

文章编号: 1000-8055(2006) 01-0112-07

移动壁对压气机叶栅间隙流动的影响

吴艳辉, 楚武利, 刘志伟

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘要: 采用分区网格处理方法并发展了基于分块结构的三维N-S方程流体求解器, 用以模拟压气机间隙区域复杂的流动现象。以一压气机叶栅为研究对象, 计算分析了端壁静止和端壁移动情况下叶栅内部的三维流场, 并考虑了间隙大小的影响。通过详细分析叶栅通道内部及尾迹区域的流动并与已有的实验结果对比分析表明, 程序较好地模拟出了移动壁效应对间隙区域二次流动形成和发展的影响。数值和实验结果均表明, 端壁移动情况下间隙区域的二次流动特征是刮削泄漏涡的形成和发展。

关键词: 航空、航天推进系统; 压气机叶栅; 移动壁; 刮削泄漏涡; 间隙流动

中图分类号: V 231

文献标识码: A

Influence of Moving End-Wall on Tip Clearance Flow in an Axial-Flow Compressor Cascade

WU Yan-hui, CHU Wu-li, LIU Zhi-wei

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Blocked structure three-dimensional Navier-Stokes flow solver has been developed and applied to investigate the complex flow phenomena in the tip gap of axial flow compressor cascade. Numerical analysis was carried out to investigate the influence of tip clearance on the flow field in a compressor cascade with a moving end-wall. The calculated results were compared with the available experimental data and good agreements were achieved. Secondary traverse flow velocity vector plots show the scrapping of the tip leakage vortex from the suction surface of one blade across the blade pitch to the pressure surface of the adjacent blade.

Key words: aerospace propulsion system; compressor cascade; moving end-wall; scrapped tip leakage vortex; tip clearance flow

叶轮机械中的众多二次流现象中, 间隙流对流场结构、能量的传输和掺混、负荷能力以及损失等方面有着决定性的影响。近四十年来, 间隙流动一直是其研究领域的一个热点, 国内外很多研究者致力于这方面的研究工作并取得了一系列的成果^[1~11]。影响间隙流动的诸多因素中, 叶片和端

壁之间的相对运动是影响叶轮机械间隙泄漏流动的主要因素之一。由于流体粘性的作用, 移动壁在间隙区域诱导出切向的剪切应力以及很大的速度梯度, 从而使得该区域的流动更加复杂。叶片和端壁之间的相对运动对叶轮机械顶部的流动情况(包括泄漏涡的发生、发展及其强度、泄漏涡的运

收稿日期: 2005-01-25; 修订日期: 2005-09-26

基金项目: 国家自然科学基金资助(50506026); 航空科学基金资助(05C53016); 中国博士后科学基金资助(2005037790)

作者简介: 吴艳辉(1972-), 女, 新疆霍城人, 西北工业大学动力与能源学院博士后, 博士, 主要从事热机气动热力学的研究。

行轨迹) 都有影响。Yaras(1992)^[5,6]以涡轮叶栅为研究对象对这个问题进行了详细的实验研究。其结果发现: 随着端壁移动速度的增加, 泄漏涡的强度明显减弱, 并且泄漏涡的运行轨迹向叶片吸力面方向移动。叶片和端壁之间的相对运动对压气机间隙区域的流动情况也有影响, 这种影响和对透平叶片顶部泄漏流动的影响是完全不同的。Peter (1995)^[7]以美国空军工程大学的压气机叶栅为研究对象, 实验研究了不同流量系数情况下, 端壁移动速度的大小以及间隙的大小对间隙流动的影响。Mc mullan(1996)^[8]在peter(1995)^[7]工作的基础上进一步研究了移动壁效应对变间隙情况下压气机叶栅顶部的二次流动以及尾迹区总压损失的影响。国内学者贾希诚^[9,10]和邓向阳^[11]的数值研究表明壁面是否相对运动直接影响叶栅和孤立转子叶顶的二次流动形式和损失分布。

