潜水轴流泵全流道三维湍流数值模拟及性能预估

杨军虎，张 炜，王春龙，马静先
（兰州理工大学 流体动力与控制学院，甘肃 兰州 730050）

摘要：为了提升潜水轴流泵的性能，研究其内部流动规律，采用标准 $\kappa-\varepsilon$ 双方程湍流模型和压强连接的隐式修正 SIMPLEC 算法对国产 ZQ2870C－4 潜水轴流泵全流道进行了 CFD 分析，得出流道内叶片、导叶表面速度、压力分布规律，依此分布规律指出了该泵轴面流道及叶片设计存在的不足，应对叶片、导叶型线以及导叶部分轴面流道形状进行适当的调整．根据泵进出口速度、压力分布规律，预测了泵的能量特性曲线，实验表明：预测的结果较为理想，但在偏离设计工况下的湍流模型还需要做进一步的研究．

关键词：潜水轴流泵；$\kappa-\varepsilon$ 紊流模型；CFD；数值模拟；性能预测
中图分类号：TV131.31；TV136 **文献标识码**：A **文章编号**：1005－6254(2006)04－0005－05

Numerical simulation of turbulent flow through full passage of submersible axial pump and performance predictions

YANG Jun-hu, ZHANG Wei, WANG Chun-long, MA Jing-xian
(College of Fluid Power and Control, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China)

Abstract: In order to improve the performance of submersible axial pump and to attain the rule of inside flow field, the standard $\kappa-\varepsilon$ turbulence model and SIMPLEC algorithm are applied to simulate the full flow passage of the ZQ2870C－4 submersible axial pump by CFD. According to the rule of distribution of velocity and pressure on surfaces of blade and guide blade, the design deficiencies of the pump at axial section flow channel and blade are pointed out, and the optimum profiles of blade, guide blade and the shape of axial section flow channel are obtained. Based on the simulation, performance curve of the pump is predicted. The result of the computation indicates that the value of prediction accords with experimental data at design condition. Further study is required for the turbulent model at the off-design condition.

Key words: submersible axial pump; $\kappa-\varepsilon$ turbulence model; CFD; numerical simulation; performance prediction

随着市政工程、水利工程的不断发展，对大流量、低扬程轴流泵的需求越来越大．潜水轴流泵相比于普通轴流泵有以下特点：(1)水泵叶轮与电机转子安装在同一根轴上，电机可以在水下运行，机组结构紧凑，泵站结构简单，辅助设备少，工程投资省；(2)水泵与出水管有自动偶合装置，安装检修方便；(3)电机采用F级绝缘，双重机械密封，内部装有各种传感器和保护装置，可靠性好，使用寿命长；(4)泵房和配电房、控制室分开设置，运行环境的通风、采光、温度、湿度条件好，便于工程和机电设备的维修管理．因此，潜水轴流泵的使用越来越广泛[1,2]．

但由于潜水轴流泵的结构、安装形式和一般轴

收稿日期：2006－03－10
作者简介：杨军虎(1962－)，男，陕西蒲城人，教授，主要从事流体机械内部流动规律及性能预测的研究．
张 炜(1981－)，男，湖北仙桃人，硕士生，主要从事流体机械内部流动规律及性能预测的研究．

万方数据

流泵有较大的差别，所以潜水轴流泵的效率比一般轴流泵低. 经调研我国潜水式轴流泵比KSB公司的的效率一般低 10% ~15%. 为了提高潜水泵的性能，必须研究其内部流场的分布规律.

近年来，CFD(Computational Fluid Dynamics)技术已成为进行内部流场分析的重要手段之一，通过计算机数值实验深化了人们对泵内部流场规律的认识[3]. 本文通过对潜水轴流泵内部流场的数值模拟，得出其内部流场的分布规律，为进一步提高潜水轴流泵的性能和设计水平提供基础理论信息.

1 计算对象及其实体模型的建立

叶轮是潜水轴流泵实现能量转化的关键部件，由于潜水轴流泵叶片复杂的空间翼型，其叶片是复杂的空间结构形式，且扭曲严重. 为了保证模型的准确性和光滑性，采用专业软件 Pro/ENGINEER 生成. 本文计算对象为国产 ZQ2870C -4 潜水式轴流泵，其叶轮有4个叶片，导叶片为7个，导叶片与轮毂连在一起形成导叶体. 叶轮直径 650 mm，转速 735 r/min，流量为 1 400 ~2 200 l/s. 叶轮实体见图1.

