

叶顶凹槽对燃气透平动叶气动性能及 叶顶传热的影响

杨佃亮, 丰镇平

(西安交通大学叶轮机机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 应用数值方法研究了燃气透平动叶顶部凹槽对动叶气动性能及叶顶传热的影响. 采用商用计算流体力学软件 CFX5.7 求解稳态可压时均 N-S 方程组, 湍流模型采用标准 $k-\omega$ 湍流模型, 总体求解精度为二阶. 计算叶型为一个典型现代燃气透平动叶片, 叶顶凹槽深度取 3% 叶高, 考虑了 5 种不同叶顶间隙的影响. 结果表明: 在凹槽内存在复杂的流动结构, 相对平叶顶动叶, 凹槽能够显著降低叶顶的泄漏流量, 减小泄漏损失, 尤其在大间隙时更为明显; 在小间隙时采用凹槽叶顶可以降低叶顶热负荷, 而在大间隙时, 凹槽叶顶的热负荷反而高于平叶顶的热负荷.

关键词: 燃气透平; 叶顶间隙; 凹槽叶顶; 气动性能; 叶顶传热

中图分类号: TK474.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)07-0838-05

Effects of Squealer Tip on Blade Aerodynamic Performance and Tip Heat Transfer in Gas Turbine

YANG Dianliang, FENG Zhenping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Effects of squealer tips on blade aerodynamic performances and tip heat transfer in a gas turbine were investigated. CFD simulations were performed for both flat and squealer blade tips by solving steady compressible Reynolds-averaged N-S equations in conjunction with the standard $k-\omega$ two-equation turbulence model. The overall accuracy was of the second order. The blade calculated was a typical rotor blade in a modern gas turbine. The groove depth-blade span ratio was specified as 3%. The influences of five different tip gap-blade span ratios, e. g., 0.4%, 0.7%, 1.0%, 1.3%, and 1.6%, were considered. The results show that, by comparison with the flat tip, the squealer tip can reduce the blade tip leakage flow and increase the blade aerodynamic efficiency, especially in the case of large gap. Moreover, the heat load of the squealer tip decreases for the small gap while increases for the large gap.

Keywords: gas turbine; tip Leakage; squealer tip; aerodynamic performance; tip heat transfer

在燃气轮机透平中,对于不带围带的动叶,叶顶泄漏会导致较大的损失,在某些工况下,可以分别占到动叶损失和级损失的 45% 和 30%^[1]. 减小叶顶间隙是降低泄漏损失的有效方法. 为了避免叶顶与端壁之间发生摩擦时损伤动叶,通常动叶叶顶被设计

成凹槽状^[2]. 凹槽叶顶实际上类似于迷宫式气封,会降低叶顶的泄漏流量,减小泄漏损失. 从公开文献来看,对平叶顶的叶栅气动性能进行研究的较多^[1,3],有关叶顶凹槽对叶顶流动结构和损失的研究很少.

采用凹槽叶顶带来的另一个问题是对叶顶传热

的影响.动叶叶顶承受着燃气透平叶片表面最高的传热系数,如何有效地对叶顶进行冷却是目前还没有彻底解决的问题.Kwak^[4]和 Newton^[5]等人分别利用直叶栅研究了凹槽对叶顶传热的影响,结果表明凹槽叶顶能够降低叶顶传热系数.然而,上述研究均在静止的直叶栅中进行,并不能代表实际的燃气轮机透平的运行工况.进一步的研究表明,旋转条件下凹槽内的流动与传热与直叶栅中获得的数据有很大的差别^[6].

燃气透平实际运行工况下叶顶凹槽对动叶气动性能及叶顶传热的影响还需要进一步的研究.本文以 GE-E³ 高压透平第一级动叶为研究对象,应用数值方法研究了不同叶顶间隙时平叶顶及凹槽叶顶对叶片顶部流动与传热的影响.

1 计算模型及方法

计算叶型选取的是 GE-E³ 发动机高压透平第一级动叶型线,详细的几何数据参看文献^[6].叶顶凹槽深度取 3% 叶高,凹槽壁厚取 0.77 mm.对平叶顶及凹槽叶顶,考虑了叶顶间隙 δ 为 0.4%、0.7%、1.0%、1.3% 和 1.6% 叶高 h 时,对气动性能及叶顶传热的影响.

