灯泡贯流泵装置内部流动数值模拟

金　燕，刘　超，汤方平

（扬州大学 江苏省水利动力工程重点实验室，江苏 扬州 225009）

摘　要：基于三维雷诺平均 Navier－Stokes 方程、RNG $k-\varepsilon$ 紊流模型和 SIMPLE 算法，对一灯泡贯流泵装置模型的内部三维流场进行了全流道数值模拟. 对同一转速下流量为 20～35 L/s 范围内的 7 个工况点的扬程、轴功率和效率等性能参数进行了预测，分析了泵装置内部速度场的分布. 计算结果表明：在最优工况点，泵装置内部水流流态较好，压力分布也比较均匀；而在小流量和大流量工况下，包括灯泡体在内的出水流道内流态紊乱，出现偏流、脱流和旋涡等不良流态. 为了验证计算的准确性和可靠性，对该装置模型进行了性能试验，并将数值模拟计算结果与模型试验的数据进行了对比，两者在高效区附近吻合较好，但在小流量和大流量工况下存在偏差.

关键词：灯泡贯流泵装置；内部流动；数值模拟；性能试验

中图分类号：TV131　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1674－8530(2010)02－0155－05

Numerical simulation of internal flow of tubular pump system

Jin Yan, *Liu Chao*, *Tang Fangping*

(Hydrodynamic Engineering Laboratory of Jiangsu Province, Yangzhou University, Yangzhou, Jiangsu 225009, China)

Abstract: Based on the Reynolds averaged Navier－Stokes equations and the RNG $k-\varepsilon$ turbulent model, the three-dimensional flow field in a tubular pump system was simulated by CFD. The performance parameters of pump system such as head, shaft power and efficiency were predicted based on the calculation of different operating conditions with the flow rate range from 20 L/s to 35 L/s at the same rotating speed. At the best efficiency condition, the pressure is well-distributed, and the flow pattern is steady, at small and large flow rate conditions the flow pattern in discharge passage becomes turbulent, flow deviation, separation and vortex are appeared. For verifying the accuracy and reliability of the calculation results, a model test was conducted. The comparison of simulation results and the experiment data show that the calculation performances close agree with the experiment results in the high efficiency area, but under the condition of large discharge and low rate, deviations exist between the two results.

Key words: tubular pump system; internal flow; numerical simulation; performance test

灯泡贯流泵的结构设计借鉴了灯泡式水轮机的设计理念[1]，将电机和齿轮箱安装在一个灯泡形的金属壳体中，电机的主轴与转轮水平连接. 泵机组的轴系支撑结构、导轴承和推力轴承等均布置在灯泡体内，结构紧凑. 水泵进出水流道顺直，水流基本上是轴向通过流道，直进直出，进水流态均匀，水流顺畅，水力效率较高. 南水北调第一期工程江苏境内多座泵站均采用了灯泡贯流泵装置[2].

灯泡贯流泵装置的内部流场是十分复杂的三维流动. 随着计算机技术和计算流体力学技术的发展，计算流体动力学(computational fluid dynamics，CFD)技术已广泛应用于流体机械的内部流动研究[3]，近

收稿日期：2009－11－17

基金项目：国家自然科学基金资助项目(50779060)；“十一五”国家科技支撑计划重大项目(2006BAB04A03)

作者简介：金　燕(1981—)，女，江苏常熟人，博士研究生(jinyan_yz@163.com)，主要从事水泵内部流动实验和数值模拟研究.

刘　超(1950—)，男，江苏滨海人，教授，博士生导师(通讯作者，liuchao@yzu.edu.cn)，主要从事水泵与水泵站研究.

万方数据

几年在贯流泵装置的研究中也逐步得到应用[4]. 与最初的理论研究和试验研究相比,数值模拟不但可以获得贯流泵装置的外特性,还可以模拟装置内部的流动情况,显示泵内任意位置的速度场和压力场,具有开发周期短、设计成本低等优点.

本研究采用 Fluent 软件对一灯泡贯流泵装置进行全流道的数值模拟,计算灯泡贯流泵装置的水动力性能,分析其内部流场,并将其计算结果与模型试验所得的结果进行对比,以便为今后灯泡贯流泵装置的设计、优化提供一定的参考.

