三角形迷宫螺旋泵内部流场数值计算及试验

王春林，张 浩，彭 娜，赵佰通，郑海霞
（江苏大学 能源与动力工程学院，江苏 镇江 212013）

摘 要：在三角形迷宫螺旋泵理论分析基础上，运用商用计算软件FLUENT，采用雷诺时均N－S方程和标准$k-\varepsilon$湍流模型，运用基于非结构网格的SIMPLEC算法，对清水状态下三角形迷宫螺旋泵内三维湍流场进行了数值模拟，从而得到了螺旋泵内部流动的主要特征和外特性变化规律．根据试验结果得出泵的外特性曲线，并与数值模拟计算的结果进行比较，发现两者的外特性规律非常一致，这说明所采用的计算模型基本符合泵内部流动的实际情况．研究结果可用来了解三角形迷宫螺旋泵的内部流场特征，为螺旋泵的设计、改进和优化提供有益的参考．

关键词：三角形迷宫螺旋泵；内部流动；湍流；数值计算；性能预测
中图分类号：TH315 **文献标志码**：A **文章编号**：1005－6254(2009)02－0073－05

Numerical calculation and experimental study for interior flow field in triangular labyrinth screw pump

Wang Chunlin, Zhang Hao, Peng Na, Zhao Baitong, Zheng Haixia
(School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: Based on the theoretical analysis of a triangular labyrinth screw pump, the 3D flow of clean water inside the pump was simulated with the software FLUENT. The Reynolds time-averaged N－S equation, stand $k-\varepsilon$ turbulent model and SIMPLEC algorithm based on unstructured mesh were adopted. The diversification of the main characters of inner flow and the outer characters were obtained. By comparing the results from test and simlation, it is discovered that both performance rules are very consistent, which proves the validity of the calculation model. The results can be used to explain the interior flow field characteristics of the triangular labyrinth screw pump, and will provide some useful references for its design, improvement and optimization.

Key words: triangular labyrinth screw pump; interior flow field; turbulent flow; numerical calculation; performance prediction

迷宫螺旋泵的研发最早始于20世纪60年代，前苏联科学家Голубев为解决当时含颗粒的粘性介质输送问题，并填补离心泵在高扬程、小流量的性能空白区，进行了迷宫螺旋泵及其密封的理论和试验研究．国内对迷宫螺旋泵的研究工作起步较晚，始于20世纪80年代末，北京化工学院对迷宫螺旋体内的流动提出了若干假定，建立了层流模型，阐述了迷宫螺旋泵的原理及工作特性，并提出了迷宫螺旋泵的基本结构型式；江苏大学以提高泵性能参数为目标，对不同使用条件下螺旋槽形状与螺旋升角、槽深、间隙、螺旋体长等几何参数的选取进行了系统研究[1,2]．

迷宫螺旋泵的主要结构是由转子和定子构成，表面上车有形状相同但旋向相反的螺旋槽，组成一对迷宫螺旋体．螺旋转子和螺旋定子为迷宫螺旋泵

收稿日期：2008－09－08
基金项目：江苏省高校厅高新技术产业发展项目(JH02－033)
作者简介：王春林(1962—)，男，江苏盐城人，副教授(wangzha@pub.zj.jsinfo.net)，主要从事流体机械理论、特性及流动模拟的研究．
张 浩(1983—)，男，河南信阳人，硕士研究生(jingle20022003@163.com)，主要从事流体机械理论、特性及流动模拟的研究．

万方数据

的主要过流部件,作为输送介质的做功组件,起着重要的有效增能升压作用,其螺旋槽的几何参数对泵的性能有着重要的影响,因此,螺旋槽不同几何参数的组合产生不同的泵性能.

由于目前迷宫螺旋泵设计理论还不成熟,不能用理论方法预测性能,采用试验研究则花费巨大,周期长.因此,本研究尝试用数值模拟方法研究内部流动规律,作为预测泵性能的重要手段,以期对今后同类产品的设计和改进提供有益的参考.

1 模型泵基本情况

1.1 设计参数及基本结构

流量 $Q=1.8\ m^3/h$,扬程 $H=72\ m$,转速 $n=2\ 950\ r/min$,比转速 $n_s=9.7$,三角形迷宫螺旋泵基本结构见图1.

