

## 前缘形状对涡轮叶栅损失影响的机理

白 涛, 邹正平, 张伟昊, 周 琨, 刘火星

(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)

**摘 要:** 通过改变前缘几何形状来分析其在设计攻角、非设计攻角下前缘附近的流动机理。研究结果表明, 在宽工况范围内椭圆型前缘表现出了较优越的性能, 不但在设计攻角下能很好抑制吸力峰的强度以避免前缘分离泡的产生, 而且在较宽的攻角范围内都能保证前缘附近边界层状态基本不变。当正攻角很大时, 不同前缘形状前缘附近都会出现分离泡, 且会诱导边界层发生转捩, 但椭圆型前缘边界层开始发生转捩的攻角会向大攻角方向移动。在  $20^\circ$  攻角下, 椭圆型前缘叶型的损失相比基准叶型下降了 7% 左右。进口湍流度的增加不会改变吸力峰的强度但可以减弱前缘分离泡的强度。

**关 键 词:** 涡轮; 前缘形状; 吸力峰; 分离泡; 边界层; 湍流度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

### Mechanism of effect of leading-edge geometry on the turbine blade cascade loss

BAI Tao, ZOU Zheng-ping, ZHANG Wei-hao,  
ZHOU Kun, LIU Huo-xing

(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)

**Abstract:** A research on the flow field around leading-edges of different geometries at design and off design incidence was done. It is found that the elliptical leading-edge exhibits better performance, since the elliptical edge can not only depress the pressure spike to successfully avoid the presence of separation bubble near the leading-edge in wide range of working condition, but also keep the boundary layer almost unchanged small in wide range of incidence. When the positive incidence is large, the separation bubble will emerge at the leading-edge of different shapes, inducing the boundary layer transition, however, the research shows that the elliptical leading-edge will bring about the boundary layer transition at larger incidence. The elliptic leading-edge blade decreased about 7% of profile loss compared to baseline blade profile at the incidence of  $20^\circ$ . The increase of the inlet turbulence intensity could depress but not completely suppress the separation bubble at leading-edge.

**Key words:** turbine; leading-edge geometry; pressure spike; separation bubble; boundary layer; turbulence intensity

叶轮机内部流动非常复杂, 其关键几何的细微变化可能会导致叶轮机内部精细流场的改变,

从而导致性能发生较为显著的变化<sup>[1-2]</sup>。剑桥大学的研究表明了压气机前缘几何和表面粗糙度等参

收稿日期: 2013-03-27

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金(20101102110011)

作者简介: 白涛(1988-), 女, 陕西榆林人, 硕士生, 主要从事叶轮机机械气动研究。

数的改变会显著地影响压气机轮毂处的分离情况<sup>[3]</sup>,类似的结论在麻省理工大学的研究中也得到证实,麻省理工大学的研究表明典型的加工误差会使得多级压气机的效率下降1%<sup>[4]</sup>.近年来国内对叶轮机几何细节的关注度也越来越高,如北京航空航天大学的张伟昊等人对涡轮叶型偏差的影响进行了研究,结果表明叶型细微的改变会导致涡轮局部流动的恶化,而流动和性能的恶化将在整机匹配环境中被显著放大,导致性能大幅度下降<sup>[5-6]</sup>;李宇等人的研究结果也表明涡轮叶片加工和安装的偏差导致热斑迁移规律发生改变,涡轮叶片表面的温度分布及涡轮出口的温度场等都会发生变化,这将直接影响涡轮叶片的寿命及可靠性<sup>[7]</sup>.

叶片前缘形状对于叶轮机而言非常重要.一个好的叶片前缘形状不仅要求其在设计状态和非设计状态下皆保持优越的性能,并且要求这种形状对加工误差等并不敏感,因此充分研究前缘处的复杂流动,包括前缘附近出现的分离、再附、转捩、逆转捩等,以及前缘形状变化对流动的影响具有重要意义<sup>[8-9]</sup>.Walreavens,Benner等人的研究表明非设计状态下叶型损失主要由前缘与叶身之间的不连续性决定,指出了椭圆型前缘可能会在非设计状态下体现出较好的性能,前缘分离泡的大小对前缘形状、攻角和进口湍流度都非常敏感<sup>[10-11]</sup>.前缘形状的改变除了会影响边界层的流动状态,还可能会改变通道中涡系结构的发展.Martin等人的试验研究表明椭圆型的前缘会使压气机轮毂分离损失降低<sup>[3]</sup>,但该结论对涡轮是否成立有待进一步研究,如Benner的涡轮叶栅试验结果表明在设计攻角下前缘形状对二次流的影响并不显著<sup>[12]</sup>.Hamakhan等人还探讨了前缘设计方法<sup>[13]</sup>.国内也开展了若干关于前缘的研究,如北京航空航天大学的陆宏志、刘火星等人对压气机前缘开展的研究,着重探讨了压气机前缘的流动图画,以及不同前缘型线前缘吸力峰的变化规律<sup>[14-15]</sup>.张伟昊等人发展了一种新的前缘设计方法,通过大涡模拟和雷诺平均数值模拟验证了其具有良好的气动性能,并将其应用于一个多级低压涡轮的气动方案设计中,取得较好效果<sup>[16-17]</sup>.

