

机匣切向喷气角对涡轮动叶间隙流动的影响

牛茂升, 臧述升

(上海交通大学 机械与动力工程学院 叶轮机械研究所, 上海 200240)

摘 要: 机匣喷气已被证明是改善动叶流道内二次流分布提高涡轮效率的有效措施之一。本研究采用数值模拟方法研究机匣切向喷气角度对间隙流动控制的影响。结果显示, 当增大机匣切向喷气角时, 由于喷气速度在切向上的分量减小, 使得喷气孔流体在间隙内轴向上影响范围减小, 最大降幅可达 50%, 导致机匣喷气对间隙流动的阻拦作用降低。同时由于切向角度增大使得上通道涡尺寸增加, 涡核强度增大约 11%, 使得动叶出口截面上流动损失增大。考虑到喷气对动叶输出功的负作用, 应当选择适当的切向喷气角度, 以达到提高涡轮效率的目的。

关 键 词: 间隙流动控制; 切向喷气角度; 间隙涡; 通道涡

中图分类号: TK474.7 文献标识码: A

引 言

燃气轮机是 21 世纪的核心动力设备, 其发展水平可以体现出一个国家基础工业的先进程度。流道内部流动损失作为主要影响因素制约燃气轮机效率的提高, 而动叶叶顶间隙流动损失是涡轮内流动损失的重要组成部分。Bindon 认为涡轮平面叶栅出口截面端部区域总损失中^[1], 由二次流和端壁附面层引起的损失只占 13%, 而由间隙引起的损失却占到 87%。Spirk 认为在质量流量小于 5 kg/s 的小型涡轮中^[2], 动叶中 30% 流动损失都是由间隙流动引起的。但当流量大于 30 kg/s 时, 间隙流动损失可以减小到约 10%。

牛茂升等人发现动叶出口截面间隙流动损失与间隙高度基本成线性关系^[3], 因此可以通过减小间隙高度的方法来削弱其影响。但不论工业用燃气轮机, 还是航空用发动机, 在其运行过程中其间隙高度并非定值, 而且其初始值已经控制在 1% 叶高左右。

因此必须通过其他措施来控制间隙流动。

目前, 最常见的方法是改变叶顶几何形状, 包括翼梢小翼、肋条叶顶、压力边修圆等^[4-6]。研究发现, 这些方法可以在不影响叶顶静压分布的情况减小流量系数, 降低间隙流与主流之间的混合损失, 同时改善叶顶换热情况。但 Rao 认为这些方法中^[7], 只有双肋条叶顶具有实际应用价值。

此外, 比较常见的控制间隙流动的方法还有喷气, 包括叶顶喷气以及机匣喷气^[8-9]。这部分高压气体以低于主流气体的温度喷入间隙区域, 可以较好地控制间隙流动, 同时能对叶顶区域起到冷却作用。Behr 通过实验测得采用机匣喷气的方法可以减小间隙涡及上通道涡尺寸, 涡区湍流强度减低约 25%^[10]。采用适当的喷气位置及喷气量, 可以提高涡轮等熵效率。Mischow 认为机匣喷气可以推迟间隙涡形成位置, 通过间隙的流量可以减小约 11%^[11]。

Cassina 对压气机中机匣喷气各参数变化对其性能的影响进行了详尽的研究^[12], 包括喷气位置、流量、喷气角度变化等。但目前对涡轮中机匣喷气参数变化影响的研究较少。

本研究以苏黎世瑞士联邦工学院的“LISA”1.5 级轴流涡轮作为计算模型^[13], 采用数值计算的方法分析机匣切向喷气角度对间隙内部流线、动叶出口截面相对总压、机匣静压系数分布的影响。

1 计算方法及验证

计算模型采用 LISA 1.5 级高负载、低展弦比轴流涡轮, 其间隙高度为 1% 叶高 ($\tau = 0.68 \text{ mm}$)。

在离叶片前缘 30% 轴向弦长的位置, 每个动叶

收稿日期: 2009-01-13 修订日期: 2009-03-13

基金项目: 国家重点基础研究发展计划基金资助项目 (2007CB210102)

