

非定常动静叶干涉作用的二维数值模拟

北京航空航天大学 吴先鸿** 陈矛章

【摘要】 采用涡方法研究叶轮机内动、静叶间的相互作用,它利用全三维的、通道时间平均的定常解为基础解,并由此给出非定常扰动场的初始解。为计算叶片对扰动场的响应过程,采用拉格朗日方法追踪扰动涡团的对流流动过程,用确定性涡方法来描述流体的粘性扩散过程。用该方法对某型压气机的一级(动、静叶栅距比为1.74)的动、静叶相互作用,进行了二维有粘问题的数值模拟。数值结果表明,该方法具有较好的收敛性和收敛速度;转子出口的尾迹和各种旋涡等非定常因素在静叶通道中的切割、迁移过程,非定常性对静叶攻角的影响以及脉动压力的振幅衰减特性也在文中作了分析。

关键词: 叶轮机械 叶片 数值模拟 非定常流动

分类号: V 211

1 引言

本文采用涡方法研究叶轮机内动、静叶间的相互作用,它是一种直接追踪流体涡团运动的拉格朗日方法,将流体中连续分布的涡量场离散成有限数目的旋涡单元,然后用涡动力学方法追踪这些旋涡单元运动的时间历程。涡方法在模拟非定常流动方面有着较大的优越性:对复杂外形的非定常的边界条件较易处理,由于拉格朗日方法是一种随体方法,因而不需象差分法那样要随时间变换贴体网格;适于模拟流场梯度较大的剪切流动。对于研究轴流压气机内非定常流动过程而言,以拉格朗日方式易于直接描述上游尾迹和各种旋涡对下游的非定常影响。

2 基本方程和定解条件

文中流体的所有参数分为基础流 $\bar{Q}$ 和扰动流 q' 两部分,即:

$$Q(\vec{x}, t) = \bar{Q}(\vec{x}) + q'(\vec{x}, t) \quad (1)$$

其中 $\bar{Q}(\vec{x})$ 由求解平均定常的 $N-S$ 方程给出。为简化计算假设:平均流(包括动叶相对运动和静叶绝对运动的平均流)为定常;扰动量不可压。如果是亚音压气机或低超音的跨音压气机,此假设带来的误差并不大;若马赫数增大,且速度的周向不均匀性加大,带来的误差会稍大些,但由此带来的计算工作量的减少却是显著的,且这并不影响本方法的成立。

2.1 基本方程

在彻体力有势、且为正压流体的条件下,二维粘性可压流动的涡量动力学方程为:

$$\partial \omega / \partial t + (\vec{V} \cdot \nabla) \omega = -\omega(\nabla \cdot \vec{V}) + \nu \nabla^2 \omega \quad (2)$$

将 $\omega = \bar{\omega} + \omega'$, $V = \bar{U} + \vec{u}'$ 代入上式, 对时间积分并平均, 得到扰动涡量输运方程^[1]:

$$d\omega'/dt = -(\vec{u}' \cdot \nabla)\bar{\omega} - \omega'(\nabla \cdot \bar{U}) + (\vec{u}' \cdot \nabla)\omega' + \nu \nabla^2 \omega' \quad (3)$$

这里 d/dt 表示随体导数, 若为层流, 则 $\nu = \nu_l$; 若为湍流, 则 $\nu = (\nu_l + \nu_t)$, 其中 ν_l 为层流粘性系数, ν_t 湍流涡粘性系数, 本文按 Baldwin-Lomax^[2] 模型计算湍流粘性系数。

2.2 定解条件

2.2.1 初始条件

扰动量 q 的初始条件按文献^[3]的形式给出:

$$q'(r, \theta, z, t_0) = \begin{cases} \bar{Q}_R(r, \theta - \lambda t_0, z) - \bar{Q}_{(axi)}(r, z) & \vec{x} = \vec{x}_1 \\ 0 & \vec{x} \neq \vec{x}_1 \end{cases} \quad (4)$$

