小吸力面

出口逆压梯度,抑制扩散段的附面层厚度。

表 2 给出了导向器叶片中截面叶型损失系数对比,叶型损失系数采用式(2)计算。为区分不同区间叶型变化对损失影响大小,将叶型损失分为尾缘前、尾缘后及其他部位损失。其中尾缘前叶型损失大致由附面层摩擦损失及尾缘前激波损失构成;尾缘后叶型损失主要由尾迹内的掺混损失及尾缘激波损失构成。从表 2 中数据对比来看,优化改进后的 Vane B 损失系数均较原始叶型 Vane A 有了较为明显的降低。

$$\varphi = \frac{\int_0^A \rho V (h_{\text{local}} - h_{\text{local, is}}) dA}{\dot{m}_1 (h_{2, \text{is}} - h_2)} \quad (2)$$

式中 φ 为叶型损失系数, A 为面积, ρ 为流体密度, V 为流体速度, $\dot{m}_1$ 为进口截面物理流量, h_{local} 为当地静焓, $h_{\text{local, is}}$ 为当地等熵焓, $h_{2, \text{is}}$ 为出口等熵焓, h_2 为出口静焓。

表 2 叶型损失系数对比

Table 2 Comparison of blade profile loss coefficient

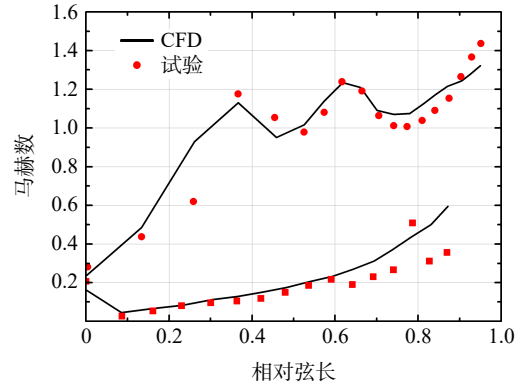
损失系数	Vane A	Vane B
附面层摩擦损失+ 尾缘前激波损失系数	0.019 74	0.016 55
尾迹损失+尾缘后激波损失系数	0.015 53	0.014 00
叶型总损失系数	0.052 01	0.048 61

3 叶栅试验验证

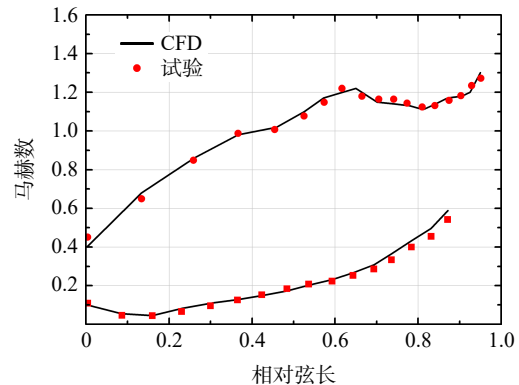
本节讨论两叶型平面叶栅试验结果,并与计算结果(CFD)进行对比。需要说明的是,数值计算采用了与试验相同的物理模型和边界条件。

图 12 所示为两套叶型表面马赫数分布,试验平均出口马赫数为 1.1。试验结果显示两套叶型压力面马赫数变化均较为平缓, Vane A 前缘驻点位于 0.1 倍弦长处, Vane B 由于采用更大的正攻角设计,叶型前缘驻点明显后移,且前缘附近吸力面表面马赫数较 Vane A 有了明显提高;经过对吸力面叶型的改进设计,优化后的 Vane B 吸力面马赫数增加更为均匀,且未像 Vane A 一样出现较为复杂的激波结构,消除了 Vane A 在 0.4 倍、0.6 倍轴向弦长处分别出现的马赫数峰值。计算马赫数与试验马赫数分布差异较小,尤其是对于 Vane A,计算吸力面激波结构与试验基本吻合,马赫数峰值相当,说明了数值计算的准确性。

图 13 为叶栅出口 0.4 倍轴向弦长处的周向能量损失系数试验结果与计算结果对比。从试验结果来看,两相邻叶栅通道的尾迹形状和能量损失峰值差异较小,表明了试验数据较好的周期性。改进后的叶型尾迹宽度约占 40% 周向节距宽度,峰值能量损失系数约为 0.152,较 Vane A 叶栅峰值能量损失系数降低 11.1%。在尾迹区外, Vane



