

离心泵动-静子流动耦合数值算法研究*

张启华 徐 燕 施卫东 张德胜

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

【摘要】 针对离心泵动-静子流动耦合问题,采用有限体积方法(FVM)离散不可压旋转流动方程组。研究对流、扩散及源项时、空计算格式。对动子采用非惯性参考系求解相对运动方程组,对静子采用惯性参考系求解绝对运动方程组,动-静界面通过 Neuman 条件保持通量守恒。将动子出口相对速度转为绝对速度,作为静子进口来流条件,实现动-静子流场的耦合求解。采用模式切换实现算法。为验证算法,对 Ubaldi 实验用的 ERCOFTAC 离心叶轮及扩压器耦合流场进行数值研究,获得定常及非定常数值计算结果,并与文献进行比较,结果表明数值预测与实验在数量和分布趋势上均较贴近,验证本算法具有准确预测动-静子流场能力,可用于离心泵流动预测与研究。

关键词: 离心泵 流场 动-静子耦合 数值算法

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)07-0089-05

Implementation on Numerical Algorithm for Centrifugal Pump Rotor-stator Flow Coupling

Zhang Qihua Xu Yan Shi Weidong Zhang Desheng

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

To solve the problem of rotor-stator flow coupling, the FVM was adopted to discretize the incompressible rotating flow equations. The time and spatial discretization schemes of the convective, diffusive, and the source term of the equations were investigated. For the rotor, the non-inertial reference frame was adopted to solve the relative flow equations, and for the stator, the inertial reference frame was adopted to solve the absolute flow equations. To keep flux conservation, the Neuman condition was prescribed on the rotor-stator interface. To realize the rotor-stator flow coupling, the relative velocity at rotor outlet was transformed to the absolute velocity, which used as the stator inlet condition. Then a switch mode was adopted to run the algorithm. To validate this algorithm, the flow coupling between the ERCOFTAC centrifugal impeller and the diffuser was conducted, and the steady and unsteady results were obtained and compared with the literature. And good consistency was observed by comparison. It shows that the algorithm is capable of forecasting the rotor-stator flow coupling. The algorithm can be used to forecast and investigate the centrifugal pump flows.

Key words Centrifugal pump, Flowfield, Rotor-stator coupling, Numerical algorithm

引言

动-静子流动耦合在透平、压缩机、泵等领域均有广泛应用。离心式压缩机中常采用径向扩压器。在中低比转数多级泵结构中通常需采用径向导叶,如循环泵、冷凝泵等。近年来在动-静子耦合方面研

究较多,但大多基于商用软件包,文献[1]采用滑移网格对离心泵的相干流动开展了数值研究。但软件具有黑匣特性,如内核不透明、不便于扩展等。文献[2]指出 CFD 软件在当前透平机械领域应用中存在诸多不足,其中动静界面的处理方法也是重要的影响因素。而近年来不断有学者开展新算法的研

收稿日期: 2012-03-08 修回日期: 2012-03-15

* 国家自然科学基金资助项目(51079063,51109093)和江苏大学高层次人才启动基金资助项目(11JDG085)

作者简介: 张启华,助理研究员,博士,主要从事离心泵流动数值计算研究,E-mail: qihua05@163.com

究,文献[3]研究动-静子耦合的沉浸边界算法,对混流泵内的亚格子尺度湍动特性开展大涡数值计算。该算法是动-静耦合应用的主要方法,但目前在离心泵研究中还不多见。文献[4]对喷水推进设备等具有复杂外形运动体提出一种 SPM 算法,由该算法将运动物体作用力耦合到动量方程进行求解。另外,开源算法日趋完善^[5]。国内主要以实验研究为主,如文献[6]通过实验研究了基于动-静子相干的转速测量机理。而目前尚未见到离心泵动-静子流场算法方面的研究报道。因此,对具有代表性的导叶式离心泵的动-静子流场算法开展研究,并给出动-静界面处理方法和计算流程。

1 不可压旋转流场

1.1 基本方程组

根据连续介质及动量守恒原理,采用与动子同步的非惯性参考系,此时的不可压旋转流场基本控制方程组为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \operatorname{div}((\rho \mathbf{u}) \otimes \mathbf{u}) = -\nabla p + \mu \Delta \mathbf{u} - f_{\text{Col}} - f_{\text{cen}} - f_g \quad (2)$$

