

低比转速离心泵内部流场数值模拟

史佩琦, 崔宝玲, 陈洁达, 黄达钢

(浙江理工大学浙江省流体传输技术研究重点实验室, 杭州 310018)

摘 要: 采用三维定常雷诺时均 Navier-Stokes 方程和 Spalart-Allmaras 湍流模型,对复合叶轮离心泵内部三维流场进行整机定常数值模拟,得到了复合叶轮离心泵内部流场的速度分布和压力分布。分析在不同流量点下复合叶轮和蜗壳内部流场,揭示离心泵内部的重要流动特征,证实了过流部件间相互作用引起的离心泵内部流场的不对称性。数值模拟结果表明,复合叶轮离心泵的整机数值模拟分析能够较准确地预测出离心泵内部的流场结构及性能参数。

关键词: 低比转速; 离心泵; 复合叶轮; 内部流场; 数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A

0 引 言

低比转速离心泵具有流量小、扬程高的特点,在石油、化工、制药、冶金及航空航天等工业领域应用广泛,深入研究低比转速离心泵内部流动对改善其性能具有重要的意义。离心泵几何形状、叶轮的旋转以及叶轮和蜗壳间的相互干涉,决定其内部流动必然是复杂的三维湍流流动^[1]。由于离心泵内部流动复杂,用试验方法研究离心泵内部流动不仅花费巨大,而且试验周期较长。因此,用数值方法研究离心泵内部流场已成为改进和优化离心泵设计的重要手段^[2]。

对离心泵内部流动进行数值研究,如果只对各过流部件进行数值模拟,而不考虑过流部件间的匹配关系,数值模拟结果必然与离心泵实际工作情况存在较大差别,也无法了解离心泵内部流动的三维特性。只有通过对其整机的数值研究才能较准确地反映离心泵的流动情况^[3-5]。目前,许多学者已对离心泵内部的三维流动进行了数值研究。Gonzalez J 等^[6]采用滑移网格技术对离心泵整机内部流场进行了非定常数值模拟,并分析了叶轮出口至蜗壳喉部

间流体的动力学特性;Zhao Binjuan 等^[7]对离心泵整机进行了定常数值模拟,获得了离心泵叶轮、蜗壳内部速度场与压力场分布场情况;吴大转等^[8]采用滑移网格方法对快速启动过程中的离心泵内部流动进行数值模拟,研究了离心泵在瞬态操作条件下的内部非定常流动演化过程。

本文应用 Numeca 软件,采用 N-S 方程和 S-A 湍流模型对具有复合叶轮的离心泵内部三维不可压缩湍流流动进行了定常数值模拟,采用“冻结转子法”处理叶轮与蜗壳间结合处的参数传递问题^[9],得到了复合叶轮离心泵内部流场的速度分布和压力分布并分析了其流动特征,证实了过流部件间相互作用是造成离心泵内部流场不对称的主要原因,捕捉到了离心泵内部流动的许多重要信息,揭示了离心泵内部的重要流动特征。

1 几何模型

进行数值模拟的原型泵,其设计点的流量 $Q=4\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H=40\text{ m}$,转速 $n=2\ 900\text{ r/min}$,比转速 $n_s=22.18$,为低比转速离心泵。叶轮为具有 4 长 4 中 8 短复合叶轮,具体结构如图 1(a)所示,主要几

何参数如表 1 所示。其中叶轮进出口直径为 D_1 和 D_2 、叶片进出口宽度为 b_1 和 b_2 、叶片进出口安装角为 β_1 和 β_2 ，总叶片数为 z 。蜗壳主要设计参数包括：基圆直径 D_3 、壳宽度 b_3 、喉部面积为 A 。为了计算的方便，对物理模型进行如下简化处理：不考虑叶轮前后盖板与蜗壳间的间隙，将叶轮出口延伸至蜗壳进口，如图 1(b)所示。

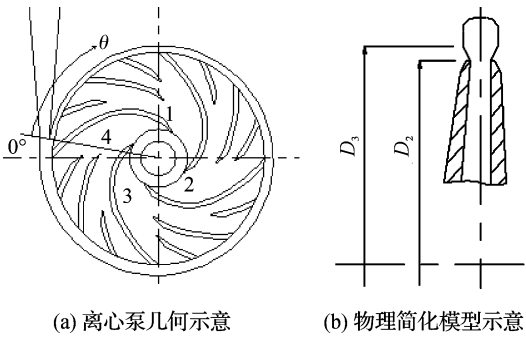


图 1 离心泵结构

表 1 离心泵过流部件主要几何参数

$b_1/$ mm	$b_2/$ mm	$\beta_1/$ (°)	$\beta_2/$ (°)	$D_1/$ mm	$D_2/$ mm	$D_3/$ mm	$b_3/$ mm	$A/$ mm ²	z
13	5	20	40	47	173	180	9	9×9	16