本文的主要工作是:分析涡轮叶片前缘附近的流动机理,探讨几何形状对流动的影响规律;并研究不同前缘形状在全工况范围内对涡轮叶栅性能影响的敏感性,为发展适用于宽广工作范围的叶片前缘形状设计方法打下基础.

## 1 研究方法

本文研究的基准叶型定义为C1叶型,C1叶型几何参数如表1所示.

表1 C1叶型几何参数  
Table 1 C1 geometry parameters

几何参数	数值
轴向弦长/mm	17.3
栅距/mm	18.32
前缘小圆半径/mm	0.63
尾缘小圆半径/mm	0.2
进口几何构造角/(°)	4.78
出口几何构造角/(°)	67.96
气流转折角/(°)	72.74

文中采用冯涛发展的叶型前缘修型软件<sup>[18]</sup>,在保证叶身和连接点不变的情况下,得到长短轴比分别为1.5和2.0的椭圆型前缘,叶型定义为EP1叶型,EP2叶型.此外在CAD软件中保证叶身不变的情况下,将原始小圆半径分别减小20%和增大20%得到不同半径的圆弧型前缘,叶型定义为CR1叶型,CR2叶型.不同前缘形状如图1所示.

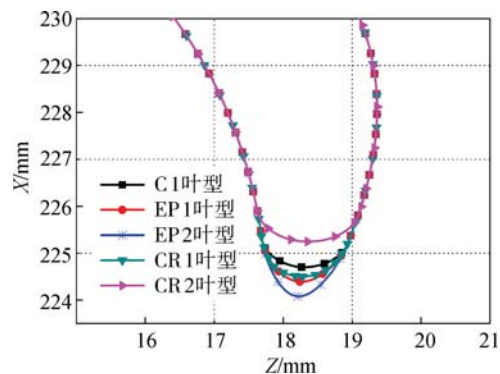


图1 不同叶型前缘形状比较

Fig. 1 Comparison of different leading-edge geometries

数值模拟采用商用软件CFX求解三维定常黏性雷诺平均N-S方程,数值方法采用时间推进的有限体积法,空间离散采用2阶迎风格式,时间离散应用2阶后差欧拉格式.选用能较好地预测逆压力梯度和边界层分离的SST(shear stress transport)湍流模型,并且结合了 $\gamma$ - $\theta$ 转捩模型.计算中给定进口总温、总压、气流角,出口给定背

压. 计算出口马赫数为 0.75.

本文以二维平面叶栅为研究对象. 基于网格无关性验证选择单层网格数为 6.4 万为计算网格数. 网格近壁处的  $Y^+$  均小于 1, 叶栅通道内的延展比为 1.5, 近壁处的延展比为 1.2, 数值模拟网格如图 2 所示.

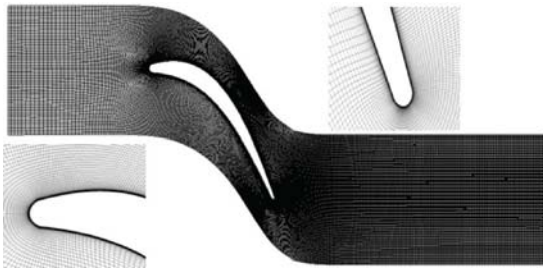


图 2 网格示意图  
Fig. 2 Grids sketch map

## 2 计算结果与讨论

### 2.1 不同前缘形状叶型的流场分析

图 3 给出了设计攻角下 ( $0^\circ$ ), 5 种不同前缘形状叶片表面的负荷分布, 负荷分布定义为

$$C_p = \frac{p_{u1} - p}{p_{u1} - p_1} \quad (1)$$

式中  $p_{u1}$  为进口总压,  $p_1$  为进口静压,  $p$  为叶片表面静压.

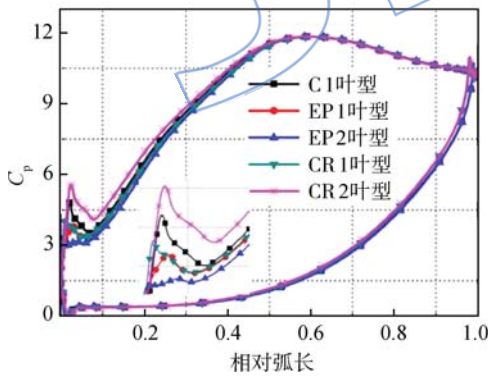


图 3 叶片表面负荷分布比较  
Fig. 3 Comparison of blade loading distribution

由图 4 中可以看出: 圆弧型前缘 (CR 叶型) 的吸力峰强度明显强于椭圆型前缘 (EP 叶型) 的吸力峰强度. 这是因为圆弧前缘叶型从前缘滞止点到前缘与叶身连接处的曲率半径保持不变, 因此从前缘滞止点后, 气流开始剧烈加速, 压力降低, 前缘与叶身曲率半径相差很大, 由壁面法向动量方程可知: 叶身近壁处的压力同主流的压力相

