

不同比转数前伸式双叶片离心泵内部流动规律研究*

郎 涛 施卫东 陈刻强 李 伟 季磊磊

(江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 采用 $k-\varepsilon$ 模型、SST 模型和 DES 模型分别对比转数为 70 的前伸式双叶片离心泵进行非定常数值计算, 获得不同流量工况下 (Q/Q_d 分别为 0.6、1.0、1.6) 叶轮内部流场的相对速度分布, 将不同湍流模型的内部流动模拟结果与 PIV 试验结果进行对比分析, 发现基于 $k-\varepsilon$ 模型的模拟结果与 PIV 试验测量结果较为吻合。采用 $k-\varepsilon$ 模型对比转数为 157 的前伸式双叶片离心泵进行非定常数值模拟, 研究发现叶轮内部流动规律与比转数为 70 的离心泵叶轮内部流动规律具有相似性: 在流道中部靠近叶片工作面上存在低速区及与叶轮旋转方向相反的轴向旋涡, 随着流量的增大, 低速区与轴向旋涡逐渐减小; 引入少叶片数离心泵内部流动理论, 揭示了低速区和轴向旋涡存在和发展的内在机理。

关键词: 双叶片离心泵 内部流场 粒子成像测速 计算流体力学

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)12-0089-07

Flow Field in Forward-extended Double Blades Centrifugal Pump at Different Specific Speeds

Lang Tao Shi Weidong Chen Keqiang Li Wei Ji Leilei

(National Research Center of Pumps, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: This research was taken on probing the internal flow pattern of relative velocity flow field in the back-swept double blades centrifugal pump. Firstly, different turbulence models, including $k-\varepsilon$, SST and DES were used to do unsteady numerical simulation on the particle image velocimetry (PIV) test pump whose specific speed was 70. Secondly, PIV test was done on the pump and the relative velocity flow field distribution in the impeller was got. The results showed that numerical simulation results of $k-\varepsilon$ turbulence model were more consistent with PIV test results. By analyzing the distribution of relative velocity of the impeller whose specific speed was 70 under different flow rate conditions (Q/Q_d was 0.6, 1.0, 1.6), the variation of axial vortexes and low-speed zones in the impeller was found out. When Q/Q_d was 0.6 and 0.8, there were low-speed zones and axial vortexes were opposite to rotation directions of impeller in the middle zone of channels nearby the pressure surface of the blades, and with the increase of flow rate, low-speed zones and axial vortexes decreased. Then $k-\varepsilon$ turbulence model was used to do numerical simulation on the pump whose specific speed was 157, the results showed that the variation law of the relative velocity flow field distribution in the impeller was similar with that of PIV test pump. To explain the phenomenon, the theory of limited number blades in the centrifugal pump internal flow was introduced, which revealed the fundamental reason for the existence and development of the low-speed zones and vortexes. The research results have an important reference value for the further research of the internal flow pattern of protrusive type twisted blades centrifugal pump.

Key words: Double blades centrifugal pump Internal flow Particle image velocimetry Computational fluid dynamics

收稿日期: 2015-08-25 修回日期: 2015-09-30

* 江苏高校优势学科建设工程资助项目、江苏省“333 工程”科研资助项目 (BRA2013188)、江苏省“六大人才”高峰资助项目 (HYZB-002)、江苏省产学研联合创新资金前瞻性研究资助项目 (BY2013065-03) 和镇江市农业支撑资助项目 (NY2013031)

作者简介: 郎涛, 博士生, 主要从事流体机械研究, E-mail: lt800cn@ujs.edu.cn

通讯作者: 施卫东, 研究员, 博士生导师, 主要从事流体机械及工程研究, E-mail: wdshi@ujs.edu.cn

引言

前伸式双叶片离心泵^[1-4]的叶轮采用大包角的两叶片形式,具有良好的平衡性及通过能力,但是也容易产生失速、轴向旋涡等不稳定流动现象^[5-6],不仅降低泵的扬程和效率,还容易引起管路的剧烈振动,影响泵的稳定运行。因此,研究该新型离心泵内部流动规律具有重要意义。

粒子成像测速法^[7-8] (Particle image velocimetry, PIV) 是 20 世纪 80 年代后期发展并逐渐成熟的一种非接触式瞬态流场测试技术,现已成为研究流体机械内部速度场测量的先进手段^[9-12]。国内学者对双叶片离心泵内部流场进行了一些 PIV 测量试验^[13-14],但是高比转数离心泵经过缩放后扬程过低,给 PIV 试验台的搭建带来难度,因此这些泵大多为低比转数离心泵,且叶轮大多为简单直叶片,对扭曲双叶片离心泵叶轮的研究还很少。为此,国内外主要采用数值计算和试验研究相结合的方法来研究叶轮的内部流动。Stickland 等利用 PIV 对离心泵内部流场进行测量,并与 CFD 结果进行了比较^[15];赵斌娟等对双流道泵进行了非定常数值模拟,并将结果与 PIV 试验结果对比,发现数值模拟与 PIV 试验结果总体变化趋势一致^[16]。

