

单级轴流压气机周向槽与梯状间隙结构的对比

卢家玲, 楚武利, 卢新根

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘要: 在验证了计算模型的可靠性后, 对单级轴流亚音压气机进行了 71% 设计转速下, 实壁机匣, 周向槽机匣与梯状间隙结构工作特性的数值模拟。结果表明, 周向槽机匣与梯状间隙结构都能在一定范围内起到扩稳作用。周向槽的作用更多地体现在对叶片前缘叶顶泄漏涡的控制上, 因此更适于设计在叶片通道的前半段。梯状间隙结构在叶片通道前半段与后半段都能起到扩稳作用, 只是施于叶片前缘时, 压气机效率损失较大, 而施于叶片尾缘时, 可以减小叶片尾迹分离区的面积, 对提高压气机效率有益。

关键词: 轴流压气机; 周向槽; 梯状间隙结构; 叶顶泄漏涡; 尾迹

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

引言

梯状间隙结构是近年来引起广泛关注的一种机匣处理结构, 其特点是槽宽远大于槽深, 在叶顶端占据的轴向处理范围较大, 可以通俗地理解为一种宽而浅的周向槽。研究表明, 周向槽机匣(见文献[1~4])和梯状间隙结构(见文献[5~6])都能提高轴流压气机的流量范围, 但两者的作用机理不同。周向槽主要通过改变叶顶泄漏涡方向(亚音压气机), 或改变叶顶槽道激波位置(跨音压气机)来实现扩稳。而梯状间隙结构则可以减小叶顶部区域的阻塞, 从而提高压气机的效率和实现扩稳。

文中定义槽宽不超过 3 mm (约为弦长的 15%) 的机匣槽为周向槽, 槽宽为 7.5 mm 的机匣槽为梯状间隙结构(约为弦长的 37.5%)。借助于一台亚音压气机的研究, 分析对比了周向槽和梯状间隙结构作用上的各自特点, 并提出了应用性的建议。

1 研究对象

研究对象为西北工业大学单级轴流亚音压气

机, 该压气机轮毂比为 0.61, 叶尖直径 298 mm, 设计转速 15 200 r/min, 设计压比 1.25, 叶片数目 30。试验及计算设定的叶尖间隙均为 0.25 mm, 所有数值模拟的转速均为 71% 设计转速。

试验证明, 该压气机的失速首先发生在叶顶部, 故被广泛用作对各种机匣处理形式的研究。图 1 给出了 71% 设计转速下近失速工况, 该压气机叶顶相对马赫数等值线图。由图可见, 在近失速状态下, 叶顶通道的堵塞由两部分低能流团造成, 一部分是位于前部的叶顶间隙泄漏涡低速流团, 一部分是位于后部的尾迹分离区低速流团。

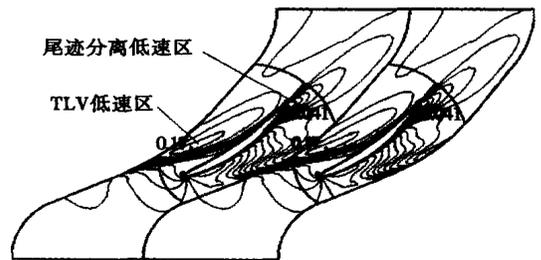


图 1 实壁机匣近失速点叶顶相对马赫数等值线图

2 数值计算方法及模型可靠性

采用 NUMECA Fine 软件包的 Euranus 求解器进行求解。为节省计算成本, 对压气机原型和各机匣结构均进行定常单叶片通道的求解, 通道边界设为周期性边界条件, 给定流道进口条件为标准大气条件, 通过改变出口静压来逐步逼近压气机工作的近失速点和近堵点。计算用压气机单通道网格数约为 64 万, 湍流模型为 B-L 模型。