1 数学模型与边界条件

1.1 计算模型和网格剖分

计算模型的三维几何建模和网格剖分均采用 Gambit 软件完成. 进出水流道直接在 Gambit 中绘制,叶轮和导叶则是将 *.tur 文件导入 Gambit 中生成. 整个计算区域从贯流泵装置的进水流道进口到出水流道的出口(见图 1).

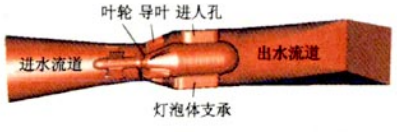


图 1 计算区域

Fig. 1 Computational domain

本次计算和试验采用的模型泵,其主要参数包括:叶轮直径为 120 mm,叶轮转速为 2 000 r/min,流量范围为 20 ~ 35 L/s,叶轮叶片数为 3 片,导叶叶片数为 5 片.

由于灯泡贯流泵装置的结构比较复杂,生成体网格时采用了非结构化网格进行剖分,并对叶轮和导叶部分的网格进行了加密;而对于进出水流道的网格,则将其密度适当降低. 这样,在保证计算精度的前提下,避免了计算资源的浪费. 网格总数为 1 031 766,各部分的网格见图 2.

1.2 基本控制方程及湍流模型

采用三维雷诺时均 N - S 方程来描述贯流泵内不可压缩流体的湍流流动[5]. 湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型. 与标准 $k-\varepsilon$ 模型相比,RNG $k-\varepsilon$ 模型通过修正湍流粘度考虑了平均流动中的旋转及旋转流动情况,并在 ε 方程中增加了一项反映主流的时均应变率 E_{ij}. 这使得 RNG $k-\varepsilon$ 模型中的产生项不仅与流动状况有关,而且还是空间坐标的函数. 从而,RNG $k-\varepsilon$ 模型可更好地处理高应变率及流线弯曲程度大的流动.

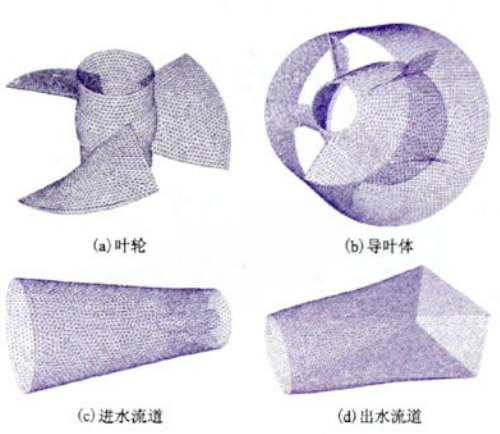


图 2 泵装置各部分网格

Fig. 2 Grid of each part

RNG 紊流模型 k 方程和 ε 方程如下:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_k \mu_{\text{eff}}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon, \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}^{*}\frac{\varepsilon}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}, \tag{2}$$

式中 $\mu_{\text{eff}}=\mu+\mu_t$,其中 $\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$;$\alpha_k=\alpha_\varepsilon=1.39$;$C_{1\varepsilon}^{*}=C_{1\varepsilon}-\frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$,其中 $\eta=(2E_{ij}\cdot E_{ij})^{1/2}\frac{k}{\varepsilon}$,$E_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$. 以上式中 $C_\mu=0.0845$;$C_{1\varepsilon}=1.42$;$C_{2\varepsilon}=1.68$;$\eta_0=4.377$;$\beta=0.012$.

本研究应用有限容积法离散和 SIMPLE 算法计算求解流速场和压力场.

1.3 边界条件

1.3.1 进口边界条件

进水流道前加一段进水段,以保证水流进入进水流道时的流态尽量平顺;采用的是质量进口(mass-flow-inlet),给定进口边界上的质量流量.

1.3.2 出口边界条件

在出水流道的后部加一段出水延伸段,并且将计算流场的出口设置在出水延伸段中距离出水流道出口足够远处,使水流充分发展. 由于出流边界上的压力或者速度均未知,因此采用了自由出流(outflow). 出口处,除了压力之外,其他参数梯度为 0,即 $\frac{\partial\Phi_i}{\partial n}=0$.

