

离心泵叶轮内的网格生成与计算流体力学分析

刘胜柱, 郭鹏程, 罗兴铨

(西安理工大学水利水电学院, 西安 710048)

摘 要: 根据离心泵叶轮通道的几何和流场特点, 探讨了离心泵叶轮通道结构化多块网格划分中的一些处理方法。同时应用标准 $k-\epsilon$ 紊流模型加壁面函数法对离心水泵叶轮内部的三维紊流流动进行了雷诺平均 $N-S$ 方程的数值计算与分析。分析了离心泵叶轮叶型对流速分布、压力分布和泵性能的影响, 研究了离心泵叶轮通道内流动规律, 并以计算流体力学 (CFD) 分析结果为依据, 对离心泵叶轮进行了叶型优化设计。结果表明进行离心泵叶轮内三维紊流数值计算可为离心泵叶轮叶型优化提供详细的数据, 应用 CFD 分析技术可提高离心泵叶轮的设计水平。

关键词: 离心泵; 叶轮; 多块网格; CFD 分析; 叶型优化

中图分类号: TH318

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2004)05-0078-04

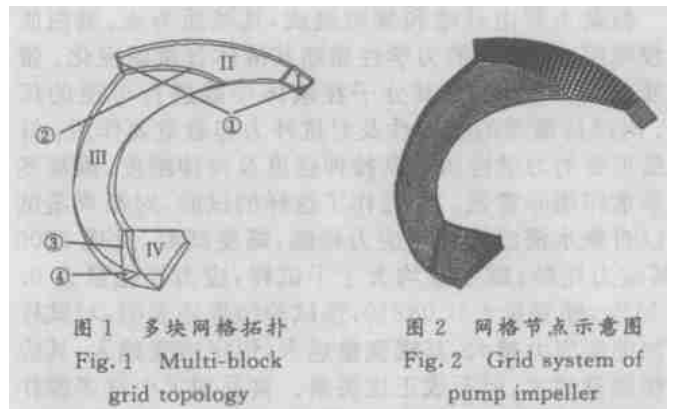
0 引言

叶轮是离心泵内部的关键过流部件, 进行叶轮内流动分析和研究对于提高离心泵的效率, 改善离心泵性能具有特别重要的意义。目前, 用数值模拟方法研究叶轮内部流场已成为改进和优化叶轮设计的一个重要手段^[1-5]。而网格生成是进行数值模拟的重要组成部分, 网格品质的好坏直接影响到数值解和计算精度^[6,7]。尤其对于具有复杂的几何形状和流场结构离心泵通道, 通常难以生成单块的、在各处都贴体而且正交性好的网格。由 Rubbert 和 Lee 提出的多块思想而发展起来的多块网格法^[8], 很好地解决了这一难题。本文发展运用这一技术生成了离心泵叶轮通道内求解区域内的高质量的结构化网格。同时对离心水泵内部典型工况下的三维紊流流动进行了数值计算与分析, 获得了离心泵叶轮通道内的速度场、压力场, 分析了叶片型式对流速分布、压力分布以及泵性能的影响。并提出了三维紊流数值分析基础上的离心泵叶轮改型设计方法。

1 多块网格生成

多块网格生成的关键是确定分块方案^[6]。一个好的分块方案是生成高品质网格的前提。分块方案包括各个部件采用何种网格拓扑, 块与块之间如何拼接, 每块网格分布多少网格点, 网格点如何分布等内容。分块方案的设计仍然是一种“艺术”^[6]。对于具有复杂的几何形状和流场结构离心泵叶轮通道, 单块网格难以很好地进行描述。本文将求解区域划分成 I、II、III 和 IV 4 个较为简单的块, 图 1 是多块网格的拓扑关系。图 2 是网格节点示意图。由于网格区域划分的比较合理, 网格质量比较理想, 网格最小角度为 26 度, 网格最大长宽比小于 5。本文中网格节点数为 120600。

