轴流泵前置导轮内部流场的大涡模拟

王春林，吴志旺，赵佰通，刘红光，易同祥
（江苏大学 能源与动力工程学院，江苏 镇江 212013）

摘 要：前置导轮自身具有优良的进口性能，能够改善主叶轮的进口条件，使用盒式滤波器将连续方程和动量方程经空间滤波得到大涡模型. 采用CFD软件，对设计工况下带有前置导轮轴流泵进行三维不可压缩湍流数值模拟. 分析了前置导轮内部流场的压力、速度和流线分布情况. 结果表明，导轮叶片静压由进口到出口不断增大，提高了轴流泵抗汽蚀性能；叶片进口背面有一个低压区，此处易发生汽蚀；叶片表面的压力分布不仅沿叶片导程的方向逐渐增加，径向上也有增加，且没有发生较大的冲击和二次流现象；流线沿导轮型线良好地缠绕，没有出现回流、漩涡等现象. 结果对轴流泵的设计、改进和优化提供有益的参考.

关键词：轴流泵；前置导轮；内部流场；CFD；大涡模拟
中图分类号：TH312 **文献标志码**：A **文章编号**：1005-6254(2009)05-0302-04

Large eddy simulation of interior flow field in front guide impeller of axial flow pump

Wang Chunlin, Wu Zhiwang, Zhao Baitong, Liu Hongguang, Yi Tongxiang
(School of Energy and Power Engineer, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: The front guide has excellent performance of inlet, and can improve the condition of inlet of the main impeller. In this paper based on large-eddy model obtained from spatial filtering of continuity equation and momentum equation and by CFD software, the three-dimensional incompressible turbulent flow of front guide impeller of axial flow pump was simulated under the design condition. The velocity, pressure and streamline distribution of the internal flow field of front guide impeller are analysed. The results show that the increase of the static pressure of guide blade from inlet to outlet enhances anti-cavitation performance; there exists an area prone to cavitation in inlet of back blade; blade surface pressure distribution increases along the blade lead and radial direction, and no great impact and secondary flow phenomena occur. Streamline along the guide impeller winds well, and the phenomena of vortex and circumfluence don't appear. A useful reference of axial flow pump design, improvement and optimization was obtained.

Key words: axial flow pump; front guide impeller; interior flow field; CFD; large eddy simulation

由于工作环境及轴流泵本身性能的限制，很多情况下需要在轴流泵前加导轮来满足使用要求. 前置导轮的特点是自身具有优良的进口性能，能够改善主叶轮的进口条件. 当液体流过前置导轮时，导轮对液体做功，相当于对进入后面叶轮的液体起到增压作用，提高泵的空化性能. 这已在若干试验中得到

收稿日期：2009-05-05
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50776040)
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、特性及流动模拟研究.
吴志旺(1982—)，男，河北沧州人，硕士生(wuzhiwang.com@163.com)，主要从事流体机械理论、特性及流动模拟研究.

万方数据

初步验证.

笔者使用大涡模型，采用 CFD 软件，对设计工况下带有前置导轮轴流泵进行三维(3D)不可压缩湍流数值模拟. 分析前置导轮内部流场的压力、速度和流线分布情况，揭示前置导轮内部流场的主要特征.

1　物理模型

1.1　设计参数

泵的基本参数为：流量 $Q=360\ \mathrm{m^3/h}$，扬程 $H=3.2\ \mathrm{m}$，转速 $n=1\ 450\ \mathrm{r/min}$，比转速 $n_s=700$. 前置导轮的设计流量和转速与主叶轮相同，所设计前置导轮的主要参数为：流量 $Q=360\ \mathrm{m^3/h}$，转速 $n=1\ 450\ \mathrm{r/min}$，扬程 $H=1.5\ \mathrm{m}$，外径 $D=200\ \mathrm{mm}$，轮缘轴向长度 $L_1=100\ \mathrm{mm}$，叶片轴向长度 $L=170\ \mathrm{mm}$，轮毂进口直径 $d_1=42\ \mathrm{mm}$，出口直径 $d_2=84\ \mathrm{mm}$，叶片外缘进口角 $\beta_1=9°$，出口角 $\beta_2=27°$，叶片数 $Z=3$，前缘包角 $\theta_1=120°$，叶片总包角 $\theta=290°$.