其中

$$f_{\text{Col}} = 2\rho\Omega \times \mathbf{u}$$

$$f_{\text{cen}} = \rho\Omega \times (\Omega \times \mathbf{r})$$

式中 u ——速度, m/s p ——压力, Pa

ρ ——流体密度, kg/m³

Ω ——角速度, rad/s r ——矢径, m

μ ——流体动力粘度, Pa·s

f_{Col} ——Coriolis 力, N/m³

f_{cen} ——离心力, N/m³ f_g ——重力, N/m³

可记为 $f_{\text{cen}} = \nabla\psi$, 势函数 $\psi = \frac{\rho\Omega^2 r^2}{2}$, 可合并到压力项并用 $p_{\text{eff}} = p - \psi$ 等效表示。

1.2 离散格式

动量方程(2)可进一步合并为

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \operatorname{div}((\rho \mathbf{u}) \otimes \mathbf{u}) = \operatorname{div}\boldsymbol{\sigma} + ST \quad (3)$$

其中

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{\tau} - p_{\text{eff}}\mathbf{I}$$

$$\boldsymbol{\tau} = 2\mu\mathbf{S} - \frac{2}{3}\mu\operatorname{tr}(\mathbf{S})\mathbf{I}$$

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2}(\operatorname{grad}\mathbf{u} + \operatorname{grad}\mathbf{u}')$$

式中 $\boldsymbol{\sigma}$ ——应力张量, N/m²

$\boldsymbol{\tau}$ ——偏应力张量, N/m²

p_{eff} ——有效压力, Pa

$\mathbf{I}$ ——单位对角阵 $\mathbf{S}$ ——应变率张量, s⁻¹

对于湍流场,如采用涡粘模型,以 $k-\varepsilon$ 封闭为例, $\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{\tau} - \left(p_{\text{eff}} + \frac{2}{3}\rho k\right)\mathbf{I}$ 。关于湍流封闭已较成熟,不多述。 ST 为其他源项。

暂时略去时间项,通过有限体积方法对动量方程体积分得

$$\int_S (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) \cdot \mathbf{n} dS = \int_S \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} dS + \int_V ST dV \quad (4)$$

式中 $\mathbf{n}$ ——面 $\boldsymbol{\sigma}$ 的法向量

V ——控制体

式(4)包含对流、扩散和源项,分别说明其数值处理方法。

1.2.1 对流项

为叙述的统一,将对流项里的输运标量 u 置换为统一标量 ϕ , 这样,对于速度、温度、湍动等场变量,均可适用离散格式

$$\int_S (\rho \phi \mathbf{u}) \cdot \mathbf{n} dS = \sum_{f=1}^N S \cdot (\rho \phi \mathbf{u})_f = \sum_{f=1}^N S \cdot (\rho \mathbf{u})_f \phi_f = \sum_{f=1}^N F \phi_f \quad (5)$$

其中 F 为质量通量,其意义与 ϕ 具体表示的物理量有关。 N 表示第 N 个面。质量通量 F 在新的时间步 $(n + \lambda_F)$ 表示为

$$F^{n+\lambda_F} = 2F^{n-1+\lambda_F} - F^{n-2+\lambda_F} \quad (6)$$

采用 Chorin 的分步格式。第 1 步为预测步,第 2 步为校正步。在校正步中进行压力修正和质量通量的更新。因此,在执行完校正步后, F^{n+1} 已知。在求解后续温度、湍动量等时,质量通量采用

$$F^{n+\lambda_F} = \frac{1}{2-\lambda_F} F^{n+1} - \frac{1-\lambda_F}{2-\lambda_F} F^{n-1+\lambda_F} \quad (7)$$

式中 λ_F 取 1/2。式(5)中的 $F\phi_f$ 空间格式将在后面给出。

1.2.2 扩散项

矢量形式的方程(3)展开后的扩散项为 $\int_S \mu \operatorname{grad} \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} dS$, 类似,将 u 换为 ϕ , μ 换为 Γ_ϕ , 保持速度分量及其他标量方程中系数符号一致,有

$$\int_S \Gamma_\phi \operatorname{grad} \phi \cdot \mathbf{n} dS = \sum_{f=1}^N S \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi)_f = \sum_{f=1}^N (\Gamma_\phi)_f S \cdot (\nabla \phi)_f \quad (8)$$