由于 PIV 试验台的局限性,本文首先采用 3 种不同湍流模型对比转数为 70 的前伸式双叶片离心泵叶轮进行非定常数值计算,将数值模拟结果与 PIV 试验测量结果进行对比验证,优选较为精确的数值计算模型,然后基于优选模型对比转数为 157 的前伸式双叶片离心泵进行数值模拟与分析,揭示不同比转数下前伸式双叶片离心泵内部流动规律。

1 研究模型

本文比转数为 70 的前伸式双叶片离心泵主要设计参数如下:流量 $Q = 17 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 9 \text{ m}$,转速 $n = 1\,450 \text{ r/min}$,将其记为 A 型泵。比转数为 157 的 B 型前伸式双叶片离心泵主要设计参数如下:流量 $Q = 800 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 40 \text{ m}$,转速 $n = 1\,450 \text{ r/min}$,将其记为 B 型泵。不同比转数模型的几何参数如表 1 所示。

2 数值计算

2.1 计算域的确定及网格划分

三维建模在 UG 软件中完成,然后导入 ICEM CFD 中进行结构化网格划分,区域间用交界面进行连接,A 型前伸式双叶片离心泵的计算域包含:半螺旋形吸水室、进口段、叶轮水体、前泵腔(含口环)、

后泵腔、蜗壳水体;B 型前伸式双叶片离心泵的计算域包含:进口段、叶轮水体、前泵腔(含口环)、后泵腔、蜗壳水体。其中 A 型前伸式双叶片离心泵的全流场壳体网格如图 1 所示。

表 1 模型泵的几何参数
Tab.1 Parameters of model pump

参数	数值	
	A 型	B 型
轮毂直径 D_h/mm	15	75
进口直径 D_f/mm	62.5	275
出口宽度 b_2/mm	20	100
叶轮外径 D_2/mm	185	450
叶片出口安放角 $\beta_2/(\circ)$	20	15
叶片包角 $\varphi/(\circ)$	340	340
叶片数 Z	2	2
前缘后掠角 $\beta/(\circ)$	140	140
蜗壳基圆直径 D_3/mm	187.5	480
蜗壳进口宽度 b_3/mm	29	150

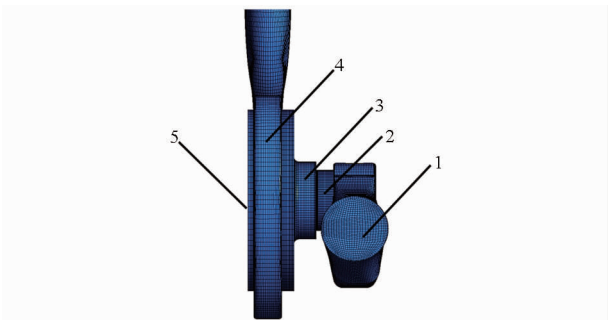


图 1 A 型泵的全流场壳体网格

Fig.1 Meshes of pump A

1. 半螺旋形吸水室 2. 进口段 3. 前泵腔水体
4. 叶轮和蜗壳水体 5. 后泵腔水体

对整个计算域进行网格无关性分析,结合求解所花费的时间,最终选定各计算域的网格参数如表 2 所示。

表 2 各计算域的网格数目
Tab.2 Grid number of each computational domain

计算区域	A 型	B 型
吸水室	179 786	
进口段	92 568	518 516
前泵腔	42 432	219 984
叶轮	298 760	590 920
蜗壳	340 128	819 425
后泵腔	17 760	380 976

2.2 求解模型及边界条件

为了提高数值计算的准确性,本文采用 3 种湍流模型,即标准 $k-\varepsilon$ 模型、SST 模型和 DES 模型分别对比转数为 70 的 A 型前伸式双叶片离心泵进行非定常数值模拟,通过与 PIV 结果进行比对和验证,优选

更为精确的数值计算模型,并基于优选模型对比转数为 157 的 B 型前伸式双叶片离心泵进行数值计算。

数值模拟在软件 ANYSY-CFX 14.0 中完成,计算域的进口采用总压入口条件,出口给定质量流量。定义叶轮为旋转域,其转速为 1 450 r/min;前后泵腔水体中的前后盖板壁面设置为旋转壁面,转速为 1 450 r/min;其他域及壁面定义为静止域或壁面。控制方程的离散化方法采用基于有限元的有限体积法,对流项采用高分辨率格式,收敛精度设为 10^{-4} ,并检测扬程、效率和功率变化曲线趋于平稳以保证计算结果的可信度,在所得定常结果基础上进行非定常计算,收敛精度为 10^{-5} 。选取时间步长 $\Delta t = 5.747 \times 10^{-4}$ s,即叶轮每旋转 5° 为一个时间步长,叶轮每旋转 1 圈需要 72 个时间步长。对于本文研究模型,经过 720 个时间步长,即叶轮旋转 10 圈后,进、出口的压力呈现稳定的周期性,确定数值模拟收敛。

