

文章编号: 1000-8055(2002)01-058-07

离心式压气机模型级内非定常流动的数值试验

刘立军, 徐 忠, 张 玮

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘要: 应用同位网格下的压力校正算法和滑移网格技术, 在贴体曲线坐标系下, 对离心式压气机模型级内部由于叶轮与叶片扩压器相互作用引起的三维非定常湍流流场进行了数值模拟。计算结果表明, 在设计工况下, 由于叶轮与叶片扩压器的相互作用引起的非定常干涉流动, 对整级内部流动有非定常影响。速度场的非定常特性主要表现在叶轮与叶片扩压器间的径向间隙范围内和扩压器的入口处, 在叶轮和扩压器叶道内部衰减很快。而压力脉动同时向流道的上下游传播, 在叶轮和扩压器内部流动仍具有显著的压力非定常脉动。计算结果还模拟了扩压器入口处运动涡系与扩压器叶片的相互作用及其周期性衍灭过程

关键词: 非定常流动; 离心压气机; 数值试验; 叶轮/扩压器相互作用

中图分类号: O 356

文献标识码: A

Numerical Experiment of the Unsteady Flow in a Centrifugal Compressor Stage Model Due to Impeller/Diffuser Interaction

L I U L i-jun, XU Zhong, ZHAN G Wei

(Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Using the technique of collocated grid scheme and sliding mesh, coupled with standard $k-\epsilon$ turbulence model, the computation of the unsteady flow in a centrifugal compressor stage model due to impeller/diffuser interaction is performed by a pressure-based algorithm under the general curvilinear coordinate system. The computation results show that, the impeller/diffuser interaction has unsteady effect on the whole flow field of the stage. The unsteady component of the velocity is marked in the gap between the impeller and diffuser, while vanishes quickly in the blade channels of the impeller and diffuser. However, the pressure unsteadiness due to the impeller/diffuser interaction remains obviously throughout the blade channels. The results simulate the impingement of the flow from the impeller on the diffuser blades adjacent downstream, and, the transportation of the vortex series at the diffuser inlet and its interaction with the diffuser blades, which may result in noise.

Key words: unsteady flows; centrifugal compressor; numerical simulation; impeller/diffuser interaction

收稿日期: 2001- 02- 12; 修订日期: 2001- 05- 23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59876028)

作者简介: 刘立军(1970-), 男, 西安交通大学能源与动力工程学院博士生

1 前言

在叶轮机械内部, 由于动/静叶片排之间的相对运动, 流场不仅在空间上极不均匀, 而且在时间上表现为强非定常流动。这种流动的非定常性不仅影响机器的效率、工况范围和运行稳定性等气动性能, 而且对叶轮机械的强度寿命和可靠性等机械性能提出了更高的设计要求。同时也是叶轮机械运行中噪声产生的主要根源之一。随着现代叶轮机械设计朝着小尺寸方向的发展, 动/静叶片排的间距变得越来越小, 使动/静叶片排相互作用形成的非定常流动特征越显著。为了进一步提高叶轮机械的总体性能和设计水平, 适应现代叶轮机械发展的要求, 必须对叶轮机械内部非定常流动进行研究, 认识动/静叶片排相互作用的机理, 从而控制其影响。

近年来, 由于计算机技术和计算技术的发展, 以及叶轮机械发展的迫切要求, 关于叶轮机械内部非定常流动和动/静叶片排相互作用机理的研究已成为叶轮机械CFD 中最活跃的领域之一。对动/静叶片排相干流动的物理模型, 大部分的数值研究工作还是基于动/静叶片排界面上流动参数周向平均假设下的准定常流动模型, 或势流假设下的非定常流动模型。这些模型能够比较成功地模拟级的平均特性或非定常势流效应。但是, 由于动/静叶片排之间的间距一般都要求比较小, 非定常粘性效应的影响也就非常突出。因为叶面和壁面边界层的脱落和传播, 通道尾涡和叶片尾迹的传播及其和下游相对运动叶片排的相互作用, 才使得流动结构非常复杂, 并由此产生不稳定损失。所以, 采用非定常粘性流动模型, 即对 Navier-Stokes 方程进行数值求解, 就显得十分必要了。