近, 因此气流在叶身处被重新压缩; 在气流剧烈加速和减速之间会形成较低的压力峰值即前缘吸力峰; 圆弧型前缘附近的以上流动特征使得前缘吸力峰变强. 随着圆弧半径的增大, 前缘楔形角会减小, 减小的前缘楔形角增大了从前缘滞止点到前缘与叶身连接点的角度, 从而使得过度膨胀加强, 因此前缘吸力峰更强. 前缘吸力峰后的逆压力梯度会使得边界层很容易发生分离, 下文将会从边界层的角度进行分析和解释.

椭圆型前缘的曲率半径从前缘滞止点开始逐渐增大, 因此能较好地保持前缘和叶身曲率的连续性, 从而可以减弱吸力峰的强度, 椭圆长短轴比越大, 前缘吸力峰的强度就越弱.

图 4 为 5 种不同前缘形状的叶型吸力面边界层形状因子比较. 边界层外缘取 99.5% 主流速度处. 首先分析 C 1 叶型形状因子的变化机理: 前缘的过度膨胀后的逆压力梯度使得形状因子迅速增大, 前缘吸力峰后的逆压梯度使得边界层发生分离, 体现为形状因子达到层流的分离值 (平板层流的分离值为 4). 由图 5 的摩擦因数分布可以看出分离泡起始位置和长度, 摩擦因数为负的区域即为分离区域. 分离后逆压梯度很快降低, 掺混和之后的顺压梯度使得分离泡迅速再附, 再附后边界层的形状因子为 2.3 左右 (有逆压梯度边界层的形状因子和平板的会略有差异), 结合摩擦因数, 判断此时边界层为层流状态. 在扩压段内, 逆压力梯度作用使得边界层变厚, 形状因子增大到 4 以上, 边界层发生分离. 由形状因子的分布可以看出: 不同前缘形状叶型吸力面边界层发展的不同主要体现在前缘附近, 叶身部分则几乎不变. 对于 EP 1 叶型、EP 2 叶型, 前缘附近形状因子沿着流向方向的变化相对较弱, 吸力峰后形状因子没

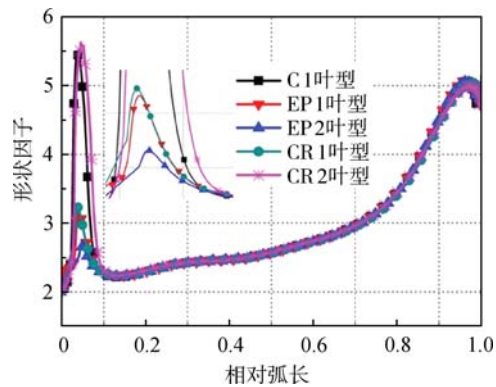


图 4 叶型吸力面形状因子比较  
Fig. 4 Comparison of shape factors on blade profile suction side

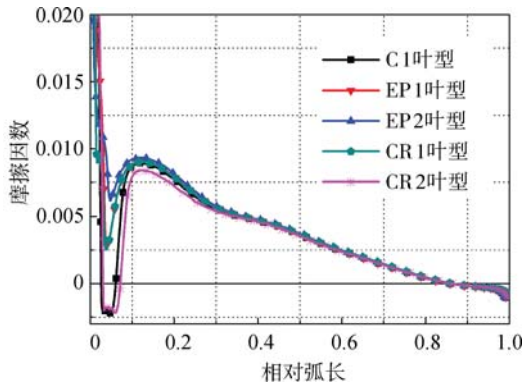


图 5 不同叶型吸力面摩擦因数比较

Fig. 5 Comparison of skin friction coefficients on different blade profile suction sides

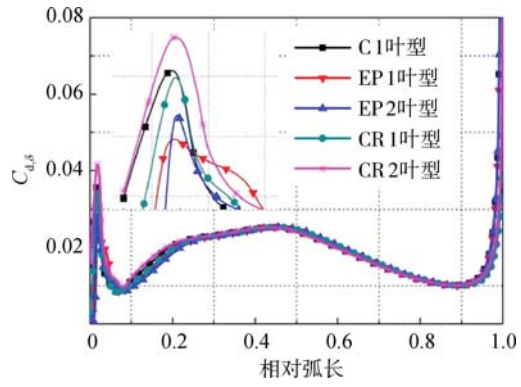


图 6 叶型吸力面边界层内耗散系数分布比较

Fig. 6 Comparison of dissipation coefficient of blade profile suction side boundary layer

有达到层流的分离值,对比其他流动图画也表明没有出现前缘分离泡;长短轴比越大,前缘附近形状因子的这种变化越平缓.而对于圆弧型前缘的(CR1,C1,CR2)叶型,C1叶型和CR2叶型前缘附近的形状因子变化则很剧烈,前缘吸力峰后形状因子迅速达到层流的分离值,边界层发生分离,再附.CR2叶型边界层的这种变化比C1叶型的更为剧烈,由摩擦因数也可以看出:CR2叶型分离泡的长度较C1叶型的更长.在前缘后,不同前缘形状叶型的形状因子和摩擦因数均趋于一致.特别值得注意的是:即使前缘的形状依然为圆弧型,但是减小前缘的半径(C1叶型),增大了前缘楔形角,减弱了前缘处的过度膨胀,因此避免前缘分离泡的产生.