在新迭代时间步 $(n + \lambda_\phi)$ 物理量 Γ_ϕ 的计算格式表示为

$$\Gamma_\phi^{n+\lambda_\phi} = (1 + \lambda_\phi) \Gamma_\phi^n - \lambda_\phi \Gamma_\phi^{n-1} \quad (9)$$

这里的 λ_ϕ 可取 0、1/2 或 1, 本文取 1/2。

1.2.3 源项

将源项线性化表示为 $ST = (ST)_i \phi + (ST)_e$, 在

$(n + \lambda_s)$ 时间步, 显式源项采用

$$(ST)_e^{n+\lambda_s} = (1 + \lambda_s) (ST)_e^n - \lambda_s (ST)_e^{n-1} \quad (10)$$

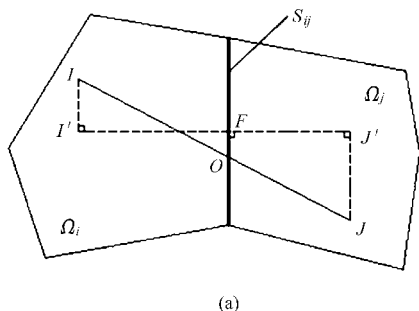
对于线性部分, 采用格式

$$((ST)_i \phi)^{n+\lambda} = (ST)_i [\lambda \phi^{n+1} + (1 - \lambda) \phi^n] \quad (11)$$

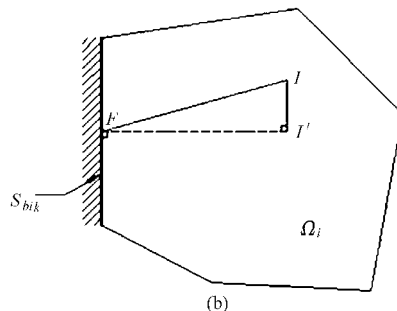
1.2.4 压力泊松方程

对不可压流动采用分步法求解泊松方程

$$\text{div}(\Delta t \text{grad}(\delta p_{\text{eff}}^{n+1})) = \text{div} F^{n+1/2} \quad (12)$$



(a)



(b)

图 1 内部边界和壁面边界示意图

Fig. 1 Diagram of the inner boundary and the wall boundary

(a) 内部边界 (b) 壁面边界

由图 1a 可知, 内部边界上的对流项 $(F\phi_f)_{ij} = (\rho u)_{ij} \cdot S_{ij} \phi_{f,ij}$, 其中界面上的值 $\phi_{f,ij}$ 计算式为

$$\phi_{f,ij} = \begin{cases} \phi_I + l_{IF} (\text{grad}\phi)_I & ((\rho u)_{ij} \cdot S_{ij} \geq 0) \\ \phi_J + l_{JF} (\text{grad}\phi)_J & ((\rho u)_{ij} \cdot S_{ij} < 0) \end{cases} \quad (13)$$

由图 1b 可知, 壁面边界上的对流项 $(F\phi_f)_{bik} = (\rho u)_{bik} \cdot S_{bik} \phi_{fbik}$, 壁面上的值 ϕ_{fbik} 计算式为

$$\phi_{fbik} = \begin{cases} \phi_I & ((\rho u)_{bik} \cdot S_{bik} \geq 0) \\ \phi_{bik} & ((\rho u)_{bik} \cdot S_{bik} < 0) \end{cases} \quad (14)$$

其中, ϕ_{bik} 为壁面边界值, 由边界条件可求得。

1.2.5.2 扩散项的空间格式

同样参考图 1a, 内部边界的扩散项计算采用

$$(\Gamma_\phi)_{f,ij} S \cdot (\nabla\phi)_{f,ij} = (\Gamma_\phi)_{f,ij} \frac{\phi_{f'} - \phi_{f''}}{l_{f'f''}} S_{ij} \quad (15)$$

由图 1b, 壁面边界上的扩散项计算采用

$$(\Gamma_\phi)_{fbik} S \cdot (\nabla\phi)_{fbik} = (\Gamma_\phi)_{fbik} \frac{\phi_{bik} - \phi_{f'}}{l_{f'f''}} S_{bik} \quad (16)$$