2 理论分析方法

在物理域内, 非定常流体流动控制方程组的一般形式为^[1]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \nabla \cdot \vec{F} = S^\Phi \tag{1}$$

其中: $\vec{F} = \rho\vec{U}\Phi - G^\Phi\nabla\Phi$
 Φ 为任一输运变量, 当 $\Phi = 1, U_i, k, \epsilon, T$ 时, 式(1)对应于连续方程、动量方程、紊动能方程、紊动能耗散率方程和能量方程。 G^Φ 为各物理量的当量扩散系数; S^Φ 是各方程的源项, 方程中的湍流雷诺应力项应用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型封闭 ($i = 1, 2, 3$)。

根据物理域和计算域内坐标转换的微分关

系, 可求得式(1)在任意曲线坐标系 (ξ, η, τ) 下的一般形式为:

$$\frac{\partial F^{\xi_i}}{\partial \xi_i} = J \cdot S^\Phi - J \frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) \tag{2}$$

其中: $F^{\xi_i} = M_i\Phi - \frac{G^\Phi}{J}J_{ji}\Phi_{\xi_j}$
 $M_i = \rho u_i J_{ji} = \rho U^{\xi_i}$
 J 为坐标转换雅可比行列式, J_{ij} 为坐标转换几何系数。

采用有限容积法(FVM)将式(2)在计算域网格进行离散, 方程中的对流扩散项用乘方格式, 时间导数项用二阶差分格式进行离散, 可求得最后的离散形式为:

$$A_P\Phi_P = \sum_i^{NEW\ SUB} A_i\Phi_i + S_{NEW}^\Phi \tag{3}$$

在曲线坐标系中, 定义速度的协变物理分量为:

$$u_{\xi_i} = \vec{U} \cdot \vec{e}_{\xi_i}^* \quad (i = 1, 2, 3) \tag{4}$$

$\vec{e}_{\xi_i}^*$ 为曲线坐标系的单位基矢量。根据式(4), 可求得与速度 U_i 形式相同的关于 u_{ξ_i} 的离散方程。在本文计算中, 以 u_{ξ_i} 代替 U_i 作为动量方程的求解变量。

应用 SMPLEEC 算法实现速度场与压力场的关联, 导得压力校对方程离散形式为:

$$A_P p_P' = \sum_i^{NEW\ SUB} A_i p_i' + S_P' \tag{5}$$

其中: $S_P' = m^* + \frac{\Delta\rho^*}{\Delta t}J\Delta V$
 $m^* = (M_1^*S_1)|_w + (M_2^*S_2)|_n + (M_3^*S_3)|_d$
 S_i 为单元体界面面积, M_i 为界面流量, e, w, n, s, u, d 分别表示单元体的 6 个界面。

在同位网格, 为了有效地抑制压力场的数值振荡, 把动量方程离散式直接作用于单元体界面上, 可求得如下的界面流量求解关系式:

$$(M_i)_{P+1/2} = \bar{M}_i + \left[\left(\rho\Delta V \frac{J_{ii}''}{A_P} \frac{\partial P}{\partial \xi_i} \right)_{P+1/2} + (1 - \alpha_i) \cdot \left[(M_i)_{P+1/2}^* - (\bar{M}_i)^* \right] \right] \tag{6}$$

($i = 1, 2, 3$)

式中: $(P+1/2)$ 表示单元体界面, 上标 * 表示上一迭代步的值, α_i 为速度松弛因子。

以上各式的具体表达式和导出过程详见文献[1]。在给定时间层上, 利用 SMPLEEC 算法对各变量的离散方程依次迭代求解, 直到流场收敛。然后向下一时层推进。由于在每一时层上, 流场相当

