

带凸形叶片侧流道泵内部旋涡特性研究

张帆¹ 魏雪园¹ 陈轲¹ 袁寿其¹ 王业芳¹ 陈红军²

(1. 江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 重庆水泵厂有限责任公司, 重庆 400003)

摘要: 侧流道泵是一种超低比转数径向式叶片泵, 流体在侧流道泵中以螺旋形轨迹运动, 整个流动过程是一种复杂的三维湍流形式, 存在着大量的轴向、径向旋涡。为了研究侧流道泵的内部旋涡特性, 以带凸形叶片侧流道泵为研究对象, 采用非定常数值模拟的方法, 通过试验对比验证了数值模拟的可靠性, 并基于数值模拟, 利用 Q 准则对其内部涡旋结构进行可视化分析, 分析了涡团分布和流量波动等特征。结果表明: 增加凸形叶片可以扩大侧流道泵的高效区, 拓宽侧流道泵的应用范围; 带凸形叶片侧流道泵内部涡团主要存在于叶轮流道内, 且大部分位于叶轮进出口区域附近及叶轮根部处; 随着流量的增加, 除了叶轮进口区域, 侧流道泵叶轮内涡团变小, 且数量显著减少。

关键词: 侧流道泵; 凸形叶片; 旋涡; Q 准则; 数值模拟

中图分类号: TH31

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2020)03-0115-08

OSID:



Internal Vortex Characteristics of Side Channel Pump with Convex Blade

ZHANG Fan¹ WEI Xueyuan¹ CHEN Ke¹ YUAN Shouqi¹ WANG Yefang¹ CHEN Hongjun²

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

2. Chongqing Pump Industry Co., Ltd., Chongqing 400003, China)

Abstract: Side channel pump is a kind of super-low specific speed radial vane pump which has small volume with low flow rate but high head. The fluid in the side channel pump travels in a spiral flow path and inherently leading to complex three-dimensional turbulent flows. These turbulent flows are accompanied with large numbers of axial and radial vortices during the operation of the pump. The vortices developed have direct influence of the performance, therefore it is very important to study and reveal the evolution of the vortices. In order to study the internal vortex characteristics of a side channel pump, unsteady numerical simulations were conducted on a traditional side channel pump impeller with convex blade through commercial software CFX 17.0. The accuracy and reliability of the numerical simulations were verified by experimental measurements. The Q -criterion method coupled with vorticity fluctuation was used to visualize and analyze the internal vortex structure. The results showed that the convex blade can increase the high efficient area of the side channel pump and broaden the application range of the side channel pump. However, compared with the general side channel pump, the head of the side channel pump with convex blade was slightly down. Compared with the inlet region and the side channel, the vortices developed within the pump with the convex blade mainly existed in the impeller passage. However, the vortices in the inner radius of impeller were greater than that of the outer radius, and the number of vortices near the inlet of the impeller was the largest and the most complicated. With the increase of flow rate, the vortices in the impeller become smaller and the number was significantly decreased except the inlet region of the impeller. The research results on the internal vortex characteristics can be used as a theoretical basis for the optimal design of efficient side channel pumps.

Key words: side channel pump; convex blade; vortex; Q -criterion; numerical simulation

0 引言

侧流道泵是一种超低比转数径向式叶片泵^[1],

因叶轮一侧有一个空间流道而得名, 具有流量小、扬程高、可自吸和气液混输的特点。由于其特殊性能, 侧流道泵广泛应用于消防供水、石油化工、食品工

收稿日期: 2019-07-05 修回日期: 2019-09-24

基金项目: 国家自然科学基金项目(51809121)、江苏省自然科学基金项目(BK20170548)和中国博士后科学基金特别项目(2019T120394)

作者简介: 张帆(1987—), 男, 副研究员, 主要从事叶片泵不稳定流动及其诱导特性研究, E-mail: fzhang@ujs.edu.cn

业、制药工业、船舶和汽车等多个领域。侧流道泵在运行时,流体在侧流道泵中以螺旋形轨迹运动,整个流动过程是一种复杂的三维湍流形式,径向、轴向旋涡数量巨大。

自 1930 年来,国外学者^[2-7]对侧流道泵的工作机理开展了大量的研究工作。近年来,随着计算流体动力学(CFD)的发展,研究者采用试验与数值模拟相结合的方法对侧流道泵进行了相关的研究。文献[8]首次研究了侧流道泵内叶轮和侧流道之间的交换质量流量(Exchanged mass flow),通过 CFD 数值计算和理论模型相结合得出了叶轮和侧流道的功率和效率。文献[9]在总结文献[10-11]研究成果的基础上,提出了一种一维理论模型,并与 CFD 模拟结果和试验数据进行对比,发现该模型计算结果与模拟及试验结果高度吻合,从而降低了侧流道泵的设计周期及成本。文献[12]研究了 C 形、V 形、T 形和 Y 形 4 种叶片顶端形状的高真空侧流道泵的性能,利用试验测试方法获得了不同压力下 4 种叶片形状下流道泵的性能差异。文献[13-15]对侧流道泵的几何参数做了系统的分析和试验验证,讨论了不同叶片长度、叶片宽度与侧流道直径之间的匹配关系对侧流道泵性能的影响,这些研究结果对侧流道泵的优化设计有很大的借鉴作用。文献[16-17]研究了侧流道泵叶轮轴径向间隙的流动特点,并进行了试验验证,同时,还研究了非定常流动下不同叶片吸力角下侧流道泵内部能量转换,发现叶片吸力角越大,侧流道泵的性能越好。文献[18]研究了侧流道包角对侧流道泵水力性能的影响,发现包角越小,侧流道泵扬程越高。之后,在系统总结前人研究的基础上,文献[19-20]论述了侧流道泵的发展趋势。

