

文章编号: 1000-8055(2009)12-2711-08

# 一种大负荷低压涡轮叶型的气动性能

罗华玲, 乔渭阳, 许开富

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

**摘 要:** 基于 Lantry-Menter 转捩模型, 分别对 Zweifel 升力系数为 1.2 的一种大负荷低压涡轮叶型在定常来流不同湍流度、雷诺数条件下, 上游非定常、周期性尾迹作用下的流动进行了数值模拟。计算结果表明, 定常来流低雷诺数条件下, 湍流度对该大负荷叶型的气动性能影响较大; 上游非定常、周期性尾迹对叶型吸力面分离泡的抑制作用可进一步减小低雷诺数条件下的叶型损失。计算结果揭示了该大负荷叶型在低压涡轮内部真实流动环境中的表面流动及损失特征, 对国内现行低压涡轮设计有着较好的启示。

**关 键 词:** 转捩模型; 大负荷叶型; 湍流度; 非定常尾迹; 低压涡轮

**中图分类号:** V231.3

**文献标识码:** A

## Aerodynamic performance of a highly-loaded low pressure turbine profile

LUO Hua-ling, QIAO Wei-yang, XU Kai-fu

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** Based on Lantry-Menter transition model, aerodynamics of a highly-loaded low-pressure(LP) turbine profile with a Zweifel lift coefficient of 1.2 at different freestream turbulence intensities and Reynolds numbers, both under steady and unsteady inflow conditions, were numerically investigated in this paper. The numerical results show that, the freestream turbulence intensity has remarkable effects on the boundary layer flow on the profile suction surface and the profile loss at low Reynolds numbers under steady inflow conditions. At low Reynolds numbers and low freestream turbulence intensity, the unattached separation flow existing on the suction surface near the trailing edge leads to the rapid increase of the profile loss relative to that at high freestream turbulence intensity. The suppression of the separation bubble by upstream unsteady and periodic wakes can further reduce the profile loss at low Reynolds numbers. It can be concluded that the current LP turbine design system should take into account and make well use of the true environment characteristic of high freestream turbulence intensity in LP turbines.

**Key words:** transition model; highly-loaded profile; turbulence intensity; unsteady wake; low-pressure turbine

半个世纪以来,为了满足民用航空对经济效益的孜孜追求及社会对环境保护日益增长的需要,民用涡扇发动机的涵道比不断提高。当代大型宽体客机无一例外地采用大涵道比涡扇发动机作

为动力装置。

提高涵道比意味着增大风扇直径,从而将增大高转速下风扇叶尖速度,导致风扇气动性能恶化。若要降低风扇的气动损失,就必须降低风扇转

收稿日期: 2008-11-27; 修订日期: 2009-03-25

作者简介: 罗华玲(1983-),男,湖南邵东人,博士生,研究方向为大负荷低压涡轮叶片表面流动及控制机理研究。

速.相应地,驱动风扇的低压涡轮转子的转速须随之降低,从而导致低压涡轮的单级功输出减小,为了满足风扇的功需求就须增加低压涡轮的级数.所以,大涵道比涡扇发动机低压涡轮级数较多(通常为4~6级),质量较大(可占至发动机总质量的30%<sup>[1]</sup>),制造成本昂贵(约占发动机总成本的15%<sup>[1]</sup>).经过50多年的研究和发展,低压涡轮的气动效率已达到很高的水平(效率提高了约10个百分点,达到90%以上),欲进一步提高低压涡轮的气动效率已变得相当困难<sup>[1]</sup>.在此背景下,进一步减轻低压涡轮的质量对于未来民用高性能大涵道比涡扇发动机设计而言,显得非常重要<sup>[2]</sup>.

采用大负荷或超大负荷叶型设计以减少低压涡轮单级的叶片数已成为低压涡轮叶型设计的一个新的趋势,国外文献表明,在效率满足设计要求的前提下,采用超大负荷叶型设计的BR715低压涡轮的叶片数目比采用传统叶型设计的叶片数目减少了近30%<sup>[3]</sup>.

当前,国内低压涡轮叶型设计主要沿用基于定常来流假设的设计体系,且未充分计及来流湍流度的影响.在这种传统设计体系下,叶型表面流动被尽量设计成附着流动.然而,基于上述设计思想的叶型负荷将受到较大的限制.出于三维气动性能和结构强度等方面的考虑,一直以来,低压涡轮叶型更倾向于采用后加载设计.随着负荷的增大,后加载设计叶型吸力面边界层内逆压梯度的增大将不可避免,加之低压涡轮巡航状态下工作雷诺数较低,叶型表面相当大部分为层流流动状态.层流边界层抵抗分离的能力较弱,在逆压梯度的作用下将发生边界层分离.传统设计体系下的叶型设计方法由于无法准确预测边界层分离之后的流动发展,从而不会允许上述情况出现.如此,则大负荷或超大负荷叶型在低压涡轮叶型设计中将可能不会被采用<sup>[4]</sup>.