边界层发展的不同必然导致流动损失的改变,为了能更加清楚地了解叶型中不同位置处的损失大小,本文引入耗散系数来衡量当地的损失.耗散系数  $C_d$  的定义为

$$C_d = \frac{L_{ref}}{\rho_{ref} u_{ref}^3} \cdot m_{ji} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2)$$

式中  $C_d$  表征了边界层当地损失的大小,  $m_{ji}$  为黏性项,包含了分子黏度  $\tau_{ij}$  和涡黏系数,以此来计及黏性的耗散和分离流中的耗散;  $u_i$  为速度分量;  $x_j$  为坐标分量;  $\rho_{ref}$  为叶栅出口的平均密度,  $u_{ref}$  为叶栅出口平均速度,  $L_{ref}$  为轴向弦长.边界层外主流的损失忽略不计.对耗散系数  $C_d$  在边界层内沿法向进行积分得到  $C_{d,\delta}$

$$C_{d,\delta} = \int_0^\delta C_d \cdot dy \quad (3)$$

其中  $C_{d,\delta}$  表征了边界层内单位长度上的耗散功率.图 6 给出了  $C_{d,\delta}$  沿流向的分布.同前文得到的分析结果一致,损失的差异也仅仅体现在前缘附近上.圆弧型前缘的损失相比椭圆型前缘的损失

较大,后文将给出定量的比较.

### 2.2 不同前缘形状对攻角的敏感性分析

本节主要分析不同前缘形状对攻角的敏感性.计算攻角范围为:  $-18^\circ \sim 20^\circ$ .限于篇幅,基于上文的研究结果,这里选取前缘流动特征较为明显的 C1, CR2, EP2 叶型 3 个典型算例来进行分析.

图 7~图 9 给出了 3 种叶型在不同攻角下叶片表面的负荷分布.随着攻角的增大,前缘绕流从前缘滞止点环绕前缘曲线到前缘与叶身连接点所要转折的角度增大,前缘处的过度膨胀增强,因此 C1, CR2, EP2 叶型的吸力峰均加强. C1, CR2 叶型在研究的攻角范围内都出现了明显的吸力峰, CR2 叶型的吸力峰强于 CR1 叶型的.特别地,当攻角为正攻角时, C1 叶型和 CR2 叶型由于过度膨胀加剧,前缘附近出现了明显的分离泡,在图中的负荷分布上表现为压力平台;当攻角从  $8^\circ$  开始进一步增大, C1 叶型和 CR2 叶型前缘处的吸力峰增大的趋势减弱,这可能是由于增大的攻角使得前缘附近发生分离,叶片表面的流线偏离壁面,流线的曲率半径增大,从而使得前缘过度膨胀减缓,因此吸力峰的增大趋势减缓.对于 EP2 叶型,随着攻角从  $-18^\circ$  增大到  $4^\circ$ ,没有出现明显的前缘吸力峰,当达到  $8^\circ$  攻角时,前缘出现较弱的吸力峰;但随着攻角从  $8^\circ$  继续增大,前缘吸力峰的增大趋势要强于 C1 叶型和 CR2 叶型.

图 10~图 12 为 C1, CR2, EP2 叶型在不同攻角下吸力面边界层形状因子分布比较,用以分析非设计攻角下不同前缘形状叶型吸力面边界层的变化规律.对于 C1 叶型:在  $-18^\circ, -12^\circ$  攻角下,前缘附近的形状因子沿着流向方向的变化并不剧烈,保持为层流值,没有发生分离,此后边界

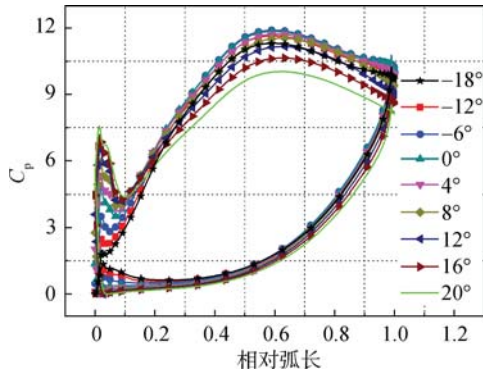


图 7 C1 叶型在不同攻角下叶片表面负荷分布  
Fig. 7 Blade loading distribution for C1 at different incidences

