

离心叶轮出口三维流场研究

西安交通大学 席 光* 王尚锦

【摘要】 本文发展了一种通过求解不可压缩、定常、时均 $N-S$ 方程、连续性方程和 $k-\epsilon$ 湍流模型方程分析离心叶轮出口三维流场的方法。该方法的差分计算网格通过代数变换关系生成,可方便地应用于离心叶轮设计分析。为检验本文分析方法的有效性,对一个三元闭式离心压缩机叶轮出口流场进行了实验测量。计算与实验比较表明,本文方法预示出的平均流场与实验数据符合良好。

关键词: 离心叶轮 出口流场 数值计算

1 前 言

离心叶轮出口流场不仅是评价叶轮性能的重要指标,也是合理设计叶轮后扩压器等静止原件的重要参数。文献[1]对离心式压缩机叶轮内部流场的详细测量表明,叶轮叶道的前半部分,测量结果与理想流动位势流理论的计算趋势一致,定量上也符合良好。但叶道后半部分,理想流体的计算与实验出现了很大误差,部分区域内速度的最大与最小值分布趋势相反。近年来,国外结合一定的湍流模型数值求解时均 $N-S$ 方程,研究离心叶轮内部三维流场的工作也有了許多进展^[2~4]。这种分析方法能更多地揭示出离心叶轮内部的真实流动现象,对工程设计有重要的参考价值。从数值计算方面看,这些方法大都是从叶片进口前的无叶区计算到叶轮出口的无叶区。显然,这种计算方法在理论上是合理的。但是,由于计算区域大,计算时计算机的内存和速度都要求很高。更重要的是,由于叶道进口区叶片扭曲程度很强,构造计算网格就变得比较困难。因此,这些方法在工程设计中应用就有许多不便之处。本文根据叶片进口区构造差分计算网格困难,而理想流体分析方法又有较好的预示精度两方面的考虑,对叶道前半部分采用准三元流动理论计算,对叶道后半部分及无叶扩压器采用三维湍流分析方法计算。期望这样处理后,既可以较好地预示出叶轮出口的三维流场,又使计算简单方便。在上述思想的基础上,本文给出了一种通过解析变换构造差分计算网格的方法。在湍流模型方面,从已有的研究结果看,尽管 $k-\epsilon$ 模型关于湍流量的预示与有关实验值相比有较大误差,但对平均速度场的预示在很多情况下都有较好的精度,而且什么样的湍流模型最适合离心叶轮内部的三维湍流流场目前也无定论。因此,本文选择目前应用最为广泛的 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型描述时均 $N-S$ 方程中的雷诺应力项,着重研究工程中最为重要的平均速度场。

2 理论分析方法

假定离心叶轮内部流场为相对定常、不可压缩的三维湍流流动。采用 $k-\epsilon$ 双方程湍流模型模拟时均 $N-S$ 方程中的雷诺应力项。控制方程及数值计算方法叙述如下。

2.1 控制方程

连续性方程、时均 N-S 方程和 $k-\epsilon$ 湍流模型方程分别为

$$U^i_{,i} = 0 \quad (i = 1, 2, 3) \quad (1)$$

$$U^j U^i_{,j} + \overline{u^i u^j} + 2e^{ijk} \Omega U_k = - (1/\rho) g^{\bar{j}l} (\bar{\partial}^* / \partial \bar{\alpha}^j) + \nu g^{jk} U^i_{,jk} \quad (2)$$

$$\begin{cases} U^j (\partial K / \partial \alpha^j) = (\nu_{eff} / \sigma_k) g^{jl} (\partial K / \partial \alpha^l)_{,j} + P - \epsilon \\ U^j (\partial \epsilon / \partial \alpha^j) = (\nu_{eff} / \sigma_\epsilon) g^{jl} (\partial \epsilon / \partial \alpha^l)_{,j} + S - C_\epsilon (\epsilon^2 / K) \end{cases} \quad (3)$$

式(2)中, $p^* = p_s - 1/2(\rho r^2 \Omega^2)$, U^i 、 u^i 分别为平均和脉动速度的逆变分量, Ω 为转动角速度, e^{ijk} 为行列式张量。式(3)中, $P = -\overline{u^i u^j} U^i_{,j}$, $\nu_{eff} = C_\mu K^2 / \epsilon$, $S = C_{\epsilon 1} \epsilon P / K$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon =$