作者简介: 牛茂升 (1982-) 男, 山东安丘人, 上海交通大学博士研究生。

流道内沿切向均匀分布 10 个喷气孔。研究 4 个不同的切向喷气角度对喷气效果的影响, 喷气孔角度与机匣切向之间的夹角分别为 $\alpha = 30^\circ$ 、 45° 、 60° 、 90° , 喷气方向与叶片转动方向相反, 喷气量为 1% 主流流量, 如图 1 所示。

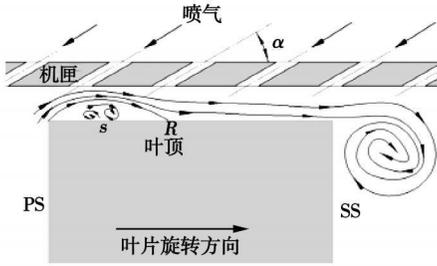


图 1 机匣喷气切向角度

流场计算采用 FINE/Turbo, 流动控制方程采用圆柱坐标下的雷诺平均 Navier-Stokes 方程, 采用有限体积中心离散方法, 空间项离散采用二阶迎风格式, 时间离散采用四阶 Runge-Kutta 法, 网格采用分块网格, 间隙区域为独立蝶形网格, 沿高度分布 21 层网格节点。边界层内垂直壁面方向布置 21 个网格节点, 壁面第一层网格 $Y^+ = 0.5$, 网格总数为 230 万, 其中间隙区网格为 21 万。

主流入口采用轴向进气, 入口总温 328 K, 总压 139 640 Pa, 出口给定静压 86 500 Pa。壁面采用等温, 无滑移边界条件, 其中第一列静叶表面温度为 325 K, 动叶及第二列静叶表面温度分别为 315 和 300 K。喷气入口边界给定 1% 主流流量, 为 0.1165 kg/s , 静温 285 K, 喷气出口总温约为 293 K, 与主流气体温差达 35 K。

不采取机匣喷气时, 不同湍流模型定常计算结果与试验测量值比较, 如图 2 所示。从图中可以看出: 采用 S-A 模型及 $k-\epsilon$ 模型的轴向速度计算结果与实验吻合较好, SST 模型在端部 15% 叶高范围内误差较大。但采用 $k-\epsilon$ 模型所得总压系数分布在整个叶高范围内均高于实验值。而 S-A 模型能够较好的吻合出口截面上轴向速度及相对总压系数的分布, 但在 95% 叶高位置总压系数稍稍低于实验值, 因此计算均采用 S-A 模型。

2 结果分析

2.1 通道内流线分布

2.1.1 不采取机匣喷气

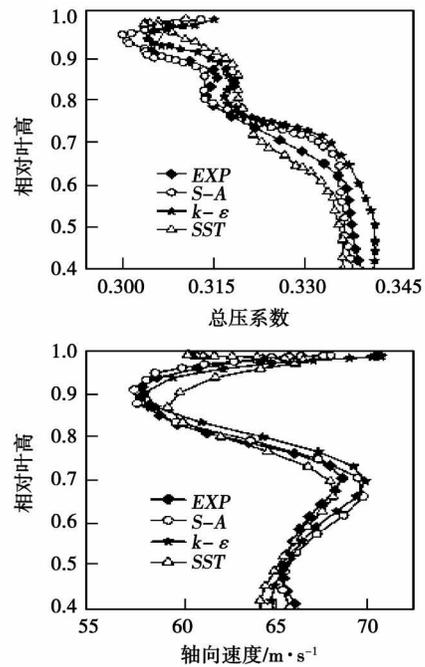


图 2 动叶出口截面相对总压系数、轴向速度分布

流体在叶片压力面与吸力面静压差作用下加速进入间隙, 在间隙内叶顶压力面附近出现叶顶分离涡, 在流出间隙以后, 受主流及切向负压力梯度作用而沿着径向往下移动, 同时在叶片吸力面附面层径向上移的作用下而卷起形成间隙涡。