为了调整网格质量, 图中 \sim 的线是可调的, 其



中线 为叶轮通道出口周期性边界条件, 可以沿出口周向任意摆动和调整, 直到得到合理的网格质量为止; 线

为块 II 和块 III 的结合界面, 为了获得较好的网格质量, 线 的曲率可以改变, 而且与压力面的交点也可以沿着压力面滑动, 直到获得最佳网格质量的交点; 线和线 也可沿着吸力面滑动, 直到满意为止。然后在各块中分别生成网格。分块网格可根据各自区域和流场的特点, 灵活选择合适的拓扑结构, 并安排疏密分布, 提高结构网格处理复杂外形的能力。从而降低了网格生成的难度, 提高了网格的质量。为了处理方便, 本文各区网格在交界面上保证点对点搭接。

2 数值方法

2.1 控制方程

选用与叶轮主轴一起旋转的非惯性坐标系来描述相对运动, 考虑 Boussinesq 涡粘性模型, 在以角速度 ω 旋转的相对直角坐标系 (x, y, z) 中, 雷诺时均的 $N-S$ 方程的具体表达式如下

$$E_x + F_y + G_z = S$$

其中:

$$E = [\rho u \rho_{uu} - \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial x} \rho_{uv} - \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial x} \rho_{uw} - \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial x}]^T$$

$$F = [\rho v \rho_{vu} - \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial y} \rho_{vv} - \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial y} \rho_{vw} - \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial y}]^T$$

$$G = [\rho w \rho_{wu} - \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial z} \rho_{wv} - \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial z} \rho_{ww} - \mu_{eff} \frac{\partial}{\partial z}]^T$$

$$S =$$

收稿日期: 2003-01-06 修订日期: 2004-06-17

作者简介: 刘胜柱 (1965-), 男, 高级工程师, 博士生, 主要从事流体力学机械流动分析与优化设计工作。西安理工大学 207 信箱, 710048。E-mail: guoyc@mail.xaut.edu.cn

$$\left[\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial z}) - \frac{\partial p^*}{\partial x} - 2\rho\omega v \\ &\frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial z}) - \frac{\partial p^*}{\partial y} + 2\rho\omega u \\ &\frac{\partial}{\partial x}(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu_{eff} \frac{\partial w}{\partial z}) - \frac{\partial p^*}{\partial z} \end{aligned} \right]$$

式中 记号 ρ ——流体的密度; u, v, w ——分别是相对速度在 x, y, z 方向上的分量; p^* ——包括紊动能和离心力的折算压力; μ_{eff} ——等效粘性系数, 等于分子粘性系数 μ 和 Boussinesq 涡粘性系数 μ_t 之和。为了确定 μ_t , 选用 Launder 和 Spalding 提出的 $k-\epsilon$ 模型^[9]。

2.2 求解算法

本文采用 SIMPLEC 算法在建立压力-速度代数校正方程时考虑了相邻节点的影响。实际计算时为保证速度场和压力场的耦合并防止出现压力锯齿波现象, 采用了交错网格。离散时用二阶中心差分离散扩散项和源项, 用混合差分离散对流项。用交替方向隐式法 (AD I) 求解离散后的线性方程组。

2.3 边界条件

1) 进口条件 在计算域的进口处, 给定各方向的速度分量; 紊动能 k 和紊动能的耗散率 ϵ 分别由下列经验公式给定

$$k_{in} = 0.005(u_{in}^2 + v_{in}^2 + w_{in}^2), \epsilon_{in} = C_{\mu} k_{in}^{3/2} / l$$

式中 l ——进口处的特征长度。

2) 出口条件 在计算域的出口, 各速度分量及 k 和 ϵ 均取为第二类齐次边界条件。

3) 周期性边界条件 在计算域的进出口处的延长部分, 网格是按照一个完整的周期生成的, 给定周期

性边界条件

$$\Phi_{left} = \Phi_{right} (\Phi = u, v, w, p, k, \epsilon)$$

4) 固壁条件 固体壁面上的速度分量采用无滑移边件, 但因采用壁面函数法时, 速度求解时又有一定的特殊处理。在近壁区域紊流具有边界层特性, 标准 $k-\epsilon$ 模型在壁面处受到限制, 引用壁面函数法可解决这个问题, 详见文献[10]。