组合对流、扩散部分, 由动量方程 (3) 离散所得的代数方程组可表示为

$$a_p^s \phi_p + \sum_{c=1}^N a_c^s \phi_c = S_p^s \quad (17)$$

给定边值条件, 进行求解。采用 ILUT 作预处理的 BiCGstab 算法进行线性方程组的求解。

2 边界处理

以 Ubaldi 等的实验泵^[7] (即 ERCOFTAC 离心叶轮及扩压器) 为模型。该泵被许多学者用于算法验证^[5,8~10]。该泵使用 7 个动子叶片和 12 个静叶

其中, $\delta p_{\text{eff}}^{n+1} = p_{\text{eff}}^{n+1} - p_{\text{eff}}^n$ 为压力校正量。求解出校正压力后, 由 $F^{n+1} = F^{n+1/2} - \Delta t \text{grad}(\delta p_{\text{eff}}^{n+1})$, 获得更新的质量通量, 由此继续求解出温度和湍动等变量。

1.2.5 空间格式展开

1.2.5.1 对流项的空间格式

单元界面分内部边界和壁面边界两种情况, 如图 1 所示。

片的配置, 其外形尺寸如图 2 所示, 叶片坐标可查 Ubaldi 等^[7] 的实验资料。

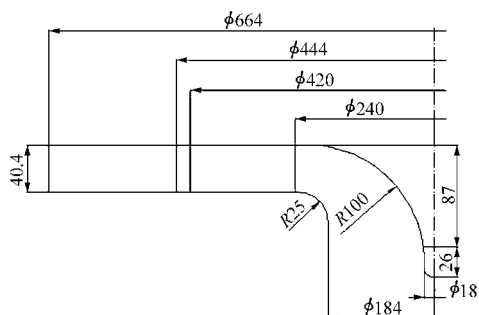


图 2 ERCOFTAC 离心叶轮、扩压器尺寸图

Fig. 2 Dimensions of the ERCOFTAC centrifugal impeller and diffuser

实验测量工况为流量 $Q = 0.292 \text{ m}^3/\text{s}$, 叶轮转速 n 稳定在 2000 r/min , 介质密度 $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ 。实验过程采用开式循环, 气流由叶轮进口均匀进入, 经叶轮加速后通过动-静子间的一段间隙进入扩压器, 然后从扩压器流出进入大气。这样, 离心泵计算模型的边界主要包括进出口边界、动子壁面边界、静子壁面边界。实验中在 $D_m/D_2 = 1.02$ 的位置布置探针测量, 该位置可视为动-静子的交界面, 本研究将动-静子交界面取在该位置。

2.1 进出口边界条件

根据前述实际测量条件, 建立相应计算模型的物理边界。这里叶轮进口边界采用 Dirichlet 边界, 根据流量系数和进口面积计算并给定进口的平均流速 $U_{\text{in}} = 11.10 \text{ m/s}$ 。叶轮圆周速度 $U_2 = 43.98 \text{ m/s}$, 雷诺数 $Re = 6.5 \times 10^5$, 采用 $k-\varepsilon$ 模式来封闭完全发

展湍流。将计算模型区域的扩压器出口外圆周向外扩大到 750 mm,保证出口边界物理上满足 Neuman 边界 $\frac{\partial \phi}{\partial n}=0$,给定平均出口静压 $p=0$ 。

2.2 壁面边界条件

对动子流场的计算建立在非惯性参考系中,见方程(3)。因此,当处于非惯性参考系下观察壁面时,其壁面条件与惯性系下的静止壁面是类似的。这里给定无滑移、无穿透的固壁边界条件 $u=0$ 、 $\phi=0$ 及 $\frac{\partial u}{\partial n}=0$ 。

2.3 动-静交界面处理

动-静交界面包含动子出口边界和静子来流边界。首先,动子流场基于非惯性参考系求解获得的是相对速度,需转换成绝对速度,作为静子进口来流速度;其次,通过施加 Neuman 边界条件将动子出口界面量,如质量通量、压力、湍动等物理量插值作为静子来流的相应量。最后,根据前述实验条件,开展对应的数值计算,在动子区域外围一层网格与静子区域的内层网格间进行前述的插值数据转换。当两侧网格布置不一致时,则基于网格单元进行插值,从而获得相应量。