3 试验验证与结果分析

3.1 试验模型

比转数为 70 的 A 型前伸式双叶片离心泵作为试验泵,其吸水室采用对数螺旋线设计的半螺旋形吸水室,材质为铝;叶轮和蜗壳采用数控加工,材质为有机玻璃,表面经过抛光处理,表面粗糙度小于 $3.2\text{ }\mu\text{m}$,实物模型如图 2 所示,结构形式如图 3 所示。图 3 中截面 2 为叶轮出口中截面,截面 1 和截面 3 与截面 2 的距离都为 6 mm。为了便于 PIV 测量,泵进口采用半螺旋形吸水室,使电动机与进水端在同一侧。为降低壁面反光的影响,将吸水室的非测试面进行涂黑处理。

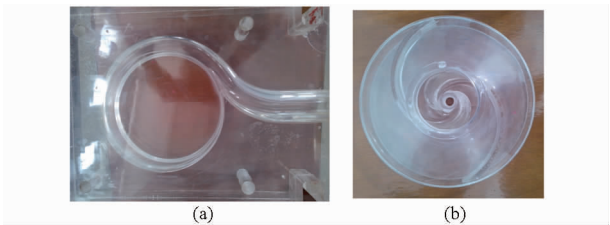


图 2 蜗壳和叶轮的实物模型

Fig. 2 Volute part and impeller part

(a) 蜗壳实物图 (b) 叶轮实物图

3.2 试验装置

图 4 所示为前伸式双叶片离心泵 PIV 试验台示意图。试验系统为美国 TSI 公司的商用 PIV 系统,主要包括:YAG200 - NWL 型脉冲激光器;610035 型同步器;630059POWERVIEW 4MP 型跨帧 CCD 相机;内嵌 Tecplot 软件的图像采集及数据分析系统 Insight 3G;610015 - SOL 型光臂及其片光源透镜组等。外触发同步系统包括:轴编码器、弹性联轴器、

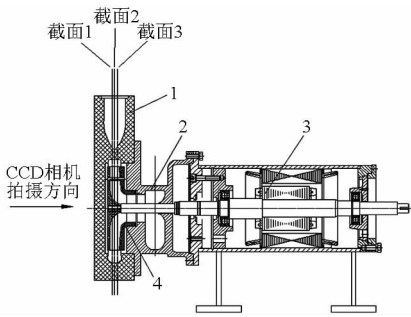


图 3 试验泵泵段示意图

Fig. 3 Section of pump in test system

1. 蜗壳 2. 吸水室 3. 电动机 4. 叶轮

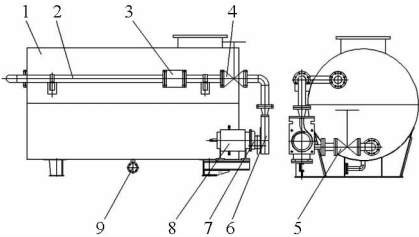


图 4 试验台示意图

Fig. 4 Sketch of test rig

1. 不锈钢水箱 2. 出口管路 3. 电磁流量计 4. 出口阀门
5. 进口阀门 6. 叶轮和蜗壳 7. 吸水室 8. 电动机 9. 排水口

同步触发控制器和光纤传输转换器。

试验中采用平均直径为 $20\text{ }\mu\text{m}$ 左右的空心玻璃球作为示踪粒子,该示踪粒子的跟随性和光学散射性较好,具有较高的流场测试准确性。

3.3 PIV 测量方案

3.3.1 测量工况

试验泵的额定流量 $Q_d = 17\text{ m}^3/\text{h}$,假设实际流量为 Q ,PIV 试验拍摄时选取的流量工况 Q/Q_d 值分别为 0.4、0.6、0.8、1.0、1.2、1.4、1.6。

3.3.2 测量截面

试验共选取流道的 3 个截面,分别为中间截面及前、后盖板附近的截面,所拍摄平面垂直于转轴并过叶轮出口宽度 ($b_2 = 20\text{ mm}$) 上的节点,测量截面如图 3 所示。试验中选取的截面 3 为距出口位置前盖板之间距离 $L = 4\text{ mm}$ 的截面。

3.3.3 测量相位

试验采用相位平均法,即在同一工况下相同相位处拍摄 N (采样数) 幅流场,将这 N 幅流场按坐标进行相平均得到流场的平均流速。当采样数 $N > 100$ 时,对相平均后的流场影响很小^[17],因此取 $N = 200$ 。由于叶轮为双叶片,只需选取 1 个流道作研究即可,以叶轮的 1 个流道为研究对象,其扫掠过蜗壳隔舌所旋转的角度为 180° ,对应所需时间为 $1/2T$,以叶轮每转过 30° 为一个拍摄面(转过 30° 所需时间为 $1/12T$),共拍摄 6 个时刻,分别将这些相位位置