由叶顶截面的流线分布可以看到, 在不采取机匣喷气时, 间隙涡核主要是由叶顶靠近叶片前缘的流体形成的, 涡核形成以后, 逐渐沿吸力面弧线向下游移动, 在径向上向叶片根部移动, 切向上向相邻叶片的压力面移动, 如图 3(a) 所示。叶片中部没有被卷入叶顶分离涡的流体在流出间隙后, 会围绕间隙涡核旋转, 向下游移动, 同时尺度逐渐增大。叶片后部流体同样会围绕间隙涡旋转。

同时在叶顶压力面附近约 10% 弦长位置开始出现叶顶分离涡, 沿弦长方向尺寸、强度逐渐增大, 但始终保持在叶片压力面附近, 在叶片尾部由吸力面流出间隙。

在叶片前缘有一部分流体是从吸力面流入间隙, 然后再从吸力面流出, 在流出间隙后并没有围绕间隙涡核旋转, 而是向叶片根部移动, 维持在间隙涡的下方, 这可能是因为小间隙情况下, 由于叶片前缘静压差较小, 流体没有卷起形成间隙涡。

在间隙中分面上, 叶顶分离涡消失, 表明叶顶分离涡并没有影响到间隙中分面。叶片前缘向间隙下方移动的流体增加, 围绕间隙涡旋转的流体减少,

通过截面的流体在流出间隙以后对主流在叶高方向上的影响范围增大,如图 3 (b)所示。

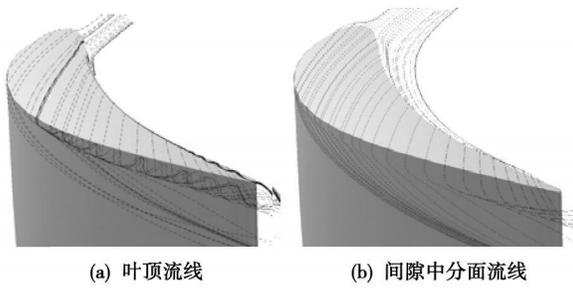


图 3 不采取机匣喷气时,间隙内部流线分布

2.1.2 机匣喷气

切向 30°喷气时,叶片顶部对应的喷气孔流体在进入叶顶间隙后,受叶片压力面与吸力面静压差的作用而在叶片中部弦长位置由叶片吸力面流出间隙,沿径向下移,但这部分流体并没有卷起形成间隙涡。主流通道顶部喷气孔流体在进入流道后,受通道内压力梯度作用而逐渐向叶片吸力面移动,在径向方向上沿吸力面向叶片根部运动,并伴有较弱的旋转,旋转方向与通道涡方向相同,使得上通道涡核位置沿径向下移,如图 4 (a)所示。

间隙内喷气位置前部流体受机匣喷气影响而提前由吸力面流出,喷气位置后部流线轨迹相对于不采取喷气时向叶片尾缘方向偏移,呈现流体以喷气位置为中心向前缘、尾缘发散的现象。同时间隙涡出现位置受喷气作用而推后,并靠近叶片吸力面,强度及影响范围减小,同时叶顶分离涡出现位置推迟到 50%轴向弦长。

当切向喷气角度增大时,由于在切向上的速度分量减小,导致叶片顶部对应的喷气孔流体在进入叶顶间隙后,受间隙流体作用而加快从叶片吸力面流出间隙,在间隙内部轴向上的影响范围减小。相对地,由于在径向上的速度分量增大而使得主流通道对应的喷气孔流体对主流流体在径向上的影响区域增大。