(a) Vane A



(b) Vane B

图 12 马赫数计算值与试验值对比

Fig. 12 Comparison of calculated and tested Mach number distributions

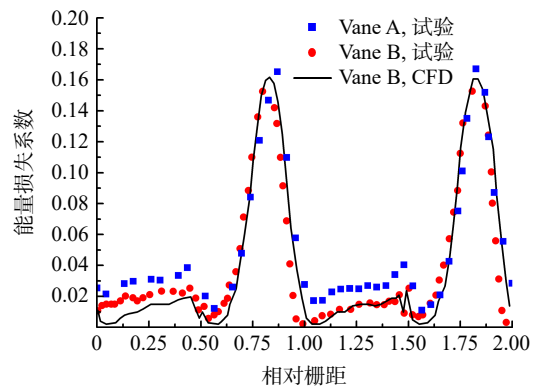


图 13 计算与试验出口周向能量损失系数对比

Fig. 13 Comparison of calculated and tested exit circumferential energy loss coefficient distributions

A 损失系数也明显较 Vane B 更高,这主要是由于 Vane B 出口马赫数更低,尾缘激波强度较 Vane A 更低所致。从图 14 所示两套叶栅出口马赫数周向分布试验结果对比也可以看到, Vane A 马赫数峰值明显较 Vane B 更高,这对应了更高的激波损失。计算的出口能量损失系数分布与试验结果吻合较好,差异主要表现在计算的尾迹区宽度较试验结果略大,峰值损失略高。

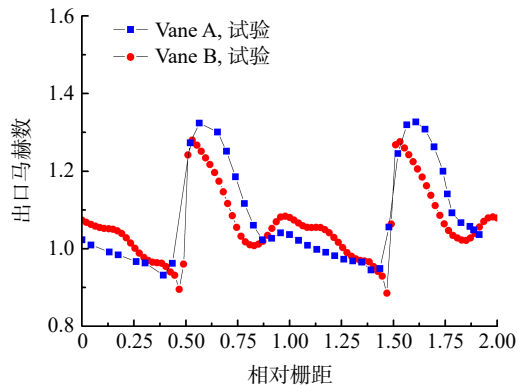


图 14 不同叶型周向出口马赫数试验结果对比

Fig. 14 Comparison of tested exit circumferential Mach number with different profiles

图 15 给出了不同出口马赫数下损失特性对比。由于试验器能力限制,本次试验叶栅出口最高马赫数为 1.1。试验结果显示,在试验马赫数范围为 0.9~1.1 内,改进后叶栅 Vane B 能量损失系数随着马赫数增加呈现先减小后增加再减小的趋势,且改进后叶栅各马赫数下的能量损失系数均低于基准叶栅 Vane A,在马赫数 1.1 时, Vane B 能量损失系数为 0.041,较基准叶栅 Vane A 降低近 20%。计算能量损失系数随马赫数变化趋势与试验结果一致,但计算能量损失系数绝对值较试验

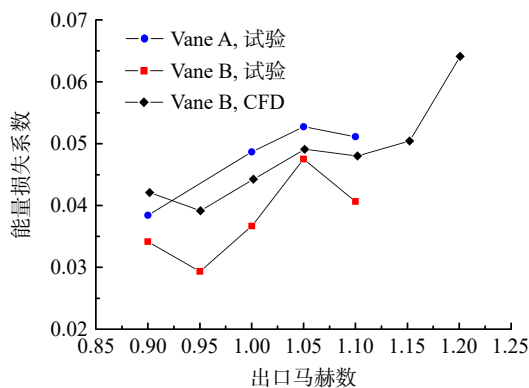


图 15 能量损失系数随出口马赫数变化对比

Fig. 15 Comparison of energy loss coefficient with different exit Mach number

结果明显偏高,其中马赫数为 1.1 时,计算能量损失系数为 0.048,较试验结果偏高约 17%,这可能是由于 SST 湍流模型在模拟能量耗散、激波捕捉等方面仍存在一定问题有关。

4 结 论

以某先进辅助动力装置用膨胀比 5.0 级向心涡轮跨声速导叶为研究对象,从消除喉部前局部超声区及降低尾缘激波强度两方面着手,对导向叶片进行了优化改进及叶栅试验验证,结论如下:

1) 采用大正攻角、小安装角的设计思路,提高叶栅进口构造角并减小安装角,将压力面叶型由原来的单凹结构,改成近似为 S 型结构,可减小前缘吸力面叶型曲率,并降低进口段的通道面积,使几何喉部前叶栅通道面积收缩更为均匀,从而提高了吸力面前缘的膨胀能力,吸力面前缘附近马赫数明显增加,几何喉部前气流加速更为均匀,消除了几何喉部前的吸力峰值,降低了由于局部超声导致的附面层厚度增加,流动损失大的问题。