记作： $1/12T$ 、 $2/12T$ 、 $3/12T$ 、 $4/12T$ 、 $5/12T$ 、 $6/12T$ 。本次试验初始相位位置的拍摄效果如图 5 所示，其相位位置记为 $1/12T$ ，叶轮顺时针旋转，由于激光从左边射入，轮毂部分将激光遮挡，使得右边部分区域（红线所划部分）无激光通过，在后处理时应该剔除这一部分。

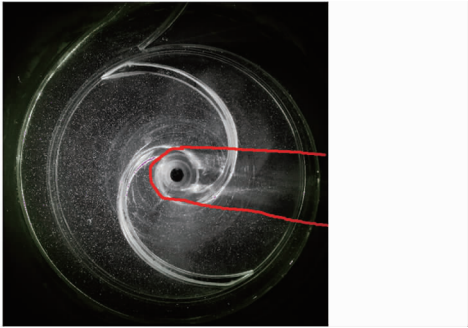


图 5 $1/12T$ 时叶轮与蜗壳的相对位置
Fig. 5 Schematic diagram of blade phase at $1/12T$

3.4 数值模拟结果与 PIV 测试结果对比分析

离心泵叶轮内的流动是一种复合运动^[18]，流体一方面随着叶轮绕轴作牵连运动，另一方面流体随旋转的叶轮作由内向外的相对运动，二者的合成即为绝对速度。为了更好地观察叶轮内部的速度场，将绝对速度中的牵连速度部分抵消，合成得到相对速度。分别将 A 型前伸式双叶片离心泵 $Q/Q_d = 0.6$ 、 1.0 、 1.6 3 种不同流量工况下的 PIV 试验测量结果与不同湍流模型的非定常数值模拟结果进行对比分析，选取的瞬态流场相位时刻为 $1/12T$ ，截面位置为 $L = 4\text{ mm}$ 。

3.4.1 0.6 倍额定工况

图 6 所示为 0.6 倍额定工况下 PIV 试验测量结果与 3 种湍流模型预测的叶轮内相对速度场的对比。从图中可以看出，在小流量工况下，叶片工作面附近出现低速区，叶轮进口靠近工作面上出现轴向旋涡，但数值模拟与试验中旋涡的位置和数量存在明显差异，数值模拟结果出现更多的不稳定流动特征。3 种数值模型中， $k-\varepsilon$ 模型预测的涡核位置和数量与 PIV 测量结果最接近，但预测的旋涡强度较大，而 SST 模型和 DES 模型所预测的涡核数目和位置均与 PIV 测量结果差异较大。限于篇幅原因，只给出了 0.6 倍额定工况下相位为 $1/12T$ 时的相对速度场，但是经过分析，发现在其他相位位置时 $k-\varepsilon$ 模型的预测结果与 PIV 试验结果最接近。

3.4.2 额定工况

图 7 所示为额定工况下 PIV 试验测量结果与 3 种湍流模型预测的叶轮内相对速度场的分布图。相比 0.6 倍额定工况的速度场而言，3 种湍流模型的数值模拟结果相互之间较接近，并且涡核数目和

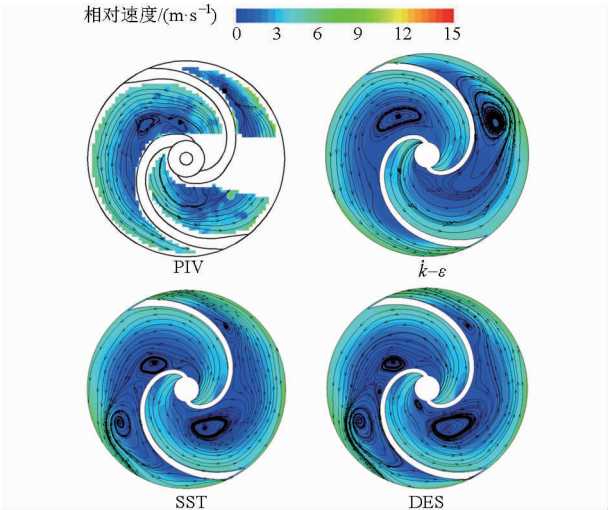


图 6 0.6 倍额定工况下 PIV 试验结果与 3 种湍流模型数值模拟结果的对比

Fig. 6 Comparisons of PIV result and three turbulence models simulation results when $Q/Q_d = 0.6$