这里 $\bar{Q}_{(axi)}$ 是 $\bar{Q}_R$ (动叶相对运动的定常解) 的周向平均值, $\vec{x}_1$ 为静叶区进口截面的坐标。

2.2.2 定解条件

(1) 物面边界条件

$$\vec{u}' \cdot \vec{n} = 0 \quad (n \text{ 为壁面法向单位向量}) \quad (5)$$

$$\vec{u}' \cdot \vec{\tau} = 0 \quad (\tau \text{ 为壁面切向单位向量}) \quad (6)$$

(2) 上游边界条件

对任一个时刻, 按照得出 (4) 式的同样思想, 可得出新时步上游边界的扰动量的方程为:

$$q'(r, \theta, z, t) = \bar{Q}_R(r, \theta - \lambda t, z) - \bar{Q}_{(axi)}(r, z) \quad (7)$$

这里 $t = t_0 + k \Delta t$, 其中 $\Delta t = T/M$, 周期 $T = P_r/\omega$, λ 为动叶速度, P_r 是动叶栅距, ω 为动叶当地的周向速度。

(3) 几何周期边界上的非定常边界条件

当转、静子的叶栅间距相等时, 每一时刻静叶通道下边界与上边界满足周期性边界条件:

$$q(x, y, t) = q(x, y + P_s, t) \quad (8)$$

这里 P_s 是静叶栅距。当转、静子的叶栅间距不等时, 以转子栅距大于静子栅距的情形为例 (如图 1), 静叶上、下边界的流动参数满足如下关系:

$$q(x, y, t) = q(x, y + P_s, t + \Delta T) \quad (9)$$

其中 $\Delta T = (P_r - P_s)/\omega$ 。

相漂移边界条件在涡方法中应用起来较复杂, 这部分内容详见文献^[1]。

方程的求解参照了 Chorin^[4] 的粘性分裂方法, 粘性扩散方程是采用确定性涡方法^[5]来求解的, 计算步骤详见文献^[1]。

3 模拟结果及讨论

为检验方法的正确性, 文献^[1]用该方法计算了 NASA-S-67 第一级压气机的 50% 叶高流面进行了二维数值模拟, 并与实验进行了对照, 结果表明: 本文发展的方法是可信和有效的。

以下的內容是利用上述方法, 计算某型跨音级压气机中的一级 (转子和静子) 的动、静叶干涉作用的非定常流场。选取 50% 叶高处的一個流面作计算, 其主要特征参数见表 1。

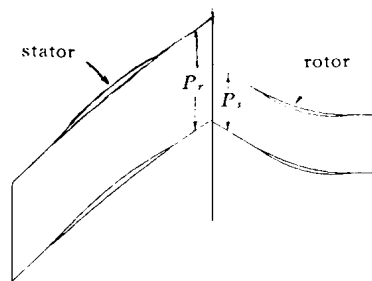


图 1 叶栅通道示意图

表 1 单级压气机主要特征参数

	级总压比	叶尖速度(m/s)	叶片数	弦长(m)	稠度	轮毂比	展弦比	进气角(°)	出气角(°)
转子	1.66	441	23	0.1432	1.491	0.41	1.8	43.24	41.63
静子		0	40	0.08115	1.442	0.51	2.4	47.28	0

动叶区和静叶区的计算网格分别取为 47×33 和 41×33 , 其中 47 和 41 为轴向, 33 为周向。采用 H 型非均匀网格。以该流面位置的静叶弦长以及静叶进口平均速度为特征尺度的特征雷诺数为 0.904×10^7 。时间步长按每二十个时间步走完一个周期来确定。