目前,侧流道泵的研究主要集中在水力模型优化上,关于侧流道泵内部旋涡捕捉及相关判别方法鲜有涉及。本文利用旋涡判别准则^[21-27]对带凸形叶片的侧流道泵内部旋涡进行捕捉及判别,获得旋涡分布及演化规律,以期对侧流道泵的内流分析及优化设计提供相关理论依据。

1 几何模型

在叶轮与侧流道接触的叶片上添加一个凸形小叶片,为了使凸形叶片光顺地旋转,在侧流道中断处开了相应的凹槽,叶轮和侧流道的三维几何模型如图 1 所示,叶片和侧流道的轴面图如图 2 所示,侧流道泵的几何参数为:叶轮外径 $d_2 = 150$ mm,叶轮内径 $d_1 = 80$ mm,叶片宽度 $w = 15$ mm,叶片厚度 $b_1 = 2$ mm,叶片吸力角 $\theta = 10^\circ$,叶片数 $z = 24$,间隙 $s = 0.2$ mm,

侧流道半径 $t = 17.6$ mm,流道包角 $\varphi = 30^\circ$,凸叶片外径 $d_4 = 136$ mm,凸叶片内径 $d_3 = 132$ mm,凸叶片厚度 $b_2 = 2$ mm,电机转速 $n = 1\,500$ r/min。

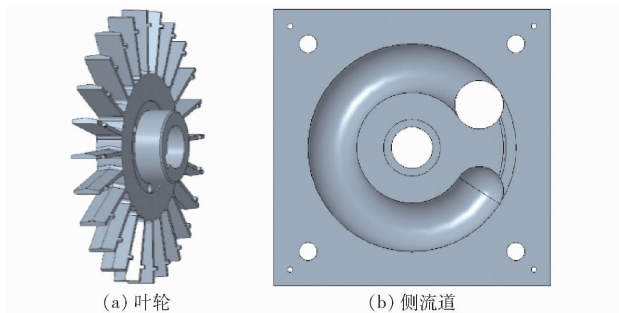


图 1 带凸形叶片侧流道泵叶轮及侧流道三维示意图

Fig. 1 Three-dimensional models of impeller and side channel

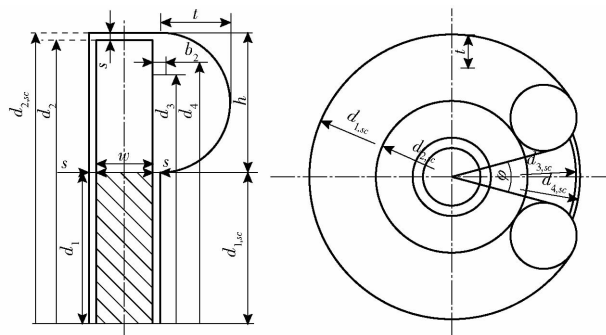


图 2 带凸形叶片侧流道泵叶片和侧流道轴面图

Fig. 2 Axial projection draw of impeller and side channel

2 数值模拟设置

2.1 网格划分

与四面体非结构化网格相比,六面体结构化网格可以用较少的网格数量来表达几何体,且能较好地反映各部分的几何结构,因此本文所用侧流道泵模型各部分流体域均采用六面体结构化网格,以缩短计算时间,提高计算精度。由于带凸形叶片侧流道泵的叶轮与侧流道之间存在间隙,在对叶轮流体域造型时,将相邻凸形叶片之间的水体与叶轮水体直接构造为一个水体,同时将轴、径向间隙包围在叶轮水体上,对这个大整体进行六面体网格划分,这样可以减少网格交界面;在对侧流道流体域进行造型时,将出口管路与侧流道连接为一个整体,同时在侧流道内开一条环形方槽,方槽大小即为凸形叶片增加间隙后扫掠一圈的体积。最终整个侧流道泵流体域被划分为 3 部分,即进口管、叶轮及间隙、侧流道及出口管,具体结构如图 3 所示。

由于叶轮及间隙、侧流道及出口管两部分的流体域较为复杂,在构建 block 时,采用自顶向下的划分方式,先创建一个整体块,之后进行切割与合并,这种方式有利于在整体上把握拓扑结构,最终叶轮及间隙、侧流道及出口管两部分的块划分如图 4 所示。