2 数学模型

2.1 控制方程和湍流模型

本文应用 NUMECA 软件，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-Allmaras 湍流模型。求解时采用时间推进算法，对流项离散格式采用中心差分格式，时间推进项选用四阶 Runge-Kuttage 求解方法。为了提高计算效率，采用多重网格法、当地时间步长以及残差光顺等加速收敛。

2.2 边界条件和计算网格

整个计算区域包括叶轮与蜗壳。叶轮进口速度

为均匀连续的边界条件；在蜗壳出口边界上假定出口平均压力；采用“冻结转子法”处理叶轮与蜗壳间动静耦合流动的参数传递；固壁边界为绝热条件，叶轮为转动边界，蜗壳为静止边界；在临近固壁的区域采用了壁面函数，叶片表面、前后盖板等固壁均为无滑移、绝热壁面边界条件。叶轮网格采用 AUTO-GRID 生成，蜗壳网格采用 IGG 划分，再通过 IGG 将两部分结合起来。整个计算区域网格节点数为 1 915 314。离心泵三维模型见图 2(a)，网络示意图 2(b)。

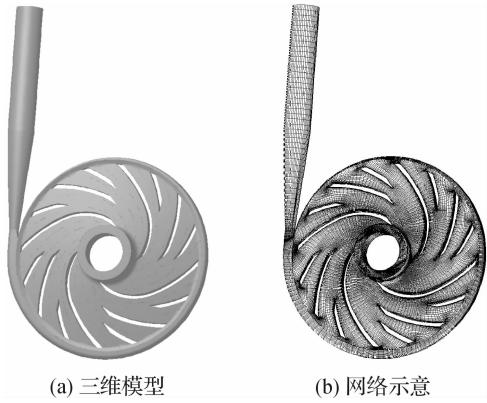


图 2 离心泵三维模型及网格示意

3 计算结果分析

3.1 复合叶轮流场分析

设计工况点 (Q_d)、小流量点 ($0.8Q_d$) 和大流量点 ($1.2Q_d$) 下，叶轮中间截面的相对速度矢量图见图 3。为了更清楚地了解流体的流动情况，图中相对速度 W 为 $0 \sim 3$ m/s 的速度区域用速度矢量表示，大于 3 m/s 的相对速度用等值线表示，数值大小分别标在等值线上。可以看出，由于受到蜗壳的影响，叶轮各流道的内部流场有着明显的非对称性，在 4 个通道中(如图 1(a)所示)，隔舌通道附近的流体受蜗壳的影响最大。在设计工况 (Q_d) 下，如图 3(a)所示，复合叶轮出口 A、B、C、D 处，都存在着不同程

