

不同形式高速离心叶轮内部流动的数值模拟*

崔宝玲¹ 朱祖超¹ 林勇刚² 陈 鹰²

(1. 浙江理工大学浙江省现代纺织装备技术重点实验室 杭州 310018;

2. 浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州 310027)

摘要: 为分析叶轮结构对于叶轮内部流动的影响, 对 8 叶片的闭式和半开式两种形式低比转速高速离心复合叶轮进行研究。采用 S-A 湍流模型和雷诺时均 N-S 方程, 对叶轮内部的流动进行三维紊流数值计算和分析, 并对离心泵进行试验研究。数值计算结果表明, 两种形式叶轮内部都存在回流, 其中半开式叶轮内部的回流区域较少, 液流在间隙里的相对流动大致为圆周方向; 叶轮内部的静压力都是由叶片进口到出口逐渐升高, 等静压曲线几乎是沿圆周方向, 半开式叶轮叶片顶部的静压力低于相应位置根部的静压力, 闭式叶轮出口的压力系数高于半开式叶轮。试验结果表明, 半开式叶轮离心泵的效率较高, 说明叶轮内部的回流是影响离心泵性能的重要因素。

关键词: 离心叶轮 高速 低比转速 紊流流动 数值模拟

中图分类号: TH311

0 前言

低比转速高速离心泵已广泛应用到石油、化工、制药、冶金及航空航天等工业领域, 用于输送小流量高扬程介质。低比转速高速离心泵的叶轮结构有闭式复合、开式和半开式三种形式。已有研究表明, 闭式长、中、短复合叶轮具有有效消除或防止尾迹的产生和发展, 从而改善叶轮流道内扩散程度和稳定叶轮液流在叶轮流道的流动的作用; 开式叶轮具有很高的扬程系数和几乎不随流量变化的小流量特性曲线等特点; 半开式叶轮离心泵的特性线, 具有正的斜率上升段^[1-2]。随着计算机和计算流体力学的发展, 许多学者已经对离心泵叶轮进行了数值计算研究。文献[3]应用奇点法对长短叶片离心泵闭式叶轮内部流场及长、短叶片的相互干扰进行了数值研究, 结果表明短叶片对整个流场的速度及压力分布有较大的影响; 文献[4]应用滑移理论对偏置短叶片内部的回流大小进行了分析, 表明当短叶片偏置为距离叶片工作面 0.55~0.65 栅距, 短叶片长度为稍大于长叶片 1/2 时效果最佳; 文献[5]对低比转速模型泵叶轮内部的流动进行了试验测量, 并和位势流模型及边界层模型计算的结果进行了比较, 发现试验和计算结果比较吻合。但是, 目前公开发表的文献对半开式复合叶轮内部流场计算及其与闭式复合叶轮的比较研究进行得较少。本文在前人对低比转速高速离心泵研究的基础上, 以具有 4 长 4 中的 8

叶片闭式和半开式复合叶轮为研究对象, 对闭式和半开式两种形式叶轮内部的三维流动进行了数值模拟, 比较分析了其内部的相对速度场和压力分布。

1 几何模型

进行数值计算及比较研究的低比转速高速离心泵的设计点流量为 $Q=10\text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H=410\text{ m}$, 转速 $n=8\ 500\text{ r/min}$, 采用具有 4 长 4 中分流叶片的闭式和半开式叶轮两种结构形式。下表为闭式离心叶轮的主要几何参数。半开式叶轮和闭式叶轮只是结构形式不同, 其他的参数都是相同的。图 1a、1b 分别为 8 叶片闭式和半开式高速离心叶轮结构示意图。

表 闭式离心叶轮的主要几何参数

进口 宽度	出口 宽度	进口 直径	出口 直径	叶片 数	中叶片起 始直径	进口 角度	出口 角度
b_1/mm	b_2/mm	D_1/mm	D_2/mm	Z	D_3/mm	$\beta_1/(\text{°})$	$\beta_2/(\text{°})$
9.5	4.3	42	196	8	100	18	38