2.4 动-静子流场求解流程

动子流场与静子流场涉及的基本方程组是不同的,本文提出一种切换模式,以求解不可压缩流场的算法为核心,包括联立方程组(1)~(2)求解,以及压力泊松方程(12)和湍动方程组的求解。在此基础上,通过转换模块对动子、静子进行切换,并处理切换过程中相对与绝对速度的转换。当进入动子模式,则采用非惯性参考系,求解包含 f_{col} 和 f_{cen} 的方程组,获得非惯性参考系下的动子内流场;对于静子模式,则采用惯性参考系,求解不含上述两项的方程组,获得静子内流场。上述算法的计算过程在 VS2008 平台下通过 C++ 程序实现,这样整个求解的流程如下:

(1)调用核心求解器,切换到动子流场计算模式,执行下述计算步骤:① 初始化速度、压力和湍动

等所有未知量。② 计算质量通量 F ,计算动量及湍动方程组中对流、扩散及源项的系数 a_p^s 、 a_c^s 及源项 S_p^s ,代入边界条件,更新各变量的代数方程系数矩阵。③ 采用 ILUT 为预处理器的 BiCGstab 算法迭代求解代数方程组,对速度分量顺序求解。④ 更新面质量通量 F ,计算压力修正方程系数 a_p^e 、 a_{pc}^e 及源项 S_p^e ,求解出压力修正量。⑤ 求解温度和湍动标量等其他未知量。

(2)再次调用核心求解器,切换到静子模式运行,重复步骤①~⑤,求解出静子流场。

(3)以新的压力场和速度场开始下一轮迭代。

(4)重复步骤(1)~(2)的整个过程,直至满足精度。

3 ERCOFTAC离心叶轮及扩压器流场数值计算与验证

3.1 动-静定常流场数值计算与验证

首先进行网格处理,将泵划分为数十个结构化的块,由 Gambit 生成六面体网格,如图 3 所示,各个块交界面网格一致。输出 neu 格式网格文件,由本算法中的前处理接口读入计算网格。

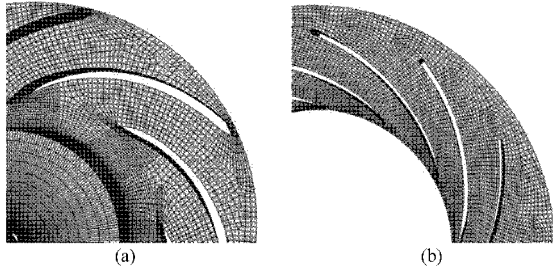


图 3 计算网格
Fig. 3 Numerical grids
(a) 叶轮网格 (b) 扩压器网格

按上述步骤进行流场数值计算,计算所得叶轮压力与速度分布如图 4 所示。

为便于对比,列出文献[8~9]的计算结果,对比可以看出,两者在大小和分布上均较吻合,表明本算法能够进行动-静子耦合定常数值计算,也验证了

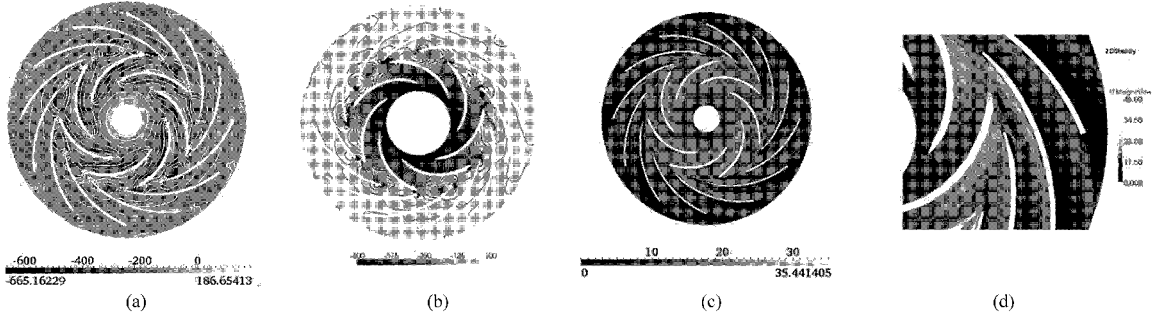


图 4 ERCOFTAC 离心泵内流动压力与速度分布

Fig. 4 Pressure and velocity distributions within the ERCOFTAC centrifugal pump
(a) 压力分布 (b) 文献[8]的压力分布 (c) 速度分布 (d) 文献[9]的速度分布