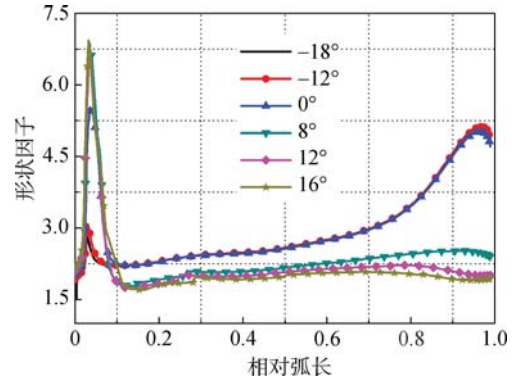


图 10 不同攻角 C1 叶型吸力面边界层形状因子分布  
Fig. 10 Shape factor distribution for C1 suction side boundary layer at different incidences

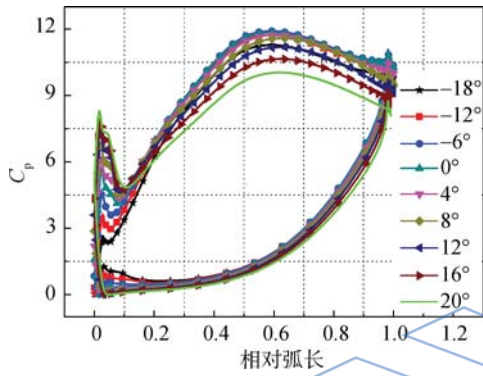


图 8 CR2 叶型在不同攻角下叶片表面负荷分布  
Fig. 8 Blade loading distribution for CR2 at different incidences

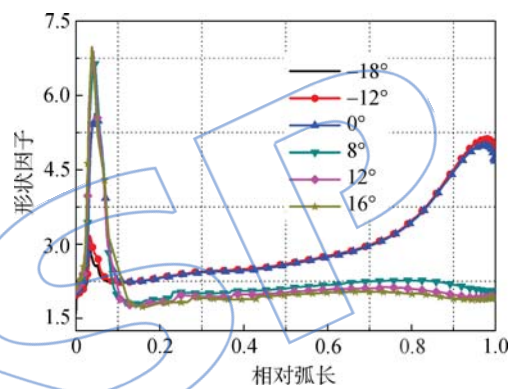


图 11 不同攻角 CR2 叶型吸力面边界层形状因子分布  
Fig. 11 Shape factor distribution for CR2 suction side boundary layer at different incidences

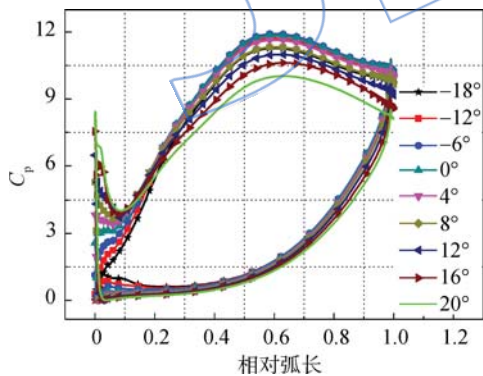


图 9 EP2 叶型在不同攻角下叶片表面负荷分布  
Fig. 9 Blade loading distribution for EP2 at different incidences

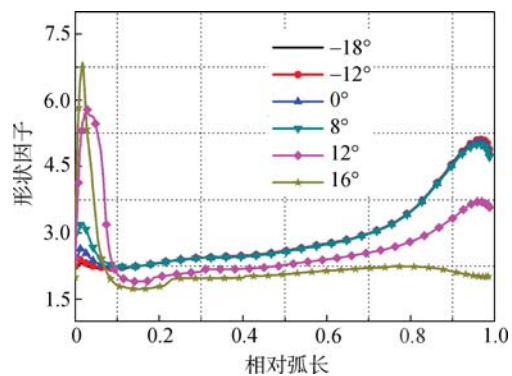


图 12 不同攻角 EP2 叶型吸力面边界层形状因子分布  
Fig. 12 Shape factor distribution for EP2 suction side boundary layer at different incidences

层的发展同  $0^\circ$  攻角的情况. 在正攻角下, 从前缘滞止点后前缘的形状因子迅速增大, 达到层流的分离值, 然后边界层发生再附, 即形状因子沿着轴向方向的变化十分剧烈, 随着攻角的增大, 上述的变化也越明显. 特别地, 当攻角大于等于  $8^\circ$  时, 由于前缘的分离较强, 分离流诱导边界层发生转捩,

从而加快边界层再附, 形状因子落回到 1.8, 再附后边界层为湍流边界层, 湍流抵抗分离的能力较强从而抑制了扩压段边界层的分离. 此外当攻角从  $8^\circ$  继续增大时, 不同攻角下叶型吸力面形状因子的差异变小, 这同图 7 得到的叶片表面的压力系数分布的结果是一致的. 这说明在大的正攻角