2 数学模型

2.1 控制方程和湍流模型

控制方程采用三维定常雷诺时均 Navier-Stokes 方程, 湍流模型选用 SPALART 等^[6]在 1992 年提出的 S-A 湍流模型, 此模型在涡轮机械等方面的数值计算中有着广泛的应用。

求解时, 采用时间推进法计算流场中的各流动参数, 离散格式采用中心差分格式。为了提高收敛

* 国家自然科学基金(50576088, 50379047)和浙江省自然科学基金(R503170)资助项目。20060622 收到初稿, 20061226 收到修改稿

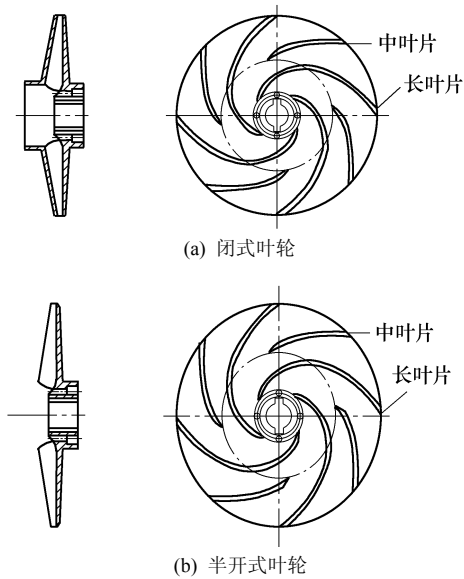


图 1 8 叶片闭式和半开式高速离心叶轮结构示意图

速度, 采用了当地时间步长和多重网格技术。

2.2 边界条件

计算区域的进口边界上, 速度为均匀连续的边界条件; 在计算域的出口边界上, 假定出口平均压力; 固壁边界为绝热条件, 叶轮为转动边界; 叶片表面、前后盖板等固壁均为无滑移边界条件。

2.3 计算网格

对两种形式离心叶轮进行三维网格的生成, 采用多块式网格。图 2a、2b 分别为闭式和半开式叶轮的网格图。其中闭式叶轮的网格结点总数为 266 172, 半开式叶轮网格结点总数为 336 456。计算域为一个叶轮通道。为了保证结果的稳定性, 对叶轮叶片进出口前后进行了适当的延伸。

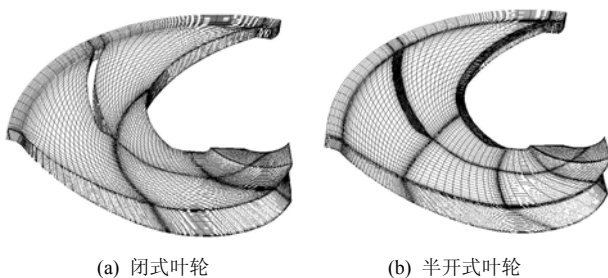


图 2 闭式和半开式叶轮的网格图

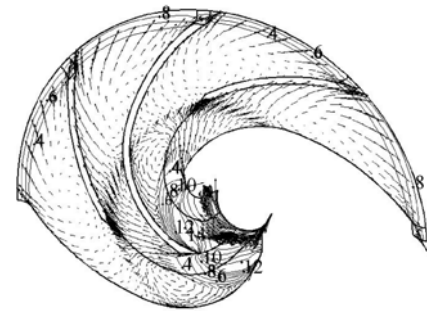
3 数值模拟结果和分析

假定流动介质为水。对于闭式叶轮, 假定出口平均静压为 4.1 MPa, 转速为 $n=8\ 500\ \text{r/min}$; 对于半开式叶轮, 假定出口平均静压为 2.6 MPa, 叶轮和泵盖的轴向间隙 $\delta=1.1\ \text{mm}$, 转速 $n=6\ 300\ \text{r/min}$; 在流量 $Q=10\ \text{m}^3/\text{h}$ 时, 对两种形式叶轮内部的三维紊流流动进行了详细的数值计算与分析, 并获得了