上述求解过程可行。

3.2 动-静非定常流场数值计算与验证

根据 Ubaldi 等^[7]非定常实验,取 $t/T=0.216$ 和 $t/T=0.426$ 两个时刻结果,对比如图 5 所示。横轴

表示沿圆周 $[0,2\pi]$ 的相对位置。

通过图 5 发现,本文提出的算法在轴向速度预测中具有较好的精度,对径向速度预测略有偏差,其总体趋势与实验结果具有较好的一致性。

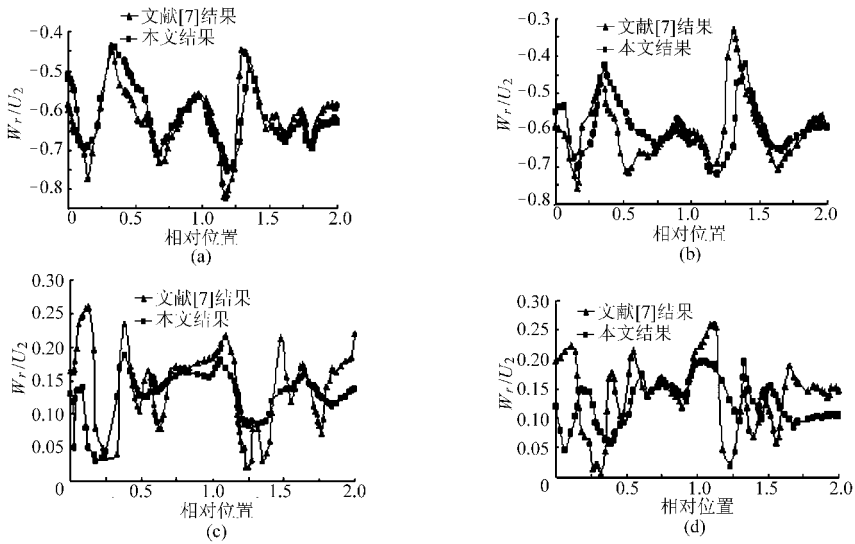


图 5 叶轮出口瞬时切向及径向速度分布

Fig. 5 Instantaneous tangential and radial velocity at impeller outlet

- (a) $t/T=0.216$, 叶轮出口切向速度沿圆周分布
- (b) $t/T=0.426$, 叶轮出口切向速度沿圆周分布
- (c) $t/T=0.216$, 叶轮出口径向速度沿圆周分布
- (d) $t/T=0.426$, 叶轮出口径向速度沿圆周分布

4 结束语

动-静子耦合流动是流体机械中最为典型的流动问题。本文采用 FVM 方法对不可压旋转流动方程组进行离散,给出对流、扩散及源项的时空离散格式。采用非惯性参考系下的相对运动方程组描述并求解动子流场,采用惯性参考系下的绝对速度方程组描述并求解静子流场。在动-静交界面上采用

Neuman 边界条件保证通量守恒,同时,将动子出口的相对速度转换为绝对速度并作为静子进口条件。然后,通过切换模式完成动-静子流场耦合求解,并给出算法的实施步骤。最后,对 ERCOFTAC 离心叶轮和扩压器耦合流动进行定常及非定常的数值计算,通过与已有文献结果的比较,看到预测结果与文献结果在数量级和分布上均较接近,验证了本算法具备预测定常与非定常离心泵动-静子耦合流动的能力。

参 考 文 献

1 田辉,郭涛,孙秀玲,等. 离心泵内部动静干涉作用的数值模拟[J]. 农业机械学报, 2009, 40(8): 92~95.
Tian Hui, Guo Tao, Sun Xiuling, et al. Numerical simulation of unsteady flow in a centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(8): 92~95. (in Chinese)

2 Denton J D. Some limitations of turbomachinery CFD [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, UK, 2010: 1~11.

3 Posa A, Lippolis A, Verzicco R, et al. Large-eddy simulations in mixed-flow pumps using an immersed boundary method [J]. Computers & Fluids, 2011, 47(1): 33~43.