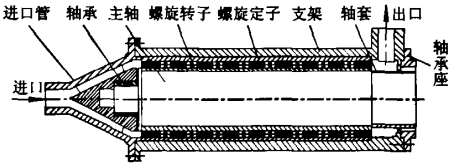


图1 三角形迷宫螺旋泵结构图

Fig. 1 Structure figure of triangular labyrinth screw pump

1.2 螺旋槽形状及几何参数

1.2.1 螺旋槽形状

迷宫螺旋泵螺旋槽形状主要有梯形、三角形、矩形等,在转速和主要几何尺寸相同的情况下,三种形状螺纹对应的泵送压力关系为 $p_{矩形}<p_{梯形}<p_{三角形}$,在本研究设计中,采用截面形状为三角形的迷宫螺旋槽,如图2,图3所示.

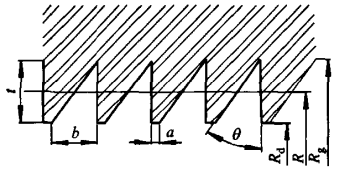


图2 定子上面的三角螺旋槽

Fig. 2 Triangular screw groove on stator

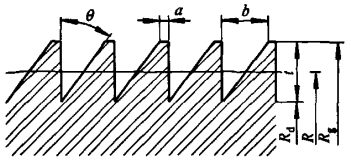


图3 转子上面的三角螺旋槽

Fig. 3 Triangular screw groove on rotor

1.2.2 几何参数的确定

螺旋槽作为迷宫螺旋泵的重要做功部件,其螺纹几何尺寸的选取非常重要,直接影响到泵的流量、扬程、效率等性能参数.由文献[2]知:

1)螺旋升角 $\alpha<70°$ 时,螺纹对泵送的能力较低;当 $\alpha>75°$ 时,扬程系数达到最大,且基本不再随着螺旋升角的增大而变化.因此,螺旋升角常取 70°~80°之间;

2)从流量、扬程、功率、效率、液膜厚度、介质粘性、转速、汽蚀等几方面综合考虑,通常取槽深 $t=1.5\sim5.0$ mm.当流量大,介质黏度小,转速较低时,t 取小值;当扬程高,转速高,螺旋转子直径大时取大值;

3)在其它参数不变情况下,定子与转子之间的径向间隙 c 越大,泵扬程越小,$H-Q$ 曲线越平缓.综合考虑,一般 c 取值介于 0.1~0.6 mm 之间.

本设计中的定子、转子螺纹头数都为20,螺旋升角为75°,定子与转子之间的 c 为0.3 mm,螺旋体长300 mm.

2 数值模拟

2.1 控制方程

根据三角形迷宫螺旋泵内部流动特点,认为局部各向同性,考虑 Boussinesq 涡团粘性模型,在定常条件下,对迷宫螺旋泵内部不可压缩轴对称流动采用三维雷诺时均 N-S 方程,并以标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型使方程封闭.控制方程的通用形式,使用散度符号表示如下[3]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}+\mathrm{div}(\rho u\phi)=\mathrm{div}(\Gamma\mathbf{grad}\phi)+S \tag{1}$$

式中 ϕ 为求解通量,可以代表速度 u,v,w 等求解变量;其中 Γ 表示广义扩散系数,S 表示源项,ρ 表示流体密度.

2.2 方程的离散及算法

使用多重参考系(MRF)模型来模拟泵的整个流场,具体计算时,转子计算区域设在运动坐标系,其余计算区域设在固定坐标系[4,5].选择目前 CFD 领域广泛应用的离散化方法——有限体积法去近似逼近微分形式的控制方程.对于源项和广义扩散系数的离散采用二阶精度的中心差分格式,对流项的离散采用混合差分格式.离散方程求解采用基于非结构网格的 SIMPLEC 算法,代数方程的求解采用交

万方数据

替方向隐式叠代方法.

2.3　边界条件

2.3.1　进口条件

由于流量已知，使用均匀来流条件，进口压力取大气压. Q 为进口流量，A 为进口面积，n 为进口断面法向单位，进口绝对速度 v_{in}（即为轴面速度）：

$$v_{in} = v_m = \frac{Qn}{A} \tag{2}$$

其中周向速度 v_m 为 0[6].

