

低雷诺数对透平叶片间隙泄漏流动影响的研究

孙皓, 薛志恒, 李军, 丰镇平
(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 采用预处理方法数值研究了低雷诺数时某小型燃气轮机透平叶栅间隙泄漏流动和气动性能. 对比分析了雷诺数从 4.40×10^4 到 2.55×10^5 变化时, 带间隙和不带间隙时流场的变化特性, 研究了雷诺数对间隙泄漏流的影响, 并和相应的实验结果及 Denton 预测值进行了对比. 结果表明: 对于间隙存在造成的流动损失, 数值模拟结果与实验结果及 Denton 的预测值都十分接近, 基本上不随着雷诺数的变化而变化; 但是, 随着雷诺数的减小, 通道涡增强; 间隙泄漏涡在和通道涡的相互作用中, 强度减弱, 在叶栅出口处的位置更加靠近中叶展; 出口处的总压损失和气流角的分布也由于间隙泄漏涡强度和位置的变化而发生改变.

关键词: 燃气轮机; 间隙泄漏流; 低雷诺数; 预处理; 数值模拟

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)03-0011-05

Effects of Low Reynolds Number on Turbine Blade Tip Leakage Flow

SUN Hao, XUE Zhiheng, LI Jun, FENG Zhenping
(School of Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The flow field of a small gas turbine cascade was numerically simulated with the preconditioning method at low Reynolds number varying from 4.40×10^4 to 2.55×10^5 . Both the cases with and without tip clearance were considered in the simulation. The numerical results of the loss caused by the tip clearance agree well with the experimental data and the values predicted by the Denton formula. It is indicated that this loss will not change with the increase of the Reynolds number but the intensity of the passage vortex increases with the decrease of the Reynolds number. The tip leakage flow will weaken with the increase of the passage vortex because of the interaction between the passage vortex and the tip leakage vortex, and the position of the tip leakage vortex is more close to the middle of the passage. In addition, the distributions of the total pressure loss and the flow angle at the exit of the cascade are influenced by the intensity and the position of the tip leakage vortex.

Keywords: gas turbine; tip leakage flow; low Reynolds number; preconditioning method; numerical simulation

透平机械中叶栅顶部间隙的存在使得间隙泄漏流动不可避免. 间隙泄漏流动在降低叶轮机械作功能力的同时也增加了流动损失. 某些工况下, 间隙泄漏流造成的损失可以分别占到动叶损失和级损失的45%和30%^[1]. 因此, 开展对间隙泄漏流动的研究对于提高透平效率和作功能力有着重要的意义.

影响间隙泄漏流动的因素很多, Heyes 等人^[2]研究了吸力面和压力面分别带肩壁时, 其相应的间隙泄漏流量和叶栅损失与平顶间隙的差别. Yaras 等人^[3]的研究则表明, 动叶和端壁之间的相对运动减弱了泄漏流. 在 Yamamoto^[4]的实验中则观测到了泄漏涡和通道涡的相互作用, 泄漏涡在减弱通道

涡的同时还把它推向压力面. 祁明旭等人^[5]对间隙高度变化时的泄漏流流场进行了对比和分析, 并指出随着间隙高度的增加, 间隙泄漏流的位置、强度均发生变化, 同时还影响到了通道涡.

近年来, 低雷诺数条件下小型燃气轮机叶栅顶部间隙泄漏流的研究变得十分重要. 应用于分布式发电技术的小型燃气轮机尺寸小、工质黏性大, 其雷诺数一般在 10^5 以下, 以 300 kW 的小型燃气轮机为例, 其雷诺数只有 6.0×10^4 . 在这种情况下, 边界层损失大, 二次流作用强烈, 泄漏流动也不同于一般的燃气轮机流场. Matsunuma^[6]对于低雷诺数条件下的间隙泄漏流动进行了实验研究, 使用多普勒激光测速仪(LDV)捕捉到了静叶尾迹和动叶间隙泄漏涡相互作用的流场细节. 本文以 Matsunuma^[6]实验叶栅为研究对象, 并和其实验结果进行对比, 数值研究雷诺数变化对间隙泄漏流和透平叶栅气动性能变化的影响特性.