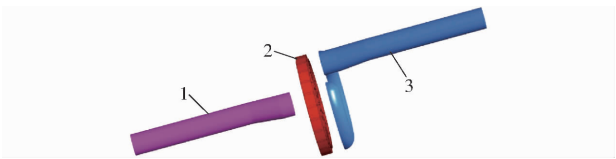


图 3 带凸形叶片侧流道泵各流体域示意图

Fig. 3 All domains of side channel pump with convex blade

1. 进口管 2. 叶轮及间隙 3. 侧流道及出口管

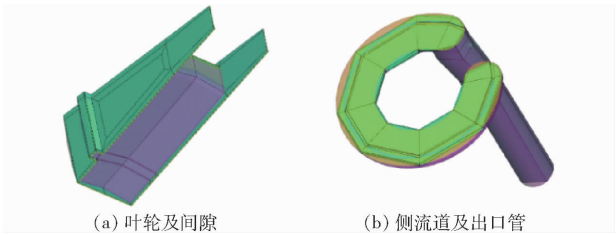


图 4 主要流体域块结构划分示意图

Fig. 4 Block structures of main domains

对带凸形叶片侧流道泵进行网格无关性检查, 检查结果如表 1 所示, 随着网格数的增加, 扬程逐渐趋于稳定, 最终选取网格总数为 3 133 665 的方案 3 进行模拟计算, 图 5 为各流体域的部分网格细节显示图。为了保证数值模拟精度, 常用 Y^+ 值 (离壁面

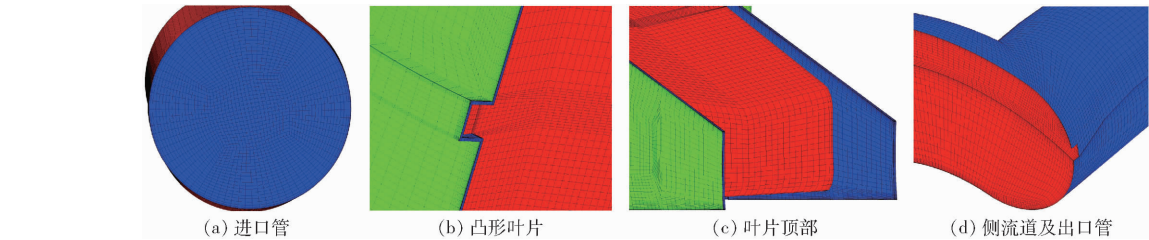


图 5 各流体域具体网格划分细节

Fig. 5 Structured meshes of all domains

本文所采用的 SST $k-\omega$ 模型近壁区应用 $k-\omega$ 模型, 考虑到边界层网格的 Y^+ 值范围, Y^+ 在 100 左右基本满足 $k-\omega$ 湍流模型对近壁网格质量要求, 本模拟近壁网格 Y^+ 值如图 6 所示。由图可知, 本模拟近壁网格 Y^+ 值能够保证在侧流道泵流场模拟中具有较好的适用性。

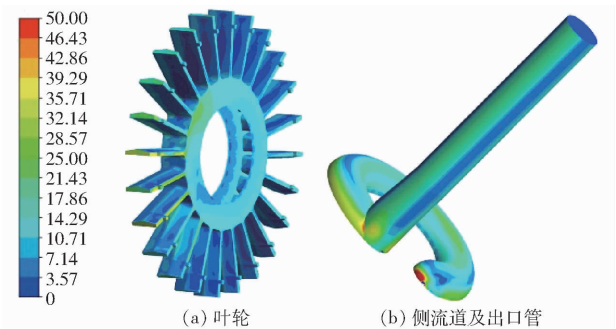


图 6 各流体域 Y^+ 值

Fig. 6 Y^+ values of all domains

2.2 计算设置

考虑到侧流道泵内部流动十分复杂, 首先采用

最近的网格点到壁面的距离, 无量纲) 来保证近壁面区域有足够的节点数来捕捉边界层内的流动, 定义为

$$Y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \Delta a}{\nu} \quad (1)$$

式中 τ_w ——壁面切应力, Pa
 ρ ——流体密度, kg/m^3
 Δa ——离壁面最近 2 个网格点间距离, m
 ν ——运动粘度, m^2/s

表 1 网格无关性检查					
Tab. 1 Grid independence test and verification					
网格方案	进口网格数	叶轮网格数	侧流道网格数	总网格数	扬程/m
1	108 732	644 064	180 524	933 320	11. 72
2	136 452	1 481 616	359 910	1 977 978	10. 84
3	210 540	2 406 912	516 213	3 133 665	10. 74
4	253 872	3 073 920	619 839	3 947 631	10. 72
5	333 396	4 126 464	785 598	5 245 458	10. 71

商用软件 CFX 17.0 对带凸形叶片的侧流道泵进行定常计算, 在进口与叶轮左侧、叶轮右侧与侧流道之间均定义为交界面, 网格连接方式为 GGI, 除叶轮为旋转部件外, 其它都是静止部件。在进口边界设置平均总压入口, 出口边界设置质量流量出口, 整个侧流道泵壁面均定义为标准无滑移壁面, 采用标准壁面函数。之后将定常计算结果作为初始条件进行非定常计算。考虑到侧流道泵内部流动十分复杂, 因此湍流模型的选取对数值模拟结果具有重大影响, 文献[15]对同一个侧流道泵模型数值计算时的湍流模型进行了对比分析, 指出 SST、 $k-\omega$ 、 $k-\varepsilon$ 湍流模型模拟得到的侧流道泵扬程基本一致, 但不同湍流模型模拟的效率相差较大, 其中 SST 模型模拟的结果更符合实际, 因此本文选取湍流模型为 SST。同时设置叶轮每转过 1° 为一时间步, 其时间步长为 0. 000 111 1 s, 一个周期迭代 360 步, 迭代 5 个周期, 对流项的离散格式采用 high resolution, 计算收敛精度为 10^{-5} 。