1.2　计算区域

图 1 为所设计轴流泵的计算区域，将该轴流泵划分为进口直管、前置导轮、叶轮和导叶 4 部分.

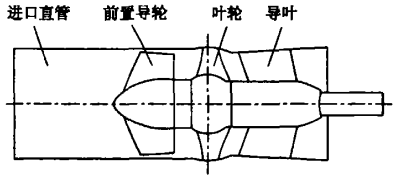


图 1　计算区域

Fig. 1　Calculation region

1.3　计算网格

网格系统如图 2 所示.

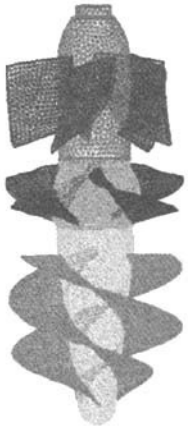


图 2　计算网格系统

Fig. 2　Calculation grid system

应用 3D 造型软件 Pro/E 对进口直管、前置导轮、叶轮和导叶 4 部分分别建模，然后将它们进行装配. 将整体 3D 模型进行网格划分：4 部分均采用非结构四面体混合网格，并且 4 部分网格的交界面运用 TGrid 软件进行缝合. 计算单元的总网格数约为 73 万个. 其中，叶轮部分的单元数约为 23 万个，进口直管部分的单元数约为 11 万个，前置导轮部分的单元数约为 28 万个，导叶部分单元数约为 11 万个.

2　数值模拟方程和边界条件

2.1　数值模拟方程

大涡模拟的控制方程是从连续方程和动量方程经空间滤波而得到的，通用的滤波函数有盒式滤波器、高斯滤波器和傅立叶滤波器. 本研究采用盒式滤波器，表示为

$$G(x,x')=\begin{cases}1/V, & x'\in v\\ 0, & x'\notin v\end{cases} \tag{1}$$

滤波后的变量形式为

$$\bar{\phi}=\int_D \phi G(x,x')\,\mathrm{d}x' \tag{2}$$

式中 $G(x,x')$ 为滤波函数；V 为控制体积所占几何空间的大小；x' 为实际流动区域中的空间坐标；x 为滤波后大尺度空间上的空间坐标；$\bar{\phi}$ 为经滤波后的变量；ϕ 为计算变量；D 为流动区域.

将连续性方程和动量方程采用盒式滤波器进行过滤后得

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i)=0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)=-\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}\right)-\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{4}$$

式中 $\bar{p}$ 为压强滤波量；$\bar{u}_i$ 为速度滤波量；τ_{ij} 为亚格子尺度应力.

采用 Smagorinsky 亚格子尺度模型

$$\tau_{ij}=\rho \overline{u_i u_j}-\rho \bar{u}_i \bar{u}_j \tag{5}$$

根据亚格子模型，亚格子应力

$$\tau_{ij}-\frac{1}{3}\tau_{kk}\delta_{ij}=-2u_t \bar{S}_{ij} \tag{6}$$

式中 $\bar{S}_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right)$；$u_t$ 为亚格子尺度的湍流粘度，$u_t=(C\Delta)^2\,|\bar{S}|$，$|\bar{S}|=\sqrt{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}}$，$\Delta=(\Delta_x\Delta_y\Delta_z)^{1/3}$. 其中 C 为亚格子系数；Δ_x，Δ_y，Δ_z 分别为沿 x，y，z 轴方向的网格尺寸.

万方数据

2.2 算 法

处理压力与速度耦合关系的算法，直接影响到收敛的快慢、对计算机性能的要求和收敛解的参数变化范围. 离散方程求解采用基于非结构网格的SIMPLEC算法[1,2].

为了保证速度场和压力场的耦合，避免产生压力振荡现象，采用交错网格. 旋转叶轮与静止蜗壳之间的耦合采用多参考坐标系模型(multiple reference frame)[3,4].

