

中国工程热物理学会

流体机械学术会议

论文集

二〇〇二

中山

中国工程热物理学会编



**感谢中山市新迪能源与环境设备有限公司
对中国工程热物理学会
流体机械学术会议的支持和资助！**

流体机械学术会议论文目录

一. 流体机械内部流动数值模拟

- 027002 多翼离心风机的三维数值分析.....
.....游 斌 E.E.Elhadi 谢军龙 王 军 吴克启(1)
- 027004 轴流泵端壁间隙流动三维粘性数值计算.....
.....陈次昌 杨昌明 王金诺 宋文武 季全凯(7)
- 027010 弯曲微小通道流阻特性的数值模拟.....杨卫华 程惠尔 蔡 岸(11)
- 027011 蜗壳进口周向非均匀流动的数值研究.....王企鲲 戴 韧 陈康民(16)
- 027013 一个离心压缩机级的设计及其三维粘性流场数值分析.....
.....孙玉山 周晓东 康 顺(23)
- 027014 离心风机梯形截面蜗壳内旋涡流动的数值分析.....
.....王企鲲 戴 韧 陈康民(31)
- 027018 离心压气机进口导叶尾涡非定常发展的数值研究.....
.....席 光 周 莉 王尚锦(38)
- 027021 垂直射流下 CPU 散热器流场及温度场的数值分析.....
.....余 鹏 曾 艳 孙晓伟 黄淑娟(44)
- 027022 蜗壳泵整机多相位定常流动数值模拟.....李新宏 黄淑娟(48)
- 027023 双级轴流泵内部三维紊动流场 CFD 分析.....唐宏芬 张 梁 吴玉林(53)
- 027024 混流式水轮机三维非定常湍流计算...张 梁 吴伟章 吴玉林 刘树红(58)
- 027025 超小型高速叶轮泵内部流动研究.....杨 帆 刘树红 吴玉林(63)
- 027027 高速泵内部流动数值计算结果研究...徐朝晖 吴玉珍 吴玉林 陈乃祥(68)
- 027029 混流式水轮机全流道三维定常湍流计算.....刘 宇 吴玉林 刘树红(73)
- 027032 两介质段瞬变流的修正特征线法.....李江云 王乐勤(79)

二. 流体机械设计理论和方法

- 027001 变频压缩机空调系统的理论分析及实验研究.....伍光辉 吴克启(87)
- 027003 空调室外风扇安装结构对内流特性的影响研究.....
.....王 军 伍光辉 罗 荣(92)
- 027005 低流速传热管自动清洗力矩强化斜齿扭带.....
.....俞天兰 俞秀民 彭德其 吴金香 刘桂英 蒋少青 支校衡(96)
- 027006 传热管内污垢自动清洗式高效传热技术.....
.....彭德其 俞秀民 俞天兰 刘桂英 蒋少青 支校衡 崔晓利(100)
- 027019 短周期涡轮试验台流量调节阀的设计.....蒋雪辉 赵晓路(104)
- 027020 垂直均匀射流下 CPU 散热器换热性能研究.....
.....余 鹏 曾 艳 孙晓伟 黄淑娟(110)
- 027031 离心泵叶轮轴面流道计算的一种新方法.....戴正元 谷传纲(115)

三. 流体机械中多相流动及其它

- 027007 用 Monte Carlo 方法预测油水分离旋流器的分级效率.....
.....舒朝晖 刘根凡 陈文梅 褚良银 李晓钟(122)
- 027008 使用 Besier 曲线的涡轮平面叶栅的造型方法.....肖 翔 赵晓路(128)
- 027015 变截面超音速汽液两相流升压过程的研究.....
.....严俊杰 刘继平 邢秦安 陈国慧 林万超(134)
- 027016 油气多相泵过流部件设计方法探讨.....郑俐丹 朱宏武 薛敦松(140)
- 027017 离心泵叶轮内气液两相三维流动数值研究.....卢金铃 席 光 祁大同(146)

四. 流体机械内部流动实验研究

- 027009 绕水翼的超空化流动特性的实验研究...王国玉 曹树良 刘淑艳 刘臣亚(151)
- 027012 离心油泵输送高粘性流体实验研究.....
.....曹广军 傅苏红 李 昂 王大为 陈 刚 薛敦松(159)
- 027026 水力机械内鲤鱼草鱼的压力损伤模拟试验.....
.....邵 奇 李 萌 吴玉林 刘树红(167)
- 027028 LDV 技术在测量带有 T 型阻止器的水泵吸水池内部流动中的应用.....
.....Kante Mansa 吴玉林 李 永(173)
- 027033 低雷诺数下的绕正方形排列的顺排的四个圆柱的流动研究.....
.....李景银 K. Lam K.T. Chan R.M.C. So(177)

多翼离心风机的三维数值分析

游斌 E.E.Elhadi 谢军龙 王军 吴克启

华中科技大学能源与动力工程学院流体机械教研室, 武汉 430074

Tel: 027-87542517, Email: youbinldy@hotmail.com

摘要: 本文使用有限体积法, 应用三维雷诺平均守恒型 Navier-Stokes 方程和 K- ϵ 两方程湍流模型, 采用标准壁面函数与 SEGREGATED 隐式方法和 SIMPLE 算法对一前弯多翼离心风机的内流场进行了数值分析, 给出了典型截面的速度、压力分布, 和叶片进出口不同位置的速度沿轴向的分布曲线, 本文指出在蜗舌上游叶片吸力面区域存在着明显的进口回流; 在远离轴线方向, 靠近轮毂侧面端壁, 在蜗舌上游也存在着明显的出口回流。