1.3.3 固壁条件

泵装置中的固体壁面包括进出水流道边壁、叶轮和导叶的外壳、轮毂及灯泡体外壳等. 在固体壁面处规定无滑移条件,速度分布由标准壁面函数来处理[6].

2 计算结果及分析

灯泡贯流泵内部流动十分复杂,通过数值模拟,可以得到内流场的速度、压力以及流线等信息,以判别设计的合理性,从而进一步为优化设计提供依据.

图 3 为灯泡贯流泵装置内部粒子迹线图. 由于灯泡贯流泵进水流道顺直且逐步收缩,水流经过进水流道后均匀进入叶轮,流态较好;水流从导叶流出后,由于进人孔、灯泡体以及灯泡体支承等过流部件的存在,流态出现不稳定,并在灯泡体尾部出现回流和低速区.

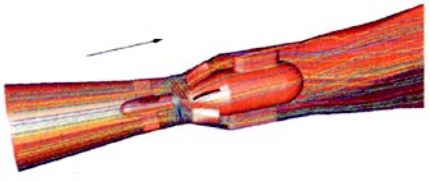


图 3 灯泡贯流泵装置内部粒子迹线

Fig. 3 Path line of bulb tubular pump system

图 4 为各流量工况下装置纵断面流速等值线图和静压云图. 由图 4b 可以看出,在高效点,水流流态较好,压力分布也比较均匀,但是,由于灯泡体底部的两个支承相隔距离较近,从而出现旋涡和低速区. 在小流量工况下,灯泡体支承和进人孔及灯泡体尾部的流态紊乱,出现偏流和小旋涡(见图 4a);而在大流量工况下,流速的增大,使得灯泡体尾部出现明显的脱流、偏流和旋涡,压力分布不均匀(见图 4c).

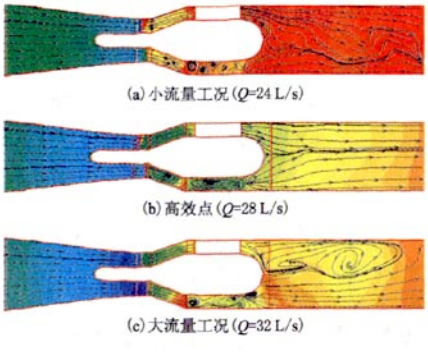


图 4 泵装置纵断面轴向流速和静压等值线

Fig. 4 Axial velocity and statistic pressure contours of tubular pump in vertical plane

图 5 为最优工况点下叶片表面的速度云图,叶片表面的流速从轮毂到轮缘逐渐增大,在接近轮缘处达到最大. 3 片叶片表面的流速基本上对称.

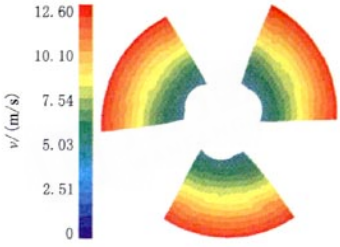


图 5 $Q=28$ L/s 时叶片速度云图

Fig. 5 Velocity contour of blades at flow rate of 28 L/s

图 6 分别为 3 种工况下叶片表面的静压力云图. 计算显示,随着流量的增大,叶片压力面和吸力面的静压力都有减小的趋势. 最优工况及小流量工况下,吸力面进水边压力出现最小值,压力面进水边出现最大值. 但是在大流量工况下,由于进水边头部的流速过大导致脱流,压力面的头部靠近轮毂处出现低压区,而吸力面的头部则出现高压区.