相对于叶型传统设计体系,低压涡轮工作在一种高湍流度、非定常来流的物理环境之中.通常航空发动机燃烧室出口进入高压涡轮的自由流湍流度( $T_u$ )高达10%~20%,经过高压涡轮的整流作用,进入低压涡轮的 $T_u$ 还会保持在2%~7%;特别是,由于固有的转静叶排干涉,造成下游叶片受上游叶片尾迹切割的影响,上游叶片尾迹会在下游叶片进口产生湍流度大约是10%(或者更高)周期性高湍流来流<sup>[5]</sup>.在上述环境下,低压涡轮叶片表面尤其是吸力面边界层的发展将不同于低湍流度、定常来流环境下的边界层发展情形.一

方面,湍流度的增大将促使边界层转捩提前,从而使得吸力面边界层分离流动提前附着,增大大负荷或超大负荷叶型吸力面分离流动在尾缘前重附的可能性;另一方面,非定常尾迹与叶片表面边界层干涉将诱导边界层转捩,将对分离泡起一定的抑制作用.在低湍流度、定常来流条件下,大负荷或超大负荷叶型的性能可能被严重恶化,然而,在高湍流度、非定常来流条件下,由于叶型吸力面分离泡受抑制,大负荷或超大负荷叶型的气动性能将有可能达到设计要求,从而在低压涡轮设计中可能被采用<sup>[4]</sup>.

研究大负荷或超大负荷叶型在低压涡轮真实工作环境之下的表面流动及损失特征对于其在低压涡轮叶型设计中的工程应用是很有必要的.这其中,采用计算流体动力学(CFD)方法是一个重要的途径.然而,低压涡轮大负荷或超大负荷叶型表面流动的模拟对CFD数值方法要求较高,即要求所采用的数值方法至少需具备考虑分离转捩流动影响的能力,一般的雷诺平均(RANS)湍流模型欠缺这种能力,直接数值模拟(DNS)及大涡模拟(LES)具备这种能力,但应用这两种数值方法需耗费的庞大计算量对于工程界而言,现在甚至在将来很长一段时期内仍无法承受.文献[6]提出了一种严格基于局部变量的经验转捩模型(Lantry-Menter 转捩模型),并已与商用软件CFX中的Menter SST(shear stress transport)模型耦合.文献[7]中针对该转捩模型的实验考核结果表明,Lantry-Menter 转捩模型对于低压涡轮叶型表面普遍存在的分离转捩流动有着较好的预测,很适合于工程应用.

本文基于Lantry-Menter 转捩模型,分别对一种大负荷叶型在定常来流不同湍流度、雷诺数条件下及上游非定常、周期性尾迹作用下的叶型表面流动进行了数值模拟,以期揭示该大负荷叶型在低压涡轮内部真实流动环境中的表面流动及损失特征.

## 1 数值方法

### 1.1 湍流模型

计算中所采用的湍流模型为耦合Lantry-Menter 转捩模型的SST两方程湍流模型(本文称之为SST 转捩模型).Lantry-Menter 模型属于一种经验关联的转捩模型,但严格基于局部变量,能够适用于非结构化网格、全三维、并行计算,已与商用CFD代码耦合.关于其详细的理论描述

及相关实验考核,请参考文献[6-8].

针对普惠公司低压涡轮叶型 Pak B (Zweifel 升力系数约为 1.13) 在雷诺数 ( $Re$ ) 为  $5 \times 10^4$  (基于进口速度和轴向弦长) 状态时的 3 种  $T_u$  条件下,即  $T_u = 0.08\%$ ,  $1.6\%$  和  $2.85\%$  (叶型前缘附近),应用 SST 转捩模型预测的叶型表面压力系数 ( $C_p$ ) 分布与文献[9]中实验数据的对比如图 1