3.1 收敛性和收敛速度

为检验涡方法的收敛性及收敛速度, 图 2 和图 3 分别列出了静叶压力面和吸力面上 50%

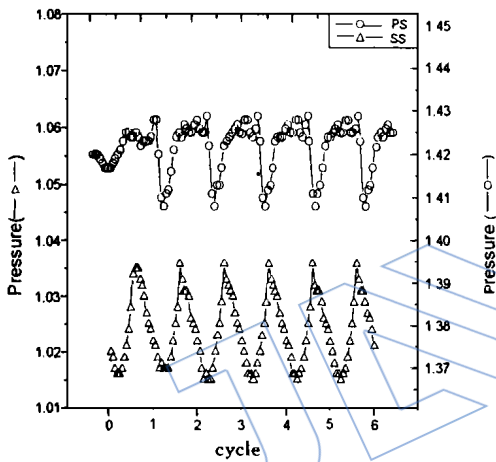


图 2 静叶面压力变化曲线

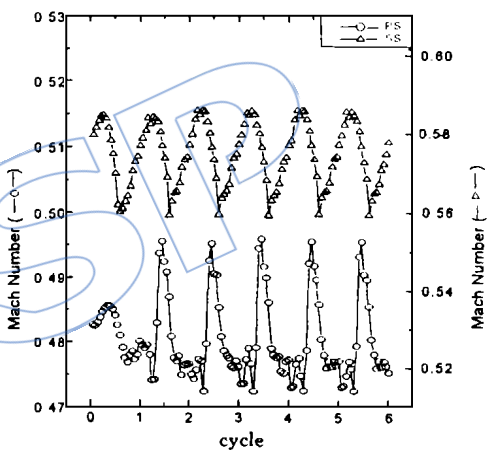


图 3 静叶面马赫数变化曲线

弦长处的压力和马赫数随计算时间演化的变化曲线。从图中可以看出, 基于非定常的计算结果与基于定常的计算结果的差别还是比较大, 并且静叶压力面和吸力面上的压力和马赫数随着动叶扫过作周期性的脉动。经过三个周期数后, 静叶区马赫数和压力分布已经达到了很好的重复性。数值计算表明, 自第三个周期以后, 整个计算域的网格点的平均相对误差小于 5×10^{-2} 。而文献[3]则需要经过 4~5 个周期才能收敛, 这说明本文发展的扰动涡方法有很好的收敛性。当分布函数给定后, 收敛速度对于涡团半径的选择较为敏感。本文的数值实验表明, 对于非均匀网格, 涡团半径在介于最大网格边长和最小边长之间取值时, 收敛速度较快, 太大或者太小都使得收敛速度下降。并且为获得最佳的收敛速度, 涡团半径的选取有一最佳值, 该最佳值取决于具体的非均匀网格的划分。

3.2 非定常性对叶片攻角的影响

为揭示动静、叶之间的干涉作用对叶片攻角的影响, 图 4 表示出了同一周期内非定常攻角(剔除定常攻角后)随时间变化的曲线。这里时间轴表示周期数, 也代表不同的动叶、静叶之间的相对位置。数值结果表明, 同一周期内, 非定常脉动量对攻角的影响较大, 其最大非定常攻角可达 2.84° , 最小非定常攻角值为 -0.374° 。并且攻角的变化近似为正弦规律, 但是上、下半部

并不完全对称,而且出现最大非定常攻角与最小非定常攻角的位置与动、静叶间的相对位置有关。由于本文中动、静叶栅距比为 1.74,当静叶通道内有上游转子尾迹扫过时,非定常攻角增大;当静叶叶栅通道内没有转子尾迹扫过时,非定常攻角则减小。并且方向发生了改变。从这一点也说明,压气机负荷是随着上游非定常量作周期性脉动,并且攻角的变化受上游尾迹等非定常因素的影响相当大。

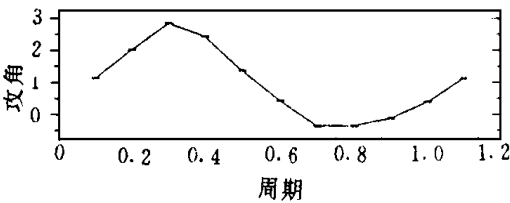


图 4 静叶叶栅进口非定常攻角分布(同一周期内)