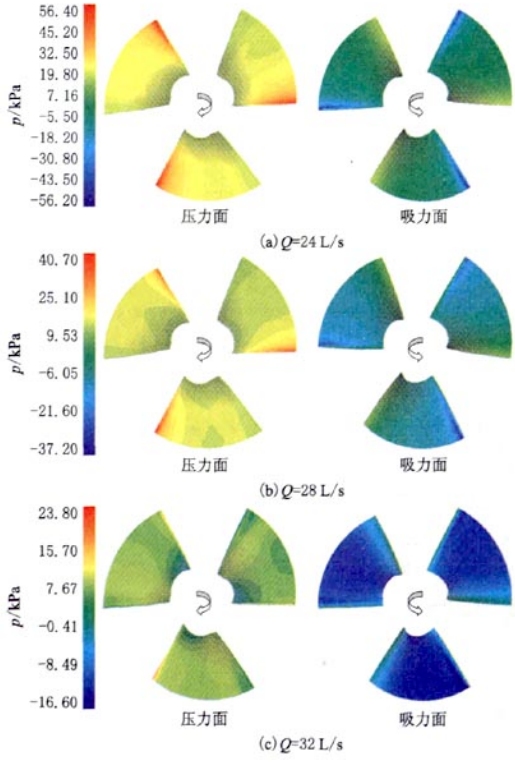


图 6 叶片表面静压力云图

Fig. 6 Static pressure contours of blade

万方数据

3 试验与计算结果对比

为了验证计算结果的准确性，对该灯泡贯流泵装置进行了外特性试验，获得了从小流量到大流量共7个工况点的装置扬程、轴功率和效率等的特性参数值. 将这些数据与计算值进行对比，结果见图7，图中CFD与Exp分别为计算值与试验值.

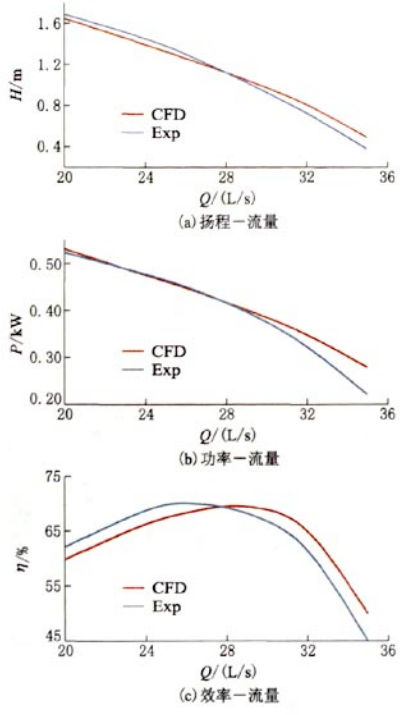


图7 灯泡贯流泵装置性能曲线比较

Fig. 7 Performance curves of tubular pump

由对比结果可见，在高效区，无论是扬程-流量曲线、效率-流量曲线，还是功率-流量曲线，计算值和试验值吻合得都比较好；而在非设计工况下，由于水泵叶轮、导叶和出水流道内易产生脱流，流态紊乱，紊流模型与实际情况偏差增大，导致计算值与试验值之间存在一定差距. 故数值计算方法在高效区范围内对贯流泵装置性能的预测比较准确、可靠.

本研究用于计算和试验的模型叶轮其直径仅为120 mm，并不是标准模型试验所采用的直径为300 mm的叶轮. 为了增强可比性，根据2007年水利部发布的《水泵模型及装置模型验收试验规程》[7]中原型泵性能换算的方法，将计算和试验的数据均换算成标准模型的性能曲线(见图8).

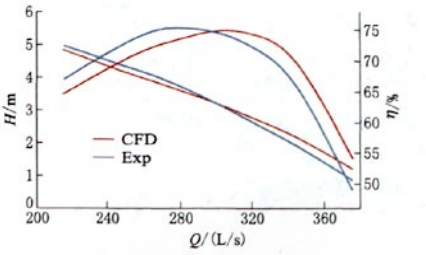


图8 换算后的装置性能曲线

Fig. 8 Performance curves scaled of tubular pump conversion

4 结 论

通过对后置灯泡贯流泵装置内部三维流场的数值模拟，得出以下结论：

(1)在高效点，装置内部水流流态较好，纵断面流速和压力分布均匀，3片叶片表面的流速基本上对称，叶片表面的流速从轮毂到轮缘逐渐增大. 在小流量和大流量工况下，由于叶轮内易产生脱流，水流经导叶调整后仍有较大的速度环量，使得出水流道内出现偏流和旋涡等现象.

(2)计算结果与试验值比较后发现，两者在高效区吻合较好，但是在小流量和大流量工况下，两者差异比较明显. 计算时针对有压的管道内部流动，故没有考虑重力的影响，主要是在非设计工况下易产生脱流、回流等不良流态而使得计算模型不适用引起的误差.