湍动能 k_{in}，湍动能耗散值 ε 采用经验公式

$$\begin{cases} k_{in} = 0.03u_{in}^{-2} \\ \varepsilon = \dfrac{C_\mu^{3/4} k_{in}^{1.5}}{L_{in}} \end{cases} \tag{3}$$

式中 L_{in} 为进口的混合长度，设进口当量直径为 D_{in}，则 $L_{in} = 0.5D_{in}$.

2.3.2　出口条件

由所设计三角形迷宫螺旋泵的出口结构可知，出口断面面积不变，认为具有均匀的出流. 因此，在计算域的出口，各速度分量 (u,v,w) 以及 k,ε 均取为第二类齐次边界条件，即压力、速度、k,ε 均按出口截面的法线方向梯度为 0 处理.

2.3.3　固壁条件

壁面采用无滑移条件，近壁区域采用壁面函数法.

2.3.4　内部边界条件

FLUENT 中有一个专门的内部界面（interior）边界条件，它的作用是将不同的流动区域分开. 在本研究中，整个流道可看成由三个部分组成，其中进口及进液环腔和出口及出液环腔这两部分是不旋转的，而中间的螺旋腔区域是旋转的，因而需要将这些区域相互隔开.

2.4　内部流动区域网格生成

在网格划分过程中，将整个计算区域分为 3 个子区域：子区域一，由进口与进液环腔组成；子区域二，为出口和出液环腔部分；子区域三，为中间螺旋腔部分，它是由反向螺旋定子和正向螺旋转子耦合而成的复杂流动区域. 对该敏感区域首先要融合掉一些不必要的线条，并采用了局部网格加密技术和平移网格来提高网格质量，通过螺旋旋向区分转子和定子，并分别定义边界条件，再通过调整松弛因子来加快收敛速度，以保证求解的收敛性和稳定性[7]. 由于这部分区域结构比较复杂，因而选用适应性最强的 Tgrid 型网格，经过多次尝试，网格结点距离定义为 1.8，最终生成网格 644 483 个.

3　模拟结果及分析

3.1　数值计算结果

以清水为流体介质，转速 $n = 2\,950$ r/min 的情况下，对三角形迷宫螺旋泵进行数值模拟，得到了其速度场和压力场分布（见图 4 ~ 图 8）.