3.3 尾迹切削

图 5 是当收敛后,同一周期内相等时间间隔的扰动涡量分布。从图中可清楚地看出,上游

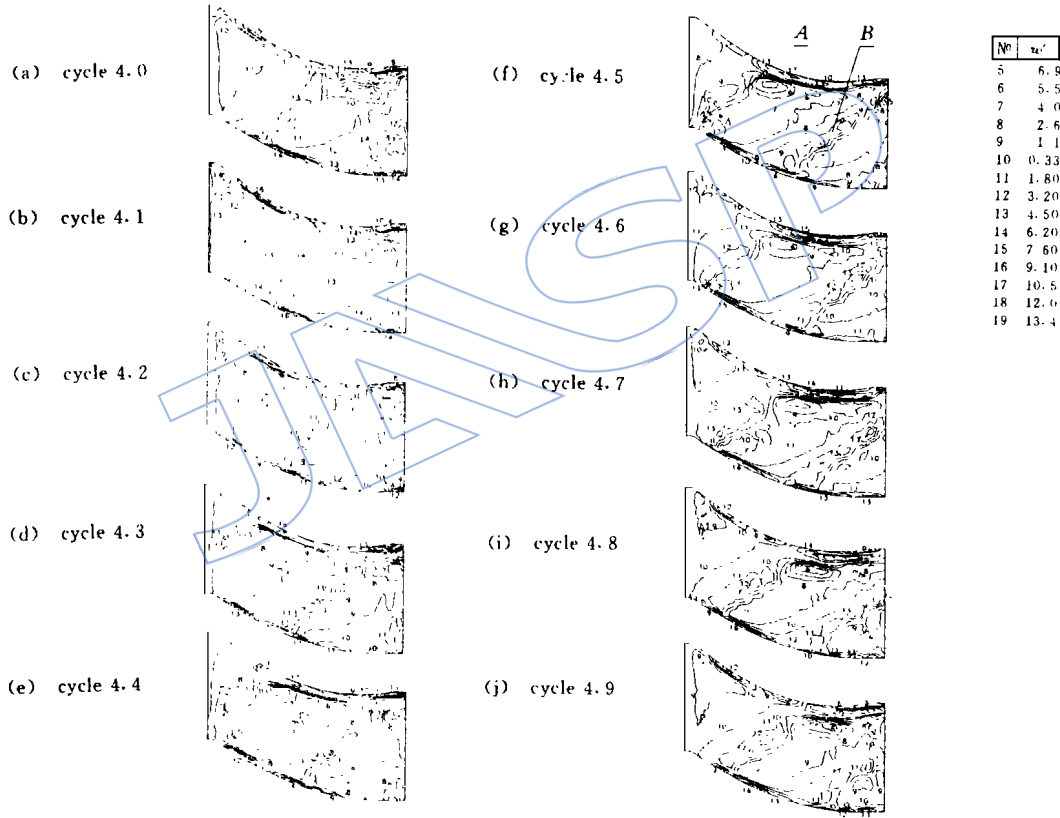


图 5 静叶通道内脉动涡量分布(同一周期内)

动叶尾迹在流经静叶排时,连续的尾迹被静叶切割成为不连续的尾迹片断。上游涡团在静叶通道中随时间推进而迁移,并且有明显的向压力面迁移的趋势。此外从图中还可看出,扰动涡团在静叶通道中的迁移有两个过程,即(1)分散—聚集,见图 5(a)~ (f)。并且在 cycle 4.5 时形成两个涡量相对集中的区域,见图中 A 和 B,该区域涡量值分别为- 2.6 和- 1.1。(2)聚集—分散,见图 5(g)~ (j)。靠近静叶出口,集中的涡团区域开始分散、破碎,形成扩散分布。在静叶出口,通道压力渐趋均匀。从而说明上游尾迹和各种旋涡通过静叶切割以及与边界层的相互作

用,与主流发生了明显的掺混,这与文献[6]的理论分析也是完全吻合的。

3.4 脉动压力的一阶振幅特性

图6和图7分别列出了静叶压力面、吸力面上无量纲脉动压力的一阶振幅分布。参考压力

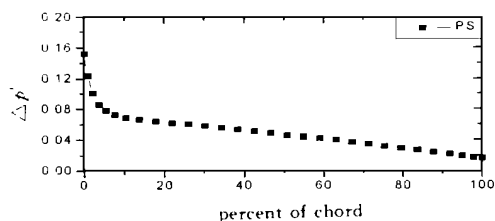


图6 静叶压力面脉动压力的一阶振幅

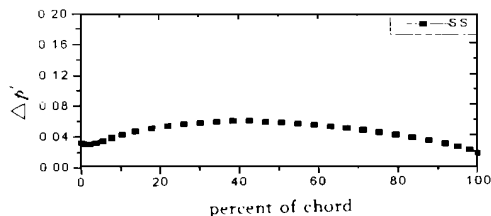


图7 静叶吸力面脉动压力的一阶振幅

取为静叶进口平均总压(时均值)。图中可见,压力面上脉动压力振幅在前缘附近有一个较大的峰值,但沿弦向衰减得很快,在约10%弦长处衰减速率开始变得平缓,从此位置开始直至叶栅尾缘,近似呈线性衰减。在尾缘附近,脉动振幅接近于零。吸力面上脉动压力振幅变化相对较平缓,在30~40%弦长位置处稍有凸起,然后开始平缓下降,到尾缘处脉动振幅也接近于零。将本文的数值模拟结果与Ho and Lakshminarayana^[7]的模拟结果进行比较,可以看出,二者所得的非定常压力系数沿轴向衰减的规律基本相同,并且其趋势与本文所得结果是一致的。