本文采用分区网格处理方法和自编的基于分块结构的三维N-S 方程流体求解器, 以文献[8] 中的压气机叶栅为研究对象, 用数值方法研究移动壁效应对叶栅顶部二次流动的影响, 并与实验结果进行比较, 以验证程序模拟间隙区域复杂流动的精度。

1 研究对象及数值方法

1. 1 研究对象

AFIT 叶栅为美国空军大学所建立的平面叶栅实验台, 有关该实验台的详细介绍见文献[7, 8]。图1 给出了实验段的剖面图。该压气机叶栅由8 个叶片组成。悬臂安装的叶片可用静止的上端壁在叶片尖部封闭, 此时间隙的大小为叶片弦

的轮缘代替, 位于叶片4 和叶片5 之间的流道为主测量流道。动轮可沿实验段的叶展方向移动来调整顶部间隙的大小。端壁移动的实验研究中共设定了3 种间隙大小, 分别为叶片弦长的0. 02, 0. 01 和0. 005。表1 给出了该压气机叶栅的主要设计参数和实验条件。

表1 压气机叶栅的设计参数和实验条件
Table 1 Cascade specifications and experimental conditions

设计参数	实验条件
叶高 h/cm	5. 05
进口气流角 $\alpha_i/(\text{ }^\circ)$	31. 0
弦长 c/cm	3. 81
平均出口气流角 $\alpha_e/(\text{ }^\circ)$	3. 05
栅距 s/cm	2. 54
平均落后角 $\delta/(\text{ }^\circ)$	7. 05
几何进口角 $\alpha'_i/(\text{ }^\circ)$	26. 51
攻角 $i/(\text{ }^\circ)$	4. 49
几何出口角 $\alpha'_e/(\text{ }^\circ)$	- 4. 00
进口气流速度 $V_1/(\text{m/s})$	38. 3
叶型安装角 $\zeta/(\text{ }^\circ)$	7. 50
出口气流速度 $V_2/(\text{m/s})$	35. 7

1. 2 计算模型及数值方法

控制方程为直角坐标下的雷诺平均N-S 方程。应用有限体积中心离散方法, 空间项的离散采用中心差分格式, 并在离散方程中加入了 Jameson 构造的自适应人工粘性项。时间项采用了四阶 Runge-Kutta 方法迭代求解。计算中采用全多重网格方法, 结合隐式残差光顺方法及局部时间步长加速计算的收敛速度。湍流粘性系数由 Baldwin-Lomax 模型确定。

1. 3 计算网格及边界条件

计算网格由主块和间隙块组成, 两块均为H 型网格。主块沿轴向、栅距和叶展方向的网格节点数分别为 $97\times 33\times 61$, 间隙块中沿轴向、栅距方向和展向的网格节点数分别为 $57\times 17\times 13$ 。总网格节点数为207 858。图2 给出了计算的三维网格和坐标系统示意图、以及间隙块的网格在前缘和尾缘的放大图。

计算时进口边界条件给定实验时的总温、总压和气流角。出口边界条件给定静压。固壁给定无滑移和绝热边界条件。移动壁边界条件通过设定上端壁以恒定的速度沿 y 轴负向运动给定。