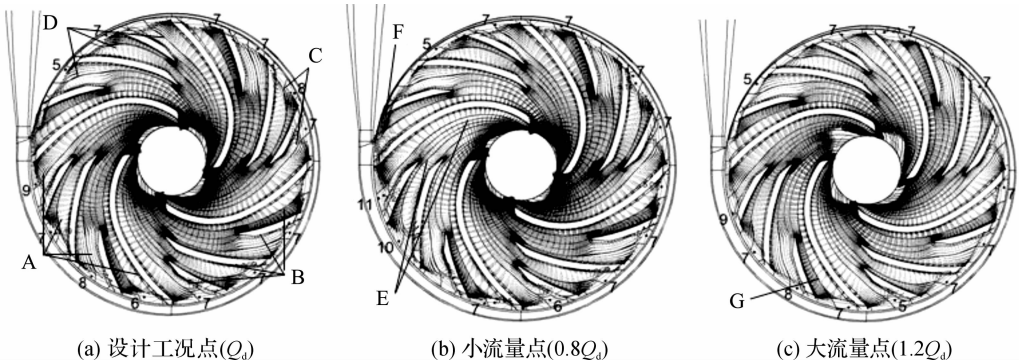


图 3 叶轮中间截面速度矢量图

度的回流区域。其中,通道 3 和通道 4 的 4 个子通道中存在着明显的回流现象,而且回流区域相对较大;通道 2 中有回流区域,通道 1 中有 3 个子通道存在回流现象。而在叶片进口处,4 个通道中的流体流动情况差别不大。由图 3 可知,不同流量点叶轮受隔舌的影响也不同。小流量点($0.8Q_d$)复合叶轮出口的每个子通道都存在回流,回流区域比设计工况点下的大(见图 3(b))。在通道 4 的 E 处和通道 1 的 F 处区域产生了新的回流区域。大流量点($1.2Q_d$)复合叶轮出口的回流有所改善。在通道 4 中,除了在 G 处还存在较大的回流区域外,其它 3 处的回流区域已经非常小了(见图 3(c))。可见,对于复合叶轮离心泵,叶轮流道的流动情况随流量增加而改善。

3.2 叶轮出口压力分析

图 4 为复合叶轮中间截面出口处($R=90\text{ mm}$)的静压和总压沿叶轮圆周角的变化见图 4,其中起始角为蜗壳的隔舌处,如图 1(a)所示。图 4 中, P_s 表示静压, P_t 表示总压。从图中可以看出,叶轮出口静压和总压的分布具有一定的周期性,在隔舌附近($0^\circ/360^\circ$)的波动比较明显,压力变化较大。小流量点下叶轮出口静压的总体变化趋势不太稳定,沿叶轮圆周角方向有一个先减小后增大的过程(见图 4(a));设计流量点静压的变化趋势比较稳定(见图 4(b));大流量点下,在 $270\sim 360^\circ$ 之间的压力有一个下降的过程(见图 4(c))。综上所述,总压在 $0\sim 90^\circ$

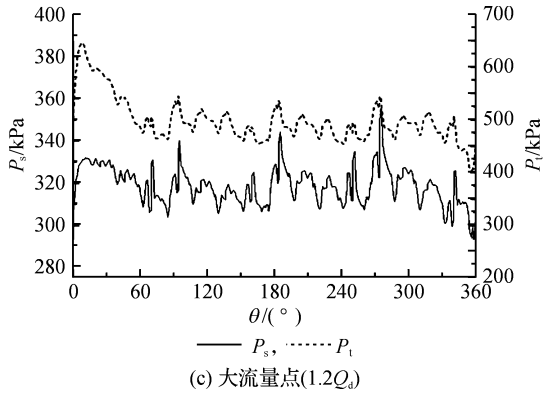
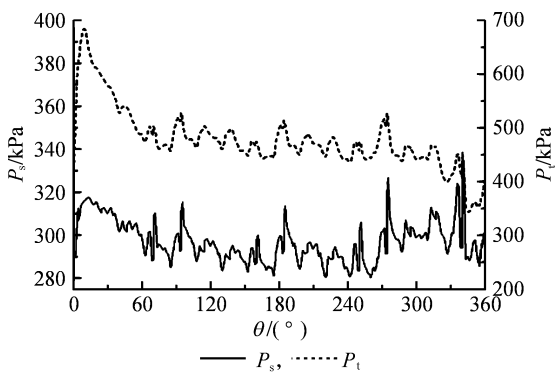


图 4 叶轮中间截面出口静压及总压分布

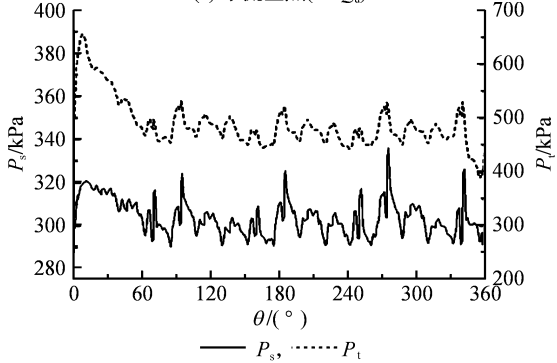
之间都有一个骤降的过程,而在 $90\sim 270^\circ$ 之间的变化情况基本相同。在 $270\sim 360^\circ$ 之间,小流量下叶轮出口的总压不稳定,变化较大;设计流量和大流量下叶轮出口的总压相对比较稳定。