3 结 论

利用基于拉格朗日方式的扰动涡方法,模拟了叶轮机内动、静叶相互作用等非定常因素的流动过程(单级流动)。通过对数值结果的分析,可以得出如下结论:(1)扰动涡方法求解动静叶相互作用问题具有较好的收敛性和较快的收敛速度。(2)连续的转子尾迹被静叶切割成不连续的尾迹片断,尾迹在静叶通道中迁移时,将发生分散—聚集—分散的过程,并在静叶出口形成较为均匀的分布。(3)非定常攻角随上游转子扫过作周期性变化,并且在每一周期内攻角的变化近似呈正弦规律变化。(4)压力面上非定常脉动压力的振幅沿弦向衰减较快,吸力面上非定常脉动压力的振幅沿弦向变化较平缓,但在静叶尾缘处都很接近于零。

参 考 文 献

- 1 吴先鸿,陈矛章.用涡方法研究叶轮机内动静叶间的相互作用:[博士论文].北京航空航天大学,1997
- 2 Baldwin B S, Lomax H. Thin Layer Approx. and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows AIAA 78-257, 1978
- 3 Chen J P, Celestina M L, Adamczyk J J. A New Procedure for Simulating Unsteady Flows Through Turbomachinery Blade passages ASME Paper 94-GT-151, 1987
- 4 Chorin A J. Numerical Study of slightly viscous flow. J. Fluid Mech., 1973, 57: 785-796
- 5 Fishelov D. A new vortex scheme for viscous flows J. Comp. Phys., 1990, 86: 211-224
- 6 Kerrebrock J L, Mikolajczak A A. Intra-stator Transport of Rotor Wakes and Its Effect on Compressor Performance ASME Paper 70-GT-39, 1970
- 7 Y-H Ho, Lakshminarayana B. Computation of Three-Dimensional Steady and Unsteady Flow Through a Compressor Stage ASME-96-70, 1996

purpose of this paper is to find out the energy loss mechanism of the curved blade cascades from the static pressure distribution on the blade surface, and to study performance of compressor cascades at different incidences

Key Words Bending Cascades Static pressure Distribution

APPLICATION OF BALDWIN- LOMAX TURBULENCE MODEL IN ROTOR/STATOR INTERACTION

Wu Xianhong and Chen Maozhang

(4th Dept Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT The Lagrangian vortex method is applied to direct description of the unsteady flow due to rotor- stator interaction in turbomachinery by tracing the trajectory of vortices. The Baldwin- Lomax turbulence model adapted for wakes overcomes the shortcomings of other numerical methods, that they cannot continuously monitor the moving wake centerlines and give the computed viscosity in the outer region much higher than in the boundary regions. The agreement between the computational and experimental results is generally good, which shows that the present method is feasible. The result also shows that the development of wakes and other vortices can be correctly predicted with the help of the presented turbulence model. So this method can be used as a new tool for analyzing unsteady flow and complicated phenomena in turbomachinery.

Key Words Turbomachinery Turbulence Numerical simulation

TWO- DIMENSIONAL NUMERICAL SIMULATION OF UNSTEADY- ROTOR/STATOR INTERACTION

Wu Xianhong and Chen Maozhang

(4th Dept Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT A disturbance vortex method for simulating unsteady rotor/stator interaction in turbomachinery is presented in this paper. The algorithm takes the result from time- averaged, steady solution as input, which can give an initial description of the unsteady disturbance flow field. To calculate the unsteady response to these disturbances, the Lagrangian vortex method is used to capture the convective process of the disturbance vortex. The deterministic vortex scheme is adopted to approximate the viscous diffusion process. The numerical simulation result of two- dimensional, viscous flow for a high loading transonic compressor with a pitch ratio of 1.74 shows that the method has an excellent ability for convergence and a fast convergent speed. The chopping, migrating process of rotor wake and other vortices, the influence of unsteadiness on incidence and decaying characteristic of the unsteady pressure first harmonic amplitude are included in this paper.

Key Words Turbomachines Blades Non- steady flow Numerical simulation