采用商用计算流体力学软件 CFX5.7 求解稳态可压 N-S 雷诺时均方程,湍流模型采用标准 $k-\omega$ 模型,总体计算精度为二阶.计算采用结构化网格,为改善网格质量,叶片壁面附近及叶顶间隙区域均采用 O 型网格剖分.边界层内垂直壁面方向布置超过 15 个网格节点,壁面第一层网格的 Y^+ 值控制在 1 之内.叶片通道及间隙内网格总数约为 150 万,凹槽内网格数约为 30 万.

计算边界条件均在绝对坐标系下给定:进口给定总温、总压和进口气流角;出口给定静压;叶栅转速为 8 450 r/min;壁面均给定无滑移边界条件;传热计算给定恒定壁温,壁温与进口总温比取为 0.7.

文献^[6]的研究表明,本文使用的数值方法能够准确地预测动叶叶顶的泄漏流动及传热分布.为了进一步研究数值预测的网格无关性问题,本文已经采用与文献^[6]相同的试验模型,选取了 4 套不同密度分布的网格进行考核,并采用较密的 2 套网格应用 Richardson 外推法^[7]估算数值结果的误差.表 1 给出了网格数及预测获得的叶顶平均传热系数.从结果可以看出,当网格数大于 147 万时,增加网格对数值误差的影响减小.因此,在本文计算中,对平叶顶动叶采用的网格数约为 150 万,数值解的偏差约

为 1%.

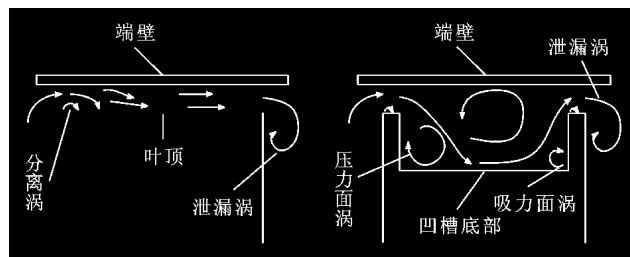
表 1 不同网格数时叶顶的平均传热系数

网格数	平均传热系数/ $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$	相对偏差/%
80 万	912.081	-2.26
110 万	916.592	-1.78
147 万	922.435	-1.15
257 万	925.727	-0.80
外推值	933.209	

2 计算结果及分析

2.1 叶顶间隙内的流动状态

采用凹槽叶顶会明显改变叶顶间隙内的流动状态,这直接关系到叶顶的泄漏损失和传热特性.图 1 给出了不同叶顶形状时泄漏流动状态示意图.当叶片采用平叶顶时,在间隙压力面入口处会形成一个分离涡,进入间隙的气流经过分离涡后再附着到叶顶,然后沿叶顶流出间隙,并在叶片吸力面近顶部卷曲形成泄漏涡,而凹槽内的流动则要复杂得多.泄漏流从叶顶压力面侧进入间隙后,向凹槽底部偏转并冲击凹槽底部,然后流出叶顶吸力面.在凹槽吸力面角区和压力面角区各存在一个分离涡,由于气流进入间隙后的偏转,在泄漏气流和端壁之间存在较大的回流区域.同时,由于入口效应,2 个叶顶肩壁顶部也存在一个小的分离涡.这些涡系的共同作用将会增加叶顶泄漏流动的阻力,降低泄漏流量.



(a) 平叶顶

(b) 凹槽叶顶

图 1 不同叶顶形状时间隙内的流动结构

图 2 给出了叶顶间隙为 0.4%、1.0% 和 1.6% 叶高时,平叶顶及凹槽叶顶间隙中间面的流线分布.