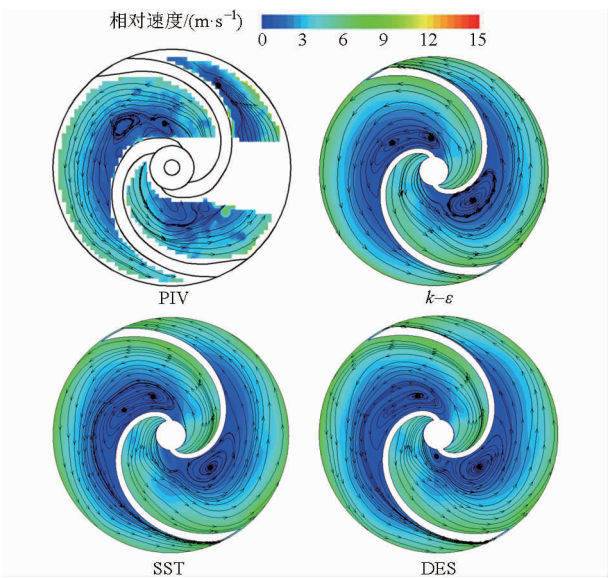


图 7 额定工况下 PIV 试验结果与 3 种湍流模型数值模拟结果的对比

Fig. 7 Comparisons of PIV result and three turbulence models simulation results when $Q/Q_d = 1.0$

强度均与 PIV 试验测量结果接近。

3.4.3 1.6 倍额定工况

图 8 所示为 1.6 倍额定工况下 PIV 试验测量结果与 3 种湍流模型预测的叶轮内相对速度场的分布图。从图中可以看出，在大流量工况下，叶轮内低速区面积与轴向旋涡变小，只在叶片工作面中部区域附近存在，3 种湍流模型预测的速度场与 PIV 试验结果基本一致。

综合不同流量工况下数值模拟和试验结果对比分析，发现数值模拟相对速度云图均与 PIV 试验测量值接近，即 3 种湍流模型对相对速度的预测均较为准确。虽然 SST 模型和 DES 模型所预测的结果

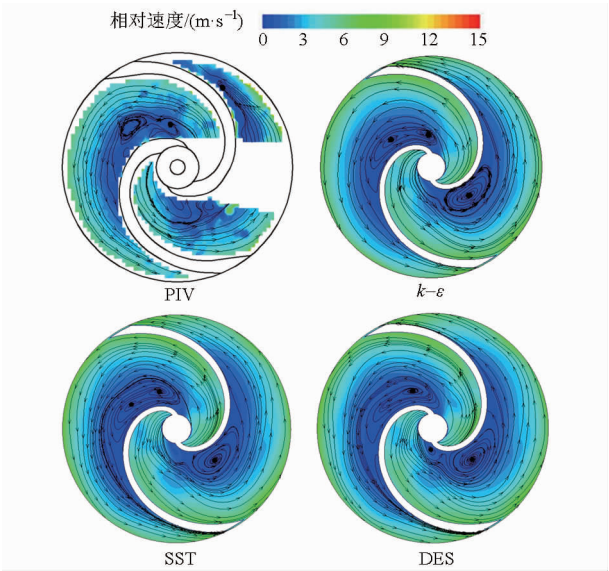


图 8 1.6 倍额定工况下 PIV 试验结果与 3 种湍流模型数值模拟结果的对比

Fig. 8 Comparisons of PIV result and three turbulence models simulation results when $Q/Q_d = 1.6$

在速度大小、旋涡位置、旋涡大小等方面都较为相似,但这 2 种湍流模型预测的流场中旋涡分布、形态等均与 PIV 测量结果存在较大差异。相对而言, $k-\varepsilon$ 模型对不同流量下的速度场预测最接近 PIV 试验测量结果。因此,优选 $k-\varepsilon$ 模型对比转数 n_s 为 157 的 B 型前伸式双叶片离心泵内流场进行非定常数值计算。

4 不同比转数离心泵内流场分析

4.1 A 型双叶片离心泵内流场分析

如图 9 所示为截面 $L = 4\text{ mm}$ 上、相位为 $1/12T$ 时不同流量 (Q/Q_d 的值分别为 0.4、0.6、0.8、1.0、1.2、1.4、1.6) 下比转数 n_s 为 70 的 A 型前伸式双叶片离心泵叶轮内部相对速度场分布。为方便描述,将叶轮的截面分成图中所示的 a、b、c 3 个区域。

整体来看,叶轮截面内出现低速区和逆时针的轴向旋涡,当流量由小到大变化时,叶轮内的低速区面积逐渐减小,轴向旋涡区也相应减少。当流量由 $Q/Q_d = 0.4$ 向 $Q/Q_d = 0.6$ 变化时,即试验泵在小流量工况下时,叶轮内的低速区及轴向旋涡较多,流动很不稳定,水力损失较大。这些轴向旋涡散布在叶片的工作面靠近进口处,并且向叶片背面扩散,如 a 区域所示。叶片工作面靠近出口的部分区域(b 区域)也出现了轴向旋涡,但是在另一个叶片的工作面靠近出口处(c 区域)并未出现轴向旋涡。当流量由 $Q/Q_d = 0.6$ 向 $Q/Q_d = 1.6$ 变化时,低速区面积逐渐减少,a 区域的轴向旋涡减少并由进口位置沿叶片工作面向出口位置偏移,而 b 区域的轴向旋涡彻