3 结果与分析

3.1 水力性能

分别对 $0.4Q_{BEP}$ 、 $0.6Q_{BEP}$ 、 $0.8Q_{BEP}$ 、 Q_{BEP} 和 $1.2Q_{BEP}$ (Q_{BEP} 表示效率最高的工况点,该工况点流量为 $10\text{ m}^3/\text{h}$) 5 个工况下进行非定常计算,由于叶轮旋转最后一圈内部流动基本稳定,因此选取最后一圈的结果进行分析。由于非定常计算过程中叶轮旋转一周记录了 360 个结果文件,最后在处理结果的时候计算平均值得到每个工况下的性能参数。

为了验证数值计算的准确性,对无凸形叶片的侧流道泵水力性能进行了试验测试,并将试验结果与模拟结果进行对比分析。试验台是一个闭式回路,包括动力提供装置、循环管路和泵体。试验台示意图如图 7 所示。选用 ZDLP 型电动调节阀,主要通过压差变化来调节流量;选用威卡公司的 A-10 型压力表,测量范围为 $0\sim1\text{ MPa}$,精度为 0.5% ;选用联测 LGD-SIN 型电磁流量计,量程比为 20,精度为 0.5% 。

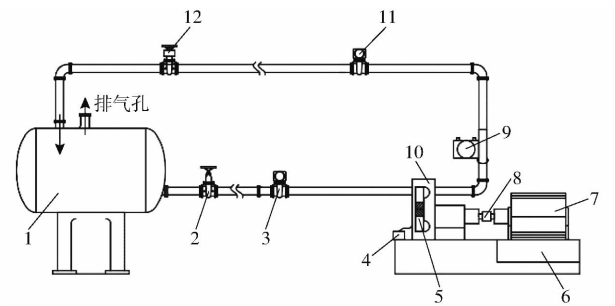


图 7 试验台示意图
Fig.7 2D schematic of test bench

1. 储水罐 2. 门阀 3. 电磁流量计 4. 压力传感器 5. 叶轮
6. 底座 7. 电机 8. 扭矩测试仪 9. 压力传感器 10. 侧流道
11. 电磁流量计 12. 电动调节阀

试验结果与数值模拟对比结果如图 8 所示。从图 8 中可以看出,由于没有考虑机械损失和容积损失,模拟结果的效率略高于试验结果,在流量为 $10\text{ m}^3/\text{h}$ 处带凸形叶片与不带凸形叶片的两种不同叶片形式下的侧流道泵效率几乎一致,均高于测量值 1.5% 左右,但是带凸形叶片的侧流道泵高效区明显宽于不带凸形叶片的侧流道泵,这表明带凸形叶片的侧流道泵可用于多工况运行的场合。对比扬程曲线,可以发现不带凸形叶片的侧流道泵模拟扬程与测量值基本一致,而带凸形叶片的侧流道泵扬程整体下降 2.5 m 左右,这表明凸形叶片会导致侧流道泵扬程略有下降。整体来看,试验结果与模拟结果变化趋势基本吻合,误差在正常范围之内。因此本文通过数值模拟方法对带凸形叶片侧流道泵内部的旋涡特性研究是可靠的。

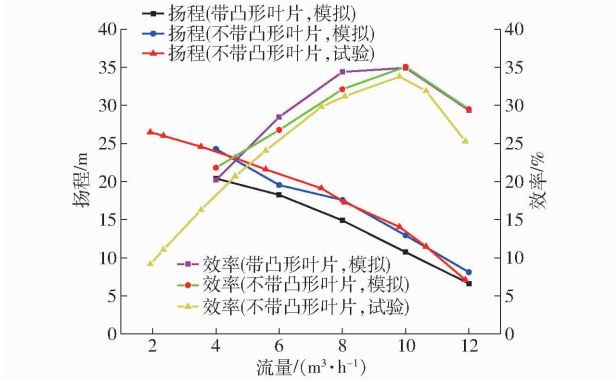


图 8 水力性能曲线

Fig.8 Hydraulic pump characteristics curves

3.2 内部旋涡特性

旋涡作为流场内特定的物理结构,对侧流道泵内部流动特性有着主要影响,而 Q 准则^[24]是近年来较为常用的旋涡捕捉方法,即流场中速度梯度张量 ∇V 的第二矩阵不变量 Q 具有正值的区域为旋涡,同时还要求旋涡区域的压强要低于周围的压强。在不可压缩流体中,其定义为

$$Q = -\frac{1}{2}(\mathbf{S}_{ij}\mathbf{S}_{ij} - \mathbf{\Omega}_{ij}\mathbf{\Omega}_{ij}) \tag{2}$$

其中

$$\mathbf{S}_{ij} = \begin{bmatrix} \frac{\partial U}{\partial X} & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X}\right) & \frac{1}{2}\frac{\partial W}{\partial X} \\ \frac{1}{2}\left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X}\right) & \frac{\partial V}{\partial Y} & \frac{1}{2}\frac{\partial W}{\partial Y} \\ \frac{1}{2}\frac{\partial W}{\partial X} & \frac{1}{2}\frac{\partial W}{\partial Y} & \frac{\partial W}{\partial Z} \end{bmatrix} \tag{3}$$

$$\mathbf{\Omega}_{ij} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{2}\left(\frac{\partial U}{\partial Y} - \frac{\partial V}{\partial X}\right) & -\frac{1}{2}\frac{\partial W}{\partial X} \\ \frac{1}{2}\left(\frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial Y}\right) & 0 & -\frac{1}{2}\frac{\partial W}{\partial Y} \\ \frac{1}{2}\frac{\partial W}{\partial X} & \frac{1}{2}\frac{\partial W}{\partial Y} & 0 \end{bmatrix} \tag{4}$$