于隐式求解, 因此, 在保证求解精度的要求下, 算法的稳定性是不受时间步长的约束的。

对于动/静叶片排间相互干涉流动, 为了使各部件内部的流场能同时联立求解, 计算中采用滑移网格技术^[2]。静叶片排内部流场的速度求解变量为绝对速度的协变物理分量, 动叶片排内部流场的速度求解变量为相对速度的协变物理分量, 滑移界面取在动/静叶片排之间的任一回转面上。

3 计算结果分析

利用本文算法和编制的程序, 在过去几年中, 作者对大量的复杂流动问题进行了数值计算^[1, 3, 4], 计算实践表明本文算法和程序具有好的收敛性和准确性。

图 1 为突然启动无限大平板驱动流场中, 空间各点在各时刻的无量纲速度分布, $\eta = y/(2\sqrt{\gamma t})$ 。平板运动速度 $U_0 = 10 \text{ m/s}$, 介质为空气。计算中当 $t < 1 \text{ s}$ 时, 取 $\Delta t = 0.01 \text{ s}$; 当 $t > 1 \text{ s}$ 时, 取 $\Delta t = 0.1 \text{ s}$ 。图 2 为水平谐振运动平板驱动流场中, 空间各点运动的振幅和相位角分布。平板运动方程为 $u = U_0 \sin \omega t$, $U_0 = 10 \text{ m/s}$, $\omega = 2\pi$, 介质为空气。时间步长取 $\Delta t = 0.02 \text{ s}$, 计算到第 9 个周期时, 得到满足收敛条件的周期性充分发展流动。由图可见, 计算结果与理论分析值吻合很好。

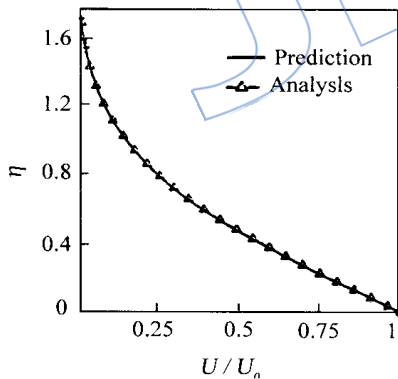
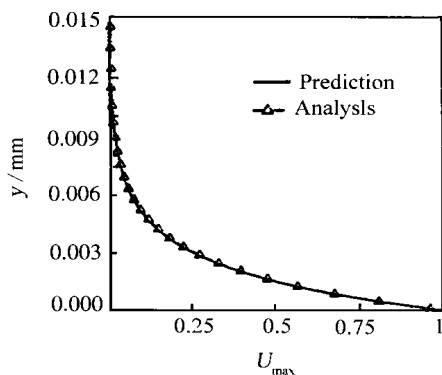


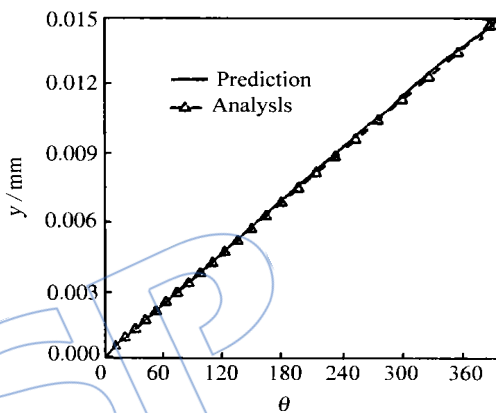
图 1 平板突然启动后空间各点在各时刻的无量纲速度分布

图 3 为突然平行启动圆柱驱动流场, 在一个周期内不同时刻的流线分布图。与 Prandtl^[5]在试验中所拍摄的流谱图相当一致。

在文献[4]中, 作者对 Johnson^[6]实验叶轮内部流动进行了数值研究, 计算结果揭示了三元离心叶轮内部复杂的流动结构和流体输运过程。本文在文献[4]的基础上, 以三元离心叶轮与叶片扩压器组成的离心式压气机模型级内部流动为对