为验证计算模型的可靠性, 首先模拟了 54%、

71%和 84%转速下原型压气机的工作特性曲线并与以往的试验结果进行了对比。结果表明,各转速下计算特性曲线很好地模拟了试验特性曲线,相同流量下,压比的误差不超过 1%,效率的误差不超过 5%,边界点流量与试验值的最大误差为 5.6%。可以认为本计算模型基本可靠,可用来进一步进行各种机匣处理结构的分析。以下对各周向槽和梯状间隙结构的计算,是在原型网格的基础上,于机匣上添加相应的槽网格块进行的。

3 周向槽和梯状间隙结构在叶片前部

作用的对比

叶片通道前半段是叶顶泄漏涡的发生部位,周向槽与梯状间隙结构在叶片前端的对比,即体现了两者对叶顶泄漏涡的控制能力的对比。本文对所设计的几种结构进行对比如图 2 所示。其中:结构 1 为叶片前半段加两道周向槽的处理,槽深 2 mm;结构 2 为叶片前半段加梯状间隙结构的处理,槽深 2 mm;结构 3 亦为叶片前半段加梯状间隙结构的处理,槽深 1 mm。各结构的轴向起始位置相同(约 5% 弦长处),其特性曲线由图 3 给出。

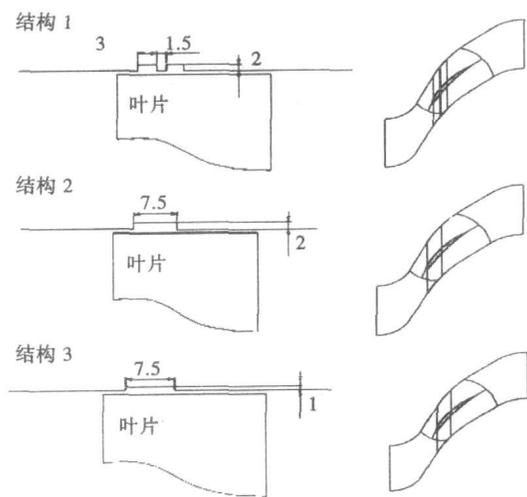


图 2 机匣结构 1~结构 3 示意图

由图 3 可见,相同流量下,几种结构的压比变化不大。相对于实壁机匣,周向槽机匣(结构 1)和梯状间隙结构机匣(结构 2 和结构 3)都向小流量方向延伸了失速点流量,但梯状间隙结构的扩稳效果更显著,相应地效率损失也高于周向槽结构。对比两种梯状间隙结构(结构 2 和结构 3),发现在相同的处理面积和处理位置下,槽越深,其扩稳效果越好。