1.3,

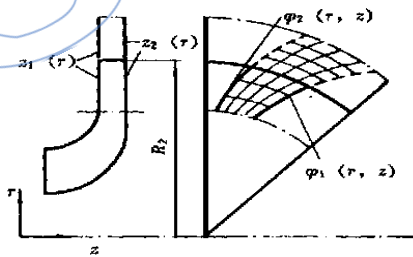
$C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $-\overline{u^i u^j} = \nu_{eff} (g^{qi} U^j_{,q} + g^{qj} U^i_{,q}) - (2/3) g^{ij} K$ 。

2.2 计算坐标系

考虑到离心叶轮盘、盖为回转面,叶道后半部分轮盘与轮盖间距变化很小的特点,为了方便而又严格地利用相对坐标系下叶轮出口无叶扩压器内流场的周期性条件,本文采用了 (s, φ, z) 坐标系,其坐标分量与相对圆柱坐标系分量之间的关系为:

$$s = s_0(r), \quad \varphi = \frac{[\varphi - \varphi(r, z)]}{\varphi_2(r, z) - \varphi_1(r, z)}, \quad z = \frac{[z - z_1(r)]}{z_2(r) - z_1(r)} \quad (4)$$

式中 $\varphi(r, z)$ 和 $\varphi_2(r, z)$ 分别为计算区域的周向几何边界面,它们表示叶片压力面、吸力面及其在无叶扩压器内的延伸面。 $z_1(r)$ 、 $z_2(r)$ 为计算区域的轴向几何边界面,在叶轮内为轮盘、轮盖型面;在无叶扩压器内为两侧壁面。 s 坐标线近似为叶道几何中心线,本文计算中将其取为平面曲线,这样等 s 坐标面即为等 r 圆柱面,可方便地利用叶轮出口流场的周期性条件。图 1 为计算网格示意图。



2.3 数值计算方法

将 (s, φ, z) 坐标系的度量张量及克利斯多夫符号代上节张量表示的控制方程,即得本文求解的微分方程。

图 1 计算网格示意图

在本文的数值计算中,对控制方程进行了半抛物化处理,即略去了控制方程中流动方向的二阶扩散项,而压力场保留椭圆性。差分方程的构造及求解采用作者在文献[5]中导出的任意非正交坐标系下的 SIMPLE 方法。差分方程求解中,边界条件提法如下:进口边界取在 $r/R_2 = 0.7$ 的圆柱面上(R_2 为叶轮外径),其平均速度场由文献[6]的理想流体计算方法得,湍流量由文献[5]中的经验公式给定。叶道内四周固壁上采用文献[5]中的壁面函数法处理。叶轮出口无叶扩压器内周向边界严格利用周期性条件,而两侧壁上仍利用壁面函数法处理,但总速度取为绝对速度。出口边界取在 $r/R_2 = 1.15$ 的圆柱面上,所需压力分布由实验值给定,或假定均匀分布。计算网格为 $(12 \times 15 \times 15)$ 。迭代中当截面流量最大相对误差小于 0.5% 时,认为迭代收敛。

3 计算结果分析

为检验本文提出的离心叶轮出口三维流场分析方法的可行性,计算了一个具有任意空间扭曲叶片的离心三元叶轮。叶轮的主要参数如下:外径 $D_2 = 340\text{mm}$,叶片平均出口角 $\beta_{2A} =$

55°;叶片数 19, 叶片出口宽度 $b_2 = 17\text{mm}$ 。计算中叶轮后接等宽度的无叶扩压器, 其宽度 $b_3 = b_4 = 17.8\text{mm}$ 。叶轮转速 $n = 7000\text{rpm}$, 进口流量 $Q_{in} = 0.78\text{m}^3/\text{s}$, 工况在最佳效率点附近。为考查计算结果的精度, 对计算叶轮出口流场进行了实验测量。实验在西安交通大学 250kW 单级离心式压缩机实验台上进行。测量采用三孔“L”型探针和五孔球型探针, 测点在 $r/R_2 = 1.053$ 柱面上。由于本文研究的情况, 无叶扩压器宽度与叶轮出口宽度基本相等, 轴向速度 c_z 较小。这时探针的扰动对 c_z 的测量精度有较大影响。因此, 本文主要比较径向和周向速度。由于探针固定在静止的扩压器壁面上, 它只测量到流场沿叶轮周向的平均值。因此, 比较时将计算结果也沿周向进行了质量加权平均。由图 2(a) 可以看出, 本文计算出的叶轮出口绝对气流角 α 与实测值的分布趋势基本一致, 也是盘侧高于盖侧, 定量上看其差别一般小于 3 度。另外, 也可以看到叶轮出口实验气流角 α 的平均值比按一元流动假定计算出的数值大 6 度左右。又从图 2(b) 可以看出, 本文计算出的径向速度 c_r/u_2 在大部分区域内与实验值符合良好。但在盘盖中间偏向盘侧的一个区域内计算与实验有较大误差。造成误差的主要原因可能有如下几种: (1) $k-\epsilon$ 湍流模型不能精确地描述离心叶轮出口湍流流场的雷诺应力。(2) 扩压器壁面上采用壁面函数法处理可能不够精确。(3) 本文计算中略去流动方向的二阶扩散项也可能引起一定的误差。对上述因素的影响需进行更详细的研究。