对于平叶顶叶片,当叶顶间隙为 0.4% 叶高时,叶顶间隙接近于端壁边界层厚度,同时由于端壁与叶片之间的高速相对运动对叶顶泄漏流动的阻碍,叶顶泄漏流量很小,从图 2a 可以看出,泄漏涡与通道涡形成的分离线 A 十分接近叶片吸力面.同时,在叶顶间隙为 0.4% 叶高时,部分气流从叶顶前缘

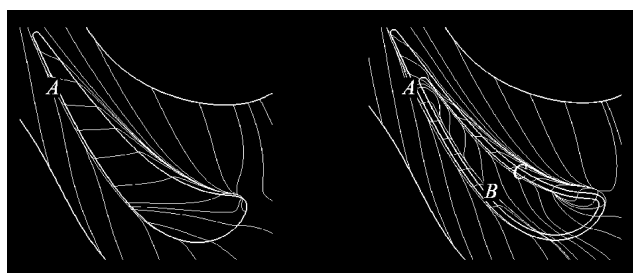
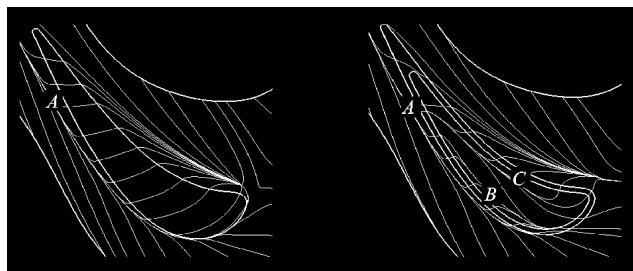
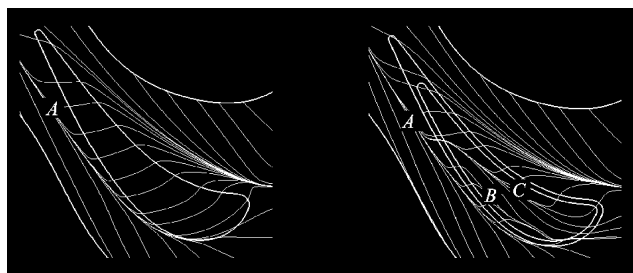
(a) 平叶顶间隙为
0.4%叶高(b) 凹槽叶顶间隙为
0.4%叶高(c) 平叶顶间隙为
1.0%叶高(d) 凹槽叶顶间隙为
1.0%叶高(e) 平叶顶间隙为
1.6%叶高(f) 凹槽叶顶间隙为
1.6%叶高

图2 不同叶顶间隙时隙中间面的流线分布

吸力面侧进入叶顶间隙,并在叶顶吸力面大约30%的轴向弦长前流出.随着叶顶间隙的增加,间隙泄漏流动逐渐增强,泄漏流在叶顶吸力面侧形成的泄露涡的尺寸也不断增大.同时,随着间隙的增加,从前缘吸力面侧进入叶顶间隙的气流逐渐减少.

当采用凹槽叶顶时,叶顶间隙内的流动状况要复杂得多.由于泄漏流与端壁之间回流的存在,在叶顶间隙内存在一条分离线B和一条再附线C,回流在B处与泄漏流分离,而在C处与泄漏流混合.在叶顶前缘及前缘吸力面侧,部分气体进入叶顶间隙,从前缘附近进入叶顶间隙的一部分气体进入叶顶凹槽后卷曲形成了凹槽压力面侧涡,而前缘吸力面侧进入的气流则卷曲进入靠近端壁的回流区.在叶顶间隙为0.4%叶高时,泄漏流量较低,这时靠近端壁的回流涡占据主导地位,分离线B和再附线C分别靠近叶顶吸力面侧和压力面侧.随着间隙的增加,在

靠近凹槽尾缘附近再附线C逐渐向叶顶吸力面侧移动.在叶顶间隙为1%叶高时,在凹槽尾缘处泄漏流不再进入凹槽,靠近端壁的回流区也消失.与平叶顶时不同,在较大的叶顶间隙时,从叶顶前缘吸力面侧进入叶顶间隙的气体没有明显减少.

对比采用平叶顶和凹槽叶顶时分离线A的位置可以发现,采用凹槽叶顶可以明显减小泄漏涡的尺寸,尤其是在大叶顶间隙时.这表明叶顶凹槽的采用可以明显降低叶顶的泄漏流量.

2.2 总压损失及动叶的等熵效率

采用叶顶凹槽能够降低泄漏流量,减小泄漏涡的尺寸,这必然会降低通道吸力面侧的泄漏涡带来的掺混损失.凹槽的使用也增加了间隙内的气流扰动,这也会对泄漏损失的发展产生影响.