2.3 边界条件及时间步长选择

进口边界条件采用速度进口条件[5]，出口边界条件选用自由出流，假定出口段流动充分发展[6]. 固体壁面采用无滑移边界条件，在近壁区采用标准壁面函数法[7,8].

为了分辨出泵内非定常流动变化剧烈的时间特性信息，时间步长必须足够小，设置时间步长 Δt = 0.000 115 s.

3 计算结果及分析

分析了 t = 0.082 8 s 时，设计工况下，前置导轮内部流场的静压分布和速度分布.

3.1 压力分析

由图3,4可知，导轮叶片静压由进口到出口不断增大，在出口附近达到最大. 这与前置导轮提高轴流泵抗汽蚀性能的作用相符. 在轴流泵进口加装前置导轮，增加了主叶轮进口处流体的压力，避免了汽蚀的发生.

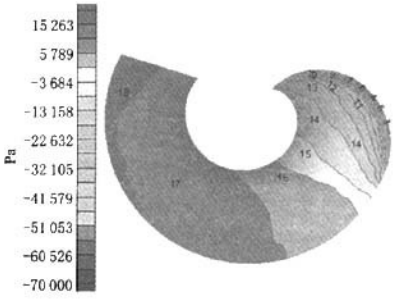


图3 前置导轮吸力面静压分布图

Fig. 3 Static pressure distribution graph of front guide impeller suction surface

此外，前置导轮叶片表面的压力分布不仅沿叶片导程的方向逐渐增加，在径向上也有增加.

叶片压力最高点都出现在叶片外缘位置，吸力面发生在出口区域，压力面则发生在进口区域. 在叶片进口背面有一个低压区，此处易发生汽蚀.

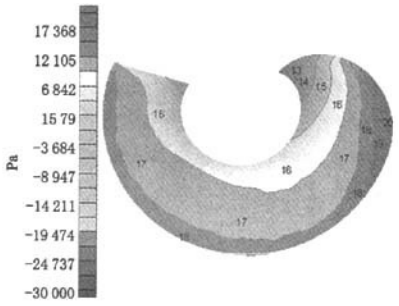


图4 前置导轮压力面静压分布图

Fig. 4 Static pressure distribution graph of front guide impeller pressure surface

3.2 相对速度分析

由图5,6可知，前置导轮吸力面和压力面的相对速度自进口至出口不断减小；速度值沿径向变化均匀，在导轮叶片轮缘附近达最大. 速度变化没有出现过急或过缓的现象，在叶片表面没有发生较大的冲击和二次流现象，前置导轮内的流动比较稳定.

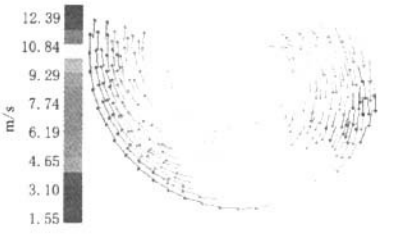


图5 前置导轮吸力面速度矢量

Fig. 5 Velocity vector of front guide impeller suction surface

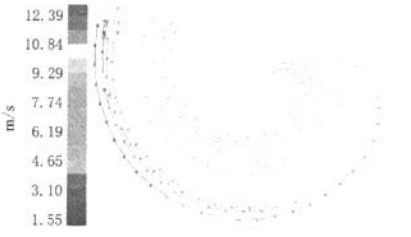


图6 前置导轮压力面速度矢量

Fig. 6 Velocity vector of front guide impeller pressure surface

取 z = 210 处与旋转中心轴(z 轴)垂直的截面，此截面位于前置导轮与主叶轮之间的间隙位置. 图7为该截面的相对速度分布，可看出此截面具有较大的速度环量. 这是因为前置导轮的出口角较小(小于90°)，这样水流在两轮之间的通道内就以较小的液流角在圆柱面上作等速螺旋运动，从而在主叶轮进口产生附加的切向速度.