效率损失越大。

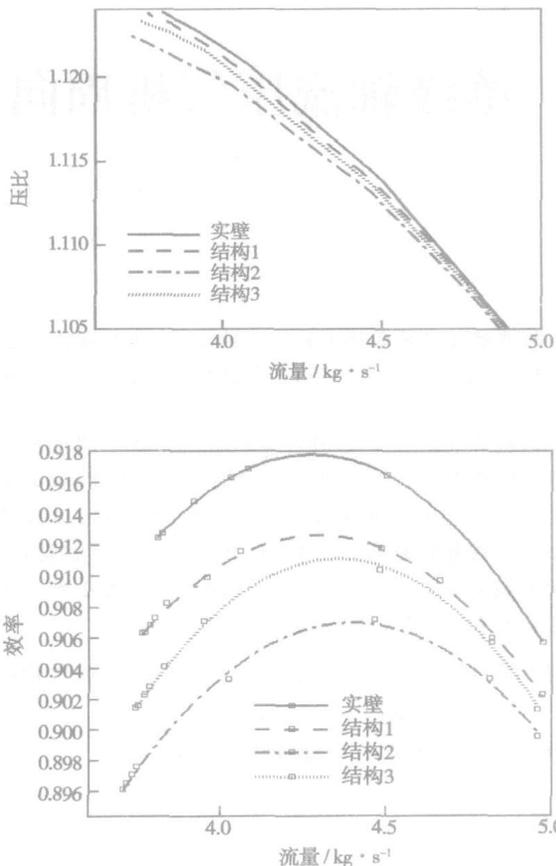


图 3 机匣结构 1~结构 3 压比和效率特性对比

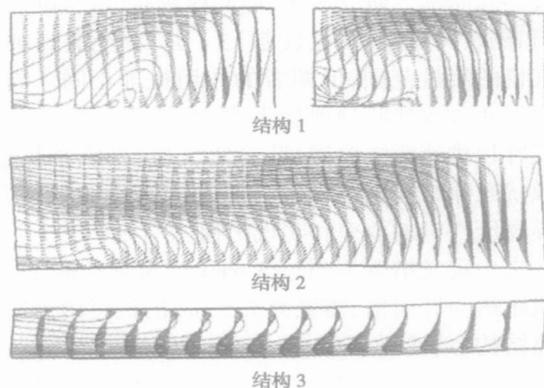


图 4 结构 1~结构 3 最高效率点槽内流动矢量图

图 4 给出了最高效率点,结构 1~结构 3 各槽内流动矢量图(靠近叶片压力面截面)。对比可知,由于梯状间隙结构流向跨度大,它更多地借助了流向压差对叶顶端流体进行由下游向上游的输运,这种输运实际上加强了流向动量的径向输运,即实现了更大的径向抽吸作用,其结果是梯状间隙结构对叶

顶泄漏涡的控制能力强于相同处理位置和处理面积的周向槽, 相应地其扩稳效果优于周向槽。但不可避免的是, 由于梯状间隙结构引入了更大的槽内流与主流的掺混损失, 以及更多的槽内流动损失, 其效率低于周向槽。以上趋势随梯状间隙结构槽深的加深而加强。

4 周向槽和梯状间隙结构在叶片尾部

作用的对比

叶片尾缘存在着由吸力面分离造成的尾迹低速区。周向槽和梯状间隙结构在这个区域的对比, 体现了两者对叶顶基元级尾缘分离区吸收能力的对比。本文在结构 1 的基础上, 于尾缘位置添加周向槽(结构 4)或梯状间隙结构(结构 5 和结构 6), 设计图 5 所示几种结构。结构 4~结构 6 尾槽的起始位置相同(约 80%弦长处), 各结构特性曲线如图 6 所示。

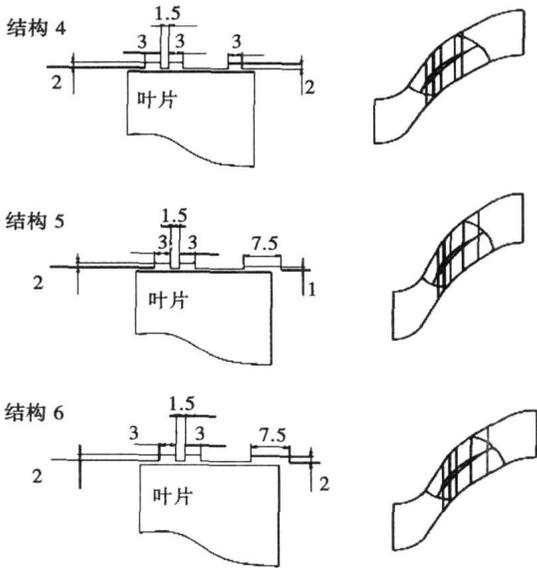


图 5 结构 4~结构 6 示意图

由图 6 可见, 相同流量下, 各结构的压比相差无几。相比于单纯的叶片前端的周向槽处理(结构 1), 于尾缘添加周向槽(结构 4)对扩稳的帮助甚微, 并且由于尾槽的引入, 引起了效率的轻微损失; 而在尾缘添加梯状间隙结构(结构 5 和结构 6), 则较明显地进一步实现了扩稳, 但也带来了效率的进一步下降。