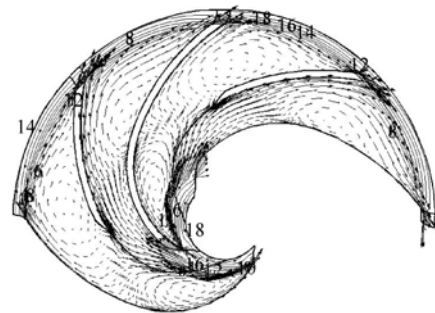
相对速度和静压的分布。

3.1 相对速度

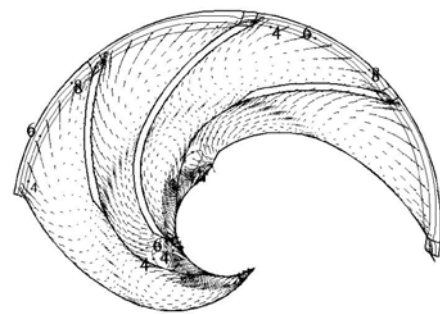
图 3、4 所示分别为闭式、半开式叶轮后盖板到前盖板之间内部不同断面的相对速度 $v(\text{m/s})$ 分布图。为了能够清楚显示流场内部相对速度的方向、大小及回流的位置, 将低速区域的相对速度用速度矢量表示, 其余区域用等值线表示。图 3d、4d 分别为闭式和半开式叶轮中间断面上的流线; 图 4e 为半开式叶轮靠近前盖板的间隙内断面流线图。