一、前言

多翼离心风机因压力系数高, 噪音低而被广泛应用在分体落地式空调器、窗式空调器、抽湿机, 中央空调风机盘管及各种低压通风换气的场合。在过去, 多翼离心风机往往被认为是低价值和低技术含量的产品而没有引起人们的重视, 实际上, 每年多翼离心风机的产值和产量相当大, 多翼离心风机的气动性能的好坏与人们的生产和生活息息相关。特别是近年来, 空调器的普及应用, 多翼离心风机每年仅在空调器中的用量就超过三百万套。随着人们对低压通风换气设备和空调器的低噪音要求越来越严格, 也就对多翼离心风机的低噪音和高性能提出了更加苛刻的要求, 如何能够设计出结构紧凑、噪音低和气动特性更加优良的多翼离心风机是流体机械工程技术人员的追求目标。多翼离心风机内部流动现象非常复杂, 由于蜗壳的非对称性其内流场属于全粘性的三维流动, 凭借现有的实验手段要很好地准确地测试叶片间的某些流动现象是非常有限和困难的。因此仅依靠经验数据已经很难满足设计人员的要求。

对于多翼离心风机的研究, 目前笔者所见到的大部分研究报道是关于气动特性实验及叶轮与壳体优化配置方面的; 在数值模拟分析方面, 有关多翼离心风机的 CFD 分析基本上都是二维的, 笔者还没有见到有关多翼离心风机整机三维 CFD 的分析报道。近年来, 流体机械 CFD 已成为国际上最活跃的研究领域之一, 正朝着实用化、产品化的方向发展, 数值模拟分析方法已成为研究叶轮机械内部复杂流动的有效工具。本文应用比较成熟的商业 CFD 软件对多翼离心风机的三维内部流场进行定常数值分析。数值分析结果表明: 多翼离心风机内部存在明显的三维流动特征。本文给出了多翼离心风机内部速度矢量和压力云图在某些典型截面的分布情况, 同时也给出了一些特定位置上速度和压力沿叶轮轴向的分布曲线, 对多翼离心风机工程技术人员改进叶型设计, 降低噪音, 和改善叶轮与蜗壳的配置提供了理论依据, 本文的数值分析结果与文献[1]给出的叶轮进口轴向速度和叶轮出口绝对速度的测试结果基本吻合。

二、多翼离心风机的配置

本文计算所选用的多翼离心风机为一小型多翼风机，叶轮外径 $D_2=140\text{mm}$ ，轮毂比 $v=0.857$ ，叶轮出口角 $\beta_{2\infty}=175^\circ$ ，叶轮进口角 $\beta_{1\infty}=90^\circ$ ，叶片数 $Z=43$ 片，叶片沿圆周均匀分布，叶轮轴向宽度 $b=57\text{mm}$ ，蜗壳选用等幅对数螺旋线设计，蜗壳轴向宽度 $W=78\text{mm}$ ，叶轮及蜗壳的几何配置情况见图 1；计算所选用的多翼离心风机的气动特性曲线见图 2。

三、网格生成

本文选用的计算域为图一所给定的几何区域，网格生成采用有限体积法，为控制网格质量，将复杂的计算区域分割成若干形状规则简单的小几何体，然后将每一小几何体单独生成合适的网格，相邻的小几何体之间共用同一个面，享用相同的网格节点，网格总数为 397952，网格形状采用棱柱形五面体网格，叶片及蜗壳表面的网格分布情况见图 3、图 4。

四、数值求解方法

本文采用三维雷诺平均守恒形 Navier-Stokes 方程，湍流模型选取 K- ε 标准两方程模型，壁面附近采用标准壁面函数。计算方法采用 SEGREGATED 隐式方法，湍流动能、湍流耗散项、动量方程都采用二阶迎风格式离散；压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法。连续性方程和动量方程写成张量形式是：

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})) = S_w \quad (2)$$

公式 (2) 中的 S 是源项，表征 Coriolis 力和离心力；湍流动能 K 和耗散率 ε 从以下输运方程得到：

$$\rho u_i \frac{\partial K}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial x_i} \right] + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\rho u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{C_1 \varepsilon}{k} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (4)$$

式中 μ_t 是湍流粘性，由 K 和 ε 从下式求得：

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

式中的 $C_1=1.44$ ， $C_2=1.92$ ， $C_\mu=0.09$ 是常数值；湍流 K- ε 方程采用标准壁面函数时，近壁面的平均速度满足以下公式：

$$U^+ = \frac{1}{k_v} \ln \left(E \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \right) \quad (6)$$

式中 $k_v=0.42$, 是 von Karman 常数; $E=9.81$, 为经验常数; K_p 为 P 点的湍流动能 K ; y_p 是从 P 点到壁面的距离; μ 为 P 点流体的动力粘度。

五、边界条件

进口选用压力进口边界条件, 根据多翼离心风机的实际运行情况给定进口总压为 0 帕 (表压)。蜗壳出口给定出口静压边界条件; 叶轮选用旋转坐标, 给定旋转壁面边界条件, 叶轮转速为 2500rpm; 蜗壳选用静止坐标, 给定标准壁面边界条件; 为保证计算收敛, 在进出口边界不出现回流, 本文采用了逐步提高叶轮转速和出口边界静压的方法。转速 2500 转时, 本文所选用的计算工况点在最高效率点附近 (流量系数 $\varphi=0.253$), 当蜗壳进出口边界的流量误差小于 10^{-6} 时, 本文认为计算已经收敛。

六、计算结果

图 5~7 分别是设计工况下多翼离心风机 $Z=0.001$ 、 $Z=0.019$ 截面的静压、全压、动压分布云图; 从图中可以看出, 从叶片进口到出口, 由于叶片做功, 静压和全压持续增加, 最大静压和全压都在蜗壳壁面附近, 靠近蜗壳出口处由于存在流动损失而使静压和全压有所下降。在叶轮进气口区域, 越靠近叶片前缘, 动压越高, 这主要是由于高速旋转的叶轮对叶片进口区域的气流不断吸附的结果, 最大动压位于叶轮外缘蜗壳出口附近, 即本算例中 y 坐标值为 0.08m 处, 随后由于蜗壳的扩压作用, 越靠近蜗壳出口, 动压越低。

图 8 为 $z=0.019$ 截面靠近蜗舌附近的速度矢量图, 从速度矢量图中可以看出, 在叶轮进口存在着一一定程度的回流, 回流位于叶片背压面进口前缘附近, 而且在蜗舌上游区域, 越靠近蜗舌, 进口回流越严重; 在远离蜗舌的进口区域, 进口回流相对较弱。

