

倒角和间隙对跨音轴流压气机气动性能的影响

毛明明, 宋彦萍, 王仲奇

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:通过对一单级跨音速轴流压气机的流场进行数值模拟, 研究了动叶根部倒角以及顶部间隙对流场气动性能的影响。结果表明: 动叶叶顶间隙会造成顶部区域的流通阻塞并加重顶部分离损失, 根部倒角会减小根部的气流折转角, 降低做功能力, 而且扩大根部分离区, 减小根部流量, 增大根部分离损失, 因此为了提高数值模拟的准确性应考虑动叶叶顶间隙和根部倒角。

关 键 词: 跨音轴流压气机; 数值模拟; 叶顶间隙; 轮毂倒角
中图分类号: TK474. 8 文献标识码: A

1 引 言

随着计算机技术的迅速发展和 CFD 软件的不断完善, CFD 数值模拟技术正迅速地成为叶轮机械领域内分析及设计中不可缺少的工具。然而由于计算资源的限制, 人们在进行数值计算时常常对所研究模拟的对象进行简化, 例如几何模型简化、物理模型简化、边界条件近似等, 这些都会带来模型误差。实验数据通常是在叶栅模型机或者实际机器上得到, 虽然现在大多数 CFD 软件可以进行整机内流动的数值模拟, 但所需要的网格数目庞大, 会使计算机难以承受或计算的时间很长, 因而几何模型常常会被简化。最常见的就是动叶片根部与轮毂间加工生成的倒角以及叶片顶部与机匣间间隙的省略。

很多研究者对此进行了研究, Sauer 等人通过数值计算和实验结果表明在涡轮叶栅中通过叶栅前缘近端壁处的修改可以减小二次流的损失^[1]。Zess 和 Thole 指出在涡轮叶栅中前缘的倒角可以削弱马蹄涡并推迟通道涡的形成^[2]。在大多数旋转机械中, 转子叶片与外环壁之间设有间隙, 虽然现在人们都清醒地认识到叶顶间隙对叶轮机械性能有较大影响, 例如压气机失速点的确定, 而且在这方面已经有一些研究成果, 但为了网格构造的便利, 人们有时仍然在 CFD 模拟中忽略掉叶顶间隙, 将静止的外环壁

定义为与转子一起转动, 这将会更加严重的影响计算结果的可信性, 特别是在跨音叶栅叶栅中。本文针对一跨音轴流压气机级, 研究了动叶叶顶间隙和动叶根部倒角对压气机气动性能的影响。为了清楚直观的表现动叶叶顶间隙和根部倒角的影响, 计算中选用了 4 种具有不同叶顶和叶根结构组合方案的几何模型进行比较分析。

2 数值计算方法与边界条件

计算所使用的程序 FINE™/TURBO 流场求解器是由 NUMECA 公司的 Hirsch 等人开发的三维 $N-S$ 方程求解商业软件, 集流场计算及前、后处理为一体, 经研究表明: 该软件具有很高的模拟精度。本文所采用的控制方程为湍流 $N-S$ 方程和 $B-L$ 湍流模型, 时间和空间差分格式分别为四阶显示 Runge-Kutta 格式和二阶对称 TVD 迎风格式。为了加速收敛, 计算使用了多重网格技术。边界条件为: 进口给定总温、总压和气流角, 出口给出中径处的背压值。固壁为绝热、粘性和无滑移边界条件。

计算中采用了 4 种转子的几何模型, 分别是根部带倒角顶部有间隙、根部带倒角顶部无间隙、根部无倒角顶部有间隙以及根部与顶部均没有倒角及间隙。静子的几何模型不变, 均为根部和顶部都不带倒角和间隙。因为 O 型网格和 H 型网格有各自的优势, 对计算结果有着不同的影响, 所以本文对此也进行了初步研究, 其中动叶分别采用两种网格形式, 静叶均采用 H 型网格。为保证计算结果的可比较性, 4 种情况均是在设计工况下计算, 进出口边界条件完全相同。

图 1~图 4 为网格示意图。间隙的高度为叶高的 1%, 倒角半径为 1.2 mm。动叶叶片数为 21, 静叶叶片数为 24。动叶 H 型网格流向、径向和周向网格数分别为 133、49 和 45, 静叶分别为 121、49 和 37, 有间隙