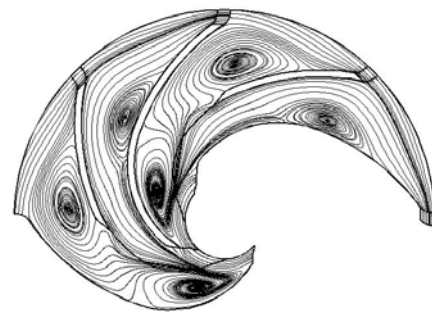
(a) 靠近后盖板断面处相对速度



(b) 前后盖板间中间断面处相对速度

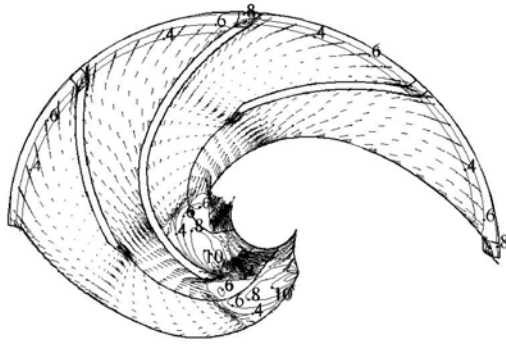


(c) 靠近前盖板断面处相对速度

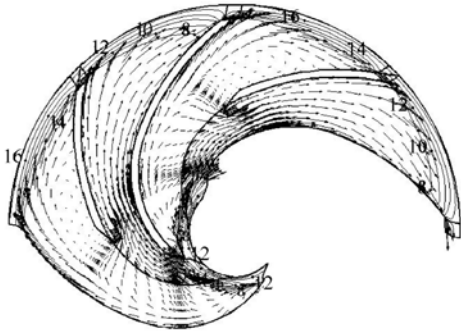


(d) 前后盖板间中间断面处流线

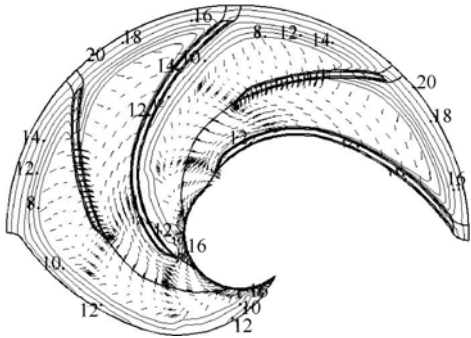
图 3 闭式叶轮内部的相对速度



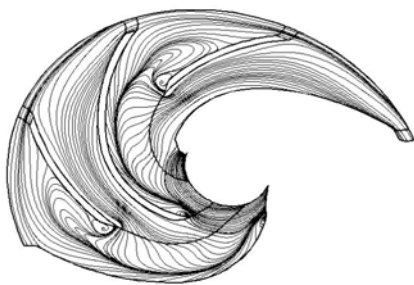
(a) 靠近后盖板断面处相对速度



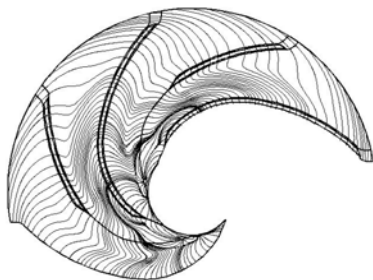
(b) 前后盖板之间中间断面处相对速度



(c) 靠近前盖板断面处相对速度



(d) 前后盖板间中间断面处流线



(e) 靠近前盖板断面处流线

图4 半开式叶轮内部断面的相对速度分布图

从图 3a~3c 可以看出，在闭式叶轮内部靠近中叶片吸力边的相对速度，明显大于长叶片压力边相应位置上的相对速度；同时，长叶片吸力边的相对速度明显大于中叶片压力边相应位置上的相对速度。另一方面，低比转速叶轮离心泵流量小、转速高、液体相对速度低，因此在流道内容易出现回流。从图 3d 中可以清楚看到中、长叶片形成的两个短流道内，各存在一个和叶轮旋转方向相反的回流区域，其中靠近吸力边流道内的回流区域比靠近压力边流道内的回流区域大，而且在叶轮进口靠近长叶片吸力边处，也存在一个和旋转方向相同的小的回流区域。所以，从叶轮进口进入的液流主要从靠近压力边的部分流道进入叶轮内，叶轮出口处仅靠近中叶片和长叶片吸力边的部分区域内有液体流出，仍有大部分区域的液体流回叶轮内，这会对泵的扬程和效率有很坏的影响。从上面的分析可以看出，位于长叶片之间的分流中叶片，对于消除流道内的回流效果并不是很好。

从图 4a~4c 可以看出，在半开式叶轮内部，靠近长叶片吸力面的相对速度明显大于中叶片压力面相应位置的速度。从图 4b、4d 可以看出，在中间断面上，中叶片压力面和长叶片吸力面之间的短流道内存在两个回流区域。靠近中叶片压力面中部的回流方向和叶轮旋转方向相反，靠近中叶片压力面头部的回流和旋转方向相同，这样，回流就占据了整个短流道内的绝大部分区域。所以，从进口进入的液流主要从叶轮的另一部分流道的出口流出。从图 4c、4e 靠近前盖板断面处相对速度和流线分布可以看出，在压力面与吸力面压差的作用下，叶顶压力侧的液流通过叶顶间隙进入到叶片吸力面，在叶轮通道间形成了泄漏，这对泵的整体性能将产生一定的影响。通过间隙的液流相对速度方向大约和叶片的中弧线垂直，而且间隙较小，液流通过叶顶间隙后在吸力面侧的相对速度较大，使液流在间隙里的相对流动大致为圆周方向。

图 5a、5b 所示为闭式和半开式叶轮的进出口相对速度矢量图。从图 5a、5b 中可以看出，叶轮内部相对速度小于叶轮的进口和出口速度。

3.2 静压

图 6、7 所示为闭式和半开式叶轮前后盖板间中间断面和叶片上的静压分布。其中压力系数 $C_p = (p - p_0) / \rho u^2$ ， p 为叶轮中的静压力， p_0 为叶轮进口静压力， ρ 为流体的密度， u 为叶轮叶尖圆周速度。

