

带有机匣处理结构的叶栅流场数值计算

上海交通大学 杜朝辉* 姚吉先

【摘要】 完成了一种数值计算带有机匣处理装置叶栅流动的方法。计算采用三维、非定常、可压缩 N-S 方程组及 $k-\epsilon$ 紊流模型方程, 选择 3 种典型的处理结构, 周向槽式机匣、轴向缝式机匣、轴向倾斜缝式机匣为算例, 并引入参数周向平均的概念, 以与稳态实验测量的结果做定量对比, 结果发现符合较好。本文为分析机匣处理的扩稳机理提供了理论基础, 也为工程设计机匣处理装置提供了新的数值工具。

主题词: 轴流式压缩机 叶栅流动 数值模拟

分类号: O 241 TH 443

1 前言

机匣处理能扩大压气机稳定工作范围已得到大量研究结果的证实^[1,2]。但到目前为至, 大部分研究都是用实验测试的方法完成, 理论计算的方法还很少。文献 [1] 用三维粘性不可压方法模拟了周向槽式机匣处理, 文献 [2] 用无粘方程计算了轴向缝式机匣处理。这些初步的数值尝试从理论分析的角度讨论了机匣处理的扩稳机理, 得到了若干有价值的结果。但是上述计算并没有涉及叶片或机匣的旋转, 应指出的是在实际工况下的机匣处理装置都是在高速转动下进行的。因此计算存在片面性, 结论也无法与实验测量结果做定量对比。

本文针对上述情况, 采用三维粘性非定常的方程, 在有旋转的工况下, 对带有机匣处理装置的叶栅流场进行数值模拟。同时引入参数周向平均的概念, 使数值计算得到的周向平均参数值可以与稳态测量得到的实验值做定量对比, 以验证计算结果的可靠程度。本文对实壁机匣、周向槽机匣、轴向缝机匣及倾缝斜机匣等进行了数值计算, 结果表明, 与实验结果符合较好。

2 基本方程及其变换、数值计算

采用圆柱坐标系 (r, θ, z) 下三维粘性非定常可压缩流动的基本方程组, 其矩阵形式是:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{\partial G}{\partial \theta} + \frac{\partial H}{\partial z} = K$$

$$\text{其中 } U = \begin{bmatrix} r\rho \\ r\rho u_r \\ r\rho u_\theta \\ r\rho u_z \\ rE \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} r\rho u_r \\ r(\rho u_r^2 + p) - r\tau_{rr} \\ r\rho u_r u_\theta - r\tau_{r\theta} \\ r\rho u_r u_z - r\tau_{rz} \\ ru_r(E + p) - \beta_r \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} \rho u_\theta - \omega r\rho \\ \rho u_\theta u_\theta - \omega r\rho u_r - r\tau_{\theta\theta} \\ \rho u_\theta^2 + p - \omega r\rho u_\theta - r\tau_{\theta z} \\ \rho u_\theta u_\theta - \omega r\rho u_z - r\tau_{\theta z} \\ u_\theta(E + p) - \omega rE - \beta_\theta \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho u_{\theta}^2 + p \\ -\rho u_{\theta} r \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad H = \begin{bmatrix} r \rho u_z \\ r \rho u_r u_z - r \tau_{rz} \\ r \rho u_{\theta} u_z - r \tau_{\theta z} \\ r(\rho u_z^2 + p) - r \tau_{zz} \\ r u_z (E + p) - \beta_z r \end{bmatrix}$$

$E = [p / (k - 1)] + (\rho / 2) (u_r^2 + u_{\theta}^2 + u_z^2)$ 为总能; τ_{ij} ($i, j = r, \theta, z$) 为粘性应力; β_i ($i = r, \theta, z$) 为粘性功及导热; u_z, u_{θ}, u_r 为对应坐标 (r, θ, z) 的速度分量; 粘性系数由紊流模型方程求出, 本计算利用标准 $k-\epsilon$ 双方程紊流模型方程。