式中 $\mathbf{S}_{ij}$ ——变形速率张量
 $\mathbf{\Omega}_{ij}$ ——转动速率张量
 $U、V、W$ —— $X、Y、Z$ 方向上的速度

在 Q 准则中, $Q > 0$ 表明在流动中旋转占据主导地位,因此, Q 越大,则表明此处流体的旋转率越大,存在涡团的可能性也越大。

由于 Q 准则的阈值多为人为选取,选取不同的阈值所得到的结果往往差距很大,而侧流道泵作为一种超低比转数的径向式叶片泵,内部流动十分紊乱,为了更好地研究侧流道泵内部涡团分布特点,在最优工况下,本文根据侧流道泵内部涡团显示数量选取了 6 个不同的阈值(1 000 万、800 万、600 万、400 万、200 万、100 万),对比不同阈值下带凸形叶

片侧流道泵内部的涡旋结构,可视化图如图 9 所示。从图 9 中可以看出,带凸形叶片侧流道泵内部涡团主要聚集在叶轮进口、叶片吸力面及根部处。当阈值为 1 000 万时,仅能在叶轮进口、叶片吸力面及根部处观察到少量涡团;随着阈值的降低,在叶轮进

口、叶片吸力面及根部处的涡团数量明显增加,且在相邻叶片之间的流道内出现涡团;当阈值降至 100 万时,可以清楚地看到整个侧流道泵各个部件内部的涡团分布情况,能够更好地分析侧流道泵内部的涡团分布特点,因此本文选取 Q 准则阈值为 100 万。

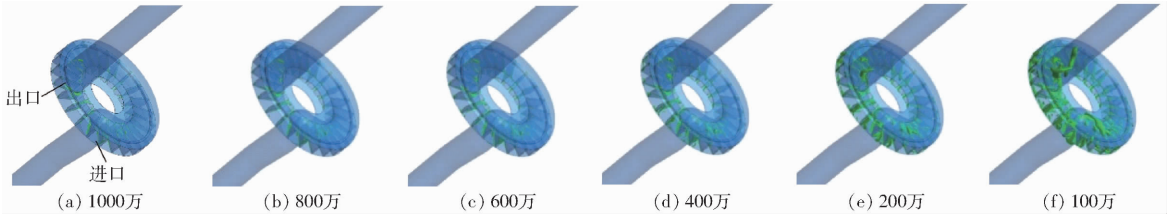


图 9 不同阈值下带凸形叶片侧流道泵内部涡旋结构可视化图

Fig. 9 Vortex structure visualization in side channel pump with convex blade under different thresholds

图 10 和图 11(图中 T 表示叶轮旋转周期,即旋转一圈的时间)分别是最优工况下一个非定常周期内 6 个等分时刻进口管与侧流道的内部涡旋结构图。从图 10 可以看出,进口管内部的涡团分布在一个周期内基本没有变化,仅有少量涡团分布在靠近交界面一侧的管壁处,这是由于轴向流入叶轮的液体在进口管与叶轮的交界面处受到了离心力作用而旋转,部分流体撞击进口管壁造成的。从图 11 可以看出,出口管内部基本没有涡团分布,而在侧流道

中,涡团主要分布 A、B 两个区域,区域 A 是由刚从进水管流入的流体直接轴向流入侧流道撞击侧流道壁面造成的;在流动稳定区域,此时由于流体在叶轮中受离心力作用旋转,同时轴向流入侧流道,进入侧流道中水的圆周速度比留存在叶片空间的水流速小,所以流体在叶片空间和侧流道之间反复交换运动,因此流动稳定区域涡团分布很少;区域 B 则是侧流道出口处,此时原本以螺旋形轨迹运动的流体撞击出口壁面,因而在区域 B 处形成了大量涡团。