图 9 为 $z=0.056$ 截面靠近蜗舌附近的速度矢量图, 从速度矢量图中可以看出, 在该截面上, 随着旋转叶轮一起运动的蜗舌上游区域附近的气流, 由于受到蜗舌部位气流通道急剧变小和侧面静止端壁的影响, 在叶片吸力面尾缘附近, 存在着明显的出口回流。在该截面上, 蜗舌附件叶片通道之间的气流速度几乎呈刚体旋转分布, 径向速度几乎为零。蜗舌上游吸力面叶片尾缘附近存在出口的回流现象在远离轮毂侧面端壁的截面上是逐渐减弱的, 图 8 中, 在 $z=0.019$ 的截面的速度矢量图上, 就几乎见不到出口回流。越靠近压力进口面 ($Z=0$), 出口回流就越小, 甚至消失; 越是远离压力进口面, 即越靠近轮毂侧壁面, 蜗舌上游吸力面叶片尾缘附近的出口回流就越大越明显。

图 10~12 为叶片进口轴向速度、径向速度和速度大小沿轴向的分布曲线, 位置 a 、 a_1 、 a_2 、 a_3 分别为在 $+x$ 、 $-y$ 、 $-x$ 、 $+y$ 方向取叶片进口前缘 10mm 处的点, 具体坐标为 $a(0.050,0)$, $a_1(0,-0.050)$, $a_2(-0.050,0)$, $a_3(0,0.050)$; 从图中可以看出, 在叶片进口, 沿轴线方向, 轴向速度是逐渐减小的。径向速度在沿轴向方向的前 1/3 部分, 由于受高速旋转的叶轮吸气影响, 径向速度积聚增加, 在沿轴向方向的后 1/3 部分, 径向速度变化平缓。从图中可以看出, 叶片进口的速度大小沿着轴线方向是逐步减小的。故而, 对于多翼离心风机而言, 叶片的宽度 b 不宜太大, 否则不利于气动特性的提高。

图 13~14 为叶片出口速度大小和径向速度沿轴向的分布曲线, 位置 b 、 b_1 、 b_2 、 b_3 分别为在 $+x$ 、 $-y$ 、 $-x$ 、 $+y$ 方向取叶片出口尾缘 3mm 处的点, 具体坐标为 $b(0.073,0)$, $b_1(0,-0.073)$, $b_2(-0.073,0)$, $b_3(0,0.073)$; 从图中可以看出, 在叶片出口, 沿轴线方向径向

速度和速度大小基本上是逐步增加的。由于蜗壳的非对称性,出口速度在叶片出口圆周的不同位置是不同的,它们沿轴线方向的变化趋势也是有所变化的。故而本文认为,由于偏心蜗壳的存在,对于多翼离心风机而言,用一个叶片通道的计算结果代替整个流场的流动是很难反映出流动的实际情况的。本文计算得到的叶片出口速度大小和径向速度与文献[1]的测试结果基本具有相同的变化趋势和数值,计算结果与实验结果基本吻合。

七、结论

本文应用三维雷诺平均守恒形 Navier-Stokes 方程和 K- ϵ 两方程湍流模型对多翼离心风机的内流场进行了三维数值分析。计算结果表明,在多翼离心风机内部存在着明显的三维流动。在蜗舌上游,叶片吸力面区域存在着明显的进口回流;在远离轴线方向,靠近轮毂侧面端壁也存在着明显的出口回流。对多翼离心风机某个叶片或某个截面的数值计算很难真实地反映风机内部的真实流动特性。

参考文献

- 1、Susumu Yamazaki, Ryohji Satoh, etc. An Experimental Study on the Aerodynamic Performance of Multi-Blade Blowers (1st Report, Measurement of Flow Patterns within the Blowers), JSME, B, Vol 52, No. 484, pp3987-3992, (in Japanese)
- 2、Susumu Yamazaki, Ryohji Satoh, etc. An Experimental Study on the Aerodynamic Performance of Multi-Blade Blowers (2nd Report, Relation of Flow between Fan Blades and Pressure Fluctuations), JSME, B, Vol 60, No. 570, pp459-463, (in Japanese)
- 3、Susumu Yamazaki, Ryohji Satoh, etc. An Experimental Study on the Aerodynamic Performance of Multi-Blade Blowers (2nd Report, Prediction of the Pressure losses in Blowers), JSME, B, Vol 53, No. 490, pp1731-1735, (in Japanese)
- 4、周建华、张泉,前弯多翼叶轮性能数值分析,中国工程热物理学会流体机械学术会议,1998,P158-P162
- 5、王军,空调风机内流特性研究,博士后研究报告,华中科技大学,2002年4月