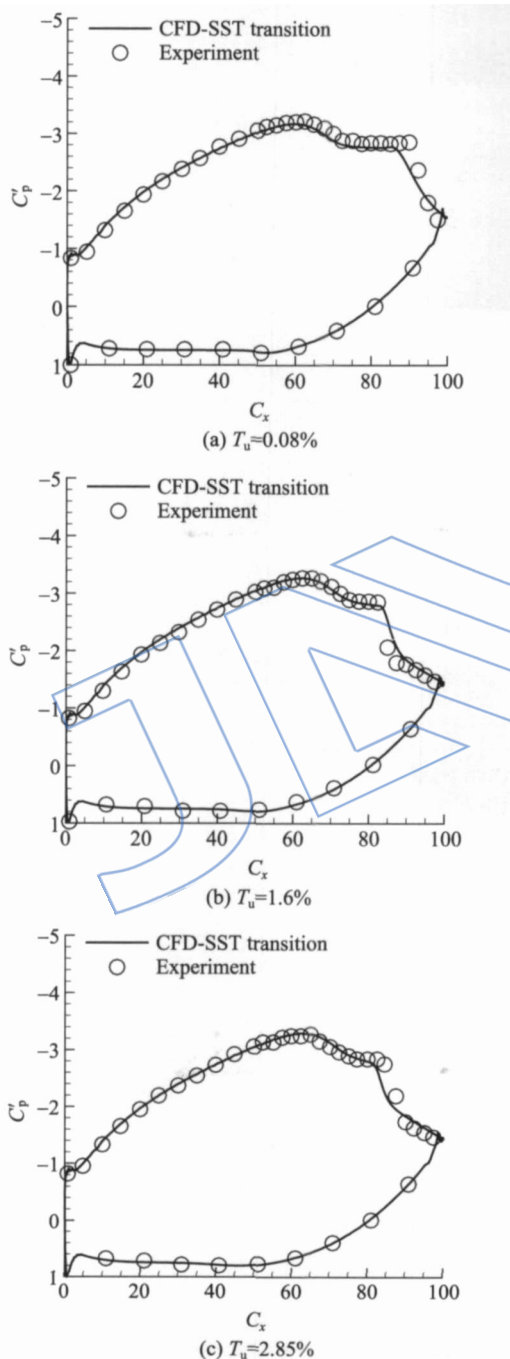


图 1 叶型表面压力系数分布 (预测值与实验数据的对比)

Fig. 1 Comparisons of predicted pressure coefficients with experiments

所示.对比情况表明,SST 转捩模型对低  $Re$  各  $T_u$  条件下的吸力面扩散区内分离泡有着较好的预测精度.与实验数据中压力系数的定义一致,这里  $C_p$  定义为  $(p - p_{in}) / (0.5\rho u^2)_{in}$ ,其中  $p$  为当地静压; $p_{in}$  为进口静压; $(0.5\rho u^2)_{in}$  为进口动压头.

1.2 计算网格及边界条件

这里介绍模拟非定常来流条件的计算模型.其中,上游尾迹由圆柱尾迹来近似模拟.二维计算域及局部网格示意如图 2 所示.各计算域均采用“H-O-H”型拓扑结构网格,其中,圆柱计算域内网格节点总数为 2.7 万,叶栅计算域网格节点总数为 12 万.“O”型拓扑内第一层网格至壁面的距离可满足  $y^+$  小于 0.5,网格层与层间距的增长率为 1.12.

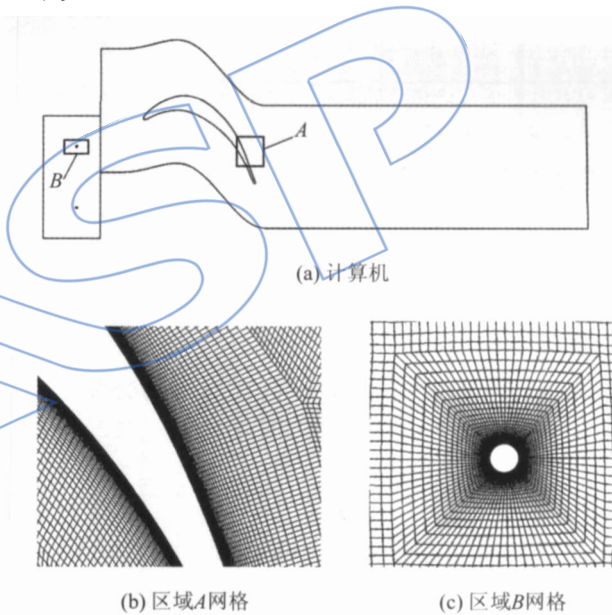


图 2 计算域及网格示意图

Fig. 2 Sketch of computational domain and grids

进口给定总温,来流湍流度及涡黏性比,3 个方向上的速度分量;出口给定静压;叶型及圆柱表面均采用无滑移壁面边界;栅距方向上两边界彼此对应为平移周期性边界;转静之间两边界彼此对应为非定常滑移交界面.

计算模型的相关参数由表 1 列出.其中  $f_r = U_{bar} \cdot C / (S_{bar} \cdot V_{2is})$ ;  $\Phi = U_{1a} / U_{bar}$ .这里,  $U_{bar}$  是圆柱平动速度;  $V_{2is}$  是叶栅出口等熵速度;  $U_{1a}$  是叶栅进口轴向速度.本文的算例为一种载荷后加载分布的大负荷低压涡轮叶型,叶栅的栅距与轴向弦长之比为 1.1,叶型 Zweifel 升力系数(无黏计算) ( $Z_w = 2sco s^2 \alpha (\tan \alpha + \tan \alpha) / C_a$ ) 为 1.2.

表 1 计算模型参数  
Table 1 Details of computational model

| 参数                     | 数值    |
|------------------------|-------|
| 弦长 $C$ / mm            | 136.0 |
| 轴向弦长 $C_a$ / mm        | 117.8 |
| 栅距 $s$ / mm            | 130.0 |
| 进口气流角 $\alpha_i$ / (°) | 30    |
| 出口气流角 $\alpha_e$ / (°) | 62    |
| Zweifel 升力系数 $Z_w$     | 1.2   |
| 圆柱直径 $d_{bar}$ / mm    | 2.0   |
| 圆柱至叶型前缘轴向距离 $d$ / mm   | 70.0  |
| 圆柱间距 $s_{bar}$ / mm    | 65    |
| 折合频率 $f_r$             | 0.92  |
| 流量系数 $\Phi$            | 1.08  |