下, C1 叶型对攻角的增大不再敏感。

相比 C1 叶型, EP2 叶型在  $-18^\circ$  到  $8^\circ$  的攻角范围内, 不同攻角下叶型形状因子的差异不明显, 前缘附近的形状因子沿着轴向的变化并不剧烈, 没有达到层流的分离值, 即前缘附近没有形成分离泡。前缘后边界层依然保持为层流, 扩压段的形状因子一直保持在 4 以上, 即扩压段出现分离; 随着攻角从  $8^\circ$  增大到  $12^\circ$  和  $18^\circ$  时, 前缘处形状因子迅速增大, 变化剧烈, 呈现了同 C1 叶型相似的变化趋势。这说明攻角的进一步增大, 使得 EP2 叶型的前缘吸力峰也开始增强, 吸力峰后的逆压力梯度增强, 前缘发生分离。当攻角大于  $12^\circ$  时, 前缘分离泡后边界层发生了转捩(再附后形状因子为 1.7 左右)。CR2 叶型吸力面边界层的形状因子同 C1 叶型的变化趋势是相同的, 但在  $0^\circ$  到  $12^\circ$  攻角范围内, 前缘附近沿流向方向的形状因子变化较 C1 叶型更为剧烈。同 C1 叶型相似的是: 当攻角从  $8^\circ$  增大到  $16^\circ$  时, CR2 叶型对攻角的变化则不敏感, 而 EP2 叶型的敏感性开始体现。

由对攻角的分析可知, 椭圆型前缘在较宽的攻角范围内表现出较好的性能, 但是当正攻角达到很大时, 椭圆型前缘对攻角的敏感性开始体现。不管对于圆弧型前缘还是椭圆型前缘, 当正攻角达到很大时, 前缘增强的分离泡都会诱导边界层发生转捩, 只是椭圆型前缘使得边界层开始发生转捩的攻角朝着更大攻角的方向移动。而边界层的转捩意味着叶型损失的剧烈增大, 因此选择对攻角不敏感的前缘对叶片设计来说意义重大。

图 13 给出了不同前缘形状前缘的总损失大小, 文中取前 10% 为前缘部分。将  $C_{d,0}$  在前 10% 弧长范围内沿着弧线方向积分得到前缘的损失。可以看出 3 种叶型在不同的攻角范围内前缘部分的损失大小是完全不同的, 在给定的攻角范围内 CR2 叶型和 C1 叶型的损失都较大, 而 EP2 叶型的损失在  $-18^\circ$  到  $8^\circ$  攻角范围内的变化都较小, 而且随着攻角的增大, 损失缓慢增大, 增大的趋势远小于圆弧型前缘。当攻角从  $8^\circ$  开始增大时, 损失开始剧烈增大。但在研究的工况范围内, 椭圆型前缘的损失都较小。

为了衡量不同前缘形状对涡轮叶栅损失的影响, 下面用总压损失系数  $Y_p$  来衡量涡轮叶栅的损失

$$Y_p = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t2} - p_2} \quad (4)$$

为了直观地看出总压损失变化的百分比, 文

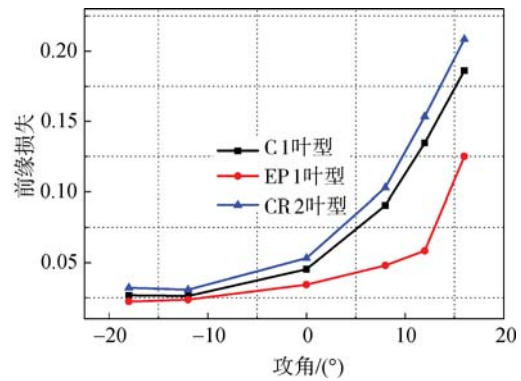


图 13 不同叶型前缘处的损失随着攻角的变化  
Fig. 13 Leading-edge loss coefficient at different incidences for different leading-edge geometries

中取  $0^\circ$  攻角 C1 叶型的损失值  $Y_{p, datum}$  为基准值, 即为  $Y_{p, datum}$ 。定义损失的相对变化量

$$\overline{\Delta Y_p} = \frac{Y_p - Y_{p, datum}}{Y_{p, datum}} \quad (5)$$

图 14 给出了不同前缘叶型在不同攻角下的  $\overline{\Delta Y_p}$  的分布, 可以看出椭圆型前缘的叶型在整个攻角范围内损失都较小, 同前文的分析一致。值得指出的是: 由于在改变前缘的时候, 叶片的弦长发生了改变, EP2 叶型的弦长较 C1 叶型有所增大, 增大的弦长会使得叶型损失相应的增大。因此若在同样弦长的作用下, EP2 叶型的损失将会比 C1 叶型更小, 因此椭圆型前缘在较宽的攻角范围内都可以降低叶型损失。

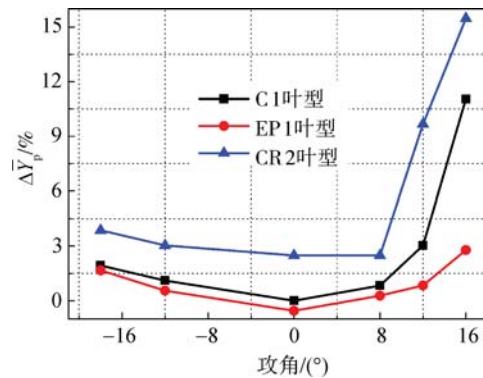


图 14 不同叶型前缘在不同攻角下的总压损失分布  
Fig. 14 Total pressure loss distribution at different incidences for different leading-edge geometries