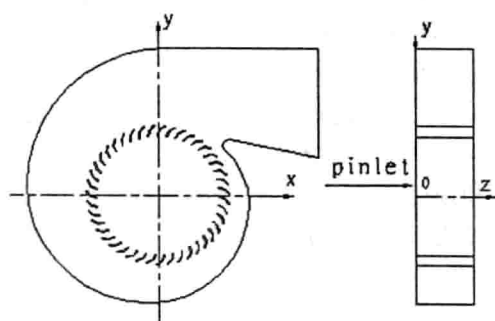


图1 多翼离心风机的几何配置

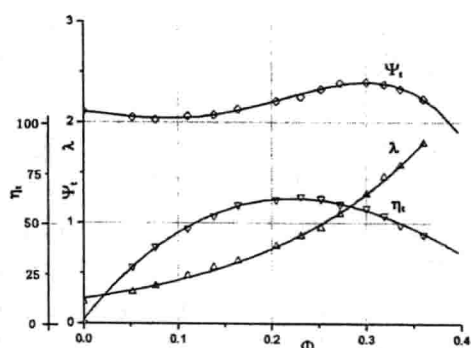


图2 多翼离心风机的气动特性



图3 叶片表面的网格分布

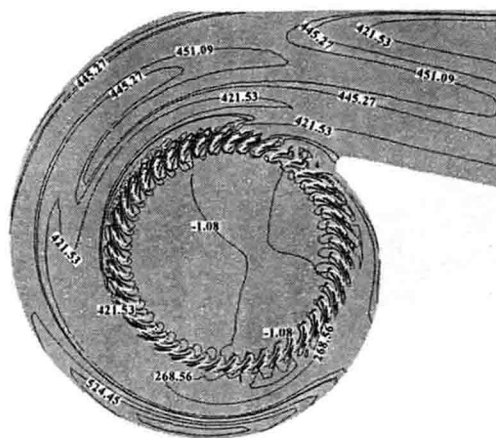


图6 $z=0.019$ 截面全压云图

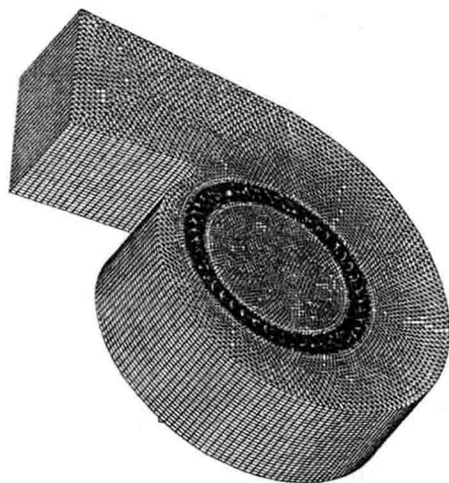


图4 蜗壳表面的网格分布

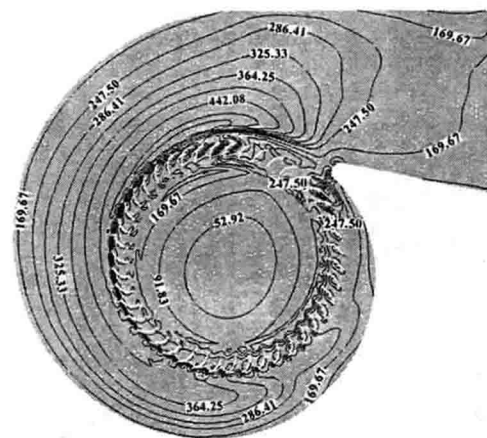


图7 $z=0.001$ 截面动压云图



图5 $z=0.001$ 截面静压云图

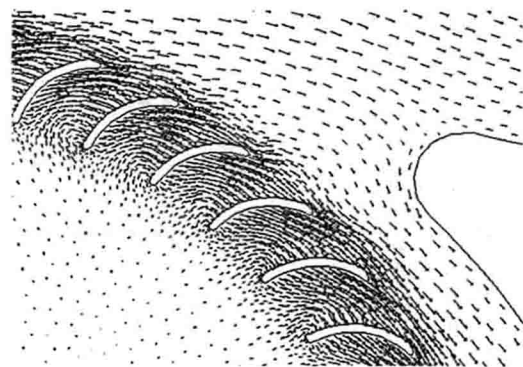


图8 $z=0.019$ 截面蜗舌附近速度云图

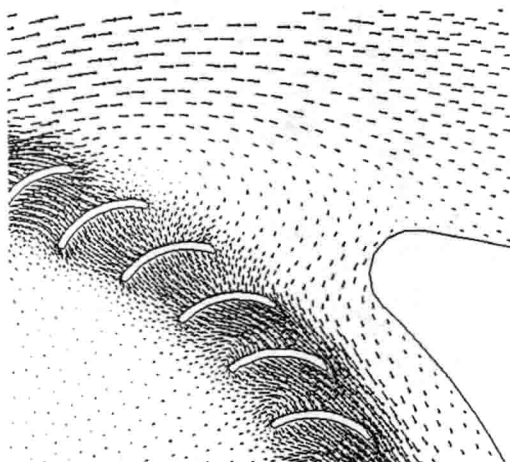


图 9 $z=0.056$ 截面蜗舌附近速度云图

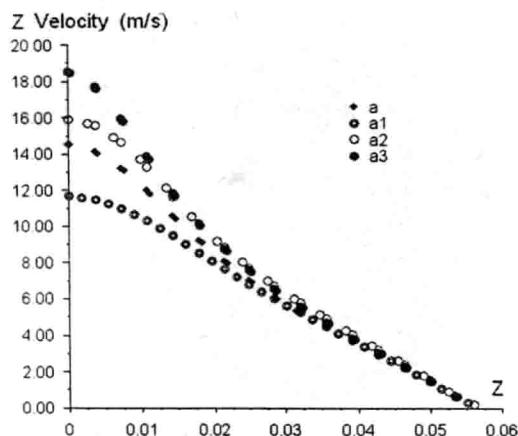


图 10 叶片进口的轴向速度分布曲线

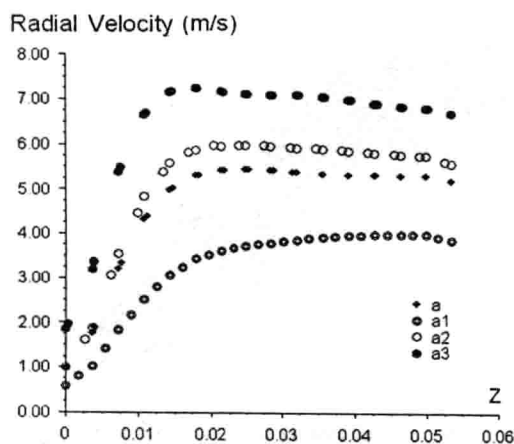


图 11 叶片进口的径向速度分布曲线

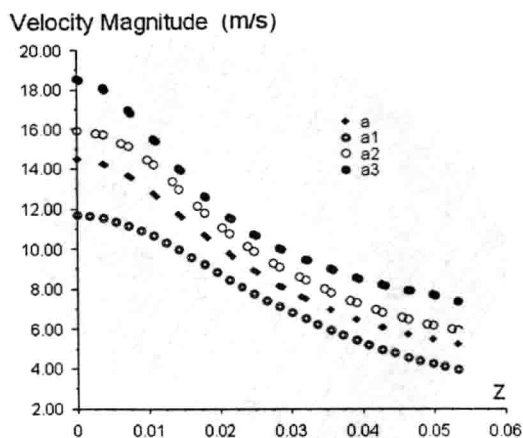


图 12 叶片进口的速度大小分布曲线

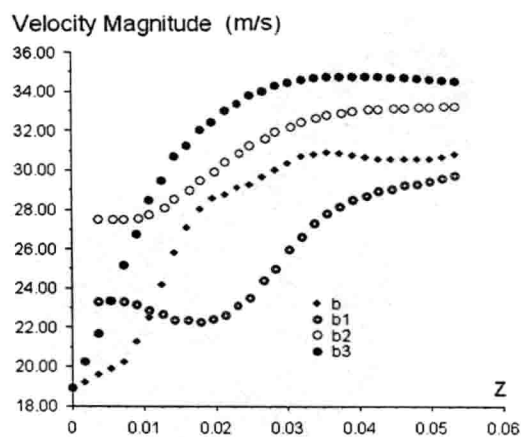


图 13 叶片出口的速度大小分布曲线

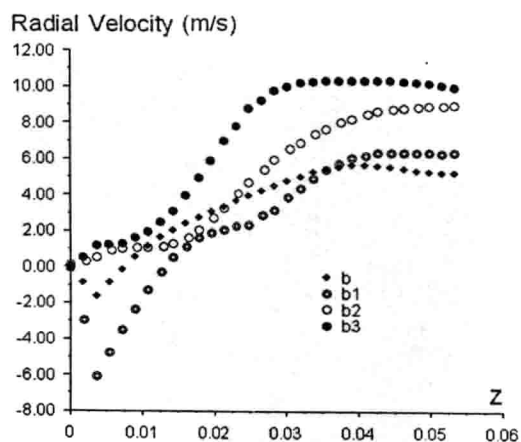


图 14 叶片出口的径向速度分布曲线

轴流泵端壁间隙流动三维粘性数值计算

陈次昌* 杨昌明* 王金诺** 宋文武* 季全凯*

(*四川工业学院能源与环境工程系, 610039; **西南交通大学机械工程研究所, 610031)

联系电话: (028) 87720010; E-mail: chenci@mail.sc.cninfo.net

摘要 本文采用通用流场分析软件 FLUENT, 基于 N-S 方程, 选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型与 SIMPLEC 算法, 对轴流泵叶轮内部 (及端壁间隙) 流动进行了三维粘性数值计算。通过实验验证, 表明数值计算结果和实测数据吻合较好。详细分析了叶顶附近流场形态以及叶轮出口轴向、周向速度分布, 并进行了性能预估。

关键词 轴流泵, 数值计算, 间隙流动

Abstract In this paper, blade tip clearance flow in axial-flow pump is simulated based on three-dimensional N-S equations, RNG $k-\varepsilon$ turbulence model, and SIMPLEC algorithm. It shows that numerical