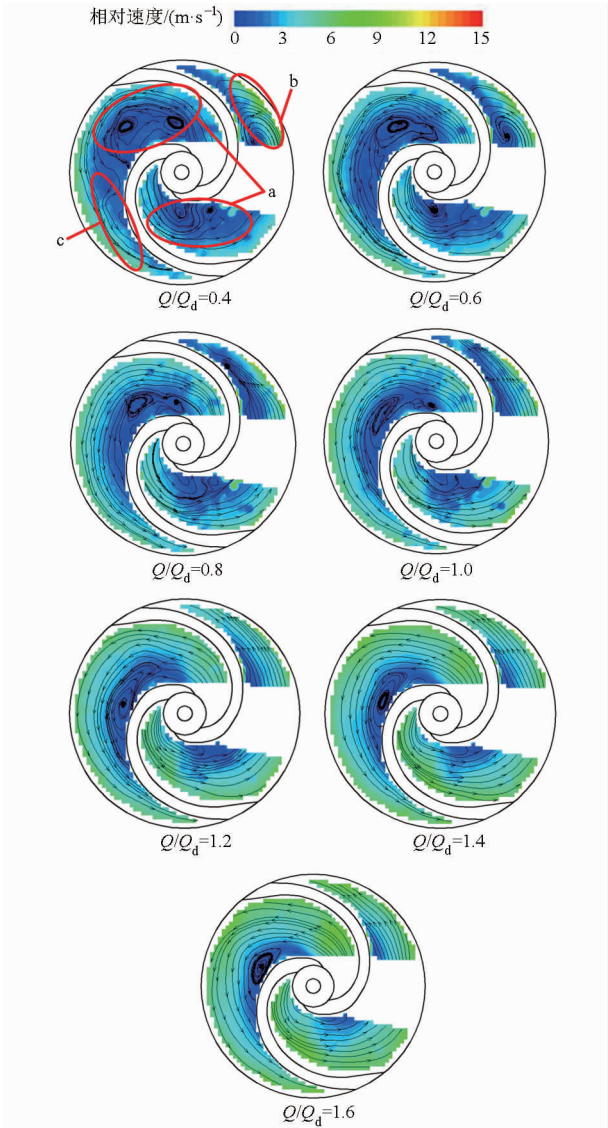


图 9 不同流量工况下叶轮内部相对速度场分布 ($n_s = 70$)

Fig. 9 Relative velocity flow field in the impeller at different flow rates ($n_s = 70$)

底消失。

4.2 B 型双叶片离心泵内流场分析

采用优选的 $k-\varepsilon$ 湍流模型对比转数 n_s 为 157 的 B 型前伸式双叶片离心泵进行数值模拟,图 10 所示为 B 型前伸式双叶片离心泵在不同流量工况下叶轮内部相对速度云图及流线分布图(所在截面为叶轮出口中截面,所在相位为 $1/12T$)。从图中可以看出,叶轮截面内靠近进口处出现低速区和逆时针的轴向旋涡,当流量由小到大变化时,叶轮内的低速区面积逐渐减小,轴向旋涡区也相应减小。

整体来看,叶轮截面内也出现低速区和逆时针方向的轴向旋涡,随着流量增大,叶轮内的低速区面积和轴向旋涡区也逐渐减小。在小流量范围内变化时(Q/Q_d 由 0.4 向 0.6 变化),叶轮内的低速区面积较大,并且向叶片背面扩散,但随着流量的增大(Q/Q_d 由 0.6 向 1.6 变化),低速区面积逐渐减小,

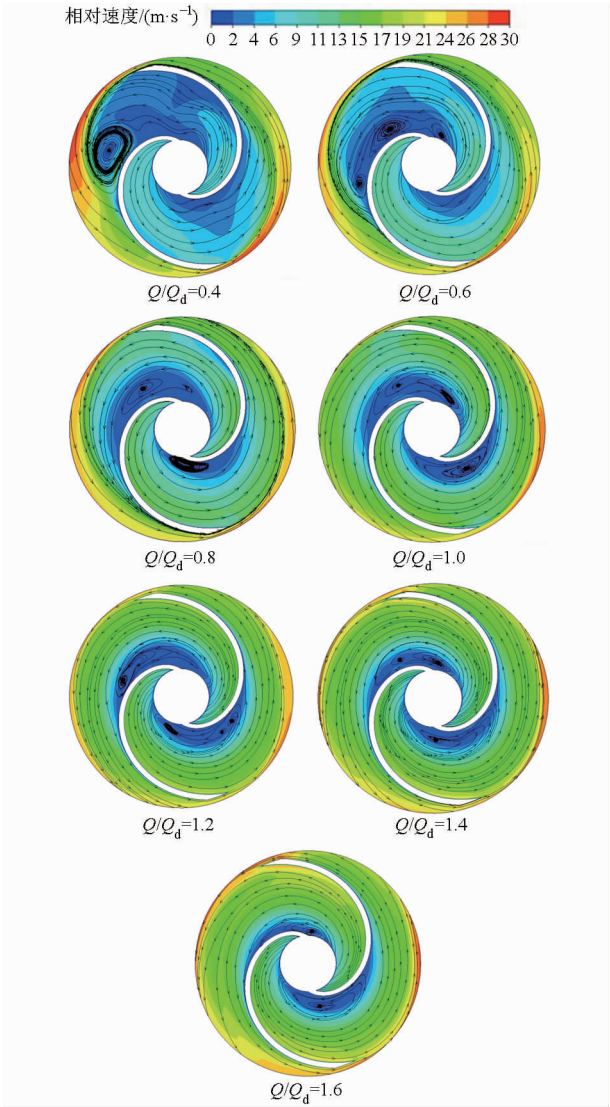


图 10 不同流量工况下叶轮内部相对速度
流场分布 ($n_s = 157$)