1 计算模型和数值方法

Matsunuma^[6]所研究的各种低雷诺数工况, 对应的马赫数均小于 0.3, 属于不可压缩流动范围. 在对不可压缩流动进行数值模拟时, 由于声速很大, 因而特征速度很小. 一方面, 数值求解的时间步小, 计算缓慢; 另一方面, 控制方程成为刚性方程, 计算出的流场和实际流动不符. 本文采用 NUMECA FINE/Turbo 软件中的预处理方法, 对所求解的 N-S 方程的系数矩阵进行修正, 加速求解过程, 减小了方程的刚性, 改进了计算结果.

预处理方法主要利用了时间推进法在求解定常问题时其虚拟时间项对计算结果没有影响这个特点, 通过对虚拟时间项系数的修改, 改变控制方程的系数矩阵, 从而解决了控制方程的刚性问题. 采用预处理方法修正后的控制方程如下

$$\frac{1}{\beta^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0$$

$$\frac{\rho u}{\beta^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{du}{dt} + \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial \bar{\tau}_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\tau}_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\tau}_{xz}}{\partial z}$$

$$\frac{\rho v}{\beta^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{dv}{dt} + \frac{\partial P}{\partial y} = \frac{\partial \bar{\tau}_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\tau}_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\tau}_{yz}}{\partial z} - \rho g$$

$$\frac{\rho w}{\beta^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{dw}{dt} + \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial \bar{\tau}_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\tau}_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\tau}_{zz}}{\partial z}$$

$$\rho \frac{de}{dt} + P(\nabla \cdot \mathbf{V}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \varepsilon_v$$

通过在方程组中加入两个参数 α, β 来改变方程组的特征矩阵. 在 NUMECA FINE/Turbo 软件中, $\alpha = -1$ 为固定值, $\beta^2 = \beta^* \max(U_{\text{ref}}^2, U_{\text{loc}}^2)$, 其中 U_{ref} 为参考速度, U_{loc} 当地最大速度. 在计算过程中, 通过控制 β^* 的大小来调整系数矩阵, 减小方程的刚性. 本文中, β^* 随着雷诺数的减小而增大, 在 3~10 之间变化.

计算对象为 Matsunuma^[6]在实验中所采用的小型燃气轮机静叶叶栅型线, 几何参数见表 1. 间隙位于叶顶和端壁之间, 高度为 0.67% 叶高. 计算区域采用 H-O-I 多块结构化网格进行剖分, 叶片壁面和端壁进行了局部加密, 间隙内沿径向布置 17 个网格节点. 带间隙和不带间隙的网格总数分别为 55 万和 62 万. 图 1 给出了计算域网格剖分的结果.

湍流模型为 SST (K-Omega Shear Stress Transport) 模型, 随着雷诺数的减小, 第 1 层壁面网格高度也进行了调整, 以保证 $y^+ < 2$. 计算边界条件和实验中进出口的参数保持一致, 其中进口给定流量和温度, 对应着实验中的大气环境, 出口给定平均静压. 随着雷诺数的变化, 进出口值有所变动, 具体值如表 2 所示. 为了减小进口湍流度对边界层的影响, 文中进口湍流度给定为 0.5%, 和实验保持一致. 本文中雷诺数定义为

$$Re = \rho UL / \mu$$

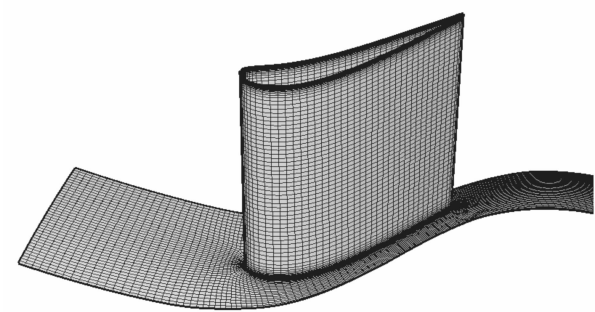
式中: ρ 为密度; μ 为工质的动力学黏性系数; U 为叶栅出口截面流量加权的平均值; L 为中叶展弦长.