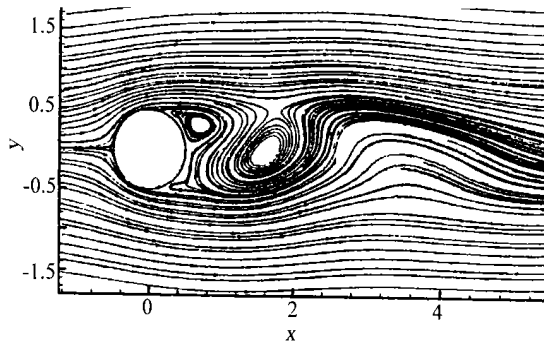


(a) 空间各点振幅分布

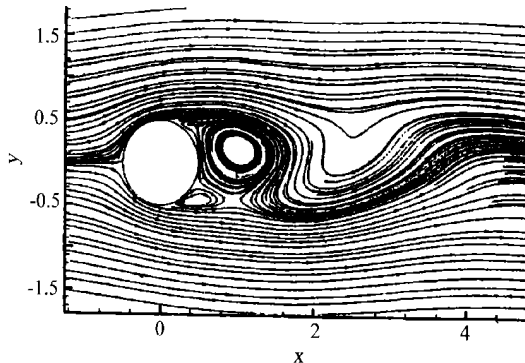


(b) 空间各点相位角分布

图 2 水平谐振运动平板驱动流



(a) $t=0$



(b) $t=T/4$

图 3 突然平行启动圆柱驱动流场的流线分布图

象,数值研究动/静叶片排相互作用对级内部流动的非定常影响和现象。模型级的主要几何和运行参数为:

- 进气道: 外径 $R_{out}=285.75\text{ mm}$,
长度 $L=356.3\text{ mm}$
- 三元叶轮: $b_2/D_2=0.08, D_2=909.3\text{ mm}$,
 $D_1=571.5\text{ mm}, D_0=177.8\text{ mm}$,
 $\beta_{2A}=90^\circ$; 叶片数 $Z_D=19$,
叶片型线参见文献[6]
- 叶片扩压器: $D_3=1.1D_2, D_4=1.6D_2$,
 $b_4=b_3=b_2, \beta_{3A}=33^\circ$; 直叶片,
叶片数 $Z_D=19$
- 模型级出口直径: $D_5=1.75D_2, b_5=b_2$
- 运行参数: 转速 $n=500\text{ r/min}$,
流量 $\dot{q}_0=2.75\text{ m}^3/\text{s}, T=298\text{ K}$,
 $\rho=1.2\text{ kg/m}^3$, 介质为空气,
级入口处气流均匀、稳定

计算中取叶轮与扩压器的叶片之比为 1 : 1, 以简化计算模型, 节省计算时间和计算机资源。计算域由单一叶轮叶片通道和扩压器叶片通道组成, 叶轮叶片和扩压器叶片置于计算域内, 作为内边界条件处理, 使得在计算域的周向边界上可以统一规定周期性边界条件, 按文献[1]中提出的流动周期性边界条件进行求解。计算网格沿周向、展向和主流方向的节点数取 $28\times 23\times 110$, 如图 4 所示。入口流动条件均匀给定, 出口按流动局部单向化条件近似处理, 固壁表面湍流量的求解应用壁面函数法获得。压气机子午面气动流路示意图如图 5 所示。