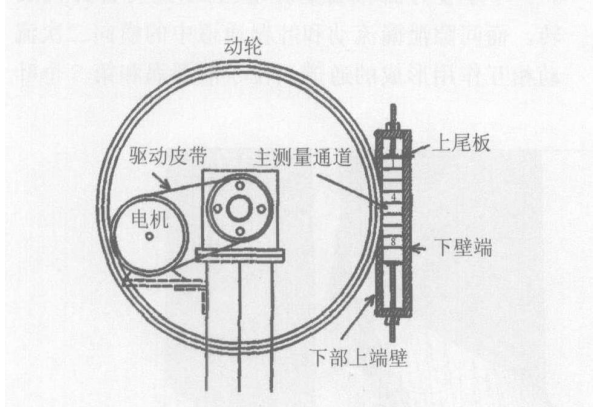


图1 压气机叶栅的实验段剖面图

Fig. 1 cross-sectional view of the test section

长的0. 008。实验研究移动端壁对叶栅流场的影响时, 部分静止的上端壁被一个半径足够大的动轮

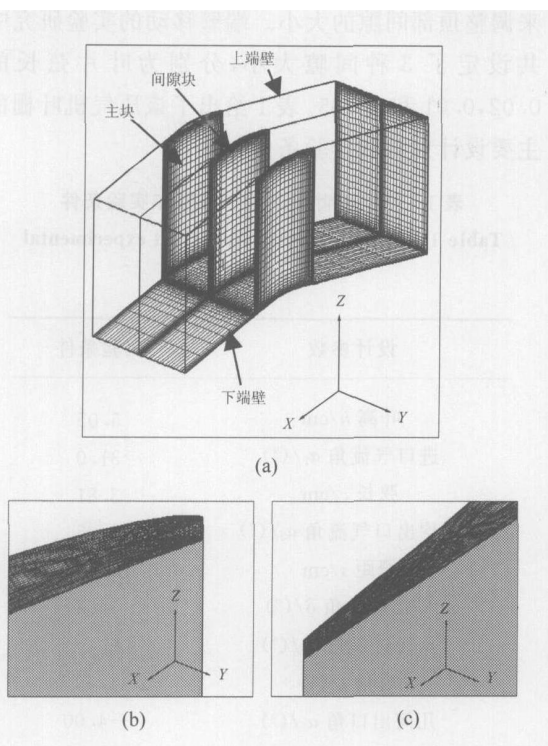


图2 计算网格
Fig.2 Computational grid

2 结果分析

端壁静止情况下间隙区域的二次流动结构是分析移动壁对压气机叶栅流场影响的基准。本文首先数值模拟了静止端壁情况下压气机叶栅内部的流动,计算是在与实验对应的条件下进行的。叶栅进口自由流的速度为 78 m/s , $Re_c = 1.91 \times 10^5$, 间隙大小为 $0.8\% c$ 。

端壁移动情况下的计算研究也是在与实验相对应的流量系数以及 3 种间隙情况下进行的,即

流量系数为 0.5, 上端壁的移动速度为 76.6 m/s , 间隙的大小分别为 $2\% c$, $1\% c$ 和 $0.5\% c$ 。需要指出的是,实验测量中只有部分上端壁运动,主测量通道中由于动轮的曲率而导致顶部间隙的大小沿叶展方向是变化的,其最大变化率为 0.0096 cm 。计算中没有考虑动轮的曲率变化,即把间隙的大小视为常数,并假定叶栅的整个上端壁都是运动的。因此,在比较实验和计算结果时仅分析主测量通道中的二次流动特性。

2.1 间隙区域的三维流线

间隙区域的三维流线图可以形象地图示移动壁对间隙泄漏涡形成和发展的影响。以间隙大小为 $2\% c$ 为例,图 3 给出了静止端壁和移动端壁情况下间隙区域的三维流线图。从图中可以看出:静止端壁情况下泄漏涡在叶片前缘吸力面角区形成之后是沿着吸力面向下游发展的;而移动端壁情况下间隙泄漏涡在叶片前缘吸力面角区形成之后向下游发展的过程中,其涡核向远离叶片 4 的吸力面方向移动,而且泄漏涡影响的范围也比静止端壁情况下大。

2.2 静止端壁

图 4 给出了尾迹区 ($x/c = 1.0667$) 和叶栅通道内部 ($x/c = 0.5$) S_3 截面上间隙区域测量的速度矢量图。从实验中采用的坐标系看,叶片 4 和叶片 5 的尾缘分别位于 $y = 0.5$ 和 $y = -0.5$ 处。从图 4(a) 中可以看出在叶栅出口的间隙区域存在 2 个旋转方向相反的旋涡,间隙泄漏涡位于第 4 个叶片吸力面和端壁的角区,以逆时针方向旋转。而间隙泄漏流动和叶栅通道中的横向二次流动相互作用形成的通道涡位于泄漏涡和第 5 个叶