2 计算结果及讨论

2.1 定常来流条件

本文计算了定常来流条件下  $Re$  范围为 43 705~220 454 之间的 8 个状态,计算的  $T_u$  分别为 1%,2.5%,3.5%,5%和 7%。计算的  $Re$  及  $T_u$  状态大致涵盖了低压涡轮真实的工况,  $T_u=1\%$  的选取是为了对比高、低来流湍流度状态下计算结果。本文各计算状态出口马赫数均小于 0.2,通过改变进口速度来改变雷诺数的大小。

2.1.1 叶型表面压力分布

3 个有代表性的雷诺数工况下的叶型表面压力系数分布如图 3 所示。这里,压力系数( $C_p$ )的定义为  $(p - p_{t,in}) / (0.5\rho u^2)_{in}$ ,其中  $p_{t,in}$  为进口总压。可以看出,在高  $Re$  工况或高  $T_u$  状态下(相对于  $T_u=1\%$ ),叶型吸力面表面加速区所处的相对轴向弦长百分数( $C_x$ )范围约为 0~60;吸力面加速区之后约 15%轴向弦长长度范围内的叶型表面压力系数变化较平缓,表明压力梯度较小;之后直至尾缘,表面压力系数绝对值急剧减小,表明该区域存在较强的逆压梯度。各  $T_u$  状态下的压力面压力系数分布之间的区别很小,约 0~40%轴向弦长范围内,压力面压力系数分布基本持平,之后直至尾缘,压力系数绝对值逐渐增大,表明该区域气流一直加速至尾缘;叶型表面压力系数的差别主要集中在吸力面,在低  $Re$  工况下,这种差别更明显。 $Re=43\,705$ ,  $T_u=1\%$  时,气流加速至速度峰

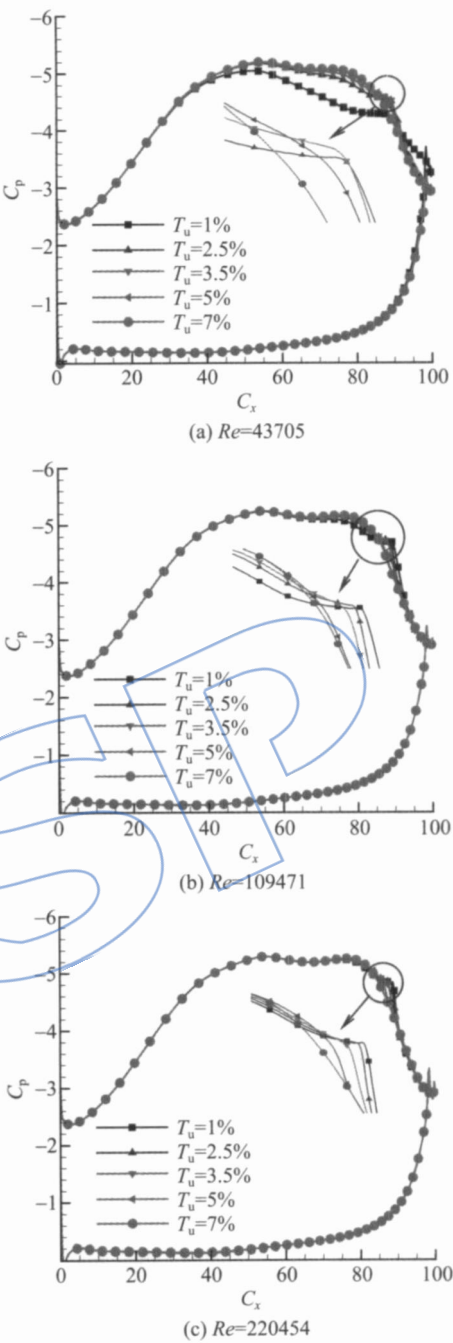


图 3 叶型表面压力系数分布  
Fig.3 Distributions of pressure coefficients

值后旋即便开始遭遇较大的逆压梯度(相对于高  $T_u$ ),直至边界层层流分离发生,层流分离区域,压力系数分布呈“平台”状,从尾缘处压力系数分布来看,该状态下的分离流动没能再附于叶型表面;高  $T_u$  下的气流脉动更强烈,促使主流与边界层之间能量交换增强,抵抗逆压梯度的能力加强,从而推迟了分离的发生,分离发生之后,高  $T_u$  下的边界层转捩位置(由分离泡内的压力恢复位置可以近似判断)相对提前,促使边界层以湍流形式再附,在吸力面表面形成了短分离泡,短分离泡只

能局部改变所在区域的叶型表面压力分布,从压力系数分布来看,短分离泡存在区域内的压力系数并没有呈明显的“平台”状分布,表明分离泡内层流流动区比例缩小.随着  $Re$  的提高,相对于黏性力,边界层内惯性力作用愈来愈占主导地位,上述各  $T_u$  状态下吸力面压力分布之间的差别也相应的减小.