(3)计算获得的内流场流动规律与实际情况相符，且在高效区对水动力性能的预测较为准确，说明采用CFD方法对贯流泵内部流场进行数值模拟是可行的.

本研究工作还得到江苏省重点实验室开放课题(k08019)和扬州大学研究生培养创新工程项目基金的资助.

参考文献(References)

[1] 沙锡林. 贯流式水电站[M]. 北京：中国水利水电出版社，1999.

[2] 张仁田. 贯流式机组在南水北调工程中的应用研究[J]. 排灌机械，2004，22(5)：1－6.
Zhang Rentian. Study on application of tubular pumps in the project of south to north water transfer project[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2004, 22(5): 1－6. (in Chinese)

万方数据

[3] 王福军. CFD 在水力机械湍流分析与性能预测中的应用[J]. 中国农业大学学报, 2005,10(4):75 - 80.
Wang Fujun. Application of CFD to turbulent flow analysis and performance prediction in hydraulic machinery [J]. *Journal of China Agricultural University*, 2005, 10 (4):75 - 80. (in Chinese)

[4] 汤方平,刘 超,周济人,等. 低扬程贯流泵装置模型试验研究[J]. 水泵技术, 2004(4):28 - 31.
Tang Fangping, Liu Chao, Zhou Jiren, et al. Study on model test of low-head tubular pumping system [J]. *Pump Technology*, 2004(4):28 - 31. (in Chinese)

[5] 关醒凡,商明华,谢卫东,等. 后置灯泡式贯流泵装置水力模型[J]. 排灌机械, 2008,26(1):25 - 28.
Guan Xingfan, Shang Minghua, Xie Weidong, et al. Hydraulic model and its pilot-plant unit for rear bulb-type cross-flow pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008,26(1):25 - 28. (in Chinese)

[6] Date A W. *Introduction to Computational Fluid Dynamics* [M]. New York: Cambridge University Press, 2005.

[7] 中水北方勘测设计研究有限责任公司. SL 140—2006 水泵模型及装置模型验收试验规程[S]. 北京:中国水利水电出版社,1997.

(责任编辑 张文涛)

(上接第 139 页)

[2] Thomas F O'Brien, Tilak V Bommaraju, Fumio Hine. *Overview of the Chlor-Alkali Industry*[M]// *Handbook of Chlor-Alkali Technology: Volume I*. New York: Springer US,2005:37 - 74.

[3] 牟介刚,李 思,郑水华,等. 离心泵叶轮出口盖板形状对水力性能的影响[J]. 排灌机械,2009,27(5):323 - 326.
Mou Jiegang, Li Si, Zheng Shuihua, et al. Relationship between hydraulic performance of centrifugal pump and shape of impeller shroud[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*,2009,27(5):323 - 326. (in Chinese)

[4] 李 涛,尚家巨,郝 宁. 星形叶轮的特点及其特性分析[J]. 通用机械,2007,6(7):70,94.
Li Tao, Shang Jiaju, Hao Ning. The characteristics and analysis of star-like impeller[J]. *General Machinery*, 2007,6(7):70,94. (in Chinese)

[5] 袁寿其,曹武陵,金树德,等. 低比转速离心泵的理论与设计[J]. 排灌机械,1992,10(3):29 - 36.
Yuan Shouqi, Cao Wuling, Jin Shude, et al. The theory and design of low specific speed centrifugal pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 1992, 10(3):29 - 36. (in Chinese)

[6] 倪永燕,袁寿其,袁建平,等. 低比转速离心泵加大流量设计模型[J]. 排灌机械,2008,26(1):21 - 24.
Ni Yongyan, Yuan Shouqi, Yuan Jianping, et al. Model of enlarged flow design for low specific speed centrifugal pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26 (1):21 - 24. (in Chinese)

[7] Tuzson J. *Centrifugal Pumps Design*[M]. New York: John Wiley & Sons Inc,2000.

[8] Standard Specifi-cation for Castings, Nickel and Nickel Alloy[S]. ASTM,2003.

(责任编辑 徐云峰)

万方数据