results agree well with experiment data through validation. Flow field near blade tip and velocity distribution at the exit of rotor are analyzed in detail. Experimental equipment is also introduced in this paper.

Key words Axial-flow pump, Numerical computation, Clearance flow

1 前言

轴流式叶轮机械叶片顶部与机壳之间存在间隙, 虽然其尺寸较小, 但对叶道内流动产生很大的影响。叶尖间隙流动将导致叶尖附近做功减少, 导致叶道堵塞以及损失增加, 因此正确预测这一流动现象对进一步提高轴流式叶轮机械的效率有着重要的意义。

九十年代前后, 对轴流式压气机转子端壁间隙流动, Inoue^[1]采用热线风速仪进行了深入的实验研究; Hah^[2], Jong-Shang Liu^[3]等采用自编程序, 进行了数值计算, 但程序编制复杂, 适用范围有限。而商用 CFD 软件的出现, 为研究流动问题提供了新的途径。本文基于三维 N-S 方程、RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型与 SIMPLEC 算法, 采用流场分析软件 FLUENT, 对轴流泵叶顶间隙流动进行了数值计算, 并与实验结果作了比较。

2 数值方法

数值分析采用雷诺平均的 Navier-Stokes 方程作为控制方程, 湍流模型选用 RNG $k-\varepsilon$ 模型^[4]。采用二阶精度上风格式, 基于微元中心有限体积法空间离散。压力速度耦合方程采用 SIMPLEC 算法求解。近壁处理采用壁面函数。计算区域由叶片工作面、背面, 叶片前后周期边界, 泵壳, 间隙, 叶片端壁, 轮毂以及入口、出口构成, 见图 1 (去本项目为国家自然科学基金 (No.59979017) 资助项目

掉间隙薄层)。采用非结构化网格剖分,总节点数约为 175,000。基于轴对称假设,计算区域为 1/4 通道。

入口取压力入口边界条件,给定总压、静压,并采用无旋假设,湍动能按来流平均动能的 1%给出。耗散率 ε 由公式 (2) 确定。

$$p_t = p_s + 0.5\rho|v|^2 \quad (1)$$

$$\varepsilon = C_\mu k^{3/2}/L \quad (2)$$

L ——混合特征长度

出口取压力出口边界条件,给定静压,且 P_s 满足径向平衡方程:

$$\frac{\partial p_s}{\partial r} = \frac{\rho v_\theta^2}{r} \quad (3)$$

叶片前后周期边界,以及叶顶间隙区周期边界,取周期性边界条件:

$$\begin{cases} \phi(r, \theta_1, z) = \phi(r, \theta_0, z) \\ \theta_1 = \theta_0 + 2\pi/Z \end{cases} \quad (4)$$