2. 1. 2 叶型吸力面摩擦系数分布

$Re = 43\,705, 65\,588, 109\,471$  和  $220\,454$  时,各  $T_u$  状态下,以及  $T_u = 5\%$  时,各  $Re$  工况下,吸力面摩擦系数 ( $C_f$ ) 分布如图 4 所示.本文中,摩擦系数定义为  $\tau / (0.5\rho u^2)_{in}$ ,其中  $\tau$  为当地壁面剪切应力.

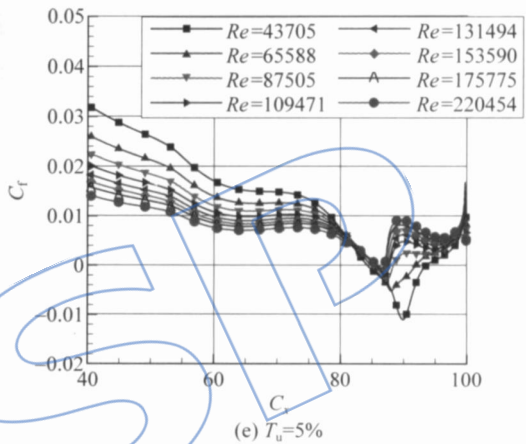
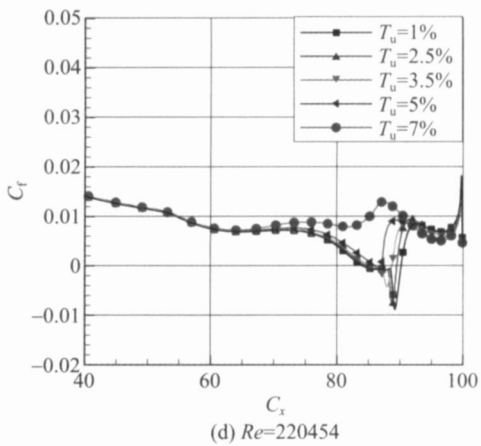
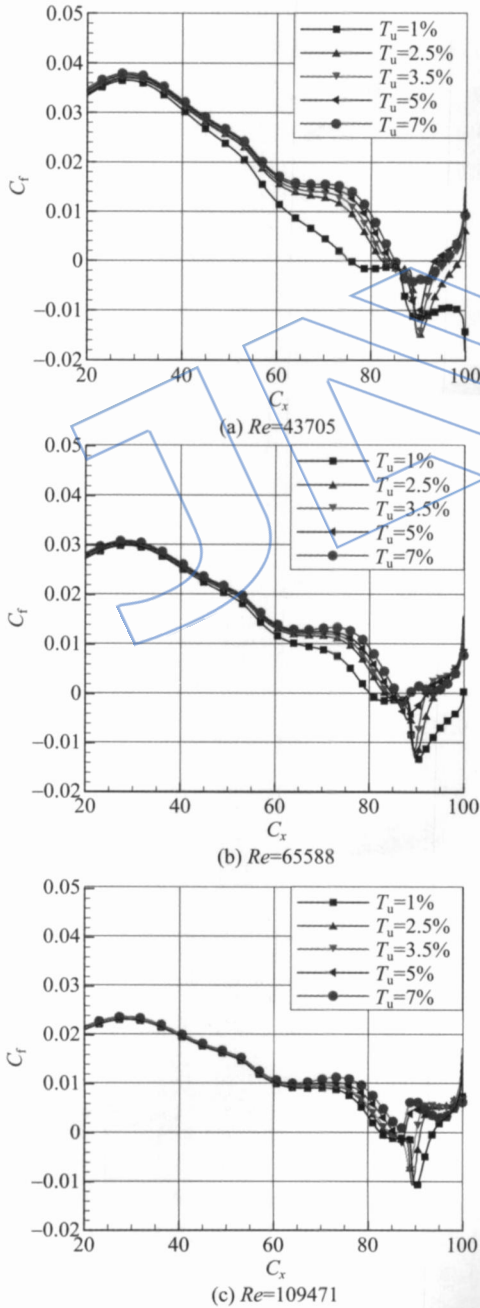


图 4 叶型吸力表面摩擦系数分布

Fig. 4 Distributions of friction coefficients on the suction side

低、中、高雷诺数工况下的吸力面表面摩擦系数分布表明,分离随湍流度的增大而推迟,转捩位置(由分离泡内的  $|C_f|$  最大值位置可近似判断)及再附着位置随湍流度的增大而提前,而在  $Re = 109\,471, 220\,454$  和  $T_u = 7\%$  时分离并不存在,叶型吸力面表面全为附着流动.与湍流度对分离起始点、转捩、附着的影响规律类似,分离随  $Re$  的增大而推迟,转捩及再附着位置随  $Re$  的增大而前移.  $Re$  增大至某个值后,分离起始位置随  $Re$  变化不大.