收稿日期: 2005-01-25; 修订日期: 2005-06-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(53236020)

作者简介: 毛明明(1981-), 女, 山东肥城人, 哈尔滨工业大学博士研究生。

的两种网格总数为 535624 无间隙的两种网格总数为 512638。动叶 O 型网格径向网格数为 49, 静叶网格分布不变, 有间隙的两种网格总数为 731869, 无间隙的两种网格总数为 708883, y^+ 均为 3.8。考虑到网格总数和网格密度对结果的影响, 计算中以具有顶部间隙无倒角的 H 型网格为例, 将网格数调整直到 1564531, y^+ 在 2~7 之间进行比较, 结果没有明显变化。



图 1 整级的 H 型网格

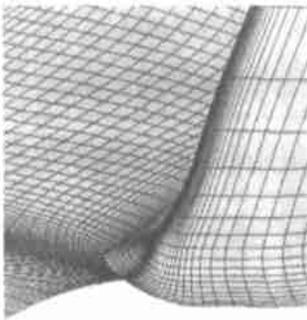


图 2 根部倒角局部放大图 (图 1 圆圈部分)

3 计算结果与分析

3.1 网格的影响

图 5 是在根部有倒角且叶顶有间隙的情形下, 分别采用 O 型和 H 型网格计算得到的节距平均的总压比和级效率的对比图。可以看出, 网格类型对压气机总性能参数的影响并不大。但从图 6 所示两种网格下 95% 动叶叶高处相对马赫数等值线分布可见, 由于 O 型网格的正交性优于 H 型网格, O 型网格所捕捉到的激波位置更加清晰, 因此更方便进行流场分析比较, 相对而言计算得到的流场也更加精确。

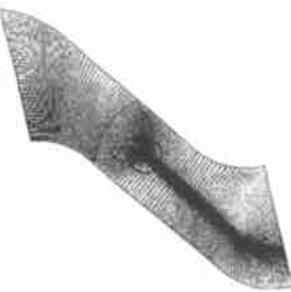


图 3 顶部有间隙情况 O 型网格图

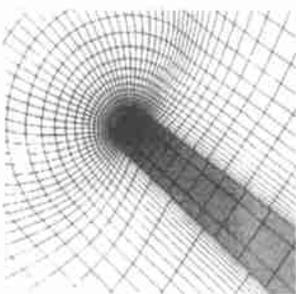


图 4 顶部间隙局部放大图 (图 3 圆圈部分)

3.2 叶顶间隙的作用

众所周知, 在现代跨音压气机中很大一部分气动损失出现在

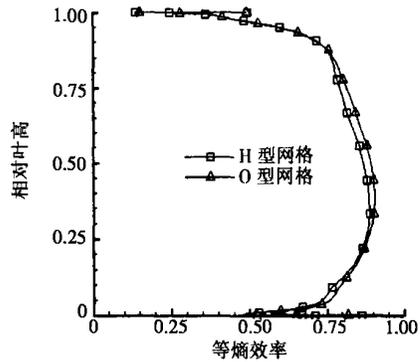
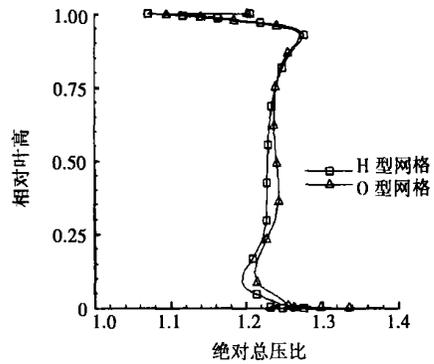