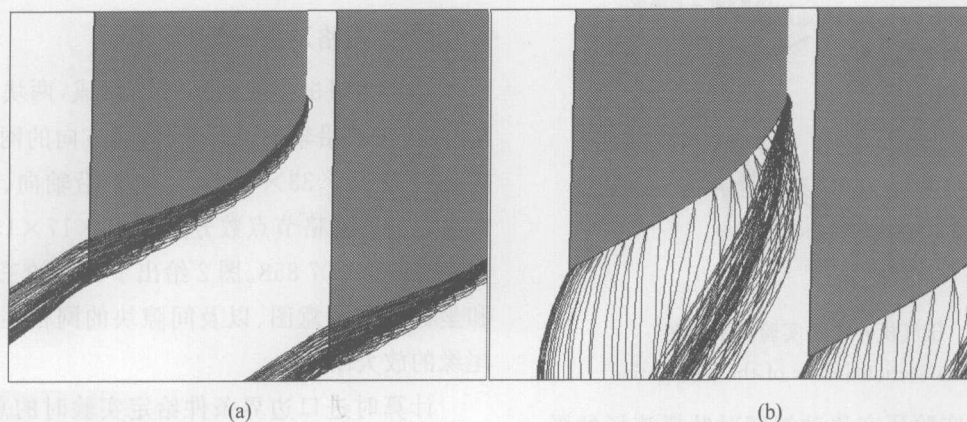


图3 间隙区域的三维流线图

Fig.3 leakage streamlines near the tip region

片压力面之间,其旋转方向为顺时针方向。从图4(b)中可以看出间隙区域的气流以顺时针方向旋转,表明在叶片4的吸力面和叶片5的压力面之间存在通道涡,而靠近端壁沿叶片4的吸力面出现了正的沿栅距方向的分速度,说明间隙泄漏流动在该处已卷曲形成泄漏涡。图5给出了与图4对应轴向位置处 S_3 截面上间隙区域的计算速度矢量图。对比图4和图5可以看出数值计算结果较好地模拟出了叶栅间隙区域的二次流动特性。图5(b)中的计算结果模拟出了图4(b)中没有测量出的泄漏涡的涡核。