Fig. 10 Relative velocity flow field in the impeller
at different flow rates ($n_s = 157$)

主要集中在叶轮进口附近的叶片工作面上,而叶片背面的速度逐渐增大。

从上面描述的现象可以看出,比转数 n_s 为 157 的 B 型前伸式双叶片离心泵叶轮截面上相对速度流场随流量变化规律与比转数 n_s 为 70 的 A 型前伸式双叶片离心泵 PIV 试验测量结果变化规律基本一致。

5 前伸式双叶片离心泵内部流动机理分析

为了进一步分析不同流量工况下叶轮内部相对速度场分布规律,阐明低速区和轴向旋涡区形成机理,本文引入少叶片数下离心泵内部流动理论进行分析。与无限叶片数假定^[19]不同,该理论认为叶轮的叶片数是有限的(通常为 5~8 个,本文所研究的叶片数只有 2 个),其相邻叶片间形成宽阔的流道,

液体的流动不可能完全被叶片所约束,且由于液体具有保持原来状态的惯性作用,因此会产生与叶轮角速度相反的轴向旋涡。叶片数越少,叶轮内液体所体现的惯性越明显。叶轮内液体的实际流动情况,可以认为是轴向旋涡运动和流经不动叶轮的贯流两者的叠加,其示意图如图 11 所示^[19]。其中,贯流可以看作是叶轮不旋转时叶轮内的流动情况,此时可以视叶轮为导叶部件,其内只有贯流运动,而无轴向旋涡运动。

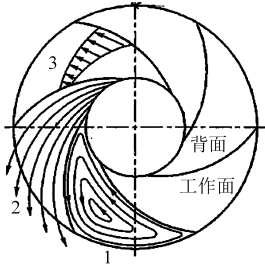


图 11 有限叶片数叶轮中的液体运动

Fig. 11 Liquid movement in limited number of blades impeller

- 1. 轴向旋涡运动 2. 流经不动叶轮的贯流
- 3. 叶片中部合成的相对速度

对于普通离心泵,由于叶片数较多,流体受叶片充分约束,其内部的轴向旋涡运动并不明显,因此叶轮内较少出现失速、轴向旋涡等现象。

对于双叶片泵,由于叶片数较少,因此叶轮内部易出现失速、轴向旋涡等现象。现对本文研究的双叶片离心泵进行分析:从图 11 中可以看出,轴向旋涡运动和贯流在叶片工作面上流动方向相反,在叶片背面流动方向相同,因此使得叶片工作面上存在着低速区,这与 2 种不同比转数的泵中低速区出现的位置相互印证。叶轮内轴向旋涡运动只与叶轮的转速有关,与流量没有关系,而贯流速度取决于流量,因此当双叶片泵在小流量工况下时,叶轮内的贯流速度小,轴向旋涡运动明显,形成了一系列旋涡区。当双叶片泵的流量逐渐增大时,叶轮内的贯流速度变大,在叶片背面上,贯流速度方向与轴向旋涡速度叠加使得相对速度逐渐增大,而在叶片工作面上,贯流速度方向与轴向旋涡速度方向相互消减,因此随着流量的增大,叶片背面速度增大,低速区及轴向旋涡区被挤压到叶片工作面上,这充分解释了双叶片离心泵叶轮内低速区及轴向旋涡随流量增大而向叶片工作面上偏移的现象。

6 结论

(1)采用 $k-\varepsilon$ 模型、SST 模型和 DES 模型 3 种湍流模型对比转数 n_s 为 70 的 A 型前伸式双叶片离心泵进行非定常数值模拟,发现 $k-\varepsilon$ 模型与 PIV 试

验测量结果最为一致。优选 $k-\varepsilon$ 模型作为比转数 n_s 为 157 的 B 型前伸式双叶片离心泵的计算模型。

(2) 通过对比转数 n_s 为 70 的 A 型前伸式双叶片离心泵的 PIV 试验研究和不同流量工况下叶轮内部相对速度场分析, 发现在流道中部靠近叶片工作面上存在低速区及与叶轮旋转方向相反的轴向旋涡, 且随着流量的增大, 低速区与轴向旋涡逐渐减