从图 6、7 可以看出，两种形式叶轮内的压力从进口到出口逐渐增加，叶片压力边的压力大于相

应位置吸力边的压力；叶片上最小压力的位置都位于叶片吸力边头部，所以，此处是叶轮叶片易发生汽蚀部位。另外，除叶片吸力边进口小部分区域外，大部分区域的等静压曲线几乎是沿圆周方向的，说明由于相对速度降低而导致的液体静压力升高在总的静压升高中占有很小的比重，这是低比转速叶轮流动的特点^[7]。从图 7b 可以看出，由于轴向间隙的影响，半开式叶轮叶片顶部的静压力低于相应位置根部的静压力。

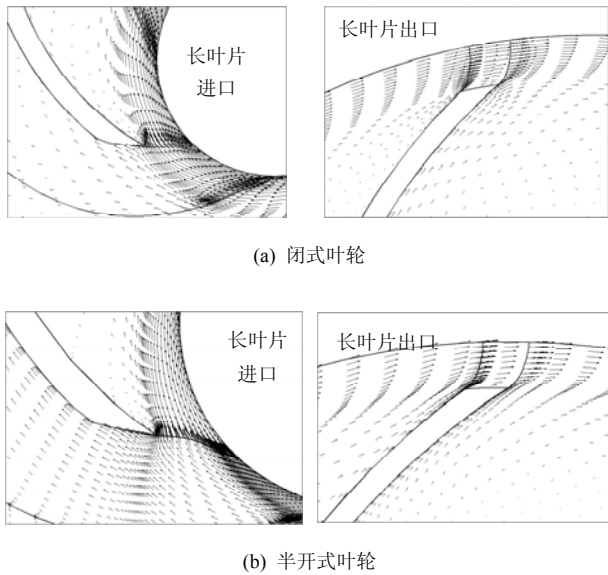


图 5 闭式和半开式叶轮进出口相对速度矢量图

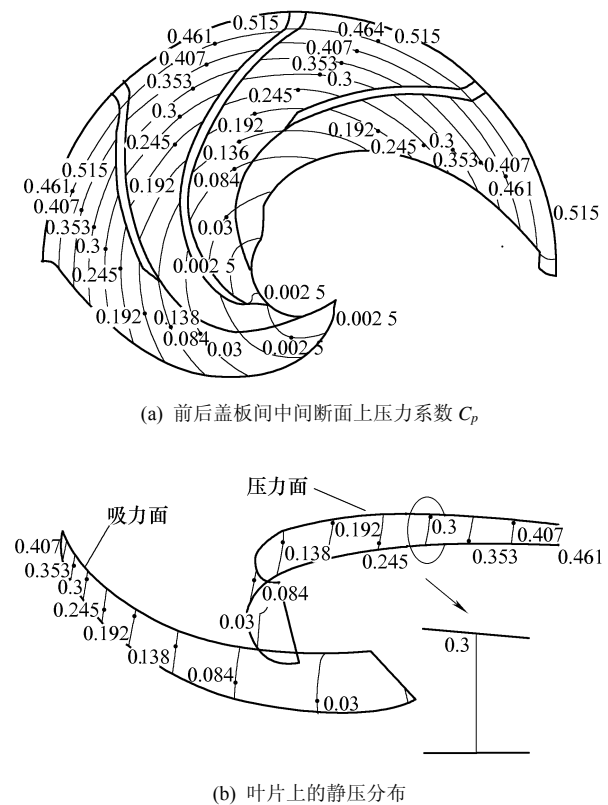


图 6 闭式叶轮前后盖板间中间断面和叶片上的静压分布

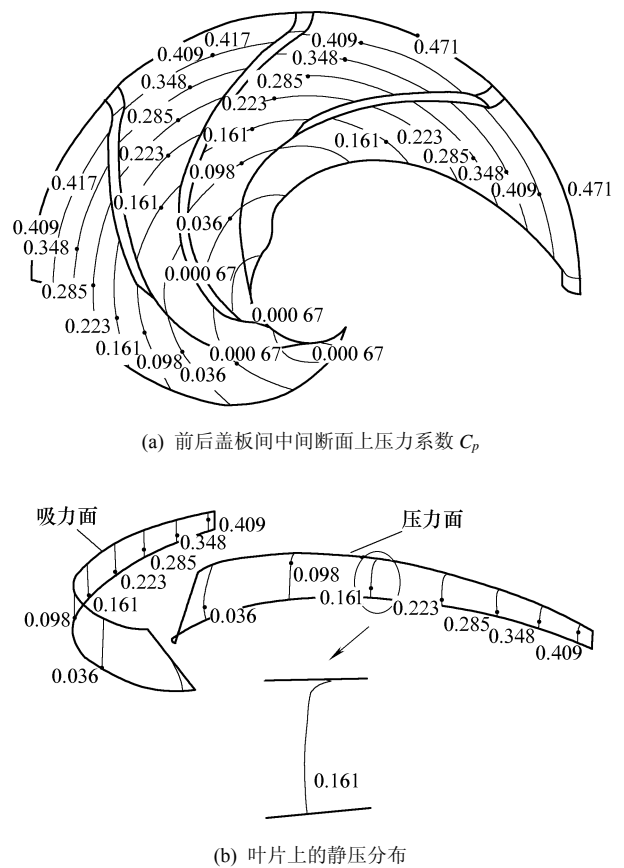


图 7 半开式叶轮前后盖板间中间断面和叶片上的静压分布

4 试验结果和分析

试验用的闭式、半开式两种叶轮的主要几何参数见前表。试验结果如图 8 所示，其中曲线 2、3 分别为闭式叶轮离心泵在转速 $n=8\ 500\ \text{r/min}$ 时的效率和扬程性能曲线，曲线 1、4 分别为半开式叶轮离心泵在转速 $n=6\ 300\ \text{r/min}$ 时的效率和扬程性能曲线。曲线 5、6 分别为闭式叶轮和半开式叶轮在流量 $Q=3.7$ 和 $10\ \text{m}^3/\text{h}$ 时进出口静压差的数值模拟结果，其中静压差数值模拟结果 $\Delta H = \Delta p / \rho g\ (\text{m})$ ， Δp 为