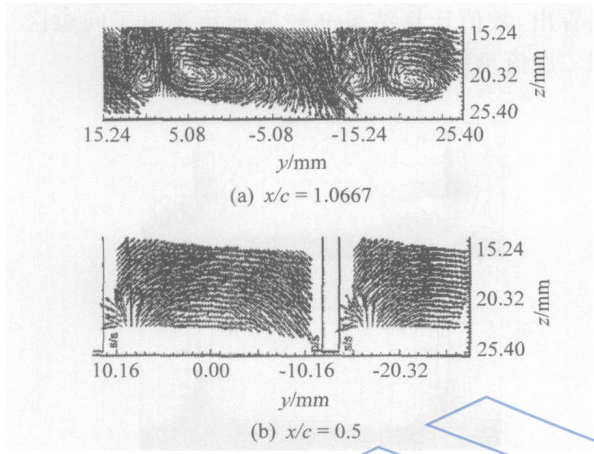


图4 测量速度矢量图
Fig. 4 Measured transverse velocity vectors

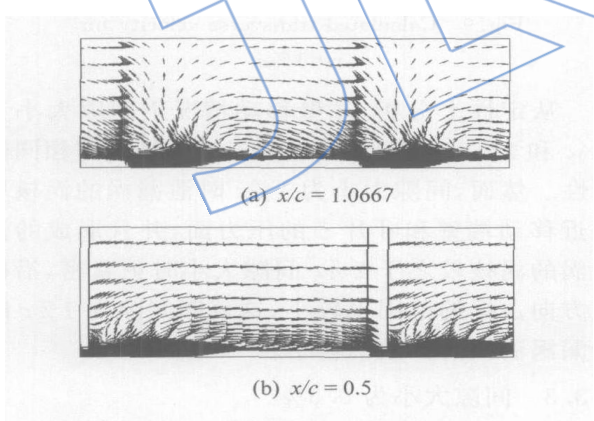


图5 计算速度矢量图
Fig. 5 calculated transverse velocity vectors

由此可见,端壁静止情况下间隙区域的二次流动特征是沿叶片4的吸力面发展的泄漏涡和位于泄漏涡和叶片5的压力面之间的通道二次涡。

2.3 移动端壁

2.3.1 间隙大小为 $2\%c$

图6给出了间隙大小为 $2\%c$ 时尾迹区($x/c=1.0667$)和叶栅通道内部($x/c=0.75$) S_3 截面上

间隙区域测量的速度矢量图。从尾迹区的二次流速度矢量图6(a)中可以看出,在主测量通道的间隙区域出现了一个沿逆时针方向旋转的旋涡,它是间隙泄漏流动和移动端壁的刮削效应共同作用形成的,称之为刮削泄漏涡,简称泄漏涡。但与端壁静止时该轴向位置上的速度矢量图4(a)相比,该泄漏涡出现的位置以及涡核的大小均发生了变化,而且与泄漏涡旋转方向相反的通道涡没有出现。端壁静止情况下位于主测量通道中叶片4吸力面角区的泄漏涡(图4(a)),在端壁移动情况下沿栅距方向向相邻叶片5的压力面移动(图6(a))。泄漏涡的这种刮削效应是由于上端壁的移动使得通过间隙的泄漏量增加以及移动端壁附面层中的粘性拖拽力相互作用造成的。上端壁的移动使得泄漏涡的涡核发生扩散,并向远离叶片4吸力面的方向移动。在图6(a)中泄漏涡占据了沿栅距方向 -11.68 到 8.13 的范围,其涡核约在 $y=-0.08$ 处。而在图4(a)中泄漏涡位于靠近叶片4吸力面的角区,其涡核位于 $y=11.18$ 处。从图6(b)可以看出在 $75\%c$ 轴向位置处逆时针方向旋转的刮削泄漏涡占据了沿栅距方向 -6.10 到 10.16 的范围,其涡核位于 $y=4.06$ 处。比较图6(a)和图6(b)可以看出泄漏涡向下游发展的过程其涡核向叶片5的压力面移动。

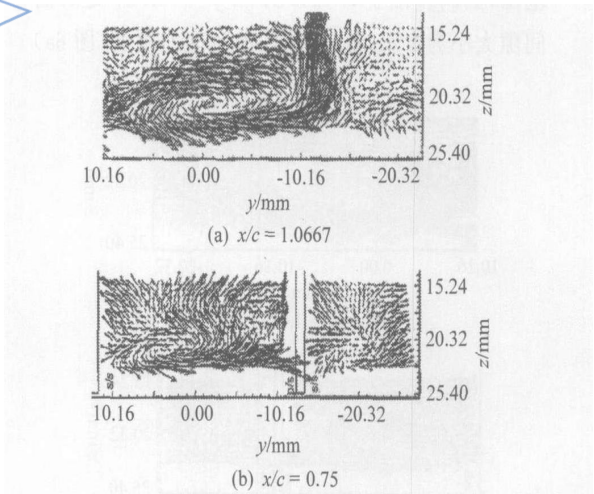


图6 间隙大小为 $2\%c$ 测量速度矢量图
Fig. 6 Measured transverse velocity vectors for $\Gamma = 2\%c$

图7给出了与图6对应轴向位置 S_3 截面上间隙区域的计算速度矢量图。对比图6、图7以及图5、图7可以看出数值计算结果较好地模拟出了叶栅间隙区域的二次流动特性。通过上面的分析可以看出,间隙大小为 $2\%c$ 时间隙区域的三维流场