图3给出了不同叶顶间隙时叶栅出口截面总压损失系数分布,其中总压损失系数定义为

$$C_p = \frac{p_{t0} - p_t}{p_{t0}}$$

式中: p_{t0} 为叶栅进口相对总压; p_t 为当地相对总压.

叶顶间隙附近的损失主要由2部分构成,一是由泄漏涡耗散引起的,二是由通道涡引起的,正如上面的分析,泄漏流动在叶片吸力面侧形成泄漏涡,泄漏涡与通道涡相互作用,而间隙尺寸是决定泄漏流强度的主要因素.当叶顶间隙为0.4%叶高时,泄漏流量较小,泄漏涡紧贴在叶顶吸力面侧,泄漏涡引起的最大损失与通道涡相当,都在0.35左右.当采用叶顶凹槽时,泄漏量的减少使得泄漏涡引起的高损失区域有所减少,然而通道涡引起的高损失区域在增加,叶顶凹槽并没有表现出优势.

随着叶顶间隙的增大,强的泄漏流使得泄漏涡的尺寸迅速增大,此时泄漏涡引起的损失急剧增加,明显占据主导地位.在叶顶间隙为1%叶高时,最高损失系数达到0.45.然而,由于泄漏涡和通道涡旋向相反,泄漏涡的增强削弱了通道涡的强度,并破坏了通道涡的结构.随着泄漏流的增强,通道涡被推离叶顶吸力面,基本上呈现出沿周向运动的趋势.平叶顶和凹槽叶顶的对比结果表明,凹槽的采用使得泄漏涡的周向尺度明显减小,高损失区域减小,并向叶片吸力面侧移动.在叶顶间隙为1.6%叶高时,叶顶凹槽对泄漏流动的削弱作用更加明显.

图4给出了采用2种叶顶时动叶总效率随叶顶间隙的变化.采用平叶顶叶片时,动叶效率随间隙的增加呈线性下降的趋势,间隙每增加1%,效率下降大约为2%.采用凹槽叶顶在小间隙时并没有表