2) 在吸力面气动喉部处构建局部内凹结构,可将原方案中吸力面尾缘处一道较强的激波变为两道较弱的激波,从而通过两道激波减速扩压作用,降低了吸力面峰值马赫数值,减弱了尾缘激波强度,并有助于降低气动喉部后的逆压梯度,使得吸力面尾缘附面层厚度减小;但次级激波的引入,会使得吸力面出口速度提高,增大了尾缘吸力面与压力面间横向压差,对降低尾迹损失带来一定的不利影响。

3) 对于出口马赫数为 1.1 附近的跨声速导向叶片,通过上述改进措施,可有效降低叶型损失。叶栅试验表明,在马赫数 1.1 时,优化后叶型能量损失系数较优化前可降低近 20%,且在 0.9~1.1 马赫数范围内,优化后叶型能量损失系数均有一定程度降低。

参考文献:

- [1] STOHLGREN L M, WERNER L D. The GTCP36-300, a gas turbine auxiliary power unit for advanced technology transport aircraft[R]. ASME Paper 86-GT-285, 1986.
- [2] MOHSEN M S, MOSTAFA O. Optimization of a high pressure ratio radial-inflow turbine: coupled CFD-FE analysis[R]. ASME Paper GT2015-42208, 2015.
- [3] AMIR K N, SHERVIN S. Detailed design and aerodynamic performance analysis of a radial-inflow turbine[J]. *Applied Sciences*, 2018, 8(11): 2207-2227.
- [4] JONES A C. Design and test of a small, high pressure ratio radial

- turbine[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(2): 362-370.
- [5] DUAN P H, TAN C S, SCRIBNER A, et al. Loss generation in transonic turbine blading[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2018, 140(4): 410-422.
- [6] CROW D E, VANCO M R, WELNA H, et al. Results from tests on a high work transonic turbine for an energy efficient engine[R]. ASME Paper GT-80-146, 1980.
- [7] GIEL P W. NASA/GE highly-loaded turbine research program[R]. New Orleans, US: NASA Fundamental Aeronautics 2007 Annual Meeting, 2008.
- [8] GRAHAM C G, KOST F H. Shock boundary layer interaction on high turning transonic turbine cascades[R]. ASME Paper 79-GT-37, 1979.
- [9] TSUJITA H, MIZUKI S, YAMAMOTO A. Numerical investigation of blade profile effects on aerodynamic performance of ultra-highly loaded turbine cascades[R]. ASME Paper GT2004-53429, 2004.
- [10] JOUINI D B M, SJOLANDER S A, MUSTAPHA S H. Aerodynamic performance of a transonic turbine cascade at off-design conditions[J]. ASME Paper 2000-GT-0482, 2000.
- [11] SONODA T. A study of advanced high-loaded transonic turbine airfoils[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(4): 650-657.
- [12] HUEA H S, SAEIDI R, GIEL P, et al. Design and test results of a ultra high loaded single stage high pressure turbine[R]. ASME Paper GT-2013-94055, 2013.
- [13] ZHAO W, LUO W W, ZHAO Q J, et al. Investigation on the reduction of trailing edge shock losses for a highly loaded transonic turbine[R]. ASME Paper GT2016-56131, 2016.
- [14] ZHOU Q H, ZHAO W, SUI X M, et al. A shock loss reduction method using a concave suction side profile for a zero inlet swirl turbine rotor[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2022, 144(11): 510-514.
- [15] REICHERT A W, SIMON H. Numerical investigations on the optimum design of radial inflow turbine guide vanes[R]. Hague, Netherlands: International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1994.
- [16] REICHERT A W, SIMON H. Design and flow field calculations for transonic and supersonic radial inflow turbine guide vanes[R]. ASME Paper 95-GT-97, 1995.
- [17] PULLEN K R, BAINES N C, HILL S H. The design and evaluation of a high pressure ratio radial turbine[R]. ASME Paper 92-GT-93, 1992.
- [18] YANG D F, LAO D Z, YANG C, et al. Investigation on the generation and weakening of shock wave in a radial turbine with variable guide vanes[R]. ASME Paper GT2016-57047, 2016.
- [19] 张绍文, 石建成, 李维, 等. 高负荷涡轮进口导向叶片叶型设计及验证[J]. *航空动力学报*, 2021, 36(1): 185-192.
- ZHANG Shaowen, SHI Jiancheng, LI Wei, et al. Design and validation of high-lift turbine nozzle guide vane profile[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(1): 185-192. (in Chinese)
- [20] PETR S. Calculation of transonic flow in radial turbine blade cascade[R]. AIP Conference Proceedings 1889 020041, 2017.

(编辑: 陈 越)