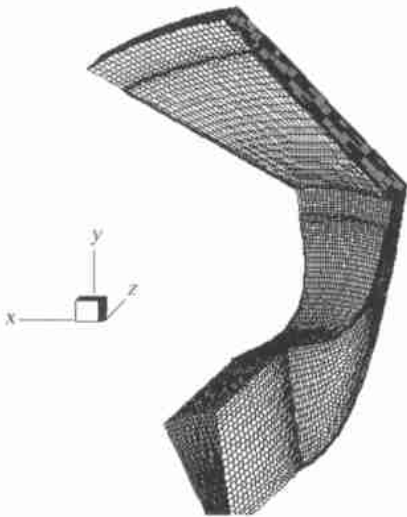


图 4 计算网格图

由于叶轮与叶片扩压器的相对运动, 介于叶

轮出口与扩压器入口径向间隙内部的流动表现出显著的非定常流动特性。图 6(a)~(d) 分别表示一个流动周期内不同时刻层上, 在叶轮出口到扩压器入口径向间隙内的不同半径处, 流道中央气流的径向速度分量沿圆周方向的分布曲线; T 为流动发展周期, $L=0$ 表示叶轮叶片所处的位置。图中表示了两个相邻叶轮叶道宽度内的速度分布, 扩压器叶片相对于叶轮向左移动。由图可见, 对应于叶轮叶片尾部形成的尾迹区, 在扩压器叶片前端存在一明显的低速滞止区, 使得扩压器进口前的速度沿周向分布极不均匀。扩压器叶片前端的低速滞止区和叶轮叶片尾部的叶片尾迹区就象固定在各自的叶片上一样, 随着叶轮与扩压器的相对运动在圆周方向作反方向的相对移动。使得径向间隙内部的流动随着时间不断发生显著、复杂而又有规律的周期性变化。但我们同时注意到, 在紧邻叶轮叶片和扩压器叶片附近的速度分布和速度亏损值随着时间的变化并没有我们事先想象的那么显著, 说明叶片表面的粘性作用有利于当地流体流动的稳定。

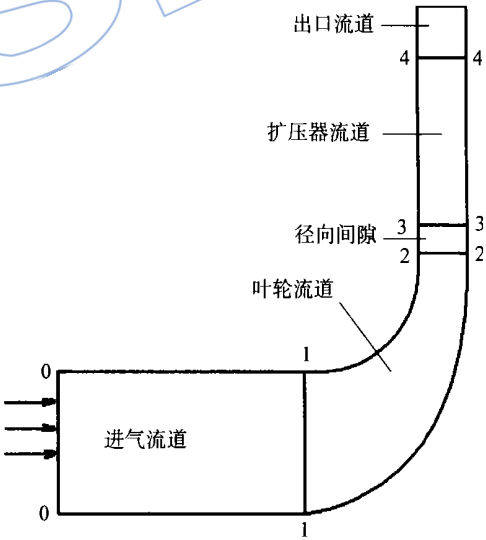


图 5 子午面气动流路示意图

与无叶扩压器离心式压气机级内流动相比^[1], 叶片扩压器的存在使得叶轮出口流场中速度峰值显著下降, 速度场沿周向分布趋于均匀, 同时却使叶片尾迹区的速度亏损值增大。叶轮与叶片扩压器相对运动对扩压器进口流场的非定常影响可以用图 7 来说明。图 7(a)~(d) 分别表示一个流动周期内, 不同时刻扩压器进口流场的变化规律。在 $t=T/4$ 时刻, 流道内存在一个显著的主涡和一个正处于衰减阶段的小涡; 到 $t=T/2$ 时