展示出与静止端壁不同的流动特性。端壁移动使得泄漏涡沿主测量通道的栅距方向向相邻叶片的压力边刮削, 泄漏涡向相邻叶片的压力面刮削的同时, 其涡核也发生扩散。

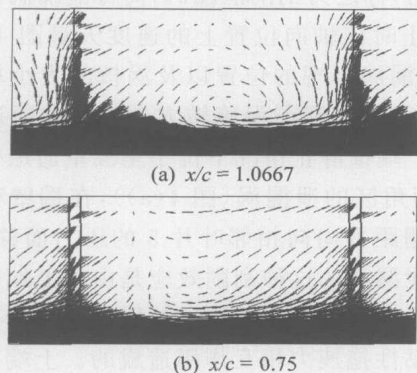


图7 间隙大小为2% c 计算速度矢量图
Fig. 7 Calculated transverse velocity vectors
for $\tau = 2\% c$

2. 3. 2 间隙大小为1% c

图8给出了 $x/c = 1.0667$ 以及 $x/c = 0.75$ 两个轴向位置处的测量速度矢量图。与间隙大小为2% c 的情况类似, 间隙大小为1% c 时尾迹区的二次流动特征是靠近叶片5 压力面的刮削泄漏涡。从图8(a)可以看出泄漏涡占据了约60%的栅距范围, 其涡核位于 $z = 21.84$ 和 $y = -4.57$ 处。而间隙大小为2% c 时, 尾迹区的刮削泄漏涡(图6a)

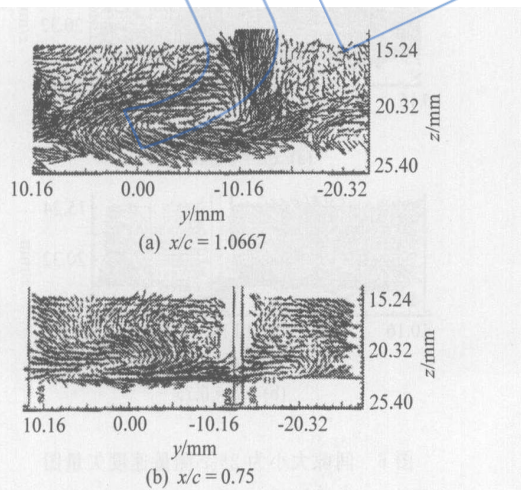


图8 间隙大小为1% c 测量速度矢量图
Fig. 8 Measured transverse velocity for
 $\tau = 1\% c$

的涡核位于 $z = 21.34$ 和 $y = -2.03$ 处。可见间隙大小为1% c 时, 尾迹区泄漏涡的涡核更靠近移动的上端壁和叶片5 的压力面。 $x/c = 0.75$ 轴向位置

上泄漏涡的涡核比 $x/c = 1.0667$ (图8(a)) 时更靠近上端壁和叶片4 的吸力面, 它占据了沿栅距方向 $y = -5.08$ 到 $y = 10.16$ 的范围, 涡核位于 $y = 1.52$ 处。与间隙大小为2% c 时相同, 该轴向位置的间隙区域没有出现横向二次流动和通道二次涡。

图9给出了 $x/c = 1.0667$ 以及 $x/c = 0.75$ 两个轴向位置处的计算速度矢量图。比较1% c 间隙大小情况下 S_3 截面上的测量和计算的二次流速度矢量图, 以及1% c 和2% c 间隙大小时相同轴向位置 S_3 截面上的计算二次流速度矢量图可以看出, 数值计算结果亦较好地预测出了间隙区域二次流动结构的上述变化。

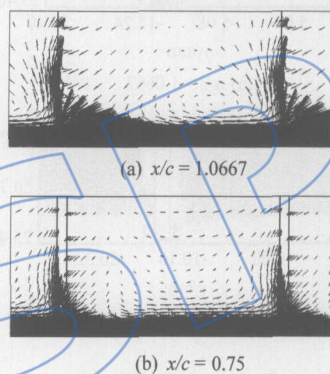


图9 间隙大小为1% c 计算速度矢量图
Fig. 9 Calculated transverse velocity for
 $\tau = 1\% c$

从定性上分析, 端壁移动情况下间隙大小为1% c 和2% c 时, 间隙区域的三维流场具有相同的特性。然而, 间隙大小为1% c 时泄漏涡的涡核更靠近移动端壁和叶片5 的压力面, 并且形成的泄漏涡的涡核较之于2% c 间隙大小时更紧密, 沿栅距方向占据的范围也较小, 这表明间隙为1% c 时泄漏涡涡核的扩散率较小。