引入任意非正交曲线坐标系, 将坐标 (r, θ, z) 变换成 (ξ, η, ζ), 转换后的控制方程为:

$$\bar{a} / \bar{\alpha} + \bar{a} / \bar{\xi} + \bar{a} / \bar{\eta} + \bar{a} / \bar{\zeta} = \bar{K}$$

其中 $\bar{U} = U / J$, $\bar{G} = (F \partial / \partial \alpha + G \partial / \partial \beta + H \partial / \partial \gamma) / J$, $\bar{K} = K / J$

$$\bar{F} = (F \bar{\alpha} / \bar{\alpha} + G \bar{\alpha} / \bar{\beta} + H \bar{\alpha} / \bar{\gamma}) / J, \quad \bar{H} = (F \bar{\alpha} / \bar{\alpha} + G \bar{\alpha} / \bar{\beta} + H \bar{\alpha} / \bar{\gamma}) / J$$

J 为雅可比转换因子。

本文用简单的代数方法划分计算网格, 在叶栅进出口、物面边界、处理槽缝内等流动变化大的区域加密网格。叶栅上游取 6 倍叶片中截面弦长, 下游取 12 倍弦长。典型算例的网格数为 $100 \times 41 \times 41$, 在处理槽或缝内保证有 8-10 个网格, 以充分考虑机匣处理的影响, 提高计算结果的精度。

方程组的求解利用隐式的 TVD 格式, 它在时间和空间上都具有二阶精度, 见文献 [3]。边界条件是: 进口: 给定总压 p^* 、总温 T^* 及两个方向气流角。出口: 给定反应 p_B , 其它参数的一阶导数为零。壁面: 无滑移条件, $\bar{u} = (u_r, u_{\theta}, u_z) = 0$ 。周期边界: 周期性条件。

为了与实验测得的稳态结果做定量对比, 全部参数用下式进行周向平均。

$$\bar{A} = \frac{1}{\theta_s - \theta_p} \int_{\theta_p}^{\theta_s} A d\theta = \frac{1}{2\pi b / N} \int_p^s A d\theta$$

A 为某一参数, $\bar{A}$ 为其平均值。 $b = 1 - t/s$, $s = 2\pi r / N$ 。 t 为叶片厚度, N 为叶片数, r 为半径。

对周向槽机匣的计算, 因其结构较简单, 可采用定常流的方法求解。而对于计算轴向缝及倾斜缝机匣, 由于存在叶片转动引起的相对位置不同, 则采用非定常流的处理方法 (类似于动叶与静子之间的级计算)。本计算中, 叶片转动一个栅距, 需计算多个相对位置。

3 计算结果及讨论

选择 4 种有代表性的机匣为例进行计算, 实壁机匣、周向槽机匣、轴向缝机匣及倾斜缝机匣。对于实壁机匣, 其外径为 500 mm, 内径为 320 mm, 即叶片长 90 mm。叶型为 NACA-65 系列。叶片与机匣之间的间隙为 0.6 mm, 计算没有考虑间隙的影响, 认为间隙为零。叶轮的转速为 $\omega = 3000 \text{ r/min}$ 。周向槽机匣, 图 1 (a) 所示, 处理槽深为 10 mm, 槽宽 3 mm, 共有 5 条处理槽。轴向缝及倾斜缝式机匣, 图 1 (b、c) 所示, 处理槽深为 10 mm, 槽宽 3 mm, 倾斜缝的角度为 60° 。在与实验工况相同的条件下, 对带有上述 4 种型式机匣处理的叶栅流场进行了数值计算。下面是数值计算与实验测量结果的比较, 实验条件及结果数据取自文献 [4]。

图 2 是叶栅出口截面周向平均的轴向速度沿径分布。从图中可见, 在沿叶高的大部分区域, 数值计算与实验测量的结果符合较好, 在叶根及叶尖区略有差别。其原因是紊流模型选择不合理之外 (本计算为标准 $k-\epsilon$ 双方程紊流模型), 机匣与叶片之间的间隙 (本文认为间