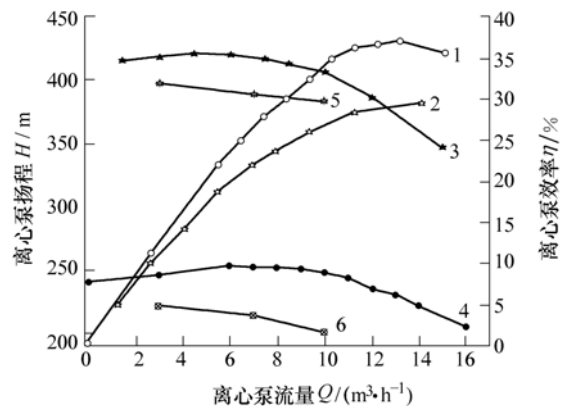


图 8 离心泵的试验结果

叶轮进出口静压差值。

从图8中曲线3、4可以看出, 4长4中叶片的闭式和半开式离心泵的扬程曲线在小流量处不稳定, 曲线存在驼峰。因为泵的转速对泵的扬程影响很大, 所以闭式叶轮离心泵的扬程在流量范围内明显高于半开式叶轮离心泵的扬程, 说明泵的扬程随着转速的增加而增加。半开式叶轮离心泵的效率在流量范围内大于闭式叶轮离心泵的效率。在设计点 $Q=10\text{ m}^3/\text{h}$ 时, 闭式叶轮离心泵的扬程 $H_1=406\text{ m}$, 效率 $\eta_1=26\%$, 扬程系数 $\phi_1=0.523$; 半开式叶轮离心泵的扬程 $H_2=248\text{ m}$, 效率 $\eta_2=32.4\%$, 扬程系数 $\phi_2=0.582$ 。从曲线5、6可以看出, 在设计点, 闭式叶轮的进出口静压差 $\Delta H=392\text{ m}$, 静压系数 $C_p=0.515$; 半开式叶轮的进出口静压差 $\Delta H=201.2\text{ m}$, 静压系数 $C_p=0.471$ 。在流量范围内, 闭式叶轮的静压系数高于半开式叶轮, 进出口静压差的变化趋势和试验扬程的变化趋势是一致的。