4 Luo X, Chrysostomidis C, Karniadakis G E. Spectral element/smoothed profile method for turbulent flow simulations of waterjet propulsion systems [C] // Proceedings of Grand Challenges in Modeling Simulation, Summer Simulation Multiconference, Ottawa, Canada, 2010: 129~135.

5 Jasak H, Beaudoin M. OpenFOAM TURBO TOOLS: from general purpose CFD to turbomachinery simulations [C] // Proceedings of ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference, Japan, 2011: 1~12.

6 潘中永,倪永燕,袁寿其,等. 基于动静干涉的离心泵转速测量机理与实验[J]. 农业机械学报, 2010, 41(3): 81~85.
Pan Zhongyong, Ni Yongyan, Yuan Shouqi, et al. Experiment and mechanism of centrifugal pumps rotation speed measurement based on rotor-stator interaction [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 81~85. (in Chinese)

参 考 文 献

1 施卫东,王洪亮,于学军. 深井泵的研究现状与发展趋势[J]. 排灌机械,2009,27(1):64~68.
Shi Weidong, Wang Hongliang, Yu Xuejun. Development and prospect of deep well pump in China [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(1):64~68. (in Chinese)

2 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京:中国宇航出版社,2010:467~468.

3 姚春玲,王春华,刘琨,等. 冲压焊接离心泵的特点和发展现状[C]//先进制造技术论坛暨第五届制造业自动化与信息化技术交流会论文集,2006:218~219.

4 刘元义,蔡保元,霍春源,等. 冲压焊接多级离心泵的理论研究及工程实现[J]. 机械工程学报,2005,41(2):228~233.
Liu Yuanyi, Cai Baoyuan, Huo Chunyuan, et al. Theoretical study and engineering implementation of stamping and welding multilevel centrifugal pumps[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005,41(2):228~233. (in Chinese)

5 陆伟刚,张启华,施卫东. 深井离心泵叶轮极大直径设计法[J]. 排灌机械,2006,24(5):1~7.
Lu Weigang, Zhang Qihua, Shi Weidong. Impeller diameter maximum approach on deep well pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2006, 24(5):1~7. (in Chinese)

6 施卫东,李启锋,陆伟刚,等. 基于 CFD 的离心泵轴向力计算与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(1):60~63.
Shi Weidong, Li Qifeng, Lu Weigang, et al. Estimation and experiment of axial thrust in centrifugal pump based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(1):60~63. (in Chinese)

7 王川,陆伟刚,施卫东,等. 不锈钢冲压潜水泵的数值计算与试验验证[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2012,33(2):176~180.
Wang Chuan, Lu Weigang, Shi Weidong, et al. Numerical calculation and experimental verification of stainless steel stamping submersible well pump[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2012,33(2):176~180. (in Chinese)

8 周岭,施卫东,陆伟刚,等. 深井离心泵数值模拟与试验[J]. 农业机械学报,2011,42(3):69~73.
Zhou Ling, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Numerical simulation and experiment on deep-well pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3):69~73. (in Chinese)

9 Wang Chuan, Shi Weidong, Lu Weigang, et al. Regression test of stain steel stainless well-pump based on numerical simulation[J]. Advanced Materials Research, 2011(7):847~852.

10 查森,王伟海. 多级离心泵导叶内部流动的研究[J]. 农业机械学报,1988,19(4):48~56.
Zha Sen, Wang Weihai. The study of the internal flow of the channel diffuser of the muti-stage centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1988,19(4):48~56. (in Chinese)

(上接第 93 页)

7 Ubaldi M, Zunino P, Barigozzi G, et al. An experimental investigation of stator induced unsteadiness on centrifugal impeller outflow [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(1):41~54.

8 Petit O, Page M, Beaudion M, et al. The ERCOFTAC centrifugal pump OpenFOAM case study [C]//3rd IAHR International Meeting of the Workground of Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, 2009:523~532.

9 Xie S S. Studies of the ERCOFTAC centrifugal pump with OpenFOAM [D]. Sweden: Chalmers University of Technology, 2010.

10 David de K. Numerical simulation of unsteady flow in hydraulic turbomachines [D]. Dutch: Technische Universiteit Eindhoven, 2009.

11 李红,王涛. 自吸泵内部流场的数值模拟及性能预测[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(3):194~197.
Li Hong, Wang Tao. Numerical simulation of interior flow and performance prediction for self-priming pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010,28(3):194~197. (in Chinese)