由于切向喷气角度增大时,对间隙流动的阻塞作用下降,导致通过间隙的流量增大,流体以喷气位置为中心向前缘、尾缘发散的现象逐渐削弱,使得间隙涡出现位置向前缘移动。同时上通道涡随切向喷气角度增大而增大,叶顶分离涡出现位置也逐渐向前缘移动。

2.2 动叶出口截面熵增分布

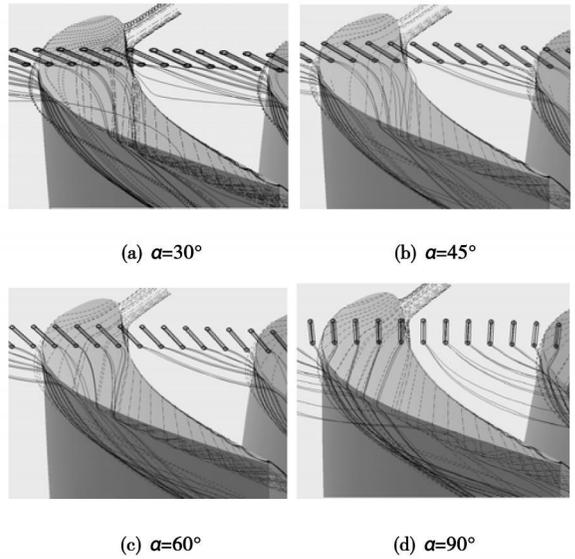


图 4 不同切向喷气角度时,叶顶流线分布

由动叶出口截面熵增分布可以看出:不采取机匣喷气时,在动叶出口截面上,97%叶高、71%叶高和 30%叶高位置分别出现由间隙涡、上下通道涡引起的高损失区,其中间隙涡总压损失最大,下通道涡损失最小,如图 5 所示。

30%轴向弦长位置喷气时,间隙涡影响区域减小,总压损失降低,涡核位置更加靠近尾迹区。同时上通道涡径向方向下移,出现在约 63%叶高位置,影响区域也随之减小,与间隙涡区分离。尾迹影响区域减小,主流区以及下通道涡区总压系数分布受机匣喷气影响不大。

切向喷气角度增大,对间隙流动阻塞作用减弱,使得间隙涡尺寸及强度增加。同时上通道涡的影响范围增大,涡区熵增增加,径向方向上逐渐与间隙涡区靠拢。

由动叶出口截面上质量平均相对总压系数分布 ($C_{Pt} = \frac{P_t - P_3}{P_t - P_3}$, 其中 P_t 为入口总压, P_3 为第二列静叶出口静压,如图 6 所示。)可以看出:当切向喷气角度增大时,机匣喷气对流动控制作用减弱,流动损失增大。当垂直于叶顶喷气时,出口截面上总压系数仍大于初始不采用机匣喷气时总压系数。

由于喷气方向与叶片转动方向相反,因此喷气使得动叶输出功下降。当切向喷气角增大时,喷气对输出功作用随之减弱。因此,存在一个最佳切向喷气角度使得喷气对涡轮效率的影响最大。