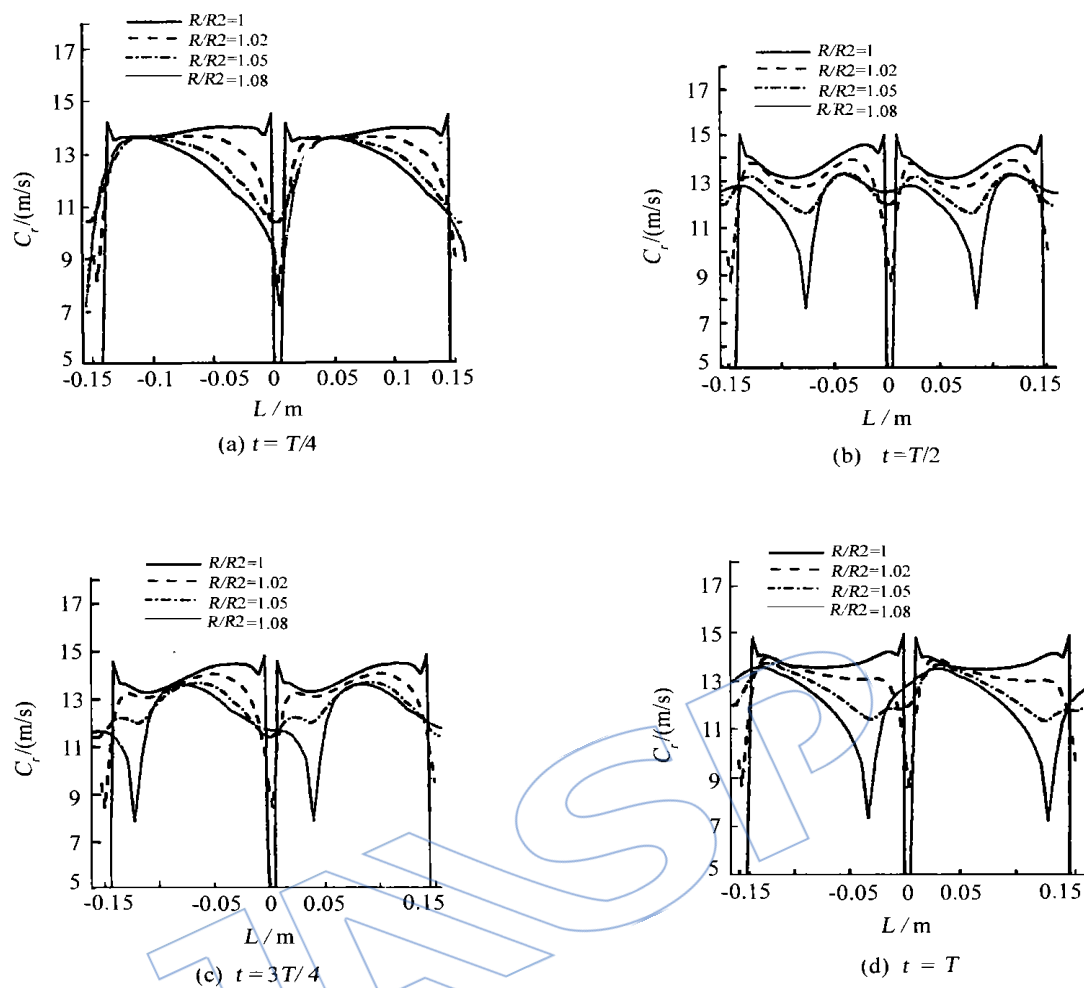


图 6 各时刻径向间隙内气流径向速度沿周向的分布

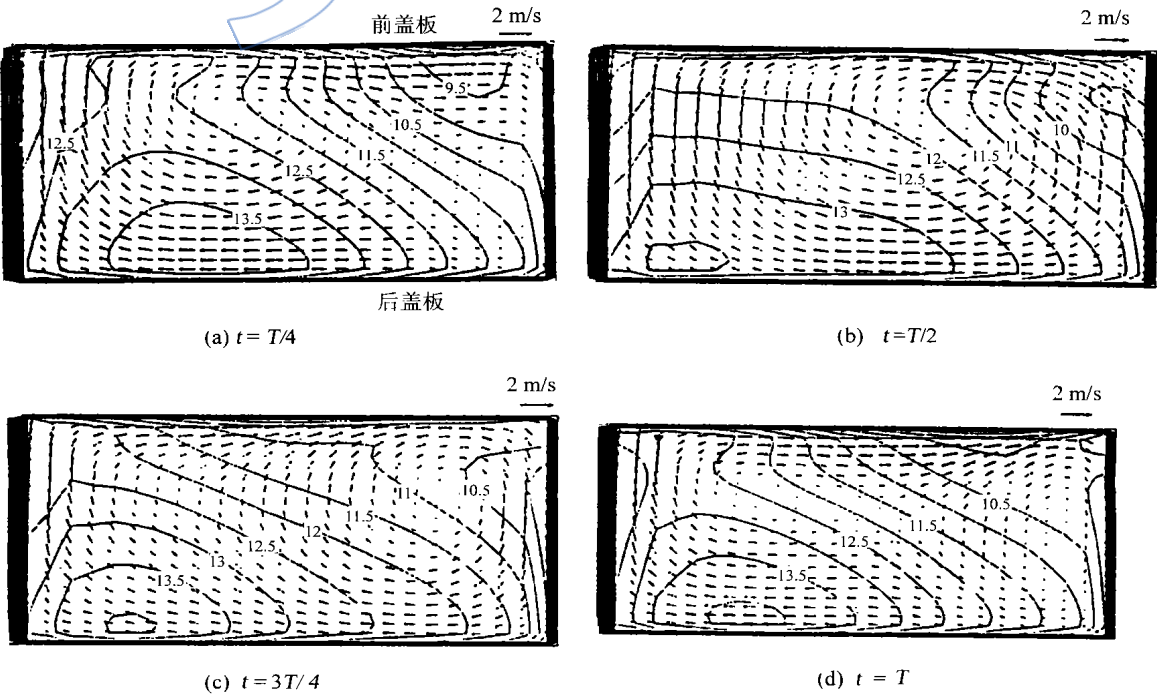


图 7 不同时刻扩压器进口流场的变化

刻, 右下角的小涡消失, 主涡向叶片压力面(上表面)迁移; 在 $t=3T/4$ 时刻, 主涡已迁移到前盖板和压力面的交角附近; 到 $t=T$ 时, 主涡下移、拉长并迅速衰减, 同时在叶道左上角附近生成一个新的主涡, 然后又发展到图 7(a) 即 $t=T/4$ 的情形, 如此反复。这种旋涡的不断生成、传播与耗散过程, 不仅使扩压器内部的流动复杂化, 损失增加, 而且可能是机器运转过程中的噪声源之一。