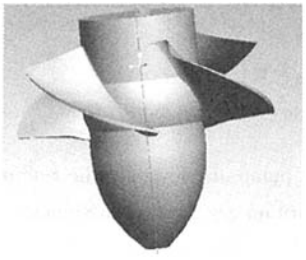


图1 叶轮实体

2 控制方程

潜水轴流泵稳定运行时，转速恒定，整个泵段内部近似为三维定常不可压湍流流动. 由 Boussrnesq 涡粘性假设，可以得出绝对坐标系下不可压牛顿流体的连续性方程和动量方程[4,5].

连续性方程：

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

动量方程：

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i} + \frac{\partial[\mu_e(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})]}{\partial x_j} - 2\varepsilon_{ijk}k\omega_j u_k \qquad (2)$$

式中 ρ 为流体密度；$x_j(j = 1,2,3)$ 分别代表 x，y 和 z 坐标；u_i 和 u_j 分别代表平均相对速度分量 u，v 和 w；p^* 为包括湍动能 κ 和离心力的压强；μ_e 为有效粘性系数，它等于分子粘性系数 μ 和紊动粘性系数 μ_t 之和；ε_{ijk} 是张量.

为了确定有效粘性系数 μ_e，采用标准 $\kappa-\varepsilon$ 紊流模型来封闭方程组：

$$\mu_e = \mu + \mu_t \qquad (3)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \kappa^2/\varepsilon \qquad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}[\rho u_j \kappa - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa})\frac{\partial \kappa}{\partial x_j}] = \rho(p_\kappa - \varepsilon) \qquad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}[\rho u_j \varepsilon - (\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] = \rho\frac{\varepsilon}{\kappa}(C_1 p_\kappa - C_2\varepsilon) \qquad (6)$$

式中 p_κ 为紊动能的生成项

$$p_\kappa = \frac{\mu_t}{\rho}(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \qquad (7)$$

在上述紊流模型方程中，相关系数取值分别为：$C_\mu = 0.09$，$C_1 = 1.44$，$C_2 = 1.92$，$\sigma_\kappa = 1.0$，$\sigma_\varepsilon = 1.3$.

3 网格生成

潜水轴流泵叶片扭曲严重，整个计算流道形状复杂，故采用适用性强，对复杂边界模型特别有效的非结构化混合四面体网格. 叶轮旋转区域分得 209 097 个网格单元，包含导叶的静止区域分得 182 169 个网格单元，整个计算区域共有 391 266 个网格单元. 经网格无关性检查，上述网格单元数对计算结果无影响. 网格如图2.

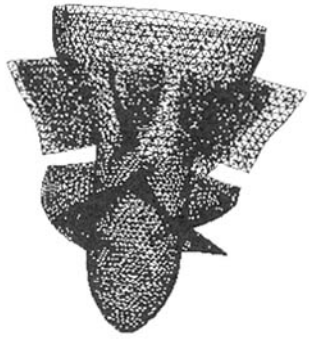


图2 潜水轴流泵网格图

4 紊流模型及边界条件选定

采用标准 $\kappa-\varepsilon$ 双方程紊流模型和压强连接的隐式修正 SIMPLEC 算法. 在差分格式中，压力项采用二阶中心差分格式，速度项、紊动能项和紊粘系数项均采用一阶迎风差分格式.

万方数据

潜水轴流泵潜入水中运行,竖直放置,叶轮转动而外壳、导叶体不动. 进口采用均匀入流条件,沿轴向入流,给定水泵进口断面轴向速度;同时以该进口断面中心作为压力参考点,给定进口压力. 湍动能 κ 和湍动能耗散率 ε 分别由下列经验公式确定

$$\begin{cases}\kappa = \dfrac{3}{2}(\bar{u}T_i)^2 \\ \varepsilon = C_\mu^{3/4}\dfrac{\kappa^{2/3}}{l}\end{cases}$$

式中 $\bar{u}$ 为进口处的平均速度;$l = 0.07L$;L 为特征长度,按等效管径 D 计算.