表 1 叶栅几何参数

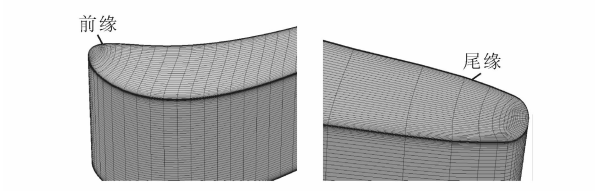
名称	叶片数	弦长 /mm	叶栅通道 高度/mm	节距 /mm	安装角 /(°)	间隙高 度/mm
叶顶		69.2		56.1	49.3	
中叶展	28	67.6	75	47.7	51.0	0.5
叶根		66.2		39.3	52.8	

表 2 进出口边界条件

雷诺数	进口		出口
	流量/kg · s ⁻¹	静温/K	静压/kPa
2.55×10^5	2.68	293	99.160
1.30×10^5	1.35	293	100.785
4.40×10^4	0.48	293	101.250



(a)通道内网格



(b)叶栅前缘和尾缘间隙网格
图 1 计算网格示意图

2 结果与分析

2.1 出口截面涡量

图 2 给出了出口截面(110%轴向弦长)上的轴向涡量分布. 轴向涡量的定义如下

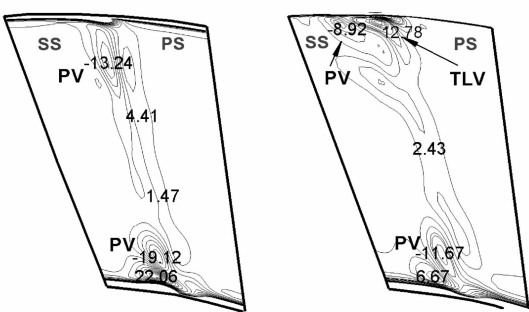
$$\omega = \nabla \times \mathbf{V}$$
$$\omega_z = \omega_z(C_{mid}/\overline{V_z}) \tag{1}$$

式中: C_{mid} 为中叶展处轴向弦长; $\overline{V_z}$ 为出口截面上流量加权平均后得到的轴向速度. 本文对涡量在轴向的分量进行了归一化.

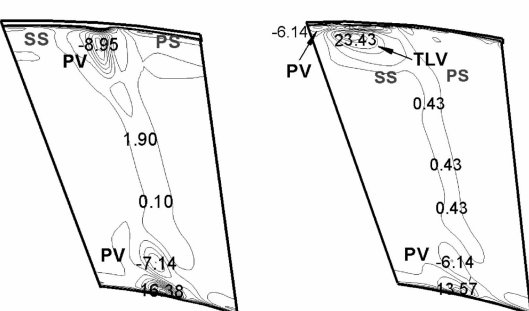
图 2 中两种工况对应的雷诺数均处于低雷诺数范围. 从图 2 可以看出:在不带间隙时,尾迹区和上下通道涡(PV)的涡量值在 $Re=4.40\times10^4$ 时均比 $Re=2.55\times10^5$ 时大,说明雷诺数相对较低时二次流特别是通道涡比较强烈. 这主要是因为雷诺数减小时,端壁和叶栅壁面的边界层厚度增大,进入通道涡的低能流体较多,通道涡强度得到了加强. 在带间隙时,雷诺数变化使叶栅上部通道涡和泄漏涡的位置及强度均发生了明显变化. 雷诺数较大时,通道涡相对较弱,在泄漏涡(TLV)的挤压下,更接近于压力面(PS)一侧;雷诺数小时,通道涡相对较强,在和泄漏涡的相互作用中,把泄漏涡挤压到吸力面(SS)附近. 同时,随着雷诺数减小,间隙泄漏流动的强度减弱,其对应的涡量值从 23.43 减小到 12.78.