万方数据

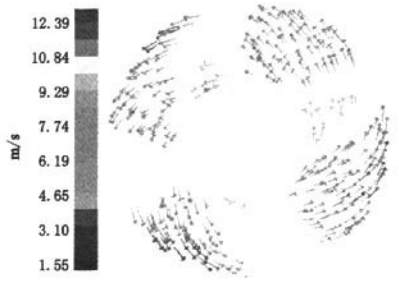


图7　轴截面相对速度分布

Fig. 7　Relative velocity distribution of axial section

3.3　流线分析

由图8可知，流线沿导轮型线呈良好地缠绕状态，没有出现回流、漩涡等明显影响效率的流动情况，这说明导轮的设计较为合理.

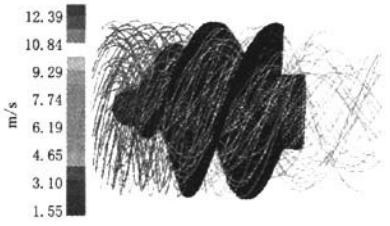


图8　前置导轮内部流线图

Fig. 8　Interior streamline graph of front guide impeller

4　结　论

1）通过数值模拟可看出，在轴流泵叶轮前加前置导轮是提高轴流泵抗空化性能的一种有效方法.

2）前置导轮叶片吸力面流速最高处通常会出现低压区，低压区一般出现在叶片进口背面，此处易发生汽蚀.

3）通过分析前置导轮内部流动的数值模拟结果，可更清楚地了解其内部的流动特点，从待选的设计方案中优选出水力性能更好的设计方案.

参考文献(References)

[1] 王春林，马庆勇，邢　岩，等. 梯形迷宫螺旋泵内部流动数值计算及性能预测[J]. 江苏大学学报：自然科学版，2008，29(2)：138－142.

Wang Chunlin, Ma Qingyong, Xing Yan, et al. Numerical simulation and performance prediction inside trapeziform labyrinth screw pump[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2008, 29(2): 138－142. (in Chinese)

[2] 王春林，郑海霞，张　浩，等. 可调叶片高比转速混流泵内部流场数值模拟[J]. 排灌机械，2009，27(1)：30－34.

Wang Chunlin, Zheng Haixia, Zhang Hao, et al. Numerical simulation for adjustable high specific speed mixed-flow pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2009, 27(1): 30－34. (in Chinese)

[3] Peng X, Corzine K A, Venayagamoorthy G K. Multiple reference frame-based control of three-phase PWM boost rectifiers under unbalanced and distorted input conditions[J]. *Transactions on Power Electronics*, 2008, 23(4): 2006－2017.

[4] 王春林，吴志旺，司艳雷，等. 旋流自吸泵气两相流数值模拟[J]. 排灌机械，2009，27(3)：163－167.

Wang Chunlin, Wu Zhiwang, Si Yanlei, et al. Gas-liquid two-phase flow numerical simulation of a vortex flow self-priming pump[J]. *Drainage and Irrigation Machi-nery*, 2009, 27(3): 163－167. (in Chinese)

[5] Wang Fujun, Li Yaojun, Cong Guohui, et al. CFD simulation of 3D flow in large-bore axial flow pump with half-elbow suction pump[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2006, 18(2): 243－247.

[6] 陆林广，伍　杰，陈阿萍，等. 立式轴流泵装置的三维湍流流动数值模拟[J]. 排灌机械，2007，25(1)：29－32.

Lu linguang, Wu Jie, Chen Aping, et al. Numerical simulation of 3D turbulent flow in a vertical axial-flow pump system[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2007, 25(1): 29－32. (in Chinese)

[7] Kumar S, Bergada J M, Watton J. Axial piston pump grooved slipper analysis by CFD simulation of three-dimensional N－S equation in cylindrical coordinates[J]. *Computers and Fluids*, 2009, 38(3): 648－663.

[8] Stoesser T, Nikora V I. Flow structure over square bars at intermediate submergence: large eddy simulation study of bar spacing effect[J]. *Acta Geophysica*, 2008, 58(3): 876－893.

(责任编辑　贾国方)

万方数据