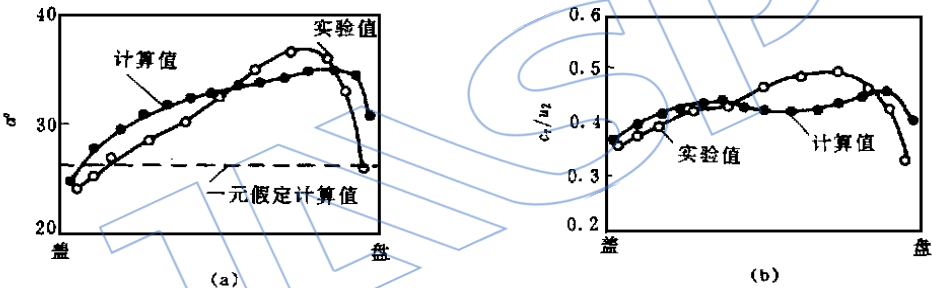


图 2 叶轮出口平均速度跨盘盖分布($r/R_2 = 1.053$)

由图 3 可知, 本文计算出的闭式离心叶轮在轮盖与吸力面的夹角区也有一个明显的低速

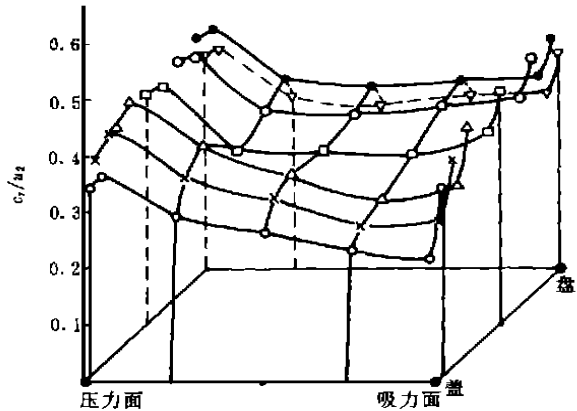


图 3 叶轮出口径向速度分布($r/R_2 = 1.053$)

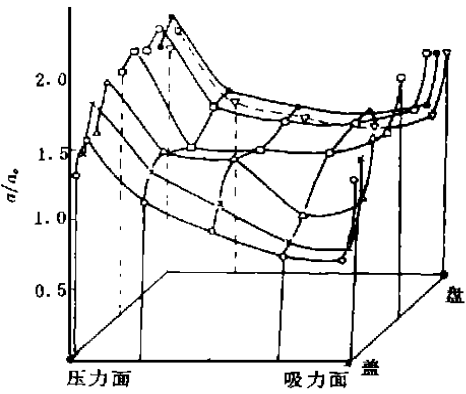


图 4 叶轮出口绝对气流角分布($r/R_2 = 1.053$)

区(一般称为 Wake 区),但这个低速区的亏损值远比文献[1]实验测量的半开式离心叶轮的‘Wake’区小。这种数值上的差别是由于实验叶轮的几何形状及工况点不同所造成的。另外还可能看到在靠近叶片压力面和吸力面附近径向速度比叶片中间区域大,这种分布趋势与文献[4]研究的 $\beta_{21} = 60$ 的离心三元叶轮出口径向速度分布相似。

由图 4 可以看出本文计算出的 α 分布趋势与径向速度相似,在吸力面与轮盖夹角区也有一个明显的低速区。从数值上看,计算的气流角在大部分区域内都比按一元流动假定计算的气流角 α 大。图 2(a) 的实验结果也证明了这一点。

上述分析表明,本文的计算方法能较好地预示出叶轮出口的平均流场,计算结果在工程设计中具有参考价值。作为本工作的深入,应进一步完成湍流量的实验以更全面地验证和改进本文的分析方法。