从试验结果和数值模拟结果可以看出, 叶轮内部的回流在能量损失中占有一定的比重, 对泵的效率有一定影响。

5 结论

(1) 开展了闭式复合叶轮和半开式复合叶轮内部流动的数值计算及比较分析研究。

(2) 通过数值模拟可以看出, 两种形式叶轮内部都存在回流区域, 半开式叶轮内部的回流区域较少; 叶轮内部的静压力都是由叶片进口到出口逐渐升高, 等静压曲线几乎是沿圆周方向; 由于轴向间隙的影响, 半开式叶轮叶片顶部的静压力低于相应位置根部的静压力。

(3) 通过试验和数值模拟结果可以看出, 叶轮内部的回流是影响离心泵性能的重要因素。

(4) 所得到叶轮数值模拟结果可为同叶片数的低比转速叶轮的优化设计提供参考和依据。

参 考 文 献

- [1] ZHU Zuchao, CHEN Ying, HUANG Dunhui, et al. Experimental study on high-speed centrifugal pumps with different impellers[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2002, 15(4): 372-375.
- [2] 朱祖超. 超低比转速高速离心泵的理论研究及工程实现[J]. 机械工程学报, 2000, 36(4): 30-33.
- [3] 徐洁, 谷传纲. 长短叶片离心泵叶轮内部流动的数值计算[J]. 化工学报, 2004, 55(4): 541-544.
- [4] PAN Zhongyong, YUAN Shouqi, LI Hong, et al. Calculation of splitting vanes and inner flow analysis for centrifugal pump impeller[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 17(1): 156-159.

- [5] VISSER F C, BROUWERS J J H, JOHNER J B. Fluid flow in a rotating low-specific-speed centrifugal impeller passage[J]. Fluid Dynamics Research, 1999(24): 275-292.
- [6] SPALART P R, ALLMARAS S R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows[G]. AIAA Paper: 92-0439.
- [7] 李文广. 特低比转速离心泵叶轮内部流动分析[J]. 水泵技术, 2005(1): 1-6.

NUMERICAL SIMULATION OF INNER FLOW IN DIFFERENT-TYPE HIGH-SPEED CENTRIFUGAL IMPELLERS

CUI Baoling¹ ZHU Zuchao¹ LIN Yonggang²
CHEN Ying²

(1. Zhejiang Provincial Key Laboratory of Modern Textile Machinery, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018;

2. State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027)

Abstract: To analyze the effect of different impeller type on inner flow in impeller, two low-specific-speed high-speed complex impellers with eight blades are investigated whose types are closed and semi-open. Using the Spalart-Allmaras turbulence model and the Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations, the three-dimensional turbulent flow fields in impellers are analyzed numerically. And the experimental studies on the centrifugal pump are carried out. The simulation results show that there all exists back flow region in impellers, the back flow region is few and the relative flow in clearance is alone the circumferential orientation in the half-open impeller, the static pressure in impellers rises gradually from blade inlet to outlet whose contours are almost alone the circumferential orientation, the static pressure of blade tip is bigger than that of blade root in the same radius of the blade in half-open impeller, and the static pressure coefficient at outlet of closed impeller is larger. The experimental results show that the efficiency of the half-open impeller is higher and the back flow has important influence on the performance of pump.

Key words: Centrifugal impeller High speed

Low specific speed Turbulence flow

Numerical simulation

作者简介: 崔宝玲, 女, 1975年出生, 讲师。主要研究方向为流体机械的数值模拟和汽蚀特性。

E-mail: blcui@zstu.edu.cn

朱祖超, 男, 1966年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为流体机械的理论及工程应用。

E-mail: zczhu@zjinfo.gov.cn