图 5 节距平均的总压比和级效率沿叶高分布

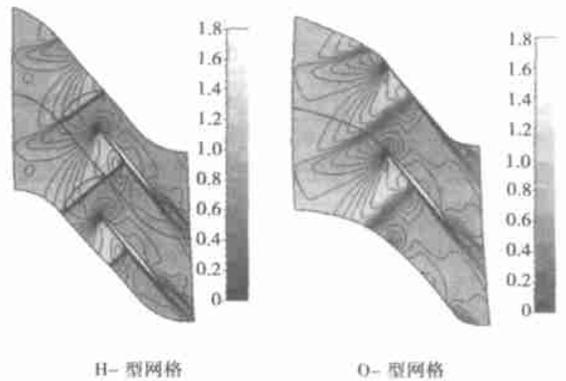


图 6 95% 叶高处相对马赫数

动叶顶部附近。由于间隙泄漏流、通道激波和附面层的相互作用, 叶片顶部机匣附近的流动结构非常复杂, 这对于整级的压比, 工作流量范围, 效率以及稳定性都是有害的。顶部间隙泄漏流所带来的影响主要表现在两个方面: 一是激波与泄漏流相互作用会在激波下游产生一片低能流体, 从而阻塞流道, 减小了有效通流面积; 二是低能流体区的积聚产生更高的逆压梯度, 会增大流动分离, 产生附加的分离损失, 甚至造成失速。

图 7 中将 4 种几何模型下的性能进行对比, 可

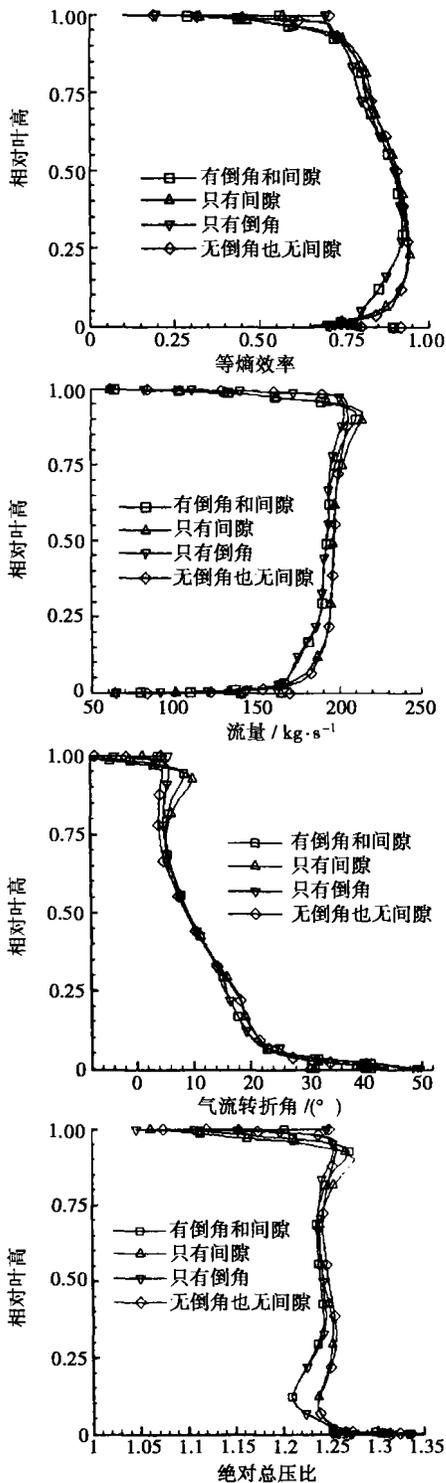


图 7 节距平均气动参数对比

以明显看出, 相对于忽略叶顶间隙的两种几何模型, 考虑叶顶间隙的两种几何模型在距叶顶 10% 叶高的范围内效率、压比、流量和气流转折角较低, 而且二者的气动参数分布在距叶顶大约 30% 叶高范围内比较吻合。考虑根部倒角的两种几何模型在距叶

根 70% 叶高范围内气动参数分布比较一致, 所以可以将此大体假设为顶部间隙和根部倒角的影响范围, 这与 P. Pieringer 等所得出的结果基本一致^[3]。