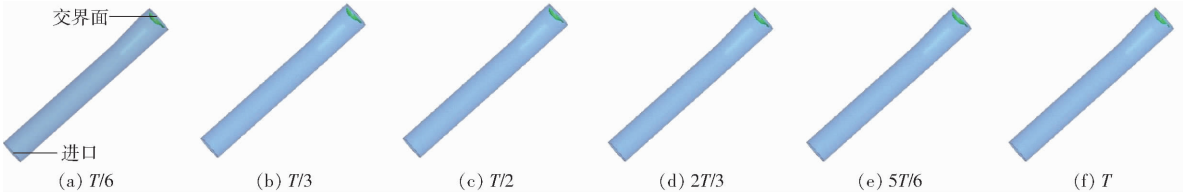


图 10 不同时刻下进口管内部涡旋结构可视化图

Fig. 10 Vortex structure visualization of inlet pipe at different timesteps

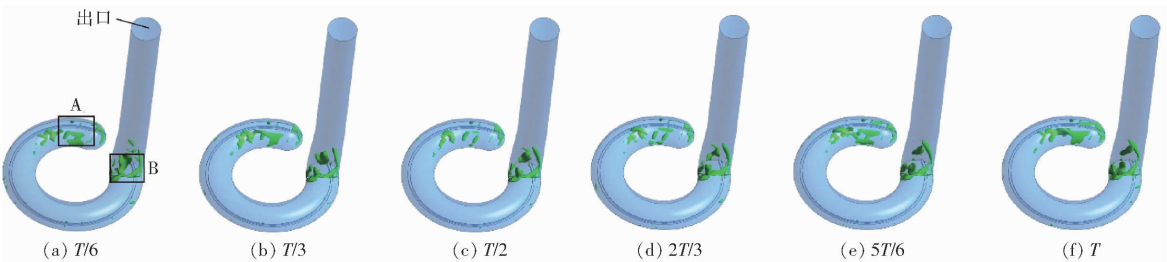


图 11 不同时刻下侧流道内部涡旋结构可视化图

Fig. 11 Vortex structure visualization of side channel at different timesteps

图 12 则是最优工况下一个非定常周期内 6 个等分时刻叶轮内部涡旋结构图。由图可知,在各个时刻下叶轮内部均存在大量涡团且分布规律基本一致。在叶轮进出口处各时刻均分布着较多的涡团,尤其是在叶轮与进出口管交接面附近,涡团数量最多,这表明在进出口处存在旋涡的可能性比较大。在区域 C 处,从 $T/6$ 到 $2T/3$ 涡团数量逐渐增加且分布愈发杂乱,而在 $2T/3$ 到 T 涡团数量有所减少,且相较于进口处,区域 C 处的涡团数量

及大小均明显减少,这表明在区域 C 处,流体的流动由紊乱逐渐趋于稳定。在流动稳定区域,各个时刻的涡团数量较少,且涡带形状多为长叶片状;在叶轮靠近侧流道泵出口处,涡团数量又逐渐增加。由此可见,虽然在涡团大小和数量上叶轮内部远大于侧流道内部,但叶轮内涡团分布特点与侧流道整体一致,即主要分布在靠近进出口区域,而在流动稳定区域相对较少。此外,从图中还可以发现,叶轮内部涡团多存在于叶轮根部以及靠

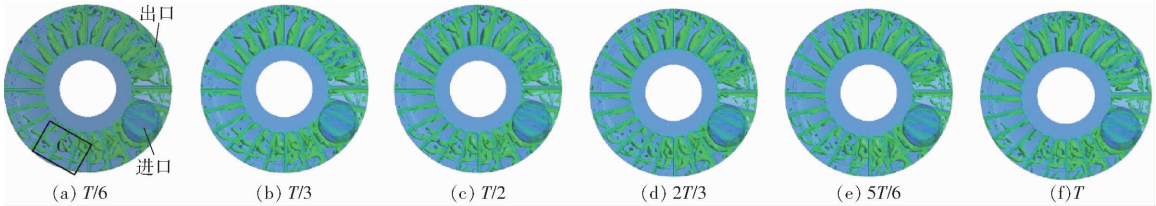


图 12 不同时刻下叶轮内部涡旋结构可视化图

Fig. 12 Vortex structure visualization of impeller at different timesteps

近叶片吸力面的区域,叶轮根部的涡带较为复杂且多为长叶片状,而在叶轮顶部涡团较小且分布比较零散,这表明叶轮根部相较于叶轮顶部存在旋涡的可能性更大。

图 13 给出了叶轮中间截面在最优工况下一个

非定常周期内 6 个等分时刻的涡量分布图。由图 13 可以发现,不同时刻下涡量分布基本一致,均在靠近叶轮进口区域 D 处涡量取得最大值,并且叶轮根部的涡量明显大于叶轮顶部的涡量,这与图 12 所示的涡旋结构图一致。

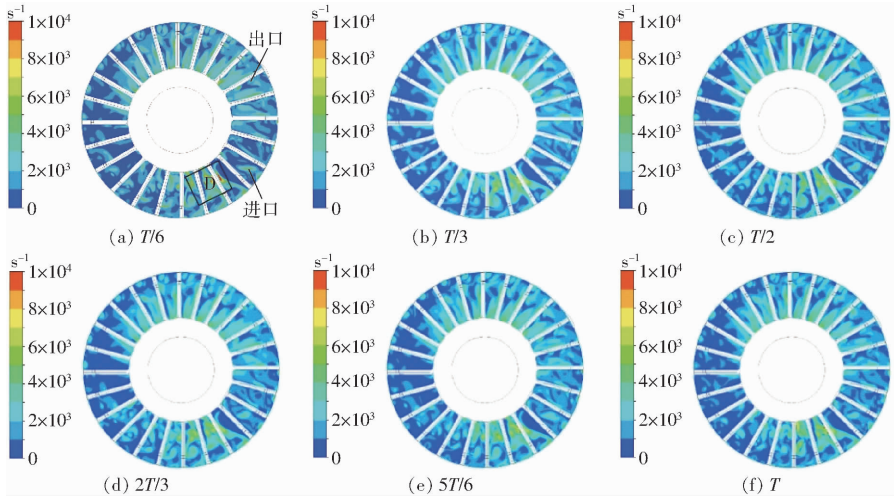


图 13 不同时刻下叶轮中间截面涡量分布

Fig. 13 Vorticity contour plots of impeller at different timesteps

为了更清楚地分析叶轮内部的涡量分布及变化情况,在叶轮进出口处各取 1 个监测点,在叶轮流道内均匀地取 3 个监测点,共 5 个监测点,如图 14 所示,对比分析各监测点一个周期内的涡量波动情况。