### 2.3 湍流度对前缘流动的影响

由于在实际涡轮中, 特别是多级环境中, 低压涡轮进口的湍流度通常会达到很高, 因此文中进一步探讨了湍流度对前缘分离泡的影响规律。文

中研究了湍流度对 C1, CR2, EP2 三种不同前缘形状叶型的影响, 影响规律是类似的, 限于篇幅, 这里只给出对 C1 叶型研究的结果. 图 15~图 17

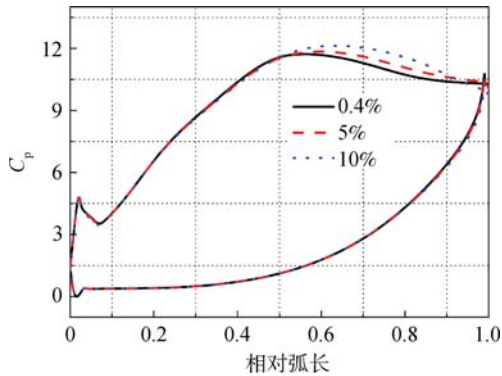


图 15 不同湍流度下 C1 叶型表面负荷分布  
Fig. 15 Blade loading distribution for C1 at different turbulence intensities

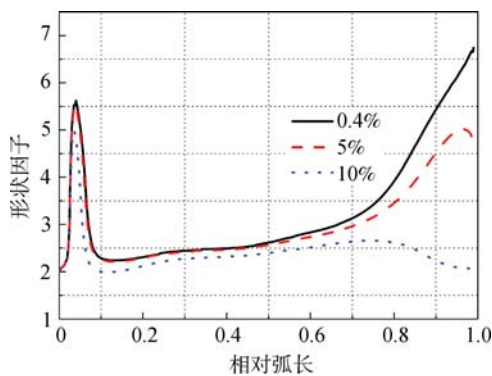


图 16 不同湍流度下 C1 叶型吸力面边界层形状因子分布

Fig. 16 Shape factors distribution for C1 suction side boundary layer at different turbulence intensities

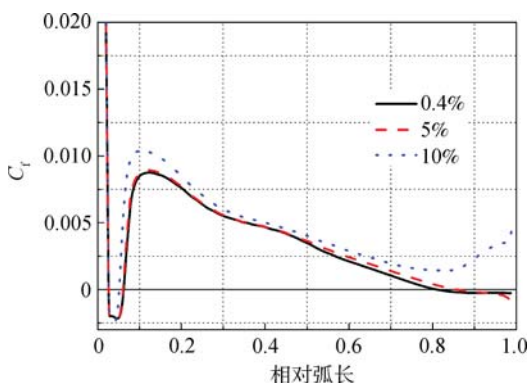


图 17 不同湍流度下 C1 叶型吸力面摩擦因数分布  
Fig. 17 Skin friction coefficients distribution for C1 suction side at different turbulence intensities

分别给出了不同湍流度下叶片表面的负荷分布、形状因子分布、摩擦因数分布. 图 15 给出了不同湍流度下叶片表面的负荷分布 ( $0^\circ$  攻角), 由负荷分布可以看出在不同的湍流度下前缘吸力峰的强度几乎是不变的. 在湍流度为 0.4% 和 5% 时, 叶片前缘处的压力系数几乎是相同的, 当湍流度增大到 10% 时, 由摩擦因数分布可以得出前缘分离泡的长度变短, 叶型的扩压段内没有发生分离. 同负荷分布类似: 湍流度为 0.4% 和 5% 时, 前缘处的形状因子没有呈现出明显的差异. 当湍流度增大到 10% 时, 形状因子的峰值点下降, 即湍流度的增大使得分离高度减小. 分离泡后的形状因子落回到 2 左右, 并且再附位置有所提前, 结合摩擦因数分布, 推测此时的边界层依然为层流再附, 在扩压段逆压梯度和高湍流度作用下边界层发生转捩, 体现为形状因子降低, 摩擦因数增大. 由以上分析可以得出: 在文中研究的湍流度范围内, 大的湍流度使得前缘分离泡强度减弱, 分离泡的长度变短, 但并不能完全抑制分离泡的形成.

### 3 结 论

本文的研究表明在全工况范围内椭圆型前缘的损失都较小, 敏感性较低. 选择合理的椭圆型前缘可以降低全工况范围内前缘流动的敏感性. 具体的结论如下.