在这个流动周期中, 可以看到圆周面内的径向速度 C_r 分布同样发生着显著变化。由此可见, 由于叶轮/叶片扩压器的相对运动引起的扩压器内部流动是一个复杂的非定常流动发展过程。

图 8 表示 $t=T/2$ 时刻, 级内平均叶高处回转 $S1$ 面上, 气流非定常扰动速度分量的分布。可见, 速度场的非定常扰动特性主要表现在叶轮与叶片扩压器之间的径向间隙内部流动, 在叶轮叶道和扩压器叶道内部, 由于气流粘性的显著作用, 速度场的非定常扰动量迅速衰减。扩压器叶片对叶轮叶片尾迹流的传播有切割或屏蔽作用。

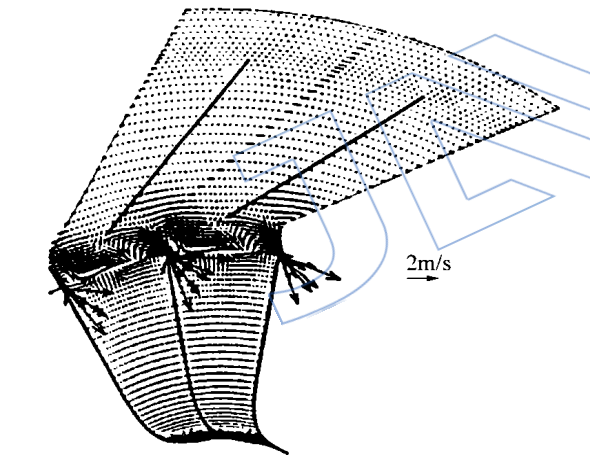
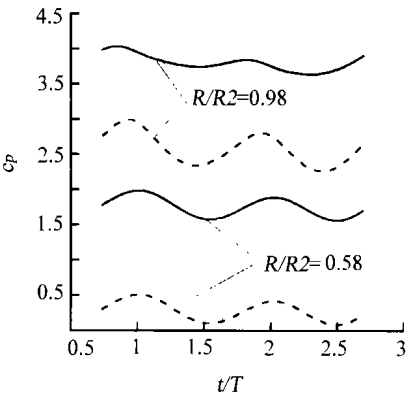