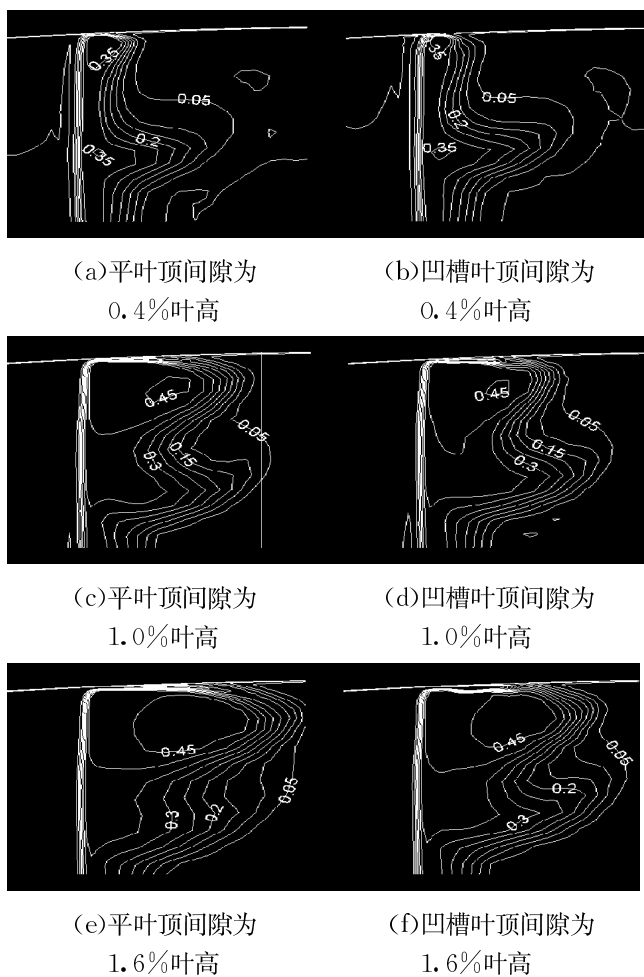


图3 不同叶顶间隙时叶栅出口截面近顶部总压损失系数分布

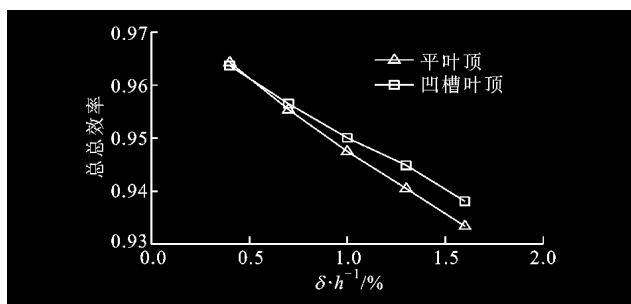


图4 动叶总效率随叶顶间隙的变化

现出优势,在叶顶间隙为0.4%叶高时,2种叶顶的效率非常接近.其主要的原因就是小间隙时,泄漏流量很小,泄漏流引起的损失占据的比例很小,因此凹槽对泄漏的削弱引起的效率升高很小,但在大间隙时,凹槽叶顶引起的效率升高非常明显,在叶顶间隙为1.6%叶高时,凹槽叶顶带来了大约0.5%的效率提升.

2.3 叶顶传热分析

燃气透平叶顶面临的另一个重要问题就是叶顶的传热问题,叶顶凹槽的使用明显改变了泄漏流的

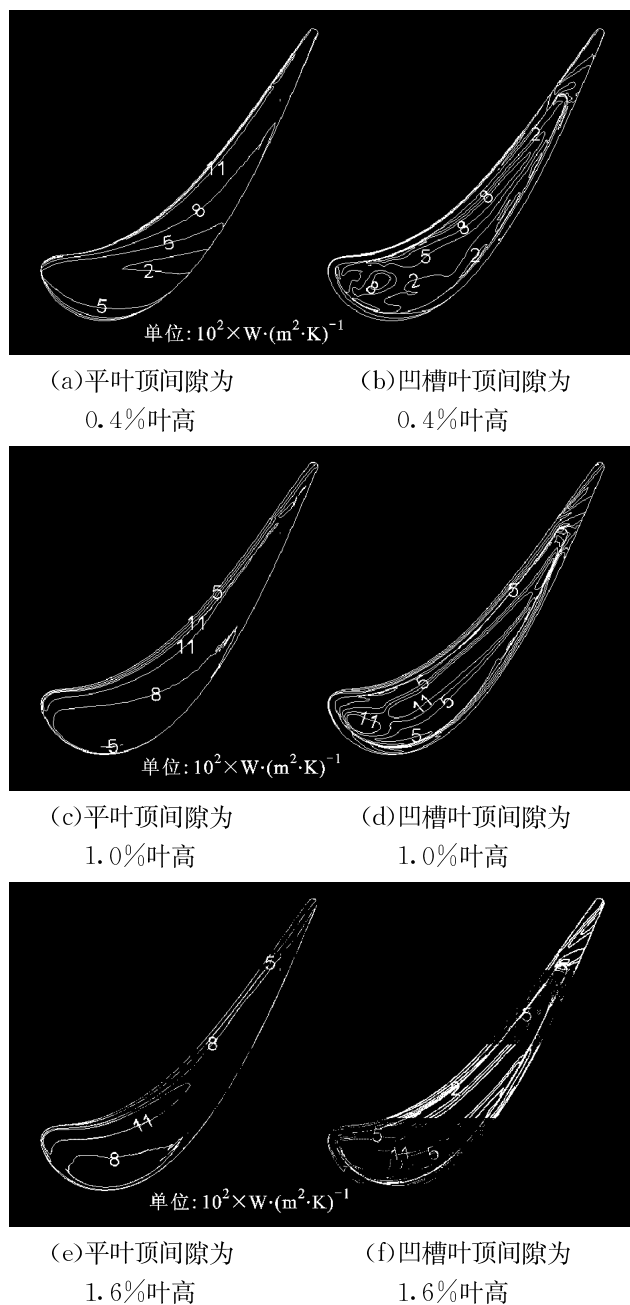


图5 不同叶顶间隙时叶顶表面传热系数的分布

结构,这必然会引起叶顶传热分布的改变.