在临近壁面区域采用标准壁面函数,固壁面为无滑移边界条件.

计算中采用多旋转参考系,叶轮区域的流体以叶轮的旋转速度转动,而旋转部件,叶片及叶轮毂相对旋转参考系静止.

5　CFD 计算结果及分析

图 3 ~ 图 10 是 ZQ2870C - 4 潜水式轴流泵在设计工况下利用 FULENT6.1 计算得到的.

从图 3 中可以看出:叶片背面压力从进水边到出水边逐渐增加,压力等值线连续平滑;此外可以清晰地看到,叶片背面离进口边不远处有一个明显的低压区,此处是叶片最易发生空化的地方,这与泵实际运行情况吻合得很好.

从图 3,图 4 可以得出:叶片工作面的整体压力明显高于背面,但是背面的压力从进口到出口增加较为平缓,工作面的压力分布不理想. 通过分析计算表明:这主要是由于叶轮设计时,在设计工况下叶片的进口安放角大于计算值 3.5°,即虽然流量是在设计工况下的参数,但叶轮叶片实际不在设计工况下工作.

从图 5,图 6 可以看出:导叶工作面、背面整体压力比叶片高,且从进口到出口逐渐增大,说明导叶的作用明显,即把经过叶轮后流体获得的速度能进一步转化为压力能;但是,导叶正、反面压力分布并不十分理想. 引起这些现象发生的原因有:从该泵的轴面图看,从叶轮流出的流体经过一个较大圆弧进入导叶中,在导叶的轴面流道中也有较大的圆弧,液体在这种流道中流动容易引起二次流动,从而影响流道内的速度、压力分布;另外,通过计算导叶体从进口到出口沿流线的过流断面面积(如图 7 所示),发现导叶出口部分有一段面积变小,这可引起导叶出口段压力减小速度增大,但由于这段长度很小,流道还没有完全约束住流体,加之由于圆弧引起的二次流影响,使得最终导叶体内导叶正、反面压力如图 5、图 6 所示.

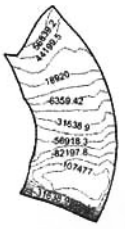


图 3　叶片背面静压力分布等值线图(Pa)

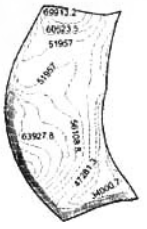


图 4　叶片工作面静压力分布等值线图(Pa)

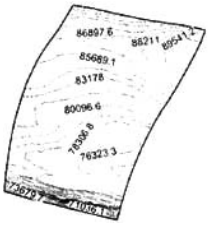


图 5　导叶工作面静压力分布等值线图(Pa)

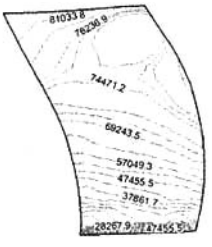


图 6　导叶背面静压力分布等值线图(Pa)

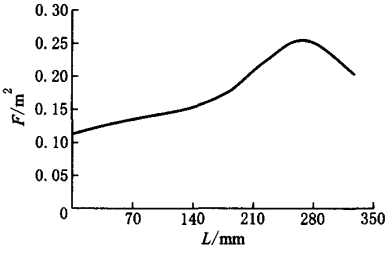


图 7　导叶段过流断面面积沿流线变化规律图

从图 8 可以得出叶片表面的速度从轮毂到轮缘逐渐增大,此分布也清晰地验证了圆柱层无关性假设. 在叶片内侧,由于叶片根部旋转体存在破坏了原来的流动规律,使叶片表面速度分布并不严格在同

万方数据

一圆周上.

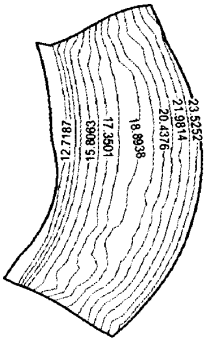


图8 叶片工作面速度分布等值线图(m/s)

在图9中可以看到,导流锥头部速度很小,且主要是轴向的,基本无周向速度;沿叶轮轮毂速度逐渐增大,到达有叶片的区域时,周向速度增大明显,这是叶片旋转做功的缘故.