2. 1. 3 叶型总压损失系数

叶型总压损失系数 ( $\lambda$ ) 随  $Re$  的变化关系如图 5 所示.本文总压损失系数定义为  $(p_{t,in} - p_{t,out}) / (0.5\rho u^2)_{out}$ ,其中  $p_{t,out}$  为出口总压(出口边界位于叶片尾缘下游 3 倍轴向弦长位置处),  $(0.5\rho u^2)_{out}$  为出口动压头.可以看出,  $\lambda$  随  $Re$  增大而减小,减小的趋势逐步放缓.在  $Re$  较低的工况下,  $T_u = 1\%$  时叶型总压损失明显大于其他  $T_u$  状态下的总压损失,如,当  $Re = 43\,705$  时,  $T_u = 1\%$  状态下

的  $\lambda$  比  $T_u = 5\%$  状态下的  $\lambda$  增大近 85 %。低雷诺数工况下,  $\lambda$  随  $T_u$  的增大而减小, 减小的幅度逐渐缩减。图 6 中的流线分布可以清晰的解释上述现象,  $T_u = 1\%$  状态下叶型吸力面后缘大的“开式”分离是导致大的流动损失的原因;  $T_u = 2.5\%$  状态下, 分离能够在尾缘之前附着且分离泡的厚度大大减小;  $T_u = 5\%$  状态下, 分离泡的长度和厚度进一步减小, 对叶型气动性能的影响也随之减弱, 这也是高  $T_u$  状态对应的  $\lambda$  之间差别相对较小的原因。此外, 分离泡长度随  $Re$  增大而缩短, 其对叶型性能的影响进一步减弱, 在高  $Re$  工况下,  $T_u = 7\%$  与  $T_u = 1\%$  对应的  $\lambda$  之间非常接近, 并大于其他  $T_u$  状态下的  $\lambda$ , 这是由于湍流度对叶型损失的影响存在着两面性。一方面, 湍流度的增大将促使边界层转捩提前, 减小分离泡的长度和厚度, 从而减小分离导致的流动损失; 另一方面, 湍流度的增大促使边界层转捩提前, 湍流边界层湿周长度增大, 从而增大叶型表面的摩擦损失。高  $Re$ 、高  $T_u$  状态下, 叶型吸力表面分离泡很短, 或者叶型表面全部为附着流动, 分离导致的损失在叶型损失中居于次要地位,  $\lambda$  之间的差别也随之缩小。湍

流度的增大将增大叶型损失; 低  $T_u$ 、高  $Re$  状态下, 分离泡对于叶型性能仍然存在着较大的影响, 因而低  $T_u$  对应的叶型损失比高  $T_u$  状态大。由图 5 还可以看出, 雷诺数及湍流度对于叶型损失的影响是非线性的。

2.2 非定常来流条件

本文对  $T_u = 2.5\%$  和 4 个雷诺数工况 ( $Re = 43705, 65588$  和  $109471$ ) 下非定常、周期性尾迹作用下的叶栅流场及性能进行了计算。图 7 所示为某雷诺数工况下, 流场周期性建立起来之后非定常计算过程中所监视参数随时间步的变化关系, 其中, 图 7(a) 图纵坐标对应为叶栅通道中某一点处的湍动能; 图 7(b) 图纵坐标对应为整个计算域(包括圆柱与叶栅)的出口总压损失系数。可以看出, 监视的参数随时间步呈周期性变化, 此周期即为一个圆柱平移通过一个叶栅栅距的时间。所计算的其他雷诺数工况存在上述相似规律, 在此不再列出。

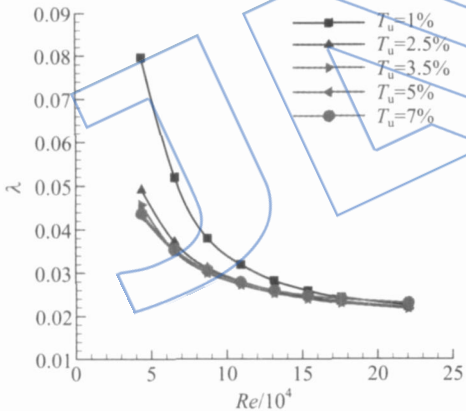


图 5 总压损失系数随雷诺数的变化关系  
Fig. 5 Total pressure loss coefficients vs. Reynolds numbers