叶片工作面、背面,泵壳以及轮毂取壁面边界条件,采用速度无滑移条件。

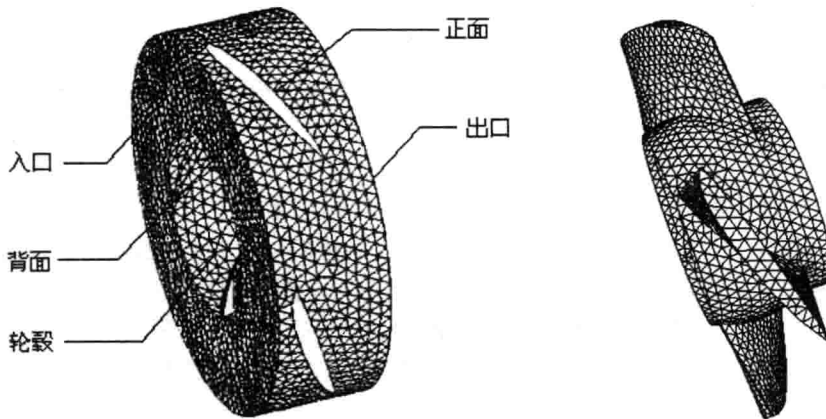


图1 计算区域及网格

3 计算结果及实验比较

(1) 实验装置

实验装置图见图 2,在轴流泵试验台上,采用五孔球形探针对叶轮进出口流场进行了测量,以验证计算结果。进口测量截面距进水边外缘 15,出口测量截面距出水边外缘 21,径向每隔 7 mm 布置一个测点。轴流泵工况为:流量 $Q=580\text{m}^3/\text{h}$,转速 $n=995\text{rpm}$, $H=3.2\text{m}$ 。

(2) 出口轴向、周向速度分布

图 3 比较了叶轮出口轴向速度的径向分布, r 为测量点半径, V_z 为轴向速度,尽管

计算结果与实验数据之间存在一定误差,但分布趋势是一致的。叶端附近(泵壳半径为150mm),受间隙及边界层的影响,轴向速度明显下降,数值计算很好地模拟出间隙流动的固有现象。从图4可以看出,远离泵壳区(r 小于129mm),周向速度 V_u 随半径增加逐渐减小。但泵壳附近(r 等于136mm左右),周向速度产生明显的波动,造成这种现象的主要原因很可能是叶端间隙流动的影响。

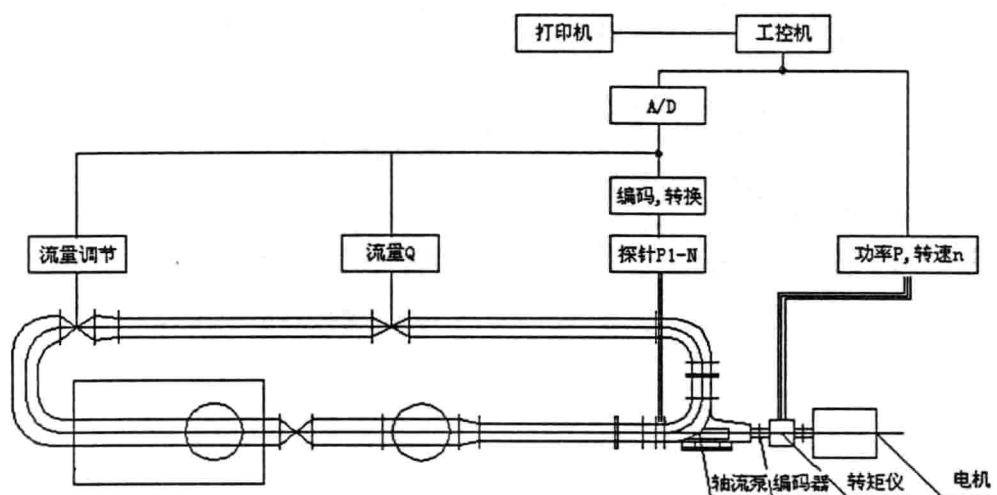


图2 测试系统布置图

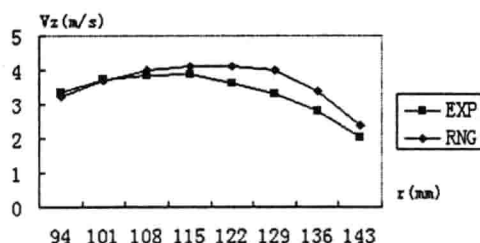


图3 叶轮出口轴向速度径向分布

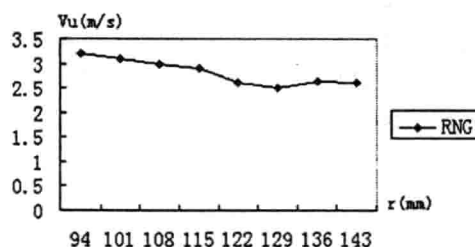


图4 叶轮出口周向速度径向分布

(3) 叶端附近流态分析

图5(a-c)分别给出了叶端附近3个回转面上的速度矢量图,其中 r 为回转面半径。从图(a)可以看出流体通过间隙从叶片工作面流向背面,而且周向流动特征较为明显。图(b)表明该回转面上的流动仍受到间隙泄漏的影响。从图(c)可以得知间隙泄漏的影响逐渐减小,叶片壁面的影响逐渐增大,轴向速度逐步增加。

(4) 性能预测

基于三维湍流场的数值模拟结果,应用公式(5)可以预估轴流泵叶轮的效率:

$$\eta_h = 2\pi g H / \omega (\Gamma_2 - \Gamma_1) \quad (5)$$

H 为工作扬程, ω 为叶轮的角速度, Γ_1 、 Γ_2 为叶轮进出口的平均速度环量, η_h 为水力效率。本文算例,其预估水力效率为87.7%。

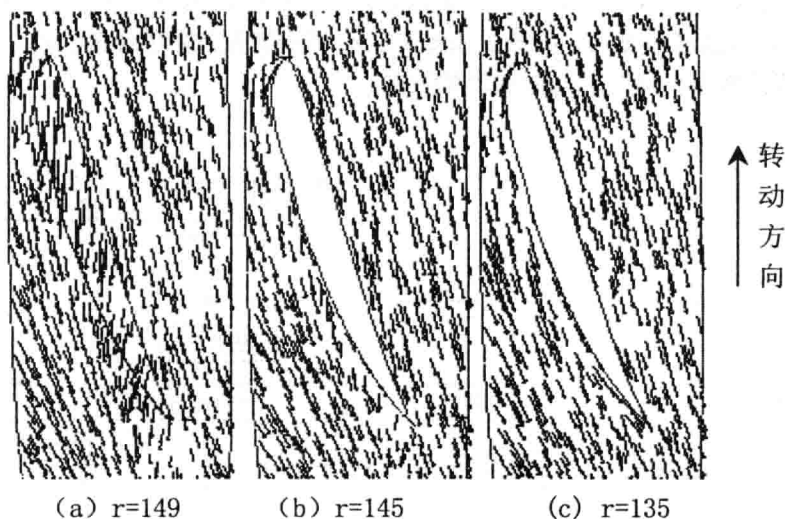


图 5 叶端附近回转面上速度矢量图

4 结论

本文采用通用流场分析软件 FLUENT, 以三维雷诺平均 N-S 方程作为控制方程, 选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型及 SIMPLEC 算法, 对轴流泵叶轮内部 (及间隙) 流动进行了数值计算。通过实验验证, 表明计算结果与实验数据在总体上吻合较好。详细分析了叶轮出口轴向、周向速度分布, 以及端壁区流动状况。局部区域的计算结果和实验数据还有差异, 如何提高预测精度, 还需进一步深入研究。端壁间隙大小对轴流泵性能的影响将进一步结合数值计算与 LDV 实验进行比较研究。

参考文献

- [1] Inoue, "Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor", ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.108, 1986, pp.7-14
- [2] C. Hah, "A Numerical Modeling of End-Wall and Tip-Clearance Flow of an isolated Compressor Rotor," ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.108, 1986, pp.15-18
- [3] Jong-Shang Liu and Riccardo Bozzola, "Three-Dimensional Navier-Stokes Analysis of Tip Clearance Flow in Linear Turbine Cascades," AIAA Journal, Vol.31, 1993, pp.2068-2074
- [4] F. S. Lien and M. A. Leschziner. Assessment of Turbulent Transport Models Including Non-Linear RNG Eddy-Viscosity Formulation and Second-Moment Closure. Computers and Fluids, 23(8):983--1004, 1994
- [5] 袁宁等, 基于区域分解算法的叶顶间隙流场的数值模拟, 工程热物理学报, 2000, 21(4), pp. 443-445

弯曲微小通道流阻特性的数值模拟

杨卫华 程惠尔 蔡岸

(上海交通大学动力与能源工程学院, 上海 200030)

联系电话: 021-62934262 E-mail: yangwh-sjtu@163.com

摘要: 用经典的 $N-S$ 方程对流体在矩形截面、弯曲的微小通道中的流动特性进行了数值研究, 发现计算结果与试验结果存在较大的差异。在对流体流动特性分析的基础上引入了粗糙粘度模型来对经典的 $N-S$ 方程进行修正, 计算结果表明用粗糙粘度模型计算的结果与试验值吻合较好。

关键词: 弯曲微小通道; 数值模拟; 粗糙粘度模型

The Numerical Simulation of the Flow Characteristics of the Curving Microchannel

Yang wei-hua Cheng hui-er Cai an

(Institute of Thermophysics and Energy, Shanghai jiaotong University, Shanghai, 200030)

Abstract: The flow characteristics of the liquid in curving microchannel was numerically studied by the classical $N-S$ equation, and the obvious difference between the results of the numerical calculation and the experimental results was found. The classical $N-S$ equation was corrected by means of introducing a roughness-viscosity model, and it was found that the prediction of roughness-viscosity model was in agreement with the experimental data.

Key words: Curving microchannel; numerical simulation; roughness-viscosity model

1 引言

计算机和航空航天技术的飞速发展迫切要求人们对流体在微小通道中的流动特性进行深入的研究。从 20 世纪 80 年代开始, 国内外的许多学者对流体在直微小通道中的流动特性进行了大量的研究^[1,2,3], 他们发现, 当流体在微小通道中流动时, 其流动特性与流体在常规尺度通道中的流动特性有较大的差异, 同时也与经典的 $N-S$ 方程的计算结果有较大差别。然而, 对流体在弯曲微小通道中的流动特性目前还未见有详细的理论分析。本文是在文献[1]试验研究结果的基础上, 采用理论分析的方法对流体在微小通道的流阻特性进行相关的研究。

2 试验结果

文献[4]给出了矩形截面、弯曲的微小通道流阻特性的试验结果, 并对此进行了相关的分析, 本文在此不再赘述。

3 理论预测

当流体在微小通道流动时, 可采用传统的 $N-S$ 方程对其流动特性加以分析。在直角坐标系中, 三维定常不可压缩流体层流流动控制方程的张量形式为

$$\text{连续方程} \quad \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\text{动量方程} \quad \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

将式(2)转化为曲线坐标系下的方程为

$$\frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\bar{J}_i^j \rho u_i \Phi - \frac{\Gamma^\Phi}{J_a} \bar{J}_i^j \bar{J}_i^k \frac{\partial \Phi}{\partial \xi^k} \right) = J_a S^\Phi \quad (3)$$

式中, ξ^j 为曲线坐标分量, ρ 为流体密度, u_i 为直角坐标系下的速度分量, Φ 为通用变量, S^Φ 为源项, J_a 为 Jacobia 行列式,

$$J_a = \frac{\partial(x, y, z)}{\partial(\xi, \eta, \gamma)} = \begin{vmatrix} x_\xi & y_\xi & z_\xi \\ x_\eta & y_\eta & z_\eta \\ x_\gamma & y_\gamma & z_\gamma \end{vmatrix}$$

$$\bar{J}_i^j = J_a \frac{\partial \xi^j}{\partial x^i}$$

利用有限容积法对式(3)进行离散, 得到如下离散方程

$$a_P(u_j)_P = a_E(u_j)_E + a_W(u_j)_W + a_T(u_j)_T + a_B(u_j)_B + a_N(u_j)_N + a_S(u_j)_S + b^{u_j} \quad (4)$$

式中, $a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_B + a_T$, $a_E = D_e A(Pe_e) + (-F_e, 0)$

$$F_e = (\rho U^1)_e \Delta \xi^2 \Delta \xi^3, \quad D_e = \left(\frac{\Gamma^\Phi q^{11}}{J_a \Delta \xi^1} \right)_e, \quad U^1 = \bar{J}_i^1 u_i \text{ 为曲线坐标系下的逆变速}$$