小。基于 $k-\varepsilon$ 模型对比转数 n_s 为 157 的 B 型前伸式双叶片离心泵进行非定常数值模拟, 发现其叶轮内部相对速度流场随流量发展规律与低比转数 A 型前伸式双叶片离心泵内部流动规律一致。

(3) 将叶轮内流体流动看作轴向旋涡运动和流经不动叶轮的贯流两者的叠加, 解释了上述现象的发生机理。

参 考 文 献

- 王准, 施卫东, 叶忠明, 等. 涡旋前伸式双叶片污水泵设计与试验[J]. 农业机械学报, 2005, 36(6): 143-144.
- 王准. 含柔性固体的两相流动及前伸式双叶片污水泵研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2008: 68-84.
Wang Zhun. Study on deformable solid two-phase flow and forward-extended double-blade sewage pump[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008: 68-84. (in Chinese)
- 陈刻强, 施卫东, 张德胜, 等. 不同前缘后掠角的双叶片污水泵性能模拟与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(19): 48-54.
Chen Keqiang, Shi Weidong, Zhang Desheng, et al. Numerical simulation and experiment of different leading edge back-swept angle on forward-extended double blades sewage pump [J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(19): 48-54. (in Chinese)
- 施卫东, 陈刻强, 张德胜, 等. 前伸式双叶片环保用泵的回归分析及优化设计[J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2015, 43(4): 49-53.
Shi Weidong, Chen Keqiang, Zhang Desheng, et al. Numerical optimization and regression analysis of forward-extended double-blade sewage pump [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2015, 43(4): 49-53. (in Chinese)
- 周佩剑. 离心泵失速特性研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2015.
Zhou Peijian. Investigation of stall characteristics in centrifugal pumps[D]. Beijing: China Agricultural University, 2015. (in Chinese)
- 阳君, 袁寿其, 裴吉, 等. 带导叶离心泵内部旋转失速研究进展[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(5): 369-373.
Yang Jun, Yuan Shouqi, Pei Ji, et al. Overview of rotating stall in centrifugal pumps with vaned diffuser[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(5): 369-373. (in Chinese)
- Wereley S T, Meinhart C D. Recent advances in micro-particle image velocimetry[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2010, 42: 557-576.
- Adrian R J, Westerweel J. Particle image velocimetry[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2010.
- Feng J, Benra F K, Dohmen H J. Investigation of periodically unsteady flow in a radial pump by CFD simulations and LDV measurements [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2011, 133(1): 011004.
- Atif A, Benmansour S, Bois G. Numerical investigation of velocity flow field inside an impeller air model of a centrifugal pump with vaned diffuser interactions and comparison with PIV measurements [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2010: 706043.
- Westra R W, Broersma L, Van Andel K, et al. PIV measurements and CFD computations of secondary flow in a centrifugal pump impeller [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(6): 061104.
- Dazin A, Cavazzini G, Pavesi G, et al. High-speed stereoscopic PIV study of rotating instabilities in a radial vaneless diffuser [J]. Experiments in Fluids, 2011, 51(1): 83-93.
- 王凯, 吴贤芳, 陈新响, 等. 双叶片离心泵滑移系数修正实验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(7): 61-66.
Wang Kai, Wu Xianfang, Chen Xinxiang, et al. Correction experiment of slip factors in double-blade centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(7): 61-66. (in Chinese)
- 刘厚林, 杨东升, 谈明高, 等. 双叶片离心泵内部失速现象的三维 PIV 分析[J]. 上海交通大学学报, 2012, 46(5): 734-739.
Liu Houlin, Yang Dongsheng, Tan Minggao, et al. 3D-PIV measurements of stall in double-blade centrifugal pump [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2012, 46(5): 734-739. (in Chinese)
- Stickland M T, Scanlon T J, Fernandez Francos J, et al. A numerical and experimental analysis of flow in a centrifugal pump [C] // Proceedings of the ASME 2002 Fluids Engineering Division Conference, 2002, 2: 703-708.
- 赵斌娟, 袁寿其, 刘厚林, 等. 双流道内非定常流动数值模拟及粒子图像测速测量[J]. 机械工程学报, 2009, 45(9): 82-88.
Zhao Binjuan, Yuan Shouqi, Liu Houlin, et al. Numerical simulation and particle image velocimeter measurement for unsteady turbulent flow in double-channel pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9): 82-88. (in Chinese)
- 杨华, 汤方平, 刘超, 等. 离心泵叶轮内二维 PIV 非定常流动测速[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 56-60.
Yang Hua, Tang Fangping, Liu Chao, et al. 2-D PIV measurements of unsteady flow field inside the rotating impeller of centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 56-60. (in Chinese)
- 陈斌, 张华, 施卫东, 等. 超厚叶片低比转速无过载排污泵数值计算与 PIV 实验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(5): 74-78.
Chen Bin, Zhang Hua, Shi Weidong, et al. Numerical calculation and experiment of non-overload low specific speed sewage pump with super-thick blades [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 74-78. (in Chinese)
- 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011: 40-41.