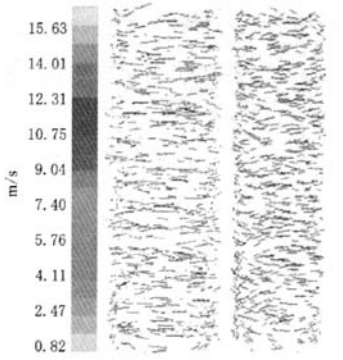


图 4　定子和转子的绝对速度分布

Fig. 4　Absolute velocity distribution of stator and rotor

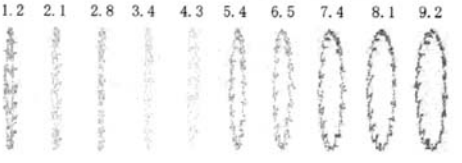


图 5　定子螺旋槽内总压等值线分布（$\times 10^5$ Pa）

Fig. 5　Total pressure contours distribution in stator screw groove

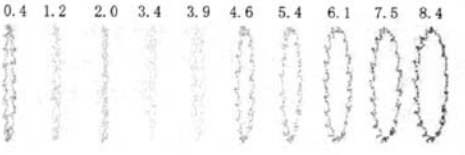


图 6　转子螺旋槽内总压等值线分布（$\times 10^5$ Pa）

Fig. 6　Total pressure contours distribution in rotor screw groove

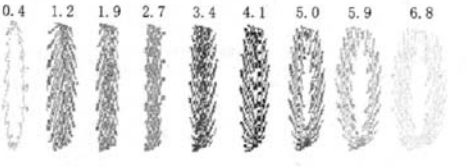


图 7　定子螺旋槽内静压等值线分布（$\times 10^5$ Pa）

Fig. 7　Static pressure contours distribution in stator screw groove

万方数据

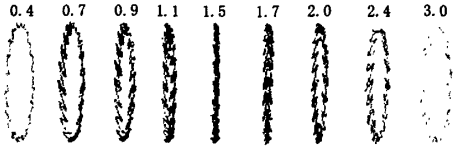


图8 转子螺旋槽内静压等值线分布（$\times 10^5$ Pa）

Fig. 8 Static pressure contours distribution in rotor screw groove

3.2 结果分析

在螺旋转子的作用下，使螺旋槽内的介质获得能量. 在定子内介质的绝对速度沿螺旋槽方向周向旋转前进，而在转子内介质的相对速度也沿螺旋槽方向周向旋转前进. 在定子、转子螺旋槽内中径上的绝对速度在螺旋长度上基本相同，且定子中径上的绝对速度比转子大. 在定子、转子螺旋槽出口的绝对速度有所降低，起到降速增压作用，有利于能量转换.

总压和静压从进口到出口沿螺旋槽逐渐升高，其增加幅度定子比转子要大一些，这说明在定子上车有与转子几何参数相同且方向相反的螺旋槽是必要的，有利于能量转换.

4 CFD 性能预测

通过数值模拟的方法对泵内流动进行数值模拟以获得泵内部流场特征及泵的外特性. 迷宫螺旋泵设计理论目前还处于探索阶段，本研究尝试采用 FLUENT 数值模拟方法对三角形迷宫螺旋泵进行水力性能预测，以期对迷宫螺旋泵的设计、改进具有一定的参考意义.

4.1 预测计算模型

使用 FLUENT 提供的表面积分功能，可得到泵进口总压 p_{in} 和出口总压 p_{out}. 将总压除以 ρg，就得到某一点的总水头（卧式泵，位置势能差 $\Delta Z=0$）

$$H=\frac{p_{out}-p_{in}}{\rho g} \tag{4}$$

通过 FLUENT 后处理环节所报告的力矩值，就可以计算得到泵的水利效率

$$\eta=\frac{\rho gQH}{P}=\frac{\rho gQH}{T\omega} \tag{5}$$

式中 T 为扭矩，ω 为旋转角速度. 这样就获得了一个工况下的性能，通过计算多个工况点，就可以预测出 $Q-H$，$Q-\eta$ 关系曲线，直观的预测其水力性能[8].

4.2 预测性能曲线

图9中，三角形实心点构成的曲线为通过数值模拟得到的预测曲线，从预测曲线图中可以看出，三角形迷宫螺旋泵扬程随流量减少而增加，接近于线性规律变化，功率曲线随着流量的增加而减少，这有利于工程的运用.

预测的最优工况点：$Q=2.0$ m^3/h，$H=74.0$ m，$P=1.50$ kW，$\eta=26.9\%$.

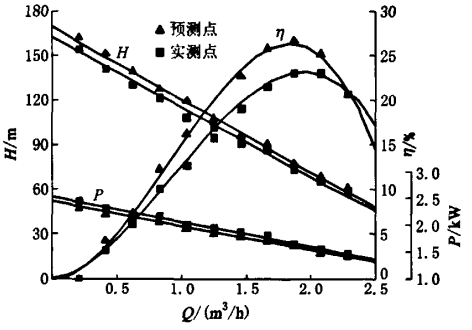


图9 预测与实测性能曲线

Fig. 9 Predicted and tested metrical performance curve

5 试验研究

迷宫螺旋腔内流动情况非常复杂，非定常流并呈现出极其复杂的强三维性和有旋性流动，流动计算并不能提供准确的特性，同时，数值模拟用的物理模型还没有很好地考虑多种因素对流动所造成的影响. 所以，要知道设计方法及数值计算是否正确、合理，必须靠试验来验证. 当然，物理模型是否准确、可靠，也需要试验数据的验证. 所以，试验方法是最准确、最直接和最可靠地获得迷宫螺旋泵性能的方法.

5.1 试验系统

试验研究在江苏大学流体机械实验室 C 级闭式性能实验台上进行. 以常温清水为试验介质，流量测量采用 LWGY－15A 型涡轮流量传感器，测量精度为 ±0.35%，扬程测量采用 WT－1151 型智能电容式压力变送器，测量精度为 ±0.25%，功率、转速测量选用 JN338－100AG 型转矩转速仪，转速测量精度为 ±0.05%.

本试验系统运行稳定，重复性好，其效率的综合误差为 ±0.816%，各测量精度均达到 GB/T 3216－2005 级规定的要求.