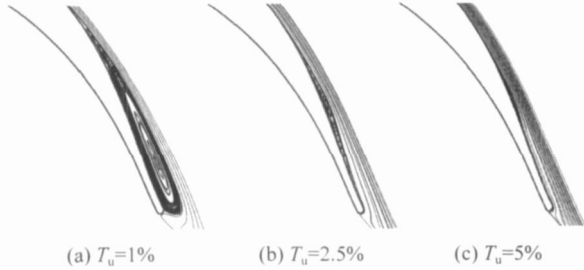


图 6  $Re = 43705$  时的流线分布  
Fig. 6 Distributions of streamlines at  $Re = 43705$

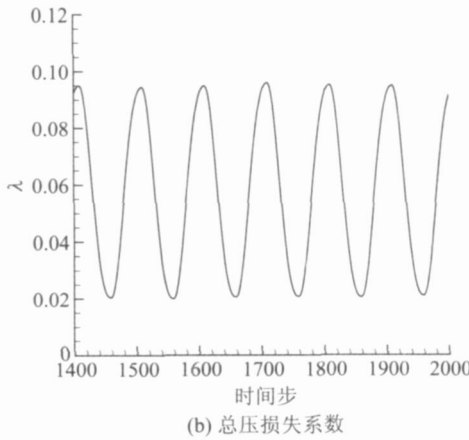
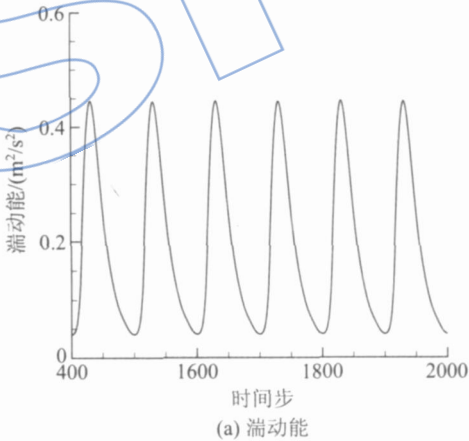
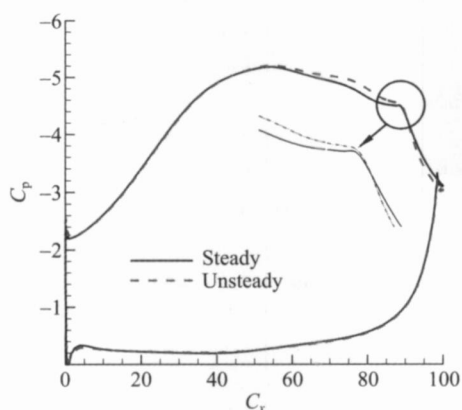


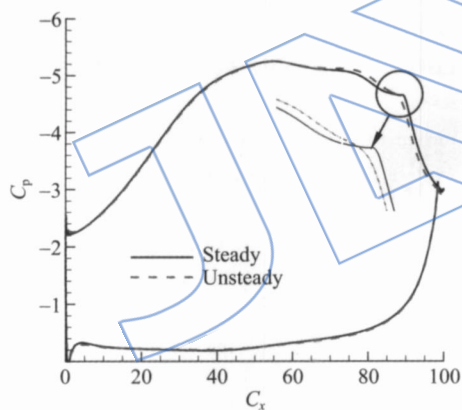
图 7 监视参数随时间步的变化关系  
Fig. 7 Sketch of streamlines at  $Re = 43705$

### 2.2.1 叶型表面压力系数分布

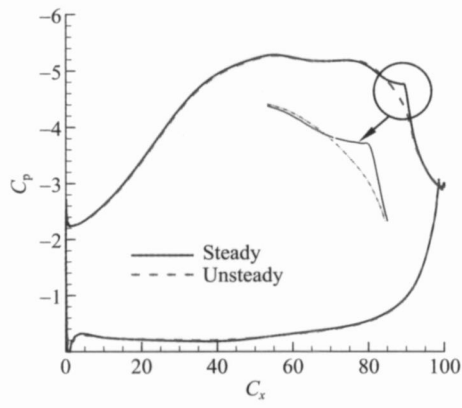
图 8 所示为  $T_u = 2.5\%$ ,  $Re = 43\,705, 65\,588$  和  $109\,471$  时,定常与非定常来流条件下叶型表面时均压力系数分布的对比.可以看出,两种来流条件下叶型表面时均压力系数分布之间的差别主要集中在吸力面,差别源于尾迹对分离泡的抑制;相对于定常环境,非定常尾迹作用下的压力系数“平台”分布形状后的转折点位置(压力恢复位置)前移,这是尾迹诱导边界层提前转捩的结果.周期



(a)  $Re=43705$



(b)  $Re=65588$



(c)  $Re=109471$

图 8 叶型表面压力系数分布

Fig. 8 Distributions of pressure coefficients

性、非定常尾迹与叶型吸力面边界层之间的相互作用由雷诺数、尾迹通过频率、尾迹强度及叶型负荷分布等多方面因素所决定,由图可以看出,低雷诺数、非定常来流条件下的叶型吸力面分离并没有完全被抑制.

### 2.2.2 叶型总压损失系数

图 9 所示为  $T_u = 2.5\%$ ,定常与非定常来流条件下,叶型相对总压损失  $\Delta\lambda$  随雷诺数变化关系之间的对比,其中  $\Delta\lambda$  定义为  $(\lambda - \lambda_0)/\lambda_0 \times 100\%$ ,其中  $\lambda_0$  为定常来流条件下,  $Re = 22\,045$  时对应的总压损失系数.