3.3 蜗壳进口压力分析

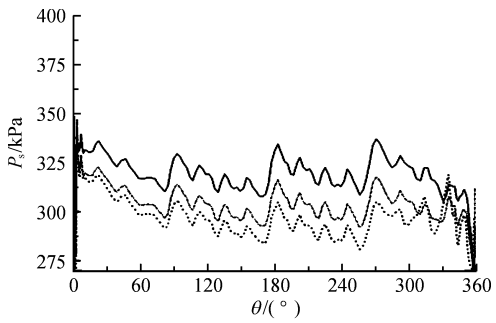
不同流量点下的蜗壳进口压力分布见图 5。由图 5 可以看出,在不同流量点下,蜗壳进口的压力变化趋势是一致的。在复合叶轮叶片的作用下,蜗壳进口压力波动具有一定的周期性(图 5(a))。蜗壳进口处压力随流量的增加而增大。在隔舌附近,压力的波动很明显。可见在蜗壳处流体的流动很剧烈。不同流量下,蜗壳出口处的总压变化不大,只是在小流量下,在蜗壳 $300\sim 360^\circ$ 处,总压变化下降比较明显(图 5(b))。



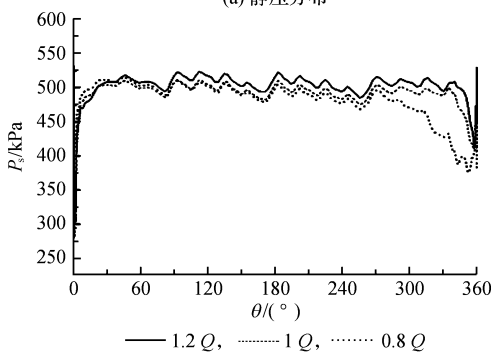
(a) 小流量点($0.8Q_d$)



(b) 设计工况(Q_d)



(a) 静压分布



(b) 总压分布

图 5 不同流量点下蜗壳进口压力分布

3.4 载荷分布

载荷 ΔP 的定义为叶片压力面与吸力面的压力差。载荷分布与速度分布密切相关,当最大载荷向叶轮出口方向偏移时,将会加重叶轮出口速度的不均匀性^[7]。图 6 为不同流量下,各流道内长叶片沿叶轮半径方向的载荷变化。由图中可以看出,在设计工况下各流道的载荷分布相差不大(图 6(b));在小流量流道 4 的载荷偏小(图 6(a));而大流量下流道 4 的载荷偏大(图 6(c))。由此也可以看出流道 4 受蜗壳的影响是最大的。在各个流量点下,载荷的波动主要位于长叶片出口处,这表明叶片出口速度分布不均匀,而叶片出口正是复合叶轮内出现回流区域。总体而言,不同流量点下,各流道载荷分布变化相对平缓;最大载荷位置在流道中间稍偏向叶片进口一侧。

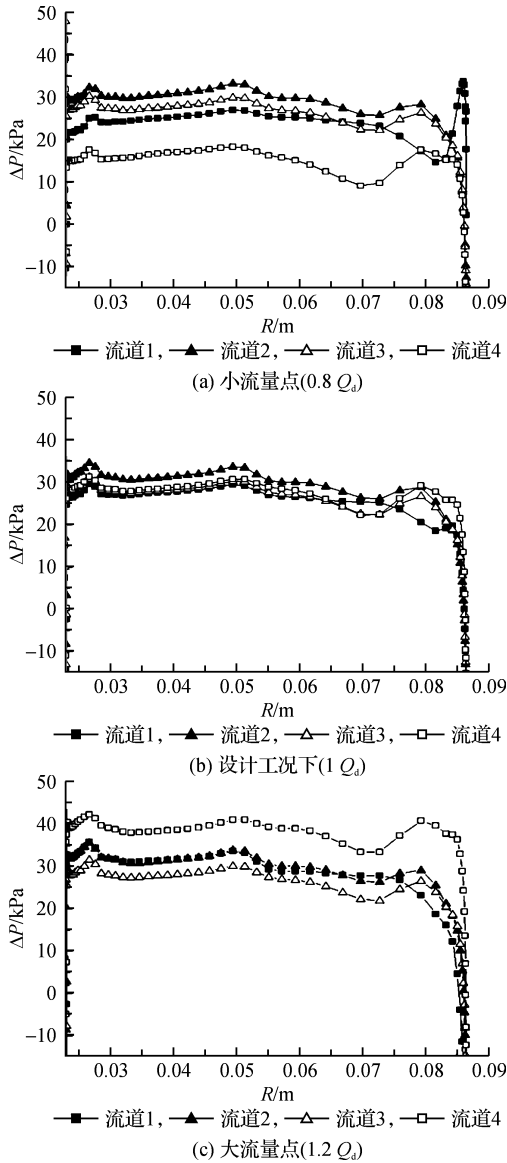


图 6 不同流量叶片载荷的变化

4 试验结果与分析

泵的扬程可以根据数值模拟计算得到的泵进出口总压差进行预测。泵扬程的计算表达式为:

$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} + \Delta z$$

式中, ΔP 为泵进出口压差(可以通过计算获得); Δz 为叶轮进口与蜗壳出口在垂直方向上的距离。

应用闭式试验台系统对模型泵进行了性能试验,得到了模型泵的扬程,试验结果如图 7 所示。试验值为复合叶轮离心泵在 2 900 r/min 时的试验性能。流量 $Q=4 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,试验扬程 $H=44.26 \text{ m}$,数值模拟扬程 $H=43.31 \text{ m}$ 。数值模拟的扬程与试验的扬程在设计工况点附近的趋势基本一致,但是在数值上相对偏小。数值预测的扬程在流量小于设计工况流量时存在一定的偏差。数值模拟采用的离心泵模型为简化模型,与实际试验泵存在差别,导致了试验值与计算数值的不同。

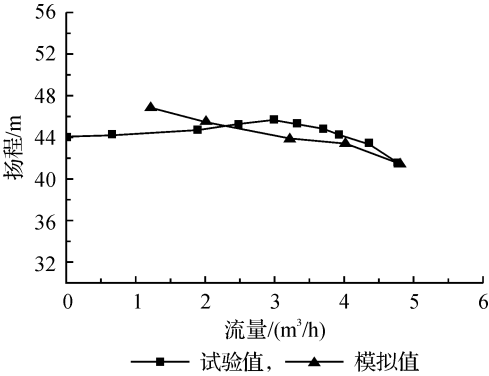


图 7 试验结果与模拟值比较

5 总 结

a)通过对离心泵三维内部流场分析可知,复合叶轮内部流场速度和压力分布受蜗壳的影响,具有明显的非对称性;在蜗壳喉部位置,复合叶轮流道内速度、压力变化较大。小流量下复合叶轮内部流场情况较差。

b)流道载荷分布和相对速度分布间的关联关系表明:最大载荷位置在流道中间稍偏向叶片进口一侧。

c)离心泵的扬程试验与数值模拟预测结果对比分析表明,在设计流量和大流量工况下,预测的结果较准确,而流量较小时存在一定偏差。

参考文献:

[1] 杨敏官,顾海飞,刘 栋,等. 离心泵叶轮内部湍流

动的数值计算及试验[J]. 机械工程学报, 2006, 42(12): 180-185.

[2] 杨 华, 谷传纲, 王 彤. 时间推进法求解离心泵内部不可压流场[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1): 61-65.

[3] 曹树良, 王万鹏, 祝宝山. 离心泵压水室内部流动数值模拟[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2005, 25(3): 185-188.

[4] 王企鲲, 戴 韧, 陈康民. 蜗壳进口周向非均匀流动的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(2): 241-243.

[5] 张兄文, 李国君, 李 军. 离心泵蜗壳内部非定常流动的数值模拟[J]. 农业机械学报, 2006, 37(6): 63-68.

[6] Gonzalez J, Blanco E, Santolaria C. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124: 348-355.

[7] Zhao Binjuan, Yuan Shouqi, Liu Houlin. Three-dimensional coupled impeller-volute simulation of flow in a centrifugal pump and performance prediction[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 19(1): 59-62.

[8] 吴大转, 许斌杰, 李志峰, 等. 离心泵瞬态操作条件下内部流动的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(5): 781-783.

[9] 郭鹏程, 罗兴铸, 刘胜柱. 离心泵内叶轮与蜗壳间耦合流动的三维紊流数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 1-5.

The Simulation of Internal Flow Field in Low-Specific-Speed Centrifugal Pump

SHI Pei-qi, CUI Bao-ling, CHEN Jie-da, HUANG Da-gang

(The Province Key Laboratory of Fluid Transmission Technology, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: The three-dimensional flow field of the low-specific-speed pump is analyzed numerically based on the Reynolds-Averaged Navier-Stokes equation and the Spalart-Allmaras turbulence model. The velocity and pressure distribution of complex-impeller pump is obtained. Under different flow-rate, the simulation results of impeller and volute reveal the important features of pump and verify the asymmetry of the internal flow due to the interaction of impeller and volute. The results also indicate that the structure of internal flow field and performance of pump with complex-impeller can be predicted by the simulation of flow field exactly.

Key words: low-specific-speed; pump; complex impeller; internal flow field; numerical simulation
(责任编辑: 杨元兆)