椭圆型前缘在全工况范围内都表现出了较优的性能: 在设计攻角下, 椭圆型前缘可以抑制前缘吸力峰的强度, 避免了前缘分离泡的形成, 椭圆长短轴比越大, 其效果越明显; 在非设计攻角下, 椭圆型前缘在较宽的攻角范围内避免了前缘分离泡的产生, 并且会使得边界层开始发生转捩的攻角向大攻角方向移动; 在所研究的攻角范围内椭圆前缘叶型的损失都较小, 特别在  $20^\circ$  攻角下, 使得叶型损失相比基准叶型降低了 7% 左右. 对于圆弧型前缘, 在所研究的攻角范围内吸力峰都较强, 且正攻角下易出现前缘分离泡. 此外, 进口湍流度的增大不会影响到吸力峰的形成和强度, 但会减弱前缘分离泡的强度.

### 参考文献:

- [1] 邹正平, 周琨, 王鹏, 等. 大涵道比涡扇发动机涡轮内部流动机理及气动设计技术研究进展[J]. 航空制造技术, 2012, 13(1): 49-54.  
ZOU Zhengping, ZHOU Kun, WANG Peng, et al. Research progress on flow mechanism and aerodynamic design method of high-bypass ratio engine turbine[J]. Aero-

- nautical Manufacturing Technology, 2012, 13(1): 49-54. (in Chinese)
- [2] 邹正平, 叶建, 刘火星, 等. 低压涡轮内部流动及其气动设计研究进展[J]. 力学进展, 2007, 37(4): 551-562.  
ZOU Zhengping, YE Jian, LIU Huoxing, et al. Research progress on low pressure turbine internal flows and related aerodynamic design[J]. Advances in Mechanics, 2007, 37(4): 551-562. (in Chinese)
- [3] Goodhand M N, Miller R J. The impact of real geometries on three-dimensional separations in compressors [R]. ASME Paper GT2010-22246, 2010.
- [4] Garzon V E, Darmofal D L. Impact of geometric variability on axial compressor performance[J]. Trans ASME, 2003, 125(10): 692-703.
- [5] 张伟昊, 邹正平, 李维, 等. 叶型偏差对涡轮性能影响的非定常数值模拟研究[J]. 航空学报, 2010, 31(11): 2131-2138.  
ZHANG Weihao, ZOU Zhengping, LI Wei, et al. Unsteady numerical simulation investigation of effect of blade profile deviation on turbine performance[J]. Acta Aerodynamica et Astronautica Sinica, 2010, 31(11): 2131-2138. (in Chinese)
- [6] 张伟昊, 邹正平, 刘火星. 叶型偏差对整机环境中涡轮性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(11): 1831-1834.  
ZHANG Weihao, ZOU Zhengping, LIU Huoxing, et al. Effect of profile deviation on turbine performance in whole engine environment[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(11): 1831-1834. (in Chinese)
- [7] 李宇, 邹正平, 刘火星, 等. 叶片安装角偏差对涡轮通道内热斑迁移的影响[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(6): 945-948.  
LI Yu, ZOU Zhengping, LIU Huoxing, et al. Influence of blade-stagger departure on the migration of hot streak in turbine passage[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(6): 945-948. (in Chinese)
- [8] Hodson H P. Boundary layer transition and separation near the leading edge of a high-speed turbine blade[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(1): 127-134.
- [9] Hodson H P, Dominy R G. The off design performance of a low-pressure turbine cascade[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(2): 201-209.
- [10] Walreavens R E, Cumpsty N A. Leading edge separation bubbles on turbomachine blade[J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 117(1): 115-125.
- [11] Benner M W, Sjolander S A. Influence of leading-edge geometry on profile losses in turbine at off-design incidence: experimental results and an improved correlation[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(4): 193-200.
- [12] Benner M W, Sjolander S A, Moustapha S H. The influence of leading-edge on secondary losses in a turbine cascade at the design incidence[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(2): 277-287.
- [13] Hamakhan I A, Korakianitis T. Aerodynamic performance effects of leading-edge geometry in gas-turbine blades[J]. Applied Energy, 2010, 87(5): 1591-1601.
- [14] 陆宏志. 叶轮机叶片前缘流动与前缘形状优化[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.  
LU Hongzhi. Flow around the leading edge of turbomachinery blading and improved design for leading edge shapes [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003. (in Chinese)
- [15] 刘火星, 李凌, 蒋浩康 等. 二维 NACA 叶型前缘几何形状对气动性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(2): 232-233.  
LIU Huoxing, LI Ling, JIANG Haokang, et al. Effect of leading-edge geometry on separation bubbles on a NACA65 compressor blades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(2): 232-233. (in Chinese)
- [16] ZHANG Weihao, ZOU Zhengping, YE Jian. Leading-edge redesign of a turbomachinery blade and its effect on aerodynamic performance[J]. Applied Energy, 2012, 93(5): 655-667.
- [17] 张伟昊. 低压涡轮内若干流动机理及气动设计问题研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2013.  
ZHANG Weihao. Studies on flow mechanisms and aerodynamic design of low-pressure turbine [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)
- [18] 冯涛. 叶轮机械内部流动分析与设计若干问题[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2006.  
FENG Tao. Some problems of flow analysis and design in turbomachinery [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)