2. 3. 3 间隙大小为0.5% c

图10和图11给出了间隙大小为0.5% c 时 $x/c = 1.0667$ 以及 $x/c = 0.75$ 两个轴向位置处的测量和计算速度矢量图。

从图10(a)中可以看出尾迹区泄漏涡沿栅距方向占据的范围与间隙大小为1% c 时(图8(a))相同, 但其涡核更靠近移动的上端壁。由于受探针移动位置的限制, 实验测量中仅捕捉到泄漏涡的上半部分结构。图11(a)中的计算结果清晰地预测出了尾迹区泄漏涡的完整结构。

与图10(a)中出现的泄漏涡相比, 出现在75%

c 轴向位置处间隙区域的泄漏涡(图 10(b)) 的涡核向叶片 4 的吸力面移动。泄漏涡向下游发展的过程中, 其涡核向叶片 5 的压力面移动的变化趋势与间隙大小为 $1\%c$ 和 $2\%c$ 时是一致的。图 10(b) 中泄漏涡的涡核出现在主测量通道的中部 $y = 1.52$ 处。与间隙大小为 $2\%c$ 和 $1\%c$ 时不同的是在该轴向位置上可以看到通道涡的影响, 具体表现为间隙区域的部分流体以顺时针方向转动。

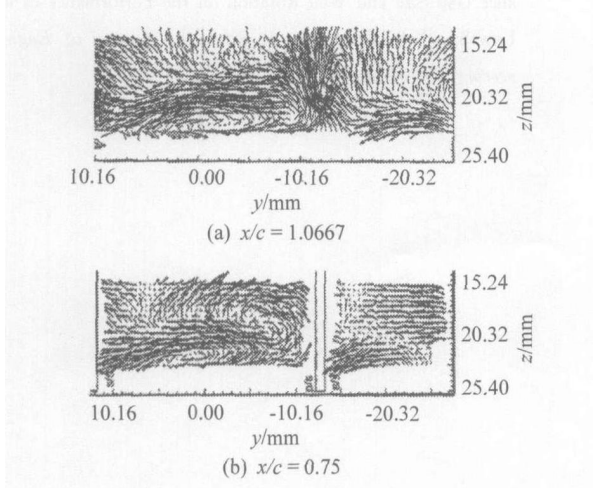


图 10 间隙大小为 $0.5\%c$ 测量速度矢量图
Fig.10 Measured transverse velocity vectors for $\tau = 0.5\%c$

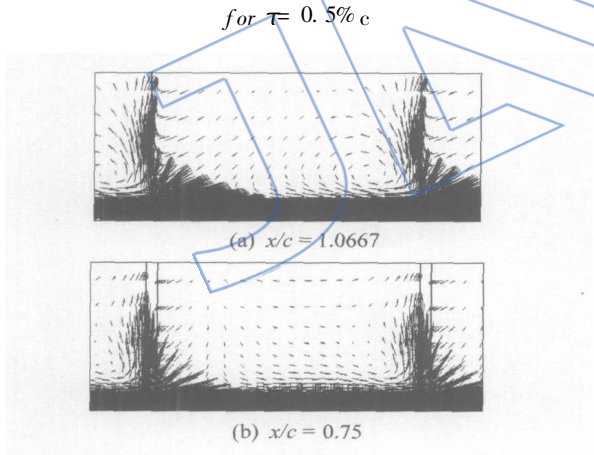


图 11 间隙大小为 $0.5\%c$ 计算速度矢量图
Fig. 11 Calculated transverse velocity vectors for $\tau = 0.5\%c$

通过对比分析图 6, 图 8 和图 10 可以看出: 随着间隙的减小, 刮削泄漏涡向移动的上端壁和叶片 5 的压力面移动, 泄漏涡涡核扩散率也减小。在小间隙情况下 ($\tau c = 0.5\%$), 叶栅通道内的间隙区域可以看到通道涡的影响存在。因此, 移动端壁情况下间隙的大小对压气机叶栅通道内刮削泄漏涡涡核的位置、刮削泄漏涡的大小以及通道二次