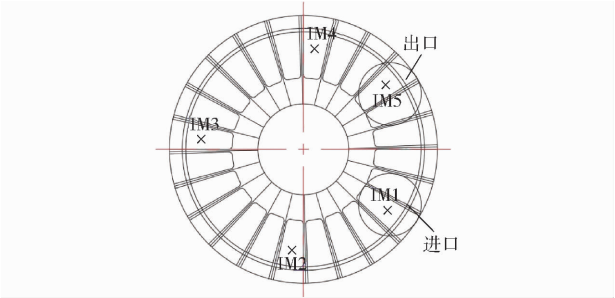


图 14 监测点分布示意图

Fig. 14 Monitoring points distribution schematic diagram

图 15 为数值计算最后一个旋转周期叶轮内各监测点的涡量波动图。由图 15 可以看出,监测点 IM1 处于进口处,首先出现明显大于其它 4 个监测点的涡量脉动,接着监测点 IM5 旋转至进口处,开始出现大幅度涡量脉动,然后监测点 IM4、IM3 和 IM2 陆续地经过进口处附近,表现出较大的涡量脉

动特征。除了进出口以外的其它区域,各监测点的涡量脉动强度几乎相同,脉动幅值在流动稳定区域呈现最低值。

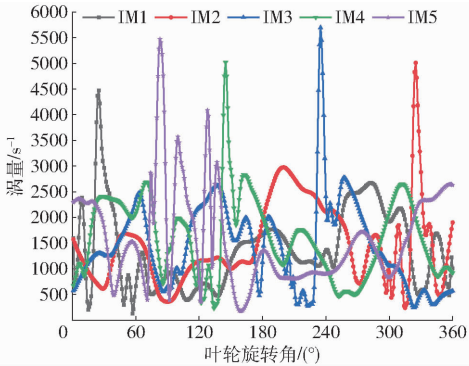


图 15 监测点涡量波动曲线

Fig. 15 Vorticity fluctuation at monitoring points

由图 12 涡旋结构图可知靠近叶轮进口处的多为大涡团,分布复杂且数量较多,且由图 13 涡量分布云图可知叶轮内涡量最大值在靠近叶轮进口区域,图 15 的涡量波动图与之前所得涡量分布情况结论一致,进一步验证了叶轮流道内涡量的分布特点。

由前面分析可知,带凸形叶片侧流道泵内部涡团主要分布在叶轮内部,为了进一步研究不同工况下叶轮内部涡团分布规律,本文选取 $0.6Q_{\text{BEP}}$ 、 $0.8Q_{\text{BEP}}$ 、 Q_{BEP} 和 $1.2Q_{\text{BEP}}$ 不同工况,并得到在一个周期内不同时刻下带凸形叶片侧流道泵的叶轮内部涡旋结构图,如图 16 所示。由图可知,不同时刻下,叶轮内部的涡团分布基本一致,主要分布在靠近叶轮进出口区域附近以及叶轮根部附近,这与最优工况下叶轮内部涡团分布基本一致。但是随着流量增加,可以发现在流动稳定区域的涡团数量明显减少,在小流量工况下,涡带主要呈长条状且涡团较大,而在大流量工况下,仅靠近叶轮根部的涡带呈长条状且明显小于小流量工况下的涡带;而在进口区域附近,随着流量的增加,涡带明显变小,但涡团数量变化不大。

4 结论

(1) 增加凸形叶片可以使侧流道泵具有更大的高效区,拓宽了侧流道泵的应用范围,但是相较于普通侧流道泵,带凸形叶片的侧流道泵不适于扬程要求较高的工况。

(2) 带凸形叶片侧流道泵内部涡团主要分布在叶轮流道内,进口管与侧流道内仅存在少量涡团。

(3) 叶轮内涡团主要分布在靠近叶轮进出口区域以及叶轮根部,其中,靠近叶轮进口区域的涡团数

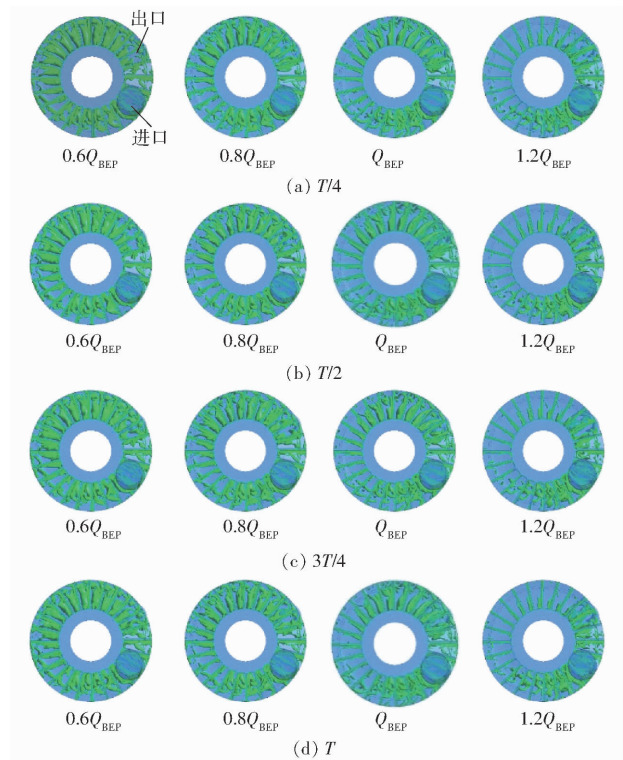


图 16 多工况下不同时刻叶轮内部涡旋结构图

Fig. 16 Vortex structure visualization of impeller under different working conditions at different timesteps