3 基于计算流体力学(CFD)技术的叶轮改型

计算离心泵是基于罗伦兹通流理论设计的离心泵, 叶轮内径 $D_1 = 100\text{ mm}$, 外径 $D_2 = 260\text{ mm}$, 叶片数 $Z = 6$, 叶片包角 60° ; 叶片型线为单圆弧。叶轮额定转速 $n = 2500\text{ r/min}$ 。水泵设计扬程 $H = 30\text{ m}$, 设计流量 $Q = 198\text{ m}^3/\text{h}$ 。

3.1 原型叶轮 CFD 分析

判别离心泵 CFD 分析的结果主要看压力分布是否均匀, 速度矢量是否合理, 有无旋涡和撞击, 流线分布是否合理以及数值效率如何。图 3 是原型叶轮 CFD 分析图。

从原型离心泵叶轮计算结果可以看出, 不管是叶片间还是上下盖板间, 压力分布都比较均匀。说明翼型规律基本合理。但在离心泵进口处头部有撞击, 在叶轮吸力面距离出口三分之一处有旋涡, 从流线分布规律也可以看出旋涡现象, 说明原型叶轮翼型安放角度不合理。另外, 在叶轮出口处的出流角与其他范围出流角明显不同, 在该范围内容易产生撞击和水流的紊乱, 说明叶轮翼型出口厚度太大。

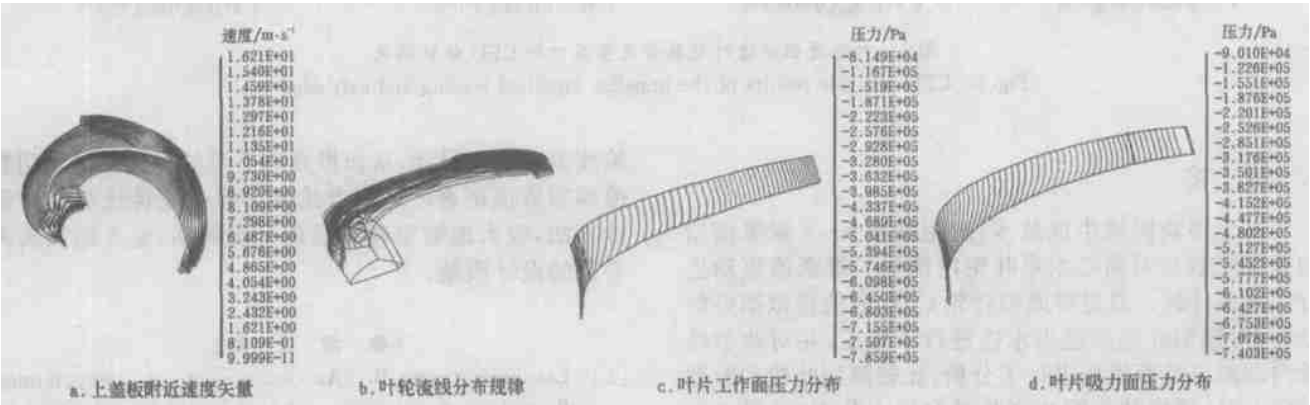


图 3 原型叶轮 CFD 分析结果

Fig 3 CFD analysis results of prototype impeller

3.2 叶轮进水边叶型改型

通过 CFD 分析, 发现原型离心泵在叶轮进口边有头部撞击; 在叶轮吸力面距离出口三分之一有旋涡。根据这个结果进行离心泵叶轮进水边翼型改型优化。图 4 是改变进水角后叶轮 CFD 分析结果图。

从计算结果可以看出, 在叶轮进口处, 水流撞击已经消失, 说明头部修型后, 叶轮的进水角更适合水流的流动特性。同时, 由于修改了翼型, 在叶轮吸力面距离出

口三分之一处旋涡消失。由图 4b 也可以很清楚的看出改型后叶轮更适合水流的流动特性。但由于没有改变出水边厚度, 叶轮出水角的不均匀性仍然存在。

3.3 叶轮进出水边叶型联合改型

通过对原型叶轮的 CFD 分析, 发现原型叶轮出口处工作面和吸力面中间的翼型厚度之间的出流角与其他范围出流角明显不同, 在该范围内容易产生撞击和水流的紊乱, 说明叶轮翼型出口厚度太大。在叶轮进水边翼型改型的基础上, 再进行叶轮翼型出口边修型。图 5