隙为零)也是造成误差的原因。

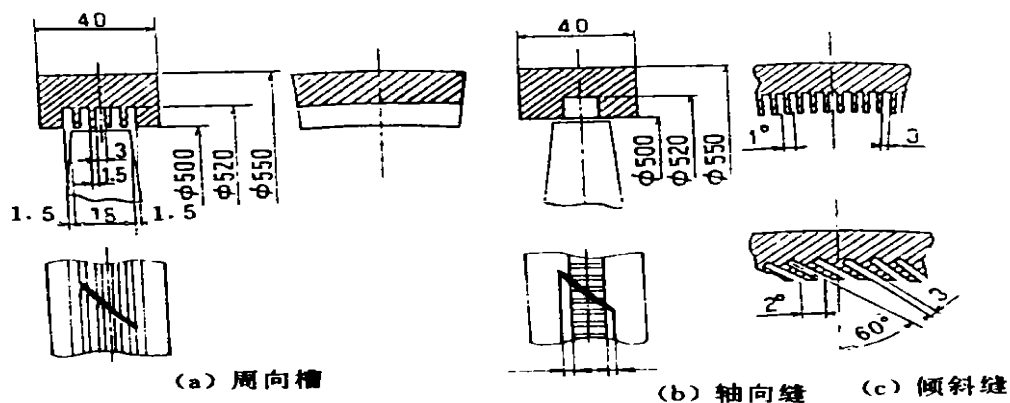


图1 机匣处理结构简图

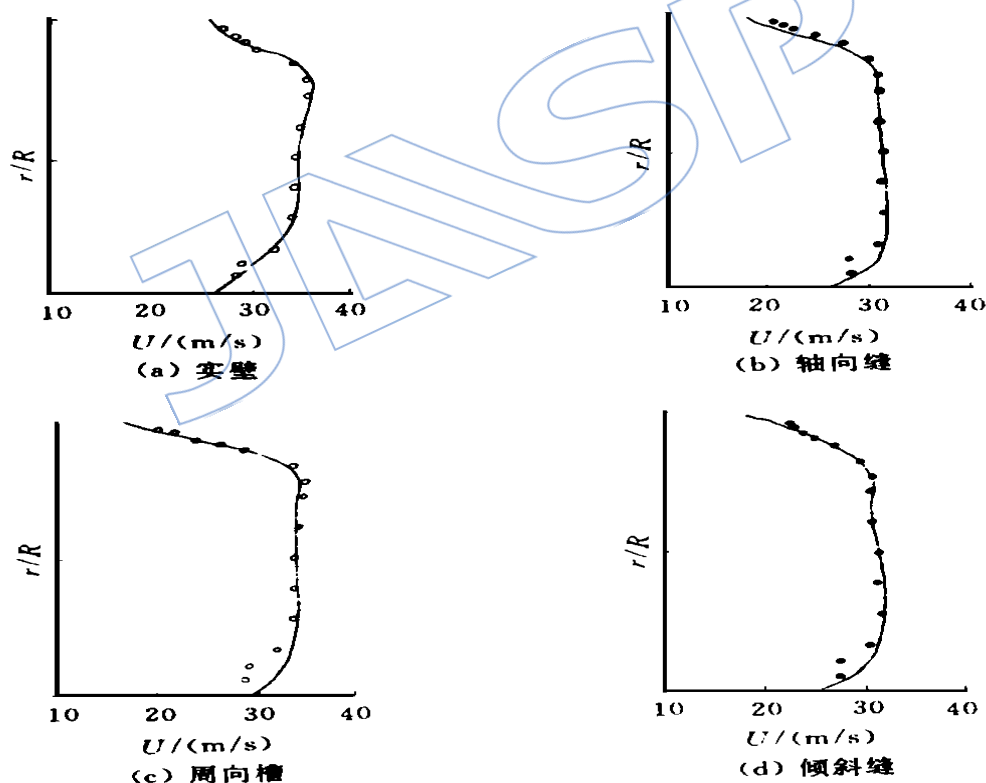


图2 出口轴向速度沿径分布 (—为计算结果, ○为实验结果)