涡的出现均有明显的影响。
从定性的角度来看, 数值计算结果较好地预测出了二次流动结构的上述变化。但从定量上来分析, 数值和实验测量的结果还存在着一些差异, 如泄漏涡涡核的位置随间隙大小的变化、泄漏涡影响范围等。造成这些差距的主要原因有: (1) 计算并不是在与实验完全相同的条件下进行的, 如没有考虑曲率的影响以及假设整个上端壁都是运动的; (2) 湍流模型的不确定性; (3) 实验测量的误差。

3 结 论

通过对端壁静止和端壁移动且变间隙情况下压气机叶栅内部三维流场的实验和数值结果的对比分析, 可以看出数值计算程序较好地预测出了端壁静止和移动情况下间隙区域的二次流动特性。端壁移动使得压气机叶栅间隙区域的二次流动结构发生了变化:

- (1) 端壁静止时主测量通道中的二次流动特征是间隙泄漏涡和通道二次涡的形成和发展。
- (2) 端壁移动情况下间隙区域的主要二次流动特性是刮削泄漏涡的形成和发展, 间隙区域的通道二次涡是否出现与间隙的大小有关。
- (3) 端壁移动使得泄漏涡沿主测量通道的栅距方向向相邻叶片的压力边刮削, 泄漏涡向相邻叶片的压力面刮削的同时, 其涡核也发生扩散。涡核的扩散率与间隙的大小有关。

参考文献:

[1] Inoue M, Kuroumaru M. Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Flow Compressor Rotor[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(2): 250~256.

[2] Inoue M, Kuroumaru M. Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor[J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 1986, 108(1): 7~14.

[3] Kunz R F, et al. Investigation of Tip Clearance Phenomena in an Axial Flow Compressor Cascade Using Euler and Navier-Stokes Procedures[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1993, 115: 453~467.

[4] Kang S, Hirsch C. Numerical Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow in a Linear Compressor Cascade with Tip Clearance[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1996, 118: 492~503.

[5] Yaras M I, Sjolander S A. Effects of Simulated Rotation on Tip Leakage Flow in a Planar Cascade of Turbine Blades: Part I - Tip Gap Flow[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1992, 114(3): 652~659.

- [6] Yaras M I, Sjolander S A. Effects of Simulated Rotation on Tip Leakage in a Planar Cascade of Turbine Blades: Part II – Downstream Flow Field and Blade Loading[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1992, 114: 660~667.
- [7] Peter L J. Influence of a Moving EndWall on the Tip Clearance Vortex in an Axial Compressor Cascade[R]. *A FIT/ GAE/ENY/95D*– 19, 1995.
- [8] McMullan R J. Influence of Tip Clearance on the Flow Field in a Compressor Cascade with a Moving Endwall [R]. *A FIT/ GAE/ ENY/96D*– 5, 1996.
- [9] 王正明, 贾希诚, 王嘉伟. 不同间隙条件下的叶顶区流动[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(2): 228~230.
- Jia Xicheng, Wang Zhengming, Wang Jiawei. The Flow in Blade Tip Region under Different Clearance Conditions [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2003, 24(2): 228~230.
- [10] 贾希诚, 王正明, 王嘉伟. 叶轮机械中的泄漏流动与泄漏涡[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(5): 753~756.
- Jia Xicheng, Wang Zhengming, Wang Jiawei. Leakage Flow and Leakage Vortex in Turbomachinery[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2003, 24(5): 753~756.
- [11] 邓向阳, 张宏武. 叶顶间隙大小和壁面相对运动对低速轴流压气机孤立转子性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(5): 773~775.
- Deng Xiangyang, Zhang Yongwu. The Effect of Tip Clearance Gap Size and Wall Rotation on the Performance of a Low Speed Axial Compressor Rotor[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2004, 25(5): 753~756.