5.2 试验结果

图9中，正方形实心点构成的曲线为实测得到的试验性能曲线. 从试验情况看，三角形迷宫螺旋泵的确具有小流量、高扬程的特点. 从实测曲线中可以看出，最优工况点为：$Q=2.1$ m^3/h，$H=63.5$ m，$P=1.51$ kW，$\eta=24.0\%$.

万方数据

5.3 试验结果对比

1）预测、实测的最优工况点与设计点不相吻合，向大流量偏移. 这说明目前的设计理论还不够成熟，尤其在扬程系数的确定上存在不足，缺乏试验验证.

2）从预测、实测性能曲线得知，两者的变化规律是一致的，但存在一定的偏差. 实测扬程较预测值低，在实测最优工况点，扬程相对误差为6.3%.

3）实测效率较预测值低，尤其在高效率区域更为明显，产生误差的主要原因是定子、转子加工精度不够，且在泵的装配中，定子与转子的径向间隙没能较好的控制；计算模型选择与实际流动存在差异.

6 结　论

1）由数值模拟与试验结果知，数值计算和试验所反映的外特性规律非常一致，这说明本研究采用的 $k-\varepsilon$ 计算模型基本符合三角形迷宫螺旋泵内部流动的实际情况，为迷宫螺旋泵数值计算的深入研究提供借鉴.

2）数值计算对迷宫螺旋泵的性能有较客观的预测作用，能够反映内部流动的规律特点和外特性变化规律，尤其目前在迷宫螺旋泵设计理论尚不完善的情况下，可用数值计算作为泵的性能预测和改进设计参考.

3）实测的最优工况点与设计点存在误差，这说明目前三角形迷宫螺旋泵的设计理论还不成熟，有待于进一步深入研究.

参考文献(References)

[1] 田国文，张有忱，黎镜中. 迷宫螺旋泵内部流动的CFD模拟[J]. 北京化工大学学报：自然科学版，2007，34(2)：218－220.
Tian Guowen, Zhang Youchen, Li Jingzhong. Computational fluid dynamics (CFD) simulation of the internal flow in a labyrinth screw pump[J]. *Journal of Beijing University of Chemical Technology: Natural Science Edition*, 2007, 34(2): 218－220. (in Chinese)

[2] 王春林，邢　岩，阮劲松，等. 迷宫螺旋泵螺旋槽的实验研究[J]. 水泵技术，2006(2)：18－20.
Wang Chunlin, Xing Yan, Ruan Jinsong, et al. Experimental study of spiral scroll in the labyrinth screw pump [J]. *Pump Technology*, 2006(2): 18－20. (in Chinese)

[3] 王春林，司艳雷，郑海霞，等. 旋流自吸泵内部流场的数值模拟[J]. 排灌机械，2008，26(2)：31－35.
Wang Chunlin, Si Yanlei, Zheng Haixia, et al. Numerical simulation of rotational interior flow in self-priming pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26(2): 31－35. (in Chinese)

[4] Jose C, Frank K. CFD analysis of electric submersible pumps (ESP) handling two-phase mixtures[J]. *Transaction of the ASME: Journal of Energy Resource Technology*, 2004, 126(2): 99－102.

[5] Markus J, Francois X H, Torsten H F, et al. Numerical unsteady flow analysis of a turbine stage with extremely large blade loads source[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2002, 124(7): 429－437.

[6] 陈松山，葛　强，周正福，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.
Chen Songshan, Ge Qiang, Zhou Zhengfu, et al. Numerical simulation of three-dimensional turbulent flow for reversible intake passage in large pumping stations[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2005, 26(2): 102－105. (in Chinese)

[7] Caridat J. *FLUENT User's Guide*[M]. [s. l.]: Fluent Inc, 2003.

[8] 杨军虎，张　炜，王春龙，等. 潜水轴流泵全流道三维湍流数值模拟及性能预估[J]. 排灌机械，2006，24(4)：5－9.
Yang Junhu, Zhang Wei, Wang Chunlong, et al. Numerical simulation of turbulent flow through full passage of submersible axial pump and performance predictions [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2006, 24(4): 5－9. (in Chinese)

(责任编辑　赵　鸥)

万方数据