在失速点工况下, 带有 4 种机匣处理装置的叶栅流场在叶栅进口、出口及叶中部的速度分布如图 3 所示。从图中可知以下几种现象。(1) 对周向槽机匣, 叶片尖部速度的方向偏向中部主流通道, 这是由于周向处理槽的存在, 诱导出从叶片尖部的压力面流向吸力面的气流,

引起叶片尖部区流线的偏转,详细的分析说明可参见文献 [1]。(2) 其它两种缝式机匣,由于处理缝沟通了叶片的前缘区和后缘区,叶片尾部的高压气流可以通过处理缝流到前缘区,从而在叶片尖部区形成了图中的现象,更全面的解释可以参考文献 [2]。

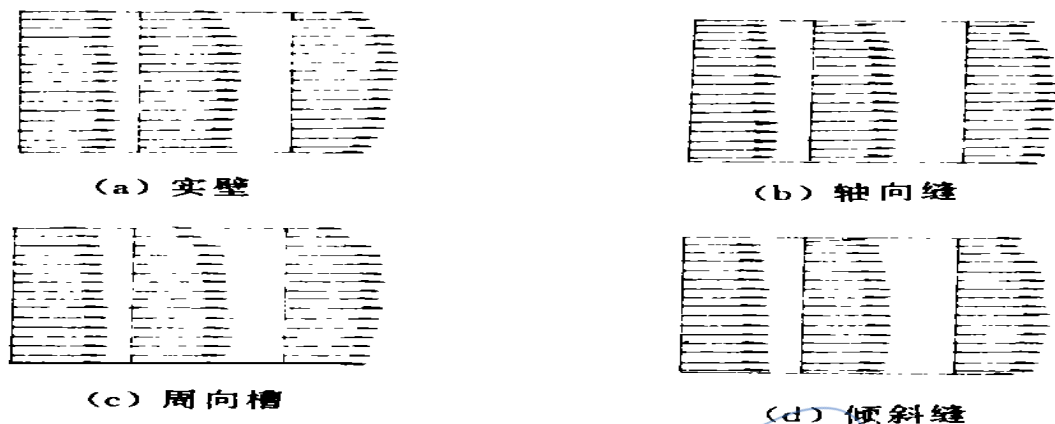


图 3 失速点工况速度分布

通过本文的数值计算,可以得到引入机匣处理前后气流参数的详细变化情况及分布规律,从而达到解释机匣处理扩稳机理的目的,并为分析设计机匣处理装置提供理论依据及方法。由于缺乏实验数据做定量对比,这里仅给出两例,其它更全面的计算结果见文献 [1]。

4 结 论

计算采用三维非定常、可压流的 $N-S$ 方程以及 $k-\epsilon$ 双方程紊流模型方程,在任意非正交曲线坐标系下,选择 4 种典型机匣处理装置进行数值分析。并引入参数周向平均的概念,与稳态测量得到叶栅进出口实验结果做定量比较,证实符合较好,表明本文的数值计算是可信的,它为分析机匣处理以及设计该装置提供了理论基础和数值方法。

参 考 文 献

- 1 杜朝辉 轴流压气机槽式机匣处理的理论与实验研究 [学位论文] 西北工业大学, 1992
- 2 庄平 轴流压气机机匣处理实验及数值研究 [学位论文] 北京航空航天大学, 1987
- 3 山根敬 离心压气机叶轮与扩压器的三维数值解析 [学位论文] 东京大学, 1992
- 4 Fujita H, Takata H. A Study of Configurations of Casing Treatment for Axial Flow Compressor. JSM E Bulletin, 1984, 27: 1676- 1681
- 5 Chakravarthy S R, Osher S. A New Class of High Accuracy TVD Scheme for Hyperbolic Conservation Laws. AIAA Paper 85- 0363, 1985
- 6 Yamane T, Nagashima T. A Numerical Study on Three- Dimensional Viscous Flows of a Radial Inflow Turbine. Proceedings of 10th International Symposium on Air Breathing Engines, 1991, 1: 439- 446

(责任编辑 魏星禄)