图5给出了2种叶顶形状时叶顶表面传热系数随叶顶间隙的变化.在平叶顶时,高传热系数区域出现在叶顶靠近压力面侧,这正好对应着泄漏流再附着到叶顶的位置.当叶顶间隙增加时,叶顶的高传热系数区域向前缘附近移动,但传热系数并没有明显增大.当叶顶间隙为0.4%叶高时,叶顶最低传热系数位于叶顶中间弦长靠近吸力面侧.当叶顶间隙为1%叶高时,低传热系数区域转移到叶顶前缘吸力面侧,传热系数也显著增大.当叶顶间隙继续增加时,低传热系数区域位置不再变化,主要体现在表面平均传热系数的增大.

凹槽叶顶与平叶顶相比,呈现出完全不同的传热分布特点.总体来说,在凹槽底部出现明显的高传热系数和低传热系数分布区域.间隙流进入叶顶间隙并冲击到凹槽底部导致的高传热系数,主要位于凹槽底部前缘附近及压力面侧,其值要高于平叶顶对应的传热系数,而凹槽底部未受间隙流直接冲击的其他区域,传热系数则要较平叶顶时低.叶顶间隙的增大,对叶顶传热系数的分布改变很小,但显著增大了叶顶传热系数.

图6给出了叶顶表面平均传热系数随叶顶间隙的变化趋势.从图6可以看出:在较小的叶顶间隙时,采用凹槽叶顶可以显著降低叶顶的表面平均传热系数;随着间隙的增加,2种形状叶顶的平均传热系数都迅速增大,但凹槽叶顶的增加更快;在叶顶间隙为1.3%叶高时,两者的表面平均传热系数相当,但当叶顶间隙为1.6%叶高时,凹槽叶顶的表面平均传热系数反而高于平叶顶.

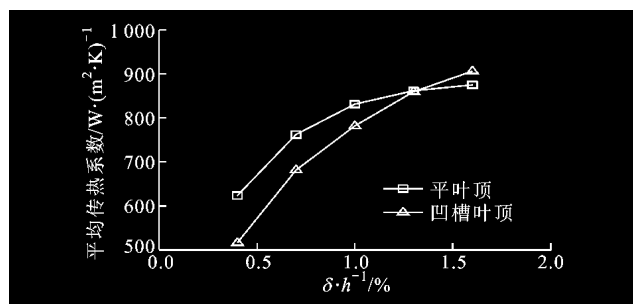


图6 叶顶表面平均传热系数随叶顶间隙的变化

3 结 论

(1)在叶顶凹槽内存在复杂的流动结构,总体来说凹槽内被3个大的涡(凹槽吸力面角涡、凹槽压力面角涡和间隙主流与端壁间的涡)所控制.这些涡的作用增加了泄漏流动的阻力.

(2)叶顶凹槽的存在削弱了泄漏流动,从而减小了泄漏损失,尤其在较大的叶顶间隙时更为明显.在较大的间隙时,叶顶凹槽的使用可以显著提高叶栅

效率,但在小间隙时凹槽的作用有限.

(3)相对平叶顶动叶而言,凹槽的使用使得叶顶传热率最大值和最小值差距增加,凹槽底部的最高传热率要高于平叶顶.在小间隙时,凹槽叶顶可以降低叶顶热负荷,而在间隙大于1.3%叶高时,凹槽叶顶的热负荷反而高于平叶顶.

参考文献:

- [1] 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.
- [2] 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.
- [3] DUNN M G. Convective heat transfer and aerodynamics in axial flow turbines[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123(4): 637-686.
- [4] BINDON J P. The measurement and formation of tip clearance loss[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111(2): 257-263.
- [5] KWAK J S, HAN Jechin. Heat transfer coefficients on the squealer tip and near squealer tip regions of a gas turbine blade[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4): 669-677.
- [6] NEWTON P J, LOCK G D, KRISHNABABU S K, et al. Heat transfer and aerodynamics of turbine blade tips in a linear cascade[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2006, 128(2): 300-309.
- [7] YANG Dianliang, FENG Zhenping. Tip leakage flow and heat transfer predictions for turbine blades[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2007. New York, USA:ASME, 2007: 589-596.
- [8] ROACHE P J. Perspective: a method for uniform reporting of grid refinement studies[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1994, 116:405-413.

(编辑 王焕雪)