上述现象出现的原因是由于叶片尾缘、叶片吸力面和压力面的压差已经很小, 此位置周向槽产生

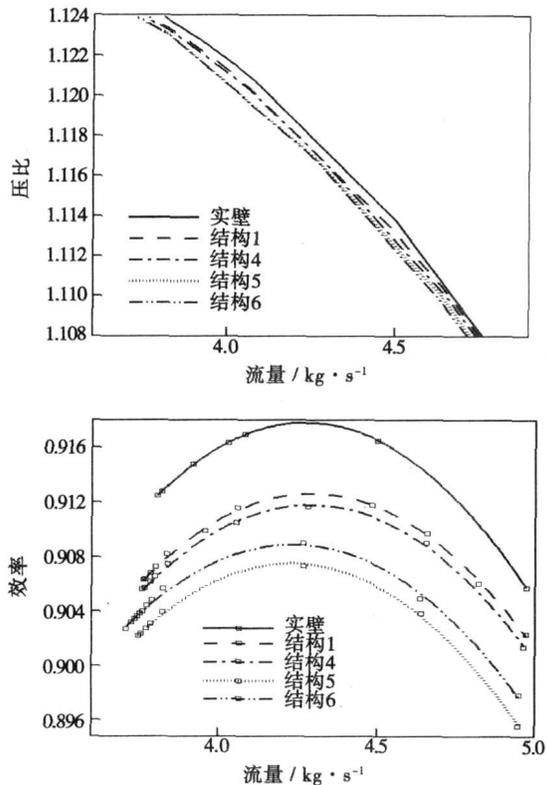


图 6 实壁机匣与结构 1、结构 4~结构 6 压比和效率特性

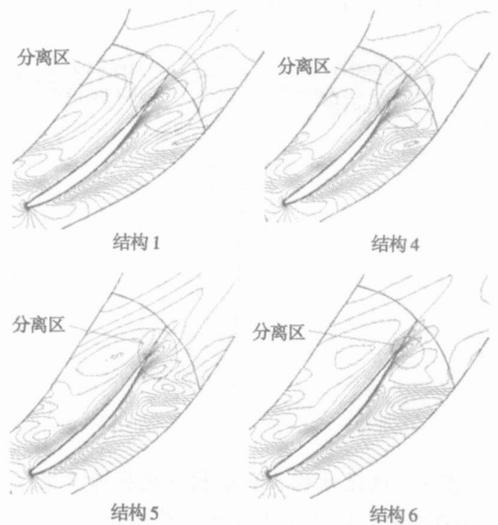


图 7 结构 1、结构 4~结构 6 近失速工况叶顶相对马赫数

的径向诱导速度就很小, 它不足以有力地吸附叶背的分离区; 但在叶片尾部, 流向的逆压力梯度始终存在, 而梯状间隙结构则能有效利用这个压力梯度来产生径向诱导速度, 向上抽吸尾缘低能流, 从而减小

叶顶尾缘分离区的大小,减轻流道堵塞,进一步实现扩稳。但由于梯状间隙结构引入了更强劲的主次流掺混,以及槽内流动损失,其效率低于相应的周向槽结构。图 7 给出了近失速工况下($\phi \approx 3.79$),结构 1、结构 4~结构 6 叶顶相对马赫数等值线图(叶片尾缘部分),可见尾缘分离区依次缩小,是为上述观点的佐证。

观察图 6,一个值得注意的现象是:尾槽深 2 mm 的梯状间隙结构 6 不但扩稳效果好于尾槽深 1 mm 的梯状间隙结构 5,而且其效率亦高于结构 5,这同周向槽的效率随槽深增加而降低的规律相悖。