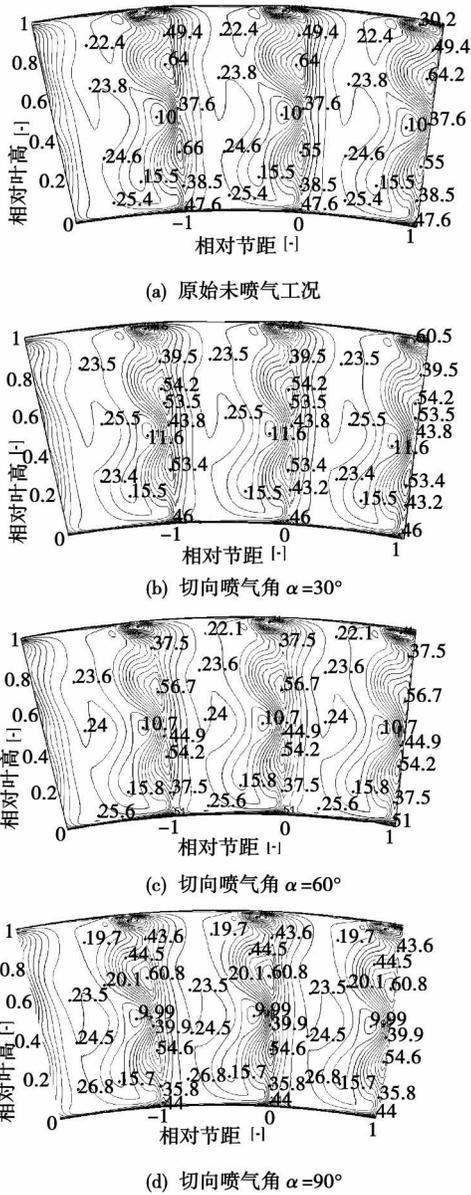


图 5 不同切向喷气角度时, 动叶出口截面熵增分布

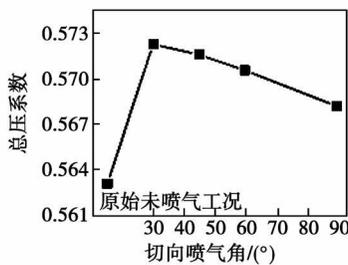


图 6 动叶出口截面上相对总压系数分布

2.3 机匣静压系数分布

由机匣静压系数分布 ($C_p = \frac{P - P_3}{P_0 - P_3}$, 图 7 中叶片为叶顶在机匣的对应位置) 可以看出: 不采用机

匣喷气时, 机匣上对应于叶顶中后部压力面位置出现低压区域, 这是由流体加速进入间隙引起的。同时对应间隙涡轨迹, 机匣上也出现低压区域, 当间隙涡逐渐远离机匣时, 低压区域逐渐消失。

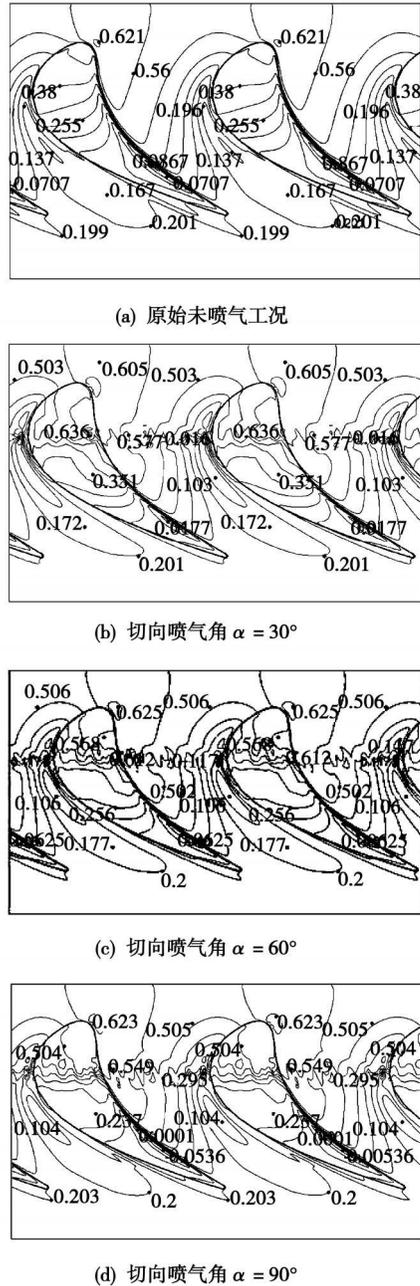


图 7 不同切向喷气角度时, 机匣静压系数分布

采用机匣喷气后, 机匣静压系数大幅提高, 尤其是喷气位置附近。同时由于间隙流动减弱, 机匣对应叶顶压力面以及间隙涡区域静压提高。

机匣切向喷气角度增大时, 由于喷气速度在切向上的分量减小, 对间隙流动的阻塞作用减弱, 使得通过间隙的流量增加。叶顶中后部压力面对应于机

匣的位置静压系数减小,并向叶片中部区域移动。同时叶片吸力面侧由间隙涡引起的低压区在轴向上的影响范围增大。

3 结 论

通过分析不同切向喷气角下间隙流动以及动叶出口截面熵增分布,可以看出:

(1) 当切向喷气角度增大时,喷气流体在间隙内轴向上的影响范围减小。当垂直于叶顶喷气时,最大降幅可达 50%。对间隙流动的阻塞作用减弱,使得涡强度增大。

(2) 随着切向喷气角度增大,上通道涡在流道的影响范围增大,涡区熵增增加约 11%。

(3) 切向喷气角度增大时,通过间隙的流量增加,从而使得机匣静压系数减小,尤其是叶片中后部压力边静压系数大幅下降。

(4) 由于切向喷气角度增大时,动叶出口截面上流动损失增大。同时喷气对动叶输出功的影响减弱,因此会存在一个最佳切向喷气角度,使得涡轮效率最高。

参考文献:

- [1] BINDON J P. The measurement and formation of tip clearance loss [J]. ASME J Turbomachinery 1989 111: 257—263.
- [2] SPIRKL A. MTR390 the new generation turbo-shaft engine [R]. AGARD-CP-537 1993.
- [3] 牛茂升,臧述升,黄名海. 间隙高度对涡轮叶顶间隙流动的影响

响[J]. 工程热物理学报, 2008 29(6): 935—939

- [4] SAHA A K, ACHARYA S, BUNKER R. Blade tip leakage flow and heat transfer with pressure side winglet [J]. International Journal of Rotating Machinery 2006 1—15.
- [5] SANG W L, BYOUNG J C. Effects of squealer rim height on aerodynamic losses downstream of a high turning turbine rotor blade [J]. Experimental Thermal and Fluid Science 2008 32: 1440—1447.
- [6] MORPHIS G, BINDON J P. The performance of a low speed one and a half stage axial turbine with varying rotor tip clearance and tip gap geometry [R]. ASME Paper94-GT-481, 1994.
- [7] RAO N M. Desensitization of over tip leakage in an axial turbine rotor by tip surface coolant injection [D]. Pennsylvania: The Pennsylvania state university 2005.
- [8] MARKUS H, REINHARD W. An innovative passive tip leakage control method for axial turbines: linear cascade wind tunnel results [R]. ASME PaperGT2008—50056 2008.
- [9] NEWTON P J, LOCK G D, KRISHNABABU S K. Aero thermal investigation of tip leakage flow in axial flow turbines Part 3: tip cooling [J]. ASME J Turbomachinery 2009 131(1): 1—12.
- [10] BEHR T, KALFAS A, AHARIR S. Control of rotor tip leakage through cooling injection from the casing in a high-work turbine [J]. ASME J Turbomachinery 2008 130(3): 1—12.
- [11] MISCHO B, BURDET A, BEHR T. Control of rotor tip leakage through cooling injection from casing in a high-work turbine: computational investigation using a feature based jet model [R]. ASME PaperGT2007—27669 2007.
- [12] CASSINA G, BEHESHTI B H, KAMMERER A. Parametric study of tip injection in an axial flow compressor stage [R]. ASME PaperGT2007—27403 2007.