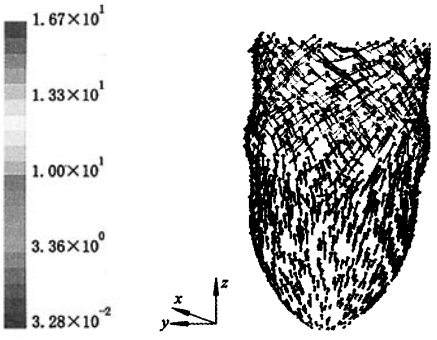


图9 叶轮毂速度矢量图

图10中,从进口到出口速度大小明显减小,且到达出口附近时速度基本为轴向. 这又一次验证了导叶的作用[6-8].

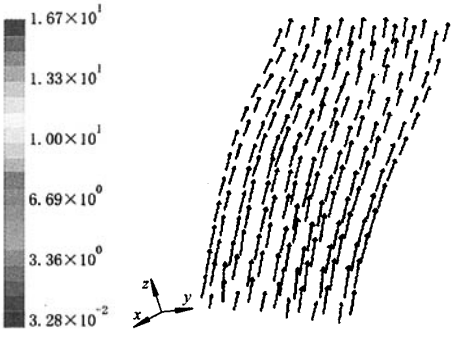


图10 导叶片表面速度矢量图

6 性能预估

通过计算可以获得泵进出口的总能量,根据它们的差值可以预测泵的扬程. 进口的总能量以进口处的总压 p_{in} 来表示,出口的总能量以出口处的总压 p_{out} 来表示:

$$H = \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho g} + \Delta z$$

式中 Δz 为叶轮进口与叶轮出口在垂直方向上的距离.

计算还可以获得泵轴的输出扭矩 M,这样就可以计算水力效率 η_h 和容积效率 η_v 的乘积

$$\eta_h \eta_v = \frac{\gamma Q H}{P} = \frac{\gamma Q H}{M n}$$

式中 γ 为水的重度;P 为泵轴的输出功率(净功率). 则

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m$$

式中 η_m 为潜水轴流泵的机械效率,可取99%.

相关计算工况、结果见表1、图11及图12.

表1 各工况下泵性能的计算及试验结果

工况	流量/(m^3/s)	扬程/m		效率/%	
		计算	试验	计算	试验
1	1.485	10.48	11.22	72.1	76.7
2	1.660	10.08	10.40	78.2	80.5
3	1.850	9.19	9.19	83.8	85.2
4	1.990	8.16	7.80	84.1	83.1
5	2.190	5.92	5.19	74.9	78.7

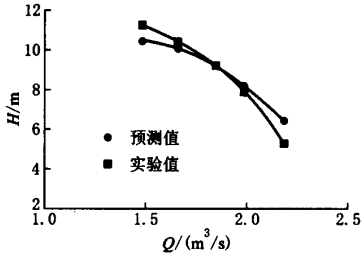


图11 流量-扬程曲线图

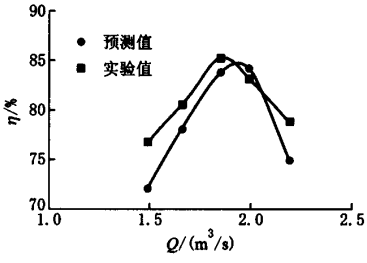


图12 流量~效率曲线图

从图11和图12可以看出计算的结果与实验的在大趋势上非常一致,尤其在设计工况点 $Q = 1.97$ m^3/s 附近吻合得较好. 预测扬程在流量小于设计工况流量时偏小,而大于设计工况时偏大;预测效率值基本都偏小.

产生偏差的主要原因是,在设计工况点附近,泵

万方数据

内实际流态较理想,与计算软件提供的湍流模型较吻合;而在偏离设计工况点较远时,泵内流动复杂,很难用单一的湍流模型准确地表达,因此误差较大.

7 结　论

(1)运用 FULENT6.1 对潜水轴流泵进行三维湍流数值模拟,能较准确、有效地反映泵内各部分流体的流动状态.通过该软件对潜水轴流泵进行性能预测发现,在设计工况点附近预测误差小;而在偏离设计工况点较远的工况则预测误差较大,这需要对偏离设计工况下的湍流模型做进一步研究.