究其原因,这是由于结构 6 尾部的深槽能够在叶顶尾部诱导出更大的径向速度,致使在这一范围内由尾迹流造成的堵塞得到更明显改善。图 8 给出了近失速工况,相同流量下,100%轴向弦长截面结构 5 和结构 6 的相对总压等值线图,由图可见结构 6 叶顶的低压区相对于结构 5 缩小,且相对总压值也有所增高。可以想见,置于叶尾的梯状间隙结构应存在一个最佳深度,使得在这个深度上,一定叶高以上的流动状况得到最大限度的改善,对提高压气机效率最有利;超过此高度,则梯状间隙结构引入的主次流掺混损失及槽内流动损失的增加可能会高过效率的改善量,从而又导致压气机效率下降。

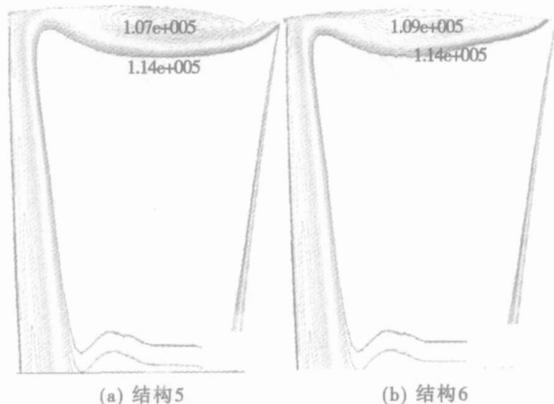


图 8 机匣结构 5 和结构 6 近失速工况 100%弦长处叶顶通道相对总压等值线图

5 周向槽和梯状间隙结构的综合比较及其在应用方面的建议

表 1 比较了各结构的主要特性。由于在压气机设计中,各种机匣处理结构多是用来实现扩稳的,故从扩稳角度看,所研究的结构中,存在两个最优方案,即结构 2 和结构 6,图 9 给出了它们同实壁机匣

效率特性的比较。

表 1 结构的主要特性比较

	失速点 流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	失速点 压比	失速点 效率	效率改变 量/%	压 比 改变量
实壁	3.809 32	1.123 91	0.912 45	—	—
结构 1	3.764 21	1.123 86	0.906 29	-0.62	-0.000 4
结构 2	3.705 1	1.122 42	0.896 08	-1.63	-0.002
结构 3	3.745 18	1.123 33	0.901 45	-1.1	-0.000 8
结构 4	3.763 52	1.123 82	0.905 61	-0.68	-0.000 8
结构 5	3.743 52	1.123 71	0.902 17	-1.03	-0.001
结构 6	3.710 43	1.124 04	0.902 7	-0.98	-0.001

结构 2 是在叶片前端直接采用梯状间隙结构实现扩稳,结构 6 是在叶片前端采用传统的周向槽结构,而尾端采用梯状间隙结构来实现扩稳。研究结果表明两者扩稳效果相当,在近失速端,结构 6 的效率要优于结构 2。

可见,周向槽结构由于主要利用的是叶片压力面,吸力面的压差,故在流道前半段的效果较显著,可以用来实现对前缘叶顶泄漏涡的控制;周向槽在叶片尾缘的作用甚微,还会引入额外的流动损失,故建议周向槽结构应尽量应用在叶片前段。梯状间隙结构可以利用叶片压力面,吸力面的压差,也可以利用流道内的流向压差,因此在叶片前后段都会发生作用。但当其处于叶片前半部,即叶片做功的主要部位时,相当于增加了局部的叶顶间隙,流动损失较大;而当其处于叶片尾部时,却可以实现对叶尾分离区低速流的抽吸,从而改善叶顶通道尾部的堵塞状况,进一步扩稳,建议梯状间隙结构应尽量应用在叶片尾部。