2.2 吸力面极限流线

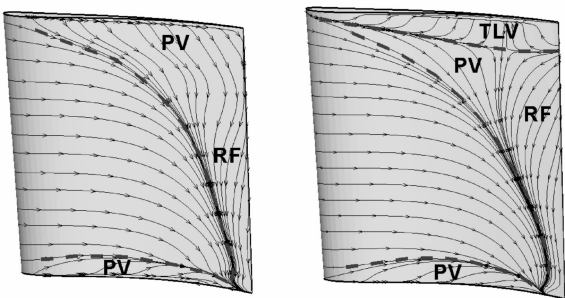
图 3 给出了计算工况中两种雷诺数条件下吸力面极限流线的分布情况. 在雷诺数相对较低时,吸力



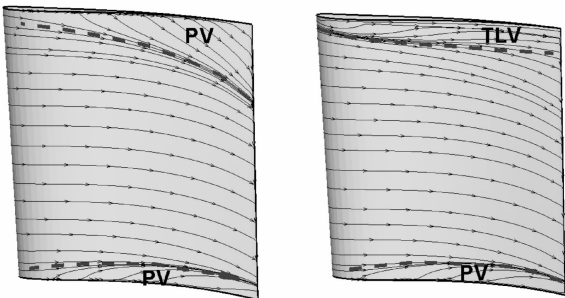
(a) $Re=4.40\times10^4$,无间隙 (b) $Re=4.40\times10^4$,带间隙



(c) $Re=2.55\times10^5$,无间隙 (d) $Re=2.55\times10^5$,带间隙
图 2 出口截面轴向涡量分布



(a) $Re=4.40\times10^4$,无间隙 (b) $Re=4.40\times10^4$,带间隙



(c) $Re=2.55\times10^5$,无间隙 (d) $Re=2.55\times10^5$,带间隙

图 3 吸力面极限流线

面后部存在边界层分离引起的回流区(RF),其流线存在从尾缘指向前缘的轴向分量. 有无间隙时,上部流场有很大差异. 不带间隙时,上部通道涡和回流区

形成了一个径向分速度从叶顶指向叶根的流动区域,和其他流动区域之间存在一条明显的分离线.带间隙时,叶顶附近的流场则主要被间隙泄漏流所占据,其径向速度分量指向叶顶,但在间隙泄漏流的下部,上部通道涡所对应的极限流线依然清晰可见.在下部流场,根部通道涡造成了另外一个相对独立的流场区域的形成,并和主流区之间也形成了一条分离线.

雷诺数相对较高时,吸力面没有发生流动分离现象,间隙泄漏流对上部流场的影响依然很明显.不带间隙时,上部通道涡主导着上部流场.带间隙时,间隙泄漏流占据着叶顶附近的流场.通过其径向分量的方向可以判断,吸力面附近不存在上部通道涡.对比低雷诺数时带间隙的流线分布情况可知,上部通道涡在和间隙泄漏流的作用中远离了吸力面.

2.3 总压损失和出口气流角

总压损失系数定义为

$$C_{pt} = (p_{t,mid} - p_t) / (1/2 \rho \bar{V}_{out}^2) \tag{2}$$

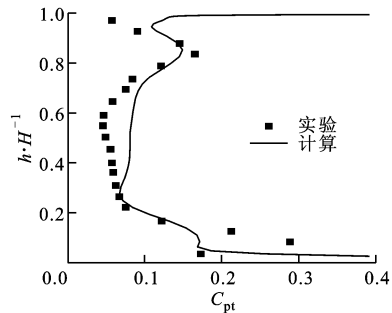
式中: $p_{t,mid}$ 为进口截面中叶展处绝对总压; p_t 为当地绝对总压; $\bar{V}_{out}$ 为出口截面上流量加权平均的绝对速度; ρ 为密度.

图4给出了两种雷诺数工况下出口截面上(110%轴向弦长)带间隙时总压损失系数沿叶高的分布情况.对比图4a和图4b可以看出, $Re=4.40 \times 10^4$ 时叶高中部的尾迹损失和底部的次流损失明显比 $Re=2.55 \times 10^5$ 时大一些.