度分量, 其中, $q^{11} = \bar{J}_1^1 \bar{J}_1^1 = J_a^2 \frac{\partial \xi^1}{\partial x} \frac{\partial \xi^1}{\partial x}$, $Pe_e = F_e / D_e$ 为贝克莱数 As , 表示对流输运强度和扩散强度之比, 式(4)中的其它系数 a_W , a_N , a_S , a_T 和 a_B 的推导同 a_E 。

采用同位网格技术对方程(2)进行了数值分析, 采用多面法^[5]生成微小通道的计算网格, 用文献[5,6]提供的方法对计算网格进行局部加密, 采用 SIP 算法^[5]对线性方程组进行求解。计算结果汇总如下。

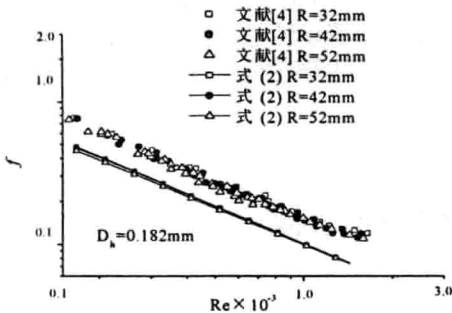


图 1 摩擦系数 f 与 Re 的关系曲线

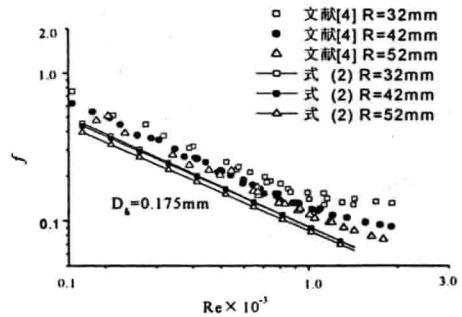


Fig. 2 摩擦系数 f 与 Re 的关系曲线

图 1~图 3 示出了当流体在微小通道中流动时, 摩擦系数 f 与 Re 间的试验结果。由这些曲线可明显看出, 在相同 Re 下, 试验得到的 f 要明显高于 N-S 方程的理论预测结果。造成这种现象的主要原因是微小通道表面粗糙度的影响。由于通道的微小使得通道表面的相对粗糙度 $\bar{k}_{0,micr} = k_{micr} / D_h$ 远大于大尺度或工业管道壁面的相对粗糙度 $\bar{k}_{0,macr}$, 因此它必然会大大增强流体在流动过程中的扰动, 对流体的流动状态产生较大的影响。而在用经典的 N-S 方程对流动状态进行理论预测时, 并没有考虑壁面粗糙度对流动状态的影响, 认为通道表面为水力光滑表面, 所以, 试验结果与理论预测结果产生了较大的偏差。

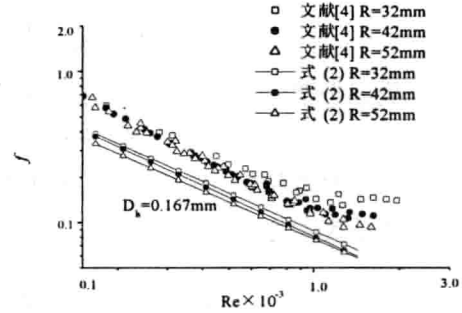


Fig. 3 摩擦系数 f 与 Re 的关系曲线

4 壁面粗糙度对流动状态的影响

当考虑槽道壁面粗糙度对流动状态产生的影响时, 文献[7]认为, 当管壁的粗糙度 k 小于微米量级而同时管道的几何尺寸大于毫米量级时, 即管壁粗糙度 k 与管道几何尺寸的比值小于 0.001 时, 可以忽略壁面粗糙度对流动的影响, 而大于 0.001 则认为壁面粗糙度 k 对流体的流动有较大的影响。采用扫描探针显微镜 (Scanning Probe Microscope) 对本试验所用试件的表面粗糙度进行了测量, 得到了以下结果: 线切割表面, 绝对粗糙度 $k = 2.4 \times 10^{-2} mm$, 对覆盖板片, $k = 2.6 \times 10^{-3} mm$, 同时, 由文献[1]可知, 试验所用微小槽道的几何尺寸为: 深 $h = 0.1 mm$, 宽 $w = 0.5 \sim 1 mm$, 所以, 在深度方向上, $k/h = 2.6\% \gg 0.1\%$, 而在宽度方向上, $k/w = 4.8\% \sim 2.4\% \gg 0.1\%$, 所以可以推知壁面粗糙度对流体的流动状态有较大的影响。

为了分析壁面粗糙度对微小通道中流体流动状态造成的影响, Mala 和 Li^[7]提出了粗糙粘度 μ_R 模型, 并将其应用于具有均匀壁面粗糙度的微小直圆管中的层流流动计算。通常, 当流体按层流状态流过固体壁面时, 壁面粗糙度会促进贴近壁面的流体层的扰动, 因此, 引入粗糙粘度 μ_R 来表示壁面粗糙度的这种影响是合理的。它应具有以下特征: (1) μ_R 应当在壁面处最大, 而在流动中心最小; (2) μ_R 应当随 Re 的增大而增大。据此, 对于矩形截面的微小通道, μ_R 可表示为

$$\frac{\mu_R}{\mu} = A Re_k \frac{(R_h - l_{\min})}{k} \left[1 - \exp\left(-\frac{Re_k (R_h - l_{\min})}{Re k}\right) \right]^2 \quad (5)$$

式中, A 为修正系数; $R_h = 0.5 D_h$ 为水力半径; $l_{\min}$ 为通道中任一点距壁面的最短距离; k 为通道壁面的粗糙度; Re_k 是粗糙度雷诺数^[5], 表达式为

$$Re_k = U_k \rho k / \mu \quad (6)$$

式中, U_k 为距壁面 k 处的流速, 根据文献^[8]的假定, U_k 可由下式求得

$$U_k = \left(\frac{\partial u}{\partial n} \right)_w k \quad (7)$$

将式(6)、(7)代入式(5)得