是叶轮进出水边叶型联合改型后叶轮 CFD 分析结果图。从图 5 知,改变叶轮出水边形状后,叶轮出流均匀,

说明以上分析和改型方法是正确的,达到了优化的目的。

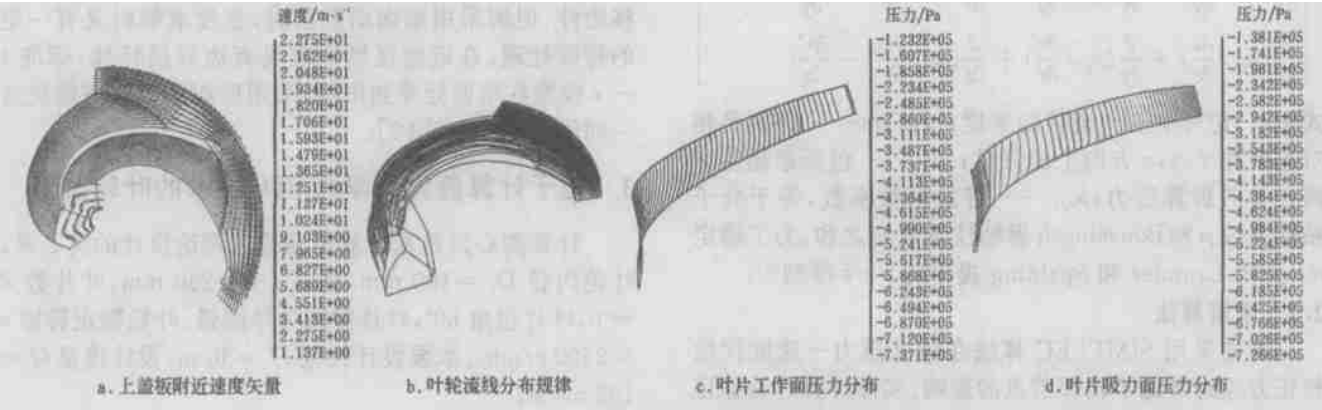


图 4 改变进水角后叶轮 CFD 分析结果

Fig 4 CFD analysis results of the impeller modified entrance angle

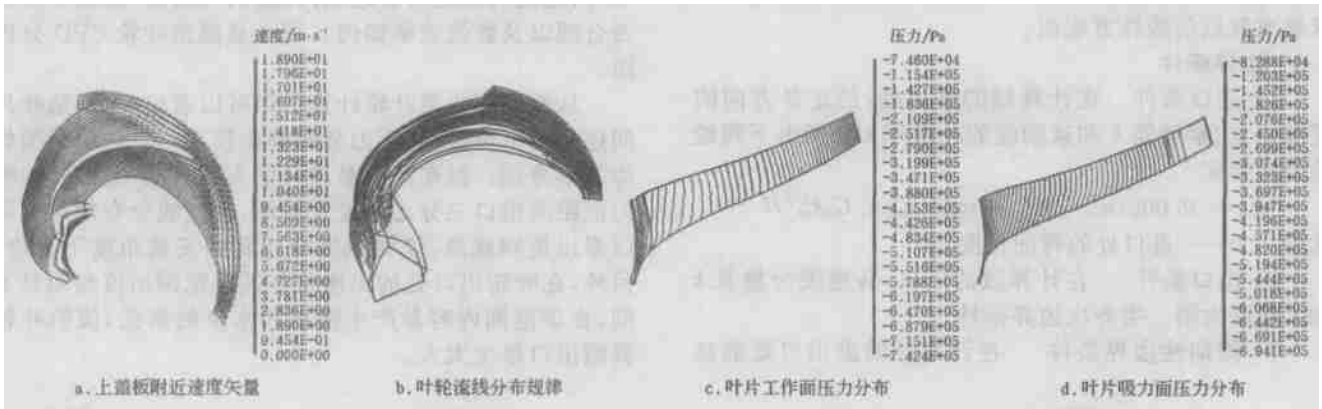


图 5 叶轮进出水边叶型联合改型后叶轮 CFD 分析结果

Fig 5 CFD analysis results of the impeller modified leading and exit edge

4 结 论

基于多块网格生成技术,应用标准 k-ε 紊流模型加壁面函数法对离心水泵叶轮内部的三维紊流流动进行了数值计算。通过对原型叶轮 CFD 数值模拟结果的分析,对原型叶轮的进出水边进行了修正,并对改型叶轮内部的三维紊流场进行了分析。比较原型叶轮和改型叶轮 CFD 模拟的三维速度矢量和压力分布,可得出如下结论:

- 1) 多块网格生成技术应用于具有复杂几何形状和流场结构的离心泵叶轮通道网格划分,对保证网格的质量和计算精度具有重要意义。
- 2) 基于三维紊流数值模拟的离心泵叶轮内三维流场的结果准确、详细、可信,弥补了试验之不足。
- 3) 改型叶轮的流线上具有较平坦的压力分布,因此,改型叶轮将具有较好的空化性能。

综上所述,进行离心泵叶轮内三维紊流数值模拟能够精确地分析和详实地了解离心泵叶轮内部流动结构,获得水流绕叶片流动的运动状态。有效地进行离心泵叶轮改型和优化设计,从而提高离心泵的各项性能。用数值模拟方法研究叶轮内部流场必将改变传统的水力设

计方法,极大地缩短离心泵的开发周期,显著地提高离心泵的设计质量。

[参 考 文 献]

[1] Lakshminarayana B. An assessment of computational fluid dynamics techniques in the analysis and design of turbomachinery [J]. ASME, Journal of Fluids Engineering, 1991, 113: 315- 352

[2] 孙自强, 吴玉林, 薛敦松. 离心泵叶轮内部紊流数值计算 [J]. 工程热物理学报, 1996, 17(7).

[3] 李文广. 离心泵叶轮内部三维紊流数值计算 [J]. 水泵技术, 1997.

[4] 胡春波, 姜培正, 魏进家. 离心泵叶轮内宾汉流体湍流流动的数值计算 [J]. 应用力学学报, 1999, 16(2).

[5] 袁寿其, 陈 池, 郑 铭. 无过载离心泵叶轮内三维不可压湍流场计算 [J]. 机械工程学报, 2000, 36(5).

[6] 周天孝, 白 文. CFD 多块网格生成新进展 [J]. 力学进展, 1999, (3): 344- 368

[7] 陈 池, 袁寿其, 等. 离心泵叶轮三维贴体网格生成 [J]. 农业机械学报, 2000, 31(4).

[8] Rubbert P E, Lee K D. Patched coordinate systems [J]. Applied Mathematics and Computation, 1982, 235- 252

[9] Launder D E, Spalding D B. Lectures in mathematical models of turbulence [M]. Academic Press, London, 1972

[10] 陶文铨 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988

Grid generation in the centrifugal pump impeller and computational fluid dynamics analysis

Liu Shengzhu, Guo Pengcheng, Luo Xingqi

(Institute of Water Resources and Hydro-electric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract Structured grids are applied widely due to its lower memory consuming and its convenient grid numbering. It is unfavorable to describe the complicated fluid channel in the centrifugal pump impeller by mono-block grid. In this paper, based on the feature of geometry and fluid field, multi-block grid technique was used to generate the complicated fluid channel mesh in the centrifugal pump impeller, and the standard $k-\epsilon$ turbulence model and wall function were adopted to solve 3D turbulent flow field in the impeller of a centrifugal pump. The influences of the blade profile on speed distributions, press distributions and pump performance were analyzed. The flow regulation pattern in the impeller of a centrifugal pump was also investigated. A redesign and optimizing method of the impeller blade profile based on numerical analysis of 3D turbulent flow was put forward. The results show that accurate and abundant flow field data were provided for the impeller modification. The proposed method is a very outstanding tool to improve the level of the impeller modification.

Key words: centrifugal pump; impeller; multi-block grid; computational fluid dynamics analysis; optimization of impeller blade profile