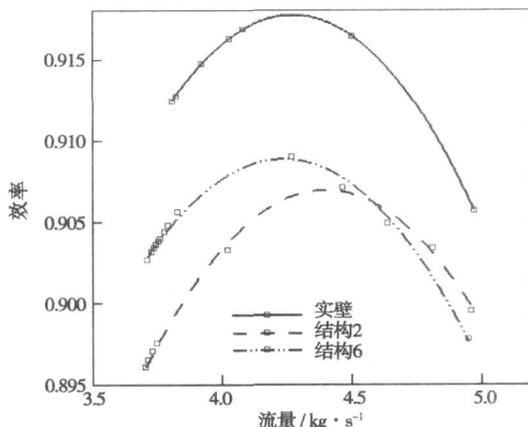


图 9 实壁机匣与结构 2 和结构 6 效率特性比较

6 基于计算的结论

(1) 梯状间隙结构既可利用叶片吸力面与压力面压差,也可利用流道流向压差来实现径向抽吸,其在叶片通道前部与后部均可实现扩稳。

(2) 周向槽结构利用叶片吸力面与压力面压差来实现其在叶顶的径向抽吸,适合于应用在叶片通道前半段,实现对叶顶泄漏涡的控制。周向槽在叶片尾缘的作用不大。

(3) 当梯状间隙结构用于叶片的主要做功部位时(叶片前,中部),相当于加大了叶顶间隙,会带来较大的效率损失,因此应避免其在通道前部的应用。

(4) 当梯状间隙结构置于叶片尾缘时,其径向抽吸作用可以减小尾缘的低速分离区,改善叶顶流动状况,实现扩稳,并提高效率。对一台特定的压气机,置于叶尾的梯状间隙结构应存在一个最佳深度,可以最大限度地提高效率。

(5) 对于类似本文所研究的亚音压气机,可尝试在叶片通道前部采用周向槽控制叶顶泄漏涡,在尾部采用梯状间隙结构吸收分离低速流团的方式综

合利用两结构的优点,来以较小的效率损失实现较满意的扩稳效果。

应该指出:以上结论主要是基于本文计算得出的,结论的验证仍将需相关的试验进行,这也是本文的下一步工作。

参考文献:

- [1] 刘志伟.周向槽机匣扩稳处理研究[M].西安:西北工业大学出版社,1981.
- [2] AAMIR SHABBIR, JOHN ADAMCZYK. Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors[R]. ASME Paper GT-2004-53903, 2004.
- [3] SEAN NOLAN. Effect of radial transport on compressor tip flow structures and enhancement of stable flow range[D]. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 2005.
- [4] RABE D C, HAH C. Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor[R]. ASME Paper GT-2002-30641, 2002.
- [5] THOMPSON D W, KING P I, ROBE D C. Experimental investigation of stepped tip gap effects on the performance of a transonic axial-flow compressor rotor[J]. ASME J Turbomach, 1998, 120: 477-486.
- [6] 卢新根.梯状间隙结构对轴流压气机影响的试验与数值模拟[J].工程热物理学报, 2005, 26(2): 234-236

(编辑 何静芳)

理论研究

燃气流温度场不均匀性的影响

据《Тяжелое машиностроение》2005年6月号报道,由燃气流温度场不均匀性引起的热应力和腐蚀增加将导致燃气轮机叶片的加速破坏。

燃气轮机内的燃气流温度场通常具有径向和周向的不均匀性,与高压涡轮前的平均值比较,温度还可以提高约60~80℃。当在燃气不包含腐蚀性杂质的良好条件下,燃气温度的提高反映在第一级导向器中产生的热应力大小上。

存在腐蚀性杂质引起叶片材料的腐蚀,并且温度越高,被破坏的速度就越快。即使材料温度提高50℃,也将导致叶片质量损失的速度增加到2.5~3倍。

除叶片表面破坏以外,腐蚀还造成材料的持久强度降低。

同时介绍了获得和估算上述特性的方法。

(吉桂明 供稿)