(2)通过计算分析表明,要改善该泵内部流态,提高该泵性能,应对叶片、导叶型线以及导叶部分轴面流道形状进行适当的调整.

(3) 泵装置对泵的性能有较大影响,要更加准确、深入地模拟潜水轴流泵的实际流动规律,还需要加入进出水流道,整体进行研究.

参考文献(References)

[1] 丘传忻.泵站[M].北京:中国水利水电出版社,2004.

[2] 周雨农.潜水轴流泵的应用实践[J].水利科技,2001(2):51-53.

[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.

[4] ZQ、HQ 系列潜水轴流、混流泵样本[Z].上海凯泉泵业有限公司,2004.

[5] 王福军.计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004.

[6] 徐　峰,郑　源,廖　锐,等.轴流泵能量特性试验分析[J].排灌机械,2004,22(4):35-38.

[7] 唐宏芬,张　梁,吴玉林.双级轴流泵内部三维紊动流场 CFD 分析[J].工程热物理学报,2003,24(3):423-425.

[8] 柴胜凯,罗兴锜,廖伟丽.轴流泵叶轮内部三维流动分析[J].排灌机械,2004,22(1):16-19.

[9] 关醒凡.泵的理论与设计[M].北京:机械工业出版社,1987.

[10] 陈松山,葛　强,周正富,等.大型泵站双向进水流道三维紊流数值模拟[J].江苏大学学报:自然科学版,2005,26(2):102-105.

(责任编辑　张文涛)

(上接第4页)

4 结　论

(1)新型高效自吸喷灌泵的研制是在普通离心泵的基础上增设了一个带"文氏管"的自循环射流器系统,使普通离心泵实现自吸启动的功能,它的设计合理、先进,可作为普通自吸离心泵的更新换代产品,并且有自主知识产权.

(2)新型高效自吸喷灌泵经检测:泵的自吸时间短,性能曲线稳定、平坦,高效率区范围宽,工况佳,各项技术指标满足设计要求.新型高效自吸喷灌泵的效率比国家标准规定效率提高 8.9%,自吸时间比机械行业标准的规定值缩短 32~60 s,重量比原传统自吸喷灌泵平均减轻 15.8%,该系列新型高效自吸喷灌泵的研究是成功的.

(3)新型高效自吸喷灌泵结构新颖,体积小,重量轻,运行可靠,操作方便,可以满足从业者背负式与手提式的要求.新型高效自吸喷灌泵作为一种高效节水灌溉技术,有广阔的市场,一定会对我国的农业发展起到巨大推动作用.

参考文献(References)

[1] 刘建瑞,施卫东,孔繁余,等.离心泵自吸射流可自动关闭回路系统[P].中国发明专利:申请号,200510040906.7.

[2] 刘建瑞,施卫东,孔繁余,等.射流式自吸离心泵的设计[J].水泵技术,2005(2):14-17.

[3] 叶忠明.射流式自吸离心泵的设计理论、数值模拟及试验研究[D].镇江:江苏大学,2005.

[4] 丁成伟.离心泵与轴流泵[M].北京:机械工业出版社,1981.

[5] 范宗霖,薛建欣,杨从新.立式自吸泵的研究[J].甘肃工业大学学报,1998,24(1):52-55.

[6] 张佩芳,袁寿其,许建强.低比转速离心泵研究现状与发展前景[J].排灌机械,2003,21(6):42-45.

[7] 刘建瑞,施卫东,潘中永.导叶涡壳组合式双吸泵[P].中国发明专利:申请号,200510005428.6.

[8] 关醒凡.泵的理论与设计[M].北京:宇航出版社,1995.

[9] 李世英.喷灌喷头理论与设计[M].北京:兵器工业出版社,1995.

[10] 裴二荣,柴金城.喷嘴水力性能分析及设计[J].排灌机械,2004,22(5):29-31.

[11] 常洪军,朱　熠.液体射流泵内部三维流场的数值模拟[J].排灌机械,2005,23(6):13-15.

(责任编辑　张文涛)

万方数据