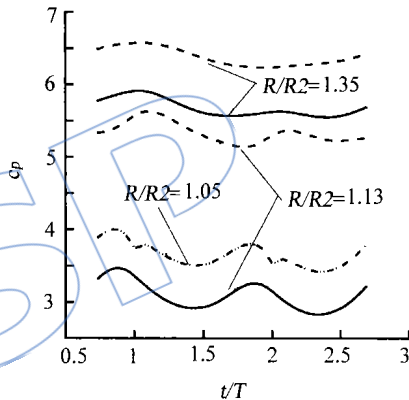
图 8 $t=T/2$ 时刻非定常扰动速度分量分布

图 9 中各曲线分别表示 $R/R_2=0.58, 0.98$ 位置处叶轮叶片表面, $R/R_2=1.05$ 处径向间隙内, $R/R_2=1.13, 1.35$ 位置处扩压器叶片表面上的压力系数随时间的变化规律。与速度场比较, 压力场的非定常扰动特性虽然在叶轮与扩压器之间的径向间隙内表现最显著, 但不仅局限于该局部区域。在叶轮和扩压器流道内部的叶片表面压力仍具有显著的非定常特性, 表明非定常压力脉动受气流粘性的影响很弱, 可以向流道的上下游同时传播。由图 9 可以发现, 无论是叶轮叶片还是扩压器叶片, 压力面侧的非定常压力脉动量明显小于吸力面侧的压力脉动量, 表明压力面侧流动较

吸力面侧要稳定。在扩压器的入口处, 叶片两侧表



(a) 叶轮叶片表面压力系数



(b) 扩压器叶片表面压力系数

图 9 叶片表面压力系数随时间的变化

面的压差最大, 表现了来流对扩压器叶片显著的冲击作用。

4 结 论

在对本文算法和程序进行了充分验证的基础上, 对离心式压气机模型级内部, 由于叶轮与叶片扩压器相互作用引起的三维非定常湍流场, 进行了数值模拟。计算结果表明, 在设计工况下, 叶轮与叶片扩压器的相互作用对整级内部流动有非定常影响。速度场的非定常特性主要表现在叶轮与叶片扩压器间的径向间隙范围内和扩压器的入口处, 由于流体粘性的显著作用, 速度的非定常特性在叶轮和扩压器叶道内部衰减很快。表明速度脉动同时受流体粘性和势流相互作用的影响。而由叶轮与叶片扩压器的相互作用引起的压力脉动, 同时向流道的上下游迅速传播。不仅在叶轮与叶片扩压器间的径向间隙范围内, 而且在叶轮和扩压器内部, 流动都具有显著的压力非定常脉动。

说明压力的非定常脉动主要受势流相互作用的影响。计算模拟了来流对扩压器叶片的冲击作用。在扩压器入口处,运动涡系的生成、传播、耗散及其与扩压器叶片的相互作用,可能是气动噪声产生的原因之一。

致谢 本研究工作得到国家自然科学基金的资助(资助项目No. 59876028),作者对此表示感谢。

参考文献

[1] 刘立军 离心式压气机级定常或非定常粘性流动的数值分析与实验研究[D]. 西安: 西安交通大学, 1999

[2] Michael B Giles Stator/Rotor Interaction in a Transonic Turbine[J]. J. of Propulsion, 1990, 6(5): 621- 627.
[3] 刘立军, 徐忠, 等 大曲率弯道和叶栅内的湍流数值模拟[J]. 空气动力学学报, 1997, 15(2): 169- 175
[4] 刘立军, 徐忠 离心叶轮内部三维湍流流场的数值分析[J]. 工程热物理学报, 1996, 17(3): 296- 300
[5] Batchelor G K An Introduction to Fluid Dynamics[M]. Cambridge University Press, 1970
[6] Johnson M W, Moore J. The Development of wake Flow in a Centrifugal Impeller[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1980, 102: 382- 390

(责任编辑 杨再荣)