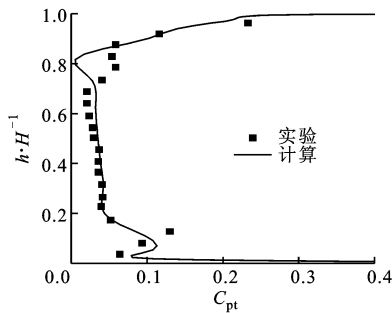
在间隙泄漏流存在的区域,总压损失系数的分布在不同雷诺数时差异很大.在 $Re=4.40 \times 10^4$ 时,间隙泄漏流和通道涡强度相当(见图2b),两者相互作用,产生了较大的总压损失.从图4a可以看到,对应的最大总压损失系数位于82%叶高(h/H)处.在 $Re=2.55 \times 10^5$ 时,泄漏流相对较强(见图2d),在总压损失的产生中起主导作用.图4b中数值计算结果和实验结果均表明,间隙泄漏流所对应的最大总压损失系数为0.23,比 $Re=4.40 \times 10^4$ 时对应的0.17要大一些,而且位置更加靠近端壁.

同时,由于数值计算中预处理方法的局限性,即随着雷诺数的减小,预处理方法所带来的人工耗散会越来越大,计算结果和实验结果并不完全吻合.在图4b中,实验结果在80%叶高处的总压损失系数分布表明了上部通道涡的位置,而计算结果中上部通道涡则更加靠近上部端壁(见图2d),因此这一区域的总压损失系数分布有了明显的差异.然而,从总体上来说,计算结果所表现出的不同雷诺数时通道

涡和间隙泄漏流的作用规律以及叶栅出口处总压损失分布变化趋势是一致的.



(a) $Re=4.40 \times 10^4$



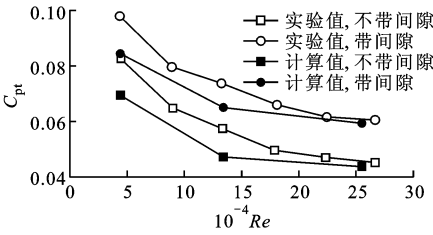
(b) $Re=2.55 \times 10^5$

图4 总压损失系数沿叶高的分布

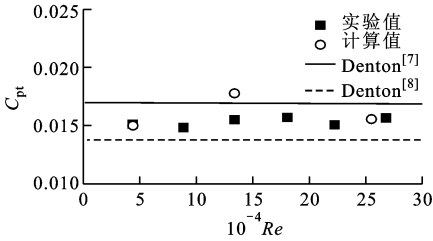
图5a给出了出口处(110%轴向弦长)总压损失系数与雷诺数的关系,其中总压损失系数根据式(2)取出口截面流量加权平均值.

在实验和计算的雷诺数范围内,无论是带间隙的计算工况还是不带间隙的计算工况,随着雷诺数的减小,叶栅出口处的总压损失都呈现增大的趋势.和实验值相比,数值求解的总压损失有所偏低,两者之间的差别随着雷诺数的减小而增大.为了更好地分析和对比不同雷诺数时间隙造成的损失大小,对实验和计算的各个工况结果中带间隙和不带间隙的总压损失系数进行相减,得到图5b中间隙损失和雷诺数的关系图,并且与Denton^[7-8]的预测结果进行了比较.从图5b可以看出,雷诺数变化时,间隙的存在造成的总压损失变化不大,总压损失系数基本上保持在0.15左右,其中实验值完全位于Denton公式所计算出的两个预测值之间,数值模拟的结果在雷诺数 $Re=1.35 \times 10^5$ 时略有偏差.可见,雷诺数减小时,间隙泄漏流的强度和位置有所变化,但间隙泄漏流造成的流动损失基本上不随雷诺数的变化而变化.

图6是两种雷诺数时出口(110%轴向弦长)气流角 α 沿叶高的分布情况.雷诺数减小时,在叶栅下部的通道涡造成的过偏转和欠偏转现象更加明显;