(编辑 孙显辉)

新技术、新工艺

大功率汽轮机自动调节系统的改进

据《Теплоэнергетика》2008年10月号报道,研制的汽轮机调节系统的微处理机部分被允许与升级改进的液压调节部分一起工作,工作的不灵敏度可为 ± 10 mHz(毫赫兹),并允许有效的改变差率。装备有这种调节系统的汽轮机具有符合行业标准要求的动态和静态特性。

制定的调节系统液压部分升级改进方案规定了液压元件不同的置换率,以便使不灵敏度区域减到最小。

对于具有调节阀单独控制的汽轮机,在调节系统的微处理机部分里,呈现有加载特性线性化的趋势。在频率偏差的情况下,汽轮机改变功率将在额定功率误差不超过 1%的情况下完成。

对于调节阀由伺服电动机成组控制的汽轮机,必须专门调整这组阀门的机械联系,以便达到线性的加载特性。如果伺服电动机控制中间滑阀,机电转换器作用于该滑阀,则为了达到线性的加载特性,也需要调整所有的调节阀。

按照鉴定大纲进行的试验表明,建立汽轮机调节系统的微处理机部分是为了使动力机组满足行业标准的必要条件。

(吉桂明 摘译)

贫燃催化燃烧燃气轮机的研究进展 = Research Advances Concerning Lean-burning Catalytic Combustion-based Gas Turbines [刊, 汉] / YIN Juan, WENG Yiwu (College of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3), —249 ~253

UIHV (ultra low heating value) gases are numerous in variety and exist in extremely huge quantities. To ignite UIHV methane at a concentration from 1% to 5% is very difficult and its direct emissions to the atmosphere will cause pollution to the environment. The catalytic combustion is deemed as the most effective method for the disposal of UIHV gases. An overview was given of the status quo of the research on the mechanism featuring the catalytic combustion and the lean burning catalytic combustion-based gas turbines. Moreover, the key technologies were summed up for both types of gas turbines. The research achievements of the working characteristics of the above gas turbine systems and components were described and their shortcomings and solutions also pinpointed. The development tendency for future work was also proposed. The recent advances in the study of the gas turbines under discussion include: numerical simulation and test verification of lean burning catalytic combustion characteristics; analysis of design and performance of turbomachinery components in their systems; analysis of the influence of catalytic combustion on the system characteristics. Key words: catalytic combustion; gas turbine; UIHV (ultra low heating value) gas; lean-burning catalytic combustion; compressor

机匣切向喷气角对涡轮动叶间隙流动的影响 = Influence of the Casing Tangential Air Injection Angles on the Turbine Blade Tip Clearance Flow [刊, 汉] / NIU Mao sheng, ZANG Shu sheng (College of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3), —254 ~258

Casing air injection has been proven to be one of the effective measures for improving secondary flow distribution in rotor blade passages and enhancing turbine efficiency. By adopting a numerical simulation method, the authors have studied the influence of casing tangential air injection angles on blade tip clearance flow control. It has been found that with an increase of the above cited angle, the influence scope of the fluid outgoing from the air injection holes into the clearances along the axial direction will become smaller due to a decrease of the component of the air injection speed in the tangential direction with the maximum decrease margin possibly reaching 50%, leading to a degradation of the role stopping the clearance flow by the casing air injection. In the meantime, the size of the upper passage vortex will grow due to an increase of the tangential air injection angle and intensify the vortex core strength by about 1%, resulting in an increased flow loss at the rotor blade outlet section. With the negative effect of the air injection on the power output of the rotor blades being taken into consideration, a tangential air injection angle should be properly chosen to attain the aim of enhancing the turbine efficiency. Key words: clearance flow control; tangential air injection angle; clearance vortex; passage vortex

小偏差方法在变几何燃气轮机性能研究中的应用 = Application of a Small Deviation Method in the Study of the Performance of Variable Geometry Gas Turbines [刊, 汉] / QU Chao, SONG Hua fen (College of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3), —259 ~264

To analyze the influence of the variable geometry of a gas turbine on its performance, proposed was a new method for studying the above-mentioned performance, which is based on a small deviation equation. A comparison of the calculation results obtained by using the new method with those obtained by using characteristics curve method indicates that the calculation precision by using the new method can be guaranteed within 4% under the majority of operating conditions, as shown in Table 2. The calculation results obtained by using the new method show that to change the turbine geometry can result in different effects: to change the geometry of both HP and LP turbine can