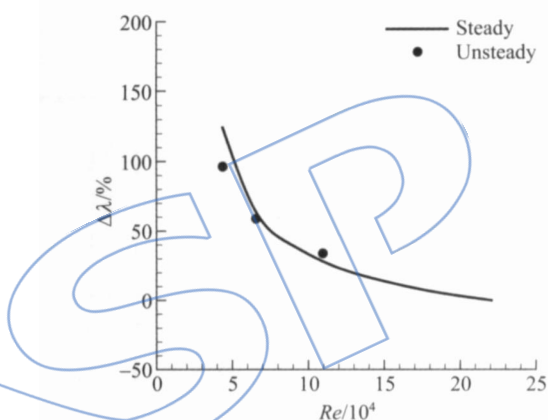


图 9 相对总压损失随雷诺数的变化关系

Fig. 9 Normalized pressure loss vs. Reynolds numbers

可以看出,  $Re = 43\,705$  和  $65\,588$  时,非定常来流条件下的叶型损失较定常来流条件进一步减小,  $Re = 109\,471$  时,前者较后者有所增大.可以说,本文上游非定常尾迹减小了下游叶栅低雷诺数工况下的叶型损失,随着雷诺数的增大,上游非定常尾迹将导致下游叶栅叶型损失的增大.定常来流条件、低雷诺数工况下,叶型吸力面表面存在着长分离泡,长分离泡严重恶化了叶型的气动性能,而非定常来流条件下,尾迹诱导边界层转捩对分离起一定的抑制作用,从而减小了叶型损失(相对于定常来流条件);定常来流条件、高雷诺数工况下,叶型吸力面表面存在着短分离泡或全为附着流动,短分离泡对叶型性能影响甚微,而非定常来流条件、高雷诺数工况下,尾迹诱导边界层提前转捩所导致的叶型表面摩擦损失的增大本质上决定着叶型性能,从而增大了叶型损失.

## 3 结 论

基于上述对数值结果的分析讨论,本文可以

得出如下结论:

1) 在低压涡轮工作雷诺数范围内,来流湍流度变化对本文所计算的大负荷叶型在定常来流条件下的表面流动、叶型总压损失影响明显,尤其是低来流湍流度与高来流湍流度之间,存在本质上的差别;总体上,在低雷诺数、低来流湍流度状态下,叶型吸力面分离以“开式”分离的形式发生,导致较大的叶型损失;高来流湍流度下,叶型吸力面存在着闭式分离泡,分离泡的长度及厚度随来流湍流度的增大而减小,来流湍流度增至一定值后,分离泡将消失,短分离泡只局部的改变所在区域的叶型压力分布,所导致的叶型损失很小,故在低雷诺数工况下,高低来流湍流度之间的叶型损失差别较大,雷诺数为43705时,来流湍流度为1%状态下的叶型总压损失系数比5%状态下的叶型总压损失系数增大近85%.

2) 在上游非定常尾迹的作用下,叶型吸力面分离泡受到一定程度的抑制,从而,低雷诺数工况下,非定常来流条件下的叶型总压损失较定常来流条件进一步减小;高雷诺数工况下,尾迹诱导边界层提前转捩所导致的叶型表面摩擦损失增大将增大叶型损失(相对于定常来流条件).

3) 增大湍流度水平是上游非定常尾迹对下游叶栅通道内流场的主要时均影响,从而在定常设计体系下进行低压涡轮大负荷或超大负荷叶型设计时,更需充分考虑低压涡轮内部真实的高湍流度物理环境.

## 参考文献:

- [1] Vázquez R, Cadrecha D, Torre D. High stage loading low pressure turbines - a new proposal for an efficiency chart [R]. ASME Paper GT2003-38374, 2003.
- [2] Haselbach F, Schiffer H P, Horsman M, et al. The application of ultra high lift blading in the BR715 LP turbine [R]. ASME Paper GT2001-0436, 2001.
- [3] Stieger R D, Hodson H P. The transition mechanism of highly-loaded turbine blades[J]. ASME J. Turbomach., 2004, 126(4): 536-543.
- [4] Stieger R D, Hodson H P. The unsteady development of a turbulent wake through a downstream low-pressure turbine blade passage[J]. ASME J. Turbomach., 2005, 127(2): 388-394.
- [5] Matsunuma T, Abe H, Tsutsui Y. Influence of turbulence intensity on annular turbine stator aerodynamics at low Reynolds number [R]. ASME Paper GT1999-151, 1999.
- [6] Menter F R, Langtry R B, Likki S R, et al. A correlation-based transition model using local variables: Part I—Model formulation [J]. ASME J. Turbomach., 2006, 128(3): 413-422.
- [7] Langtry R B, Menter F R, Likki S R, et al. A correlation-based transition model using local variables: Part II—Test cases and industry applications[J]. ASME J. Turbomach., 2006, 128(3): 423-434.
- [8] 罗华玲, 乔渭阳, 许开富. 基于转捩模型的涡轮流场及性能数值模拟[J]. 西北工业大学学报, 2007, 25(6): 778-783.
- LUO Hualing, QIAO Weiyang, XU Kaifu. Calculating Reynolds number effects on the dynamic performance of turbine based on transition model [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2007, 25(6): 778-783. (in Chinese)
- [9] Suzen Y B, Huang P G, Volino R J, et al. A comprehensive CFD study of transitional flows in low-pressure turbines under a wide range of operating conditions [R]. AIAA Paper 2003-3591, 2003.
- [1] Vázquez R, Cadrecha D, Torre D. High stage loading low pressure turbines - a new proposal for an efficiency chart