渐开线行星齿轮传动技术的发展 = **Latest Advances in Involute Planetary Gear Transmission Technology** [刊, 汉] / ZHU Zhen-rong, JIANG Li-dong, CHANG Shan (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 351 ~ 356

The classification and specific features of planetary gears and the latest research findings concerning their transmission efficiency, uniform loading, vibration and noise abatement are described with the current research results of some scholars both at home and abroad being summarized. As to the calculation of their transmission efficiency, the method most widely used is based on transmission ratios. For some special structures, the use of certain specific methods may greatly simplify the calculation process. Regarding the research of uniform loading, outlined are several kinds of typical uniform-load mechanisms and research achievements of some Chinese and foreign academics. As for the research in vibration abatement and noise reduction of planetary gear transmission devices, mainly presented are the dynamic models and methods for solving dynamic responses. Finally, it is noted that major problems due for further research include: planetary gear transmission dynamics, low vibration and noise planetary-gear transmission units and the design of the above units in the high capacity category. **Key words:** involute, planetary gear, efficiency, uniform load, vibration, noise

单级轴流压气机周向槽与梯状间隙结构的对比 = **A Comparison of Circumferential Slot With Stepped Clearance Structure in a Single-stage Axial-flow Compressor** [刊, 汉] / LU Jia-ling, CHU Wu-li, LU Xin-gen (College of Power and Energy Source under the Northwest Institute of Technology, Xi'an, China, Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 357 ~ 361

After the reliability of a calculation model has been verified, a numerical simulation for a single-stage subsonic axial-flow compressor was conducted of the working characteristics of a real wall casing, circumferential slot one and stepped clearance structure under the condition of 71% design speed. The simulation results show that both the circumferential slot casing and stepped clearance structure can enlarge the compressor stable operating range to a certain extent. However, the circumferential slot plays a more explicit role in controlling the blade tip leakage vortexes in the blade leading edge, thus making it more suitable to be designed at the front half portion of a blade flow passage. The stepped clearance structure can fulfil its due function of diffusion stabilization when located in both the front and rear half portion of the blade flow passage. When the above structure is allocated in the leading edge of a blade, the compressor will suffer a relatively large drop in efficiency. In case the clearance structure is located in the blade trailing edge, it can contribute to a reduction of the area of the separation zone in the blade wake, thus playing a beneficial role in enhancing compressor efficiency. **Key words:** axial-flow compressor, circumferential slot, stepped clearance structure, blade tip leakage vortex, wake

涡轮叶栅二次流的热线实验研究 = **Hotwire-based Experimental Study of Secondary Flows in Turbine Cascades** [刊, 汉] / LI Jun, SU Ming (Education Ministry Key Laboratory on Power Machinery and Engineering under Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 362 ~ 366

The periodical three-dimensional flow field at the outlet of a turbine plane cascade was measured by using rotary single-wire slanting hotwires and a mathematical solution to the three-dimensional speed average value was accomplished by using a least square fit of the hot-wire measured data with the help of the LSQNONLIN most optimized function of Matlab. A sub-sonic cascade test wind tunnel was set up to study the transient speed fields measured by hotwires at three different blade heights and two different inlet flow rates and analyze the secondary vortex flow conditions at the cascade outlet. By comparing different operating conditions of the cascade, it has been found that the cascade with a high inlet flow speed has a more conspicuous wake zone and more intensive secondary flows than those with a low inlet flow speed. The cascade with a relatively small blade height, however, has more drastic secondary flows, resulting in a quick increase of both radial flow speed (u) in the outlet plane of the cascade and axial flow speed (w) perpendicular to the outlet plane and a dramatic decrease of circumferential flow speed (v) in the outlet plane. Both the decrease of blade height and the increase of aerodynamic load (speed) will greatly increase the secondary flow losses of the cascade, which can be substantially ascribed to an enhancement of transversal pressure gradient of the cascade. **Key words:** cascade, single-wire slanting hotwire, three-dimensional flow field measurement, secondary flow, blade height, turbine