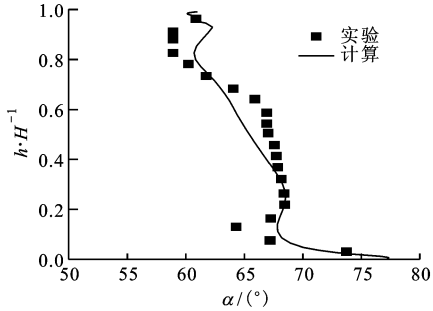
(a)出口处总压损失系数



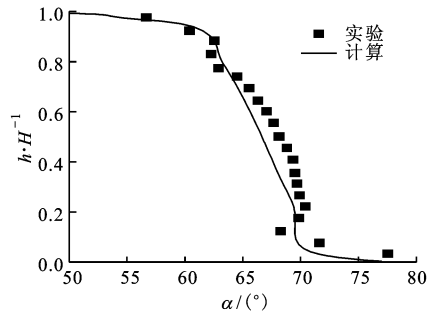
(b)间隙存在造成的总压损失系数

图 5 雷诺数对总压损失的影响

通道上部,间隙泄漏流造成的气流角欠偏转现象没有雷诺数较大时明显,进一步说明了间隙泄漏涡受到加强后则通道涡被减弱.同时,和总压损失系数分布所反映出的一样,间隙泄漏涡的位置在 80%叶高附近,而在雷诺数较大时,气流欠偏转区域更加接近于上端壁,其影响范围也更小一些.



(a) $Re=4.40\times10^4$



(b) $Re=2.55\times10^5$

图 6 出口气流角沿叶高的分布

3 结 论

采用预处理方法对某小型燃气轮机实验叶栅进

行了数值模拟,研究了低雷诺数运行工况下雷诺数对间隙泄漏流动特性的影响.数值模拟结果与实验结果吻合良好,并且与 Denton 的间隙损失预测公式的计算结果进行了对比.

(1)一方面,采用预处理方法在一定程度上解决了低雷诺数问题数值求解中存在的控制方程刚性问题,得到与实验接近的结果;另一方面,从图 4、图 5a 和图 6 的数值计算结果(总压损失系数和出口气流角)与实验值的对比中可以看出,计算结果的精度会随着雷诺数的减小而降低,在雷诺数相对较大时,数值计算结果和实验值吻合良好,雷诺数过小时,会出现一定程度的误差.

(2)雷诺数变化时,间隙泄漏涡的强度在出口截面上的位置和影响范围均有所变化.雷诺数降低时,随着边界层的增厚,通道涡得到加强.间隙泄漏涡在和上部通道涡的相互作用中被减弱,同时其位置也向中叶展处移动.间隙泄漏流动特性的变化在涡量分析和总压损失系数、出口气流角的分布中均有所反映.

(3)雷诺数变化时,对于间隙损失来说,实验结果、数值模拟结果和 Denton 公式所对应的预测值吻合良好,其总压损失系数保持在 0.015 附近.这是因为雷诺数减小时,虽然间隙泄漏涡强度减弱,但在它和通道涡的相互作用中,也产生了总压损失,因此间隙存在造成的流动损失在雷诺数变化时基本保持不变.

参考文献:

[1] SJOLANDER S A, AMRUD K K. Effects of tip clearance on blade loading in a planar cascade of turbine blades [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1987, 109(2):237-244.

[2] HEYES F J G, HODSON P, DAILEY G M. The Effect of blade tip geometry on the tip leakage flow in axial turbine cascade[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1992,114(4):643-651.

[3] YARAS M I, SJOLANDER S A. Effects of simulated rotation on tip leakage in a planar cascade of turbine blades: tip gap flow [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 114(3):652-659.

[4] YAMAMOTO A. Endwall flow and loss mechanisms in a linear turbine cascade with blade tip clearance [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111(2): 264-274.

[5] 祁明旭,丰镇平. 透平动叶顶部间隙流的表现形式及

其对透平性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(3): 243-246.

QI Mingxu, FENG Zhenping. Representation formation of tip clearance flow and influence on turbine performance [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(3): 243-246.

- [6] MATSUNUMA T. Effects of Reynolds number and free-stream turbulence on turbine tip clearance flow [C/CD] // Proceedings of the ASME Turbo Expo. New York: ASME, 2005: GT2005-68009.

[7] DENTON J D. Loss mechanism in turbomachines [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-626.

[8] DENTON J D. Axial turbine aerodynamic design [M]. Cambridge, UK: Cambridge University. Mechanical Engineering Department, 2004: 22.

(编辑 王焕雪)