4 结 论

本文提出了一种分析离心叶轮出口三维流场的方法。该方法通过解析变换关系生成差分计算网格,便于工程应用。为检验本文的理论分析方法,对计算叶轮出口平均流场进行了实验测量。计算与实验的比较表明,本文提出的分析方法能较好地预示出叶轮出口的平均流场,对工程设计有一定参考价值。本文的研究表明,叶轮出口气流角跨盘盖分布不均匀性较强,实际气流角的平均值比工程设计中按一无流动假定计算的值大。

参 考 文 献

- 1 Eckardt D. Detailed Flow Investigations within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller. ASM E, Jour. of Fluids Eng., 1976, 98(4): 390~402
- 2 Moore J, Moore J G. Calculations of Three-Dimensional Viscous Flow and Wake Development in a Centrifugal Impeller. ASM E, Jour. of Eng. for Power, 1981, 103(2): 367~372
- 3 Dawes W N. Application of a Three-Dimensional Viscous Compressible Flow Solver to a High-Speed Centrifugal Compressor Rotor-Secondary Flow and Loss Generation. IMechE Paper, C261/ 87, 1987
- 4 Hah C, Krain H. Secondary Flows and Vortex Motion in a High-Efficiency Backswept Impeller at Design and Off-Design Conditions. ASME, Jour. of Turbomachinery, 1990, 112(1): 7~13
- 5 王尚锦, 席光, 苗永森. 复杂几何边界三维粘性内流问题的计算方法及算例. 工程热物理学报, 1991, 12(3): 274- 278
- 6 王尚锦, 祁大同, 李占良. 径、混流式节能转子考虑边界层厚度的全可控涡设计的研究. 应用力学学报, 1985, 2(2): 67- 83

blade surface in the annular nozzle guide vane is very good. The present study is a success in developing fully 3D steam turbine nozzle guide vane with tip endwall contouring and combined-leaning blade.

SUPERSONIC UNSTALLED FLUTTER IN ARBITRARY MISTUNED CASCADES

Li Qinwu (*National University of Defence Technology*)

Hen Qun and Fan Feida (*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

By the use of Hamilton's principle, a set of aeroelastic equations is formulated to describe the motion of an arbitrary mistuned rotating cascade with high aspect-ratio, flexible pretwisted, nonuniformed blades. A two-dimensional aerodynamic theory is used to calculate unsteady force and moment coefficients for vibrating aerofoil in supersonic unstalled cascade. This set of equations is of great value to a fan blade with the inertial, structural and aerodynamic coupling in bending-bending-torsion. Results obtained from the aeroelastic stability analysis of a real fan stage show that amplitude and different order of mistuning and other kinds of structural properties have an apparent effect on boundaries of supersonic unstalled flutter.

RESEARCH ON 3-D DISCHARGE FLOW IN A CENTRIFUGAL IMPELLER

Xi Guang and Wang Shangjin (*Xi'an Jiaotong University*)

ABSTRACT

A method for calculating 3-D discharge flow in a centrifugal impeller is developed by means of solving the incompressible steady time-averaged N-S equations, the continuity equation and the $k-\epsilon$ turbulence model equation. This method is accomplished with calculation grids generated by an algebraic transformation, and thus it can be easily applied to the design analysis of centrifugal impellers. The discharge flow of a three-dimensional shrouded centrifugal compressor impeller was measured for assessing the validity of the present calculation procedure. The comparison between the experimental data and the calculation results shows that the present method can predict the mean velocities.

NUMERICAL STUDY ON BLADE-TO-BLADE PASSAGE FLOW FIELD IN A CENTRIFUGAL CASCADE

Wu Xiaosong and Wu Guochuan

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

Numerical simulations of the blade-to-blade flow field in a centrifugal impeller have been carried on by using 2-D mean steady incompressible Navier-Stokes equations and $k-\epsilon$ turbulent model in arbitrary boundary-fitted coordinate system. It is shown that the underrelaxation factors of line-by-line iteration are lower than those in non-rotational flow calculations and a more reasonable initial flow field is required due to the larger ratio of centrifugal forces in the source terms of momentum equations. The calculation results of the flow fields are in a good agreement with the LDA data with the exception of the near-wall region of the blade surfaces. Some of the discrepancies in the near-wall region are caused mainly by the assumption of 2-D flow and ignoring the rotational effects in the turbulence model. Additionally, the calculation precision is also affected, since inlet and outlet boundaries of the computational domain cannot be located so far away from the blades.