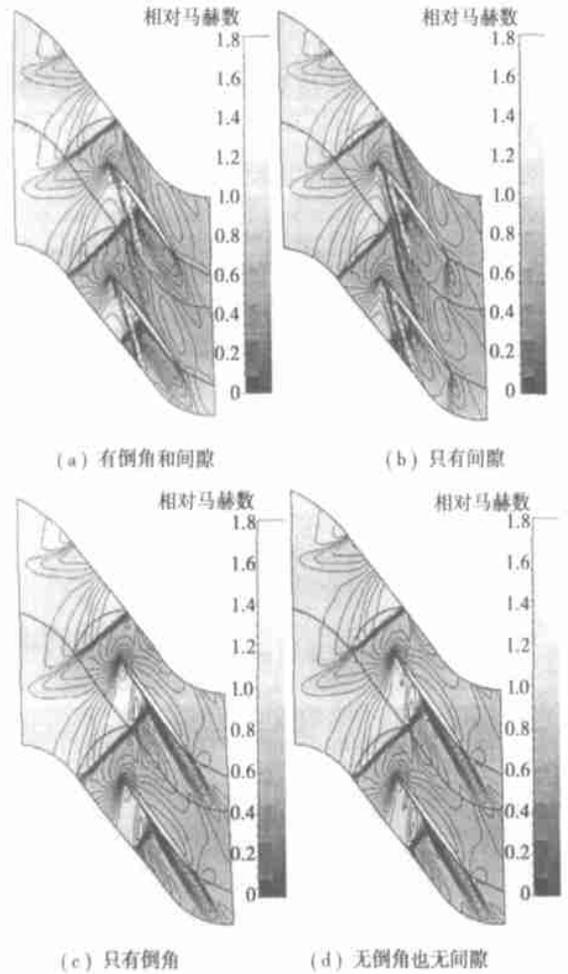


图 8 99.5% 动叶叶高处相对马赫数分布

为了进一步了解图 7 中叶顶处气动特性差异的机理, 对 4 种几何模型的叶顶部流场结构进行了比较。图 8 为动叶采用 O 型网格计算得到的 4 种几何模型在 99.5% 动叶叶高处相对马赫数分布, 从图中可以看到, 由于叶顶间隙的存在, 在激波和泄漏流的相互作用的下游有一片低速区, 就是这片低速区造成了通流阻塞和压气机性能的恶化。低速流体区阻碍主流流体通过, 造成更高的逆压梯度, 加重了附面层的分离。根据式 (1)^[3], 图中给出了沿着相对马赫数等值线凹槽方向的泄漏涡流心的轨迹线 (吸力面附近的白色虚线)。

$$\frac{y_c}{x} = 0.46 \sqrt{\frac{t(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)}{l \cos \alpha_m}} \quad (1)$$

式中： α_1 、 α_2 —进、出口中径处的气流角； α_m —平均气流角； l/k —稠度。本文在计算时考虑到来流进角度的径向梯度，为了更好的估测泄漏涡的位置，将方程中的系数0.46调整成了0.25。另外，图中还可以看到，由于泄漏涡和激波的强烈作用使得激波弯曲，从而进一步增大泄漏涡的尺寸。对于叶顶没有间隙的两种几何模型，虽然顶部由于激波和附面层的作用导致了叶片附面层的分离，但激波下游没有出现大片的低能流体区，流动比较顺畅。

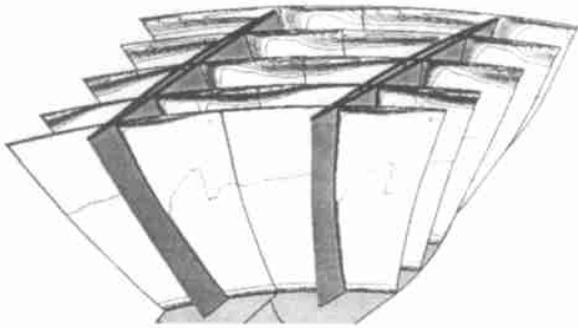
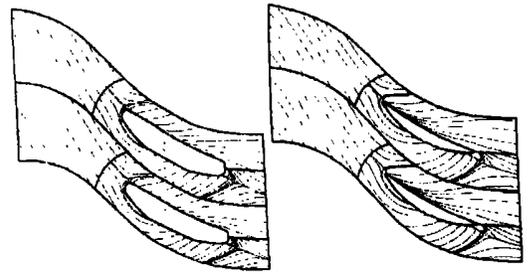
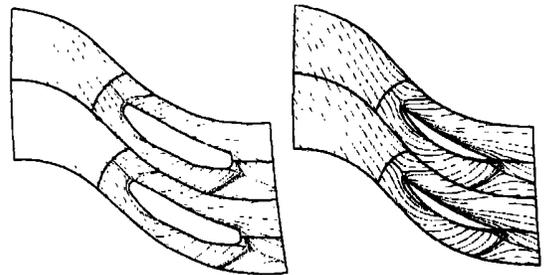


图9 动叶流道截面熵的等值线图

附面层内的流体形成的。由于实验条件的限制，这个问题以后有待进一步研究。



(a) 有倒角和间隙 (b) 只有间隙



(c) 只有倒角 (d) 无倒角也无间隙

图11 动叶下端壁的极限流线

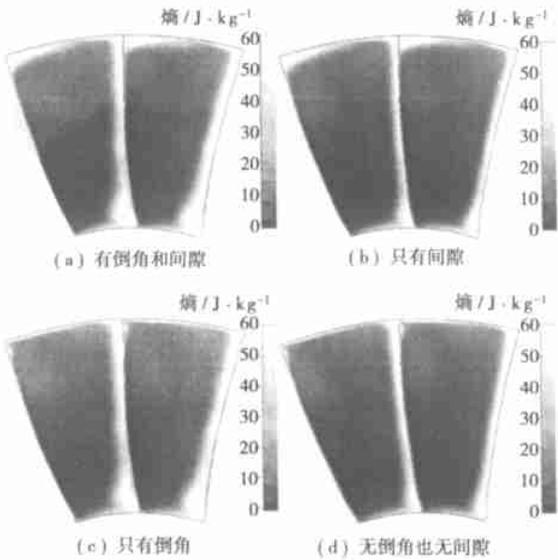
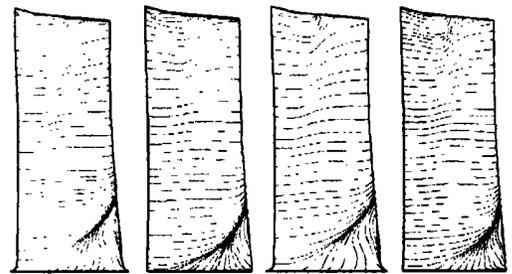


图10 动叶出口截面熵分布

图9是叶顶有间隙情况下沿流道几个截面的熵图，从图中可以看到泄漏涡大约在距叶片进气边5%弦长处形成。随着叶片负荷的增加，叶片顶部横向压差逐渐增大，泄漏涡涡心向流道内移动，并且在和主流的相互作用下，泄漏涡逐渐削弱。

3.3 根部倒角的作用

通过对比图7中4种几何模型根部的气动性能可以明显看出，根部倒角的存在导致压气机的压比、效率、流量和折转角都比较低，为了知道造成这种结



(a) 有倒角和间隙 (b) 只有间隙 (c) 只有倒角 (d) 无倒角也无间隙

图12 动叶吸力面的极限流线

关于低能流体区的成因有很多研究者提出了不同的见解。Hoffmann等人认为，激波与泄漏涡的相互作用使得泄漏涡破裂，从而出现大片低能区并导致失速^[4]。Chunill Hah等人则通过试验和计算得出泄漏涡始终没有破裂^[5]，低能流体区是由上游端壁

果的机理, 应进一步分析根部倒角处的流场情况。图 10 所示为 4 种几何模型动叶出口截面的熵分布, 图中可见尾迹连着机匣和轮毂处的高损失区, 根部有倒角的两种几何模型的根部损失区明显增加, 而且移向吸力面一侧。从图 11 中可以看到, 根部倒角的存在使得落后角增加, 气流折转角减小, 因此叶片根部做功能力减弱, 压比和流量都相应减小。从图 12 可以看出, 根部倒角使得根部分离区变大, 扩大的分离区会增加根部分离损失并阻塞流道, 使得根部效率降低, 流量下降。

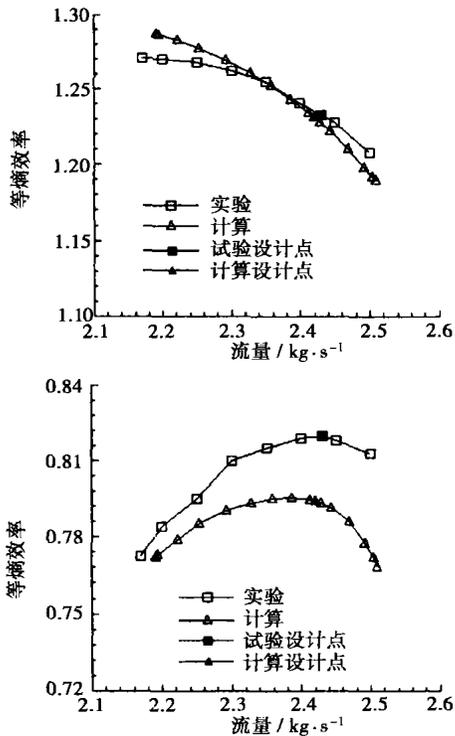


图 13 计算和实验得到的整级特性对比

3.4 计算结果与实验结果对比

在了解到倒角和间隙对压气机气动性能的影响后, 图 13 是在考虑了根部倒角和叶顶间隙情况下, 用 H 型网格计算得到的设计转速下总压比和效率的全特性曲线和试验结果的对比。该特性曲线是在固定进口总温、总压和来流气流角, 不断调整出口背压得到的。可以看出, 计算和试验所得的特性曲线在定性的趋势方面非常接近, 但在定量方面还有些偏差, 尤其是接近失速和阻塞的工况, 偏差最大, 但最大误差不超过 4%。设计点压比计算和试验值吻合较好, 但效率偏差较大。计算和试验得到的阻塞流量误差不到 1%。流量方面的偏差可能是由网格的精度不够引起的。

4 结 论

本文采用数值方法研究了动叶叶顶间隙和根部倒角的存在对一跨音轴流压气机级气动性能的影响。通过对各项气动性能参数的对比和流场结构的分析可以得出以下结论:

(1) 针对本文算例, 采用 H 型网格和 O 型网格计算得到的级气动性能参数没有明显差别, 但由于 O 型网格良好的正交性, 捕捉到的激波位置更加准确。

(2) 叶顶间隙泄漏涡和激波作用的下游出现了一片低能流体区, 造成顶部区域的通流阻塞, 并加重顶部分离损失。

(3) 根部倒角使得动叶出口气流偏向压力面一侧, 从而减小了根部的气流折转角, 降低了根部的做功能力, 并且使得根部的气流分离区增大, 增加了分离损失, 并阻塞流道, 减小了根部的流量。

(4) 动叶叶顶间隙和倒角的存在明显减小了叶顶和叶根处的压比、效率、流量和气流折转角。因此为了正确评价跨音轴流压气机级的气动性能, 在数值模拟时应考虑动叶叶顶间隙以及根部倒角。

参考文献:

- [1] SAUER K, MULLER R, VOGELER K. Reduction of secondary flow losses in turbine cascades by leading edge modifications at the endwall [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2001, 123: 207-213.
- [2] ZESS G A, THOLE K A. Computational design and experimental evaluation of using a leading edge fillet on a gas turbine vane [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2002, 124: 167-175.
- [3] CHEN G T, GGETZER E M, TAN C S, et al. Similarity analysis of compressor tip clearance flow [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(2): 260-271.
- [4] HOFFMAN W H, BALLMAN J. Some aspects of tip vortex behavior in a transonic turbocompressor [A]. *ISABE Paper [C]*. Bangalore: International Society for Air Breathing Engine, 2003. 1-11.
- [5] CHUNILL HAH, RABE DOUGLAS C. Role of tip-leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor [A]. *ASME Paper [C]*. New Orleans: ASME, 2004. 1-7.
- [6] PIERINGER P, SANZ W. Influence of the fillet between blade and casing on the aerodynamic performance of a transonic turbine vane [A]. *ASME Paper [C]*. New Orleans: ASME, 2004. 1-8.
- [7] BEHESHTI BBHMAN H, TEOXEORA JOAO A, LVEY PAUL C, et al. Parametric study of tip clearance-casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor [A]. *ASME Paper [C]*. New Orleans: ASME, 2004. 1-10.
- [8] 康 顺. 计算域选取对 CFD 模拟结果的影响 [A]. 中国工程热物理学会热机气动热力学学术会议论文集 [C]. 北京: 中国工程热物理学会, 2004. 128-133.

不同冲角端壁翼刀控制压气机叶栅二次流的实验研究 = **An Experimental Investigation of the Control of Compressor Cascade Secondary Flows by the Use of Endwall Fences at Different Incidences** [刊, 汉] / TIAN Fu, ZHONG Jing-jun (The School of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), CHEN Ying (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(5). — 464 ~ 468

An experimental investigation was conducted of a compressor cascade with endwall fences installed at different circumferential locations under different incidences. It has been found that the cascade total loss tends to be reduced when the endwall fences are far away from a suction surface and will tend to increase when the fences are near the suction surface. In case of a change in incidences the optimum fence location for achieving a decrease in cascade total loss will undergo a change. If the endwall fences are installed at a distance of 70% relative pitch from the suction-surface location, the cascade total loss within a certain range of incidences ($-9^\circ \sim +6^\circ$) will still be lower than that in conventional cascades. Under a negative incidence the impact of fence installation on an in-channel flow will tend to decrease with an increase in incidence. Under a positive incidence the impact of fence installation on an in-channel flow will tend to strengthen with an increase in incidence. **Key words:** compressor cascade, endwall fence, incidence, cascade loss

倒角和间隙对跨音轴流压气机气动性能的影响 = **The Influence of Blade Root Fillet and Blade Tip Clearance on the Aerodynamic Performance of a Transonic Axial Compressor** [刊, 汉] / MAO Ming-ming, SONG Yan-ping, WANG Zhong-qi (The School of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(5). — 469 ~ 473

Through the numerical simulation of the flow field of a single-stage transonic axial compressor a study was conducted of the impact of rotating-blade root fillet and tip clearance on the flow field aerodynamic performance. The results of the study indicate that the blade tip clearance will lead to a flow blockage at the top zone and increase the separation loss at that zone. The blade root fillet will decrease the flow turning angle at the blade root, decrease work-performing capacity and enlarge the blade root separation zone. This will lead to a decrease in flow rate and an increase in separation loss at the root zone. In view of the above, the rotating blade tip clearance and the blade root fillet should be taken into account in order to enhance the accuracy of the numerical simulation. **Key words:** transonic axial compressor, numerical simulation, blade tip clearance, blade root fillet

矩形管湍流冲击射流流动与传热的数值研究 = **Numerical Study of the Flow and Heat Transfer of a Rectangular-tube Turbulent Impinging Jet Flow** [刊, 汉] / CHEN Qing-guang, WU Yu-lin (Department of Thermal Energy Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), ZHANG Yong-jian, WANG Tao (Shandong University of Science & Technology, Qingdao, China, Post Code: 266510) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(5). — 474 ~ 477

By employing algorithm SIMPLE and a RNG $k-\epsilon$ turbulent model and through the solution of a three-dimensional $N-S$ equation and energy equation a numerical simulation was performed of a rectangular-tube turbulent impinging jet flow with Reynolds number of 10000 and an impingement height of 4 times of nozzle hydraulic diameter. It has been found that at the jet flow cross-section near the impingement surface accompanied by the appearance of two counter-rotating vortex pairs there emerge two eccentric peak values of main stream velocity. An analysis shows that the formation of the dual-eccentric velocity peak values is caused by the vorticity upstream diffusion produced by the impingement surface. An investigation of the temperature field and the local Nusselt number distribution of the impingement surface indicates that heat transfer characteristics of the jet flow are controlled by the flow structure and the use of a rectangular-tube turbulent jet flow can result in a relatively large impingement zone and more uniform cooling effectiveness. **Key words:** rectangular-tube impingement jet, numerical simulation, eccentric peak value, heat transfer

电加热倾斜管温度场分布计算 = **Calculation of the Temperature Field Distribution in an Electrically Heated In-**