量最多,且分布最为复杂,而在流动稳定区域涡团数量相对较少。

(4) 随着流量的增加,叶轮内涡团数量明显减少,但在叶轮进口区域的涡团数量基本不变。

参 考 文 献

- [1] DIETER H H. Centrifugal pump dictionary [M]. Ottweiler: Ottweiler Druckerei und Verlag GmbH, 2009: 252 – 253.
- [2] RITTER C. On self-priming centrifugal pumps and experimental studies on a new pump concept of this type [D]. Dresden: Technical University Dresden, 1930.
- [3] SCHMIEDCHEN W. Investigation of centrifugal pumps with lateral annular channel [D]. Dresden: Technical University Dresden, 1932.
- [4] ENGLER H. Investigations of ring pumps (regenerative pumps) [D]. Hannover: TH Hannover, 1940.
- [5] IVERSE H W. Performance of the periphery pump [J]. Trans. ASME, 1955, 77(1): 19 – 28.
- [6] SENOO Y. Researches on peripheral pumps [J]. Reports of the Research Institute for Applied Mechanics, 1954, 3(10): 53 – 113.
- [7] MEAKHAIL T, SEUNG O P. An improved theory for regenerative pump performance [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2005, 219(3): 213 – 222.
- [8] BÖHLE M, MÜLLER T. Evaluation of the flow inside a side channel pump by the application of an analytical model and CFD [C] // Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, Vail, Colorado, 2009.
- [9] QUAIL F J, SCANLON T, BAUMGARTNER A. Design study of a regenerative pump using one-dimensional and three-dimensional numerical techniques [J]. European Journal of Mechanics—B: Fluids, 2012, 31: 181 – 187.
- [10] WILSON W A, SANTALO M A, OELRICH J. A theory of the fluid-dynamic mechanism of the regenerative pumps [J]. Trans. ASME, 1955, 77(8): 1303 – 1316.
- [11] YOO I S, PARK M R, CHUNG M K. Improved momentum exchange theory for incompressible regenerative turbomachines [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2005, 219(7): 567 – 581.
- [12] SHIRINOV A, OBERBECK S. High vacuum side channel pump working against atmosphere [J]. Vacuum, 2011, 85(12): 1174 – 1177.
- [13] FLEDER A. A theoretical method to improve the side channel pump efficiency [C] // Proceedings of the 9th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Istanbul, 2011.

- [14] FLEDER A, BÖHLE M. A study of the internal flow structure in a side channel pump[C] // Proceedings of the 14th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, 2012.
- [15] FLEDER A, BÖHLE M. A systematical study of the influence of blade length, blade width, and side channel height on the performance of a side channel pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2015, 137(12): 121102.
- [16] 张帆, BÖHLE M, 裴吉, 等. 侧流道泵叶轮轴径向间隙内流动特性数值模拟与验证[J]. 农业工程学报, 2015, 31(10): 78–83.
ZHANG Fan, BÖHLE M, PEI Ji, et al. Numerical simulation and verification on flow characteristics of impeller axial and radial gaps in side channel pump[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(10): 78–83. (in Chinese)
- [17] ZHANG Fan, APPIAH D, ZHANG Jinfeng, et al. Transient flow characterization in energy conversion of a side channel pump under different blade suction angles [J]. Energy, 2018, 161: 635–648.
- [18] PEI Ji, ZHANG Fan, APPIAH D, et al. Performance prediction based on effects of wrapping angle of a side channel pump [J]. Energies, 2019, 12(1): 139.
- [19] APPIAH D, ZHANG Fan, YUAN Shouqi, et al. Effects of the geometrical conditions on the performance of a side channel pump: a review[J]. International Journal of Energy Research, 2018, 42(2): 416–428.
- [20] 张帆, BÖHLE M, 裴吉, 等. 侧流道泵研究现状及发展趋势[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(9): 737–743.
ZHANG Fan, BÖHLE M, PEI Ji, et al. Status and development trend of study on side channel pumps[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(9): 737–743. (in Chinese)
- [21] 张杰, 邓学莹. 旋涡判别准则及其在 PIV 技术中的应用[C] // 近代实验空气动力学会议, 2009.
ZHANG Jie, DENG Xueying. Vortex identification criterion and their application in PIV technology [C] // Ministry-of-Education Key Laboratory of Fluid Mechanics, 2009. (in Chinese)
- [22] 潘强, 施卫东, 赵瑞杰, 等. 基于 LES 的泵站前池表面涡及液下涡流瞬态特性分析[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(5): 186–194.
PAN Qiang, SHI Weidong, ZHAO Ruijie, et al. Transient characteristics analysis of free-surface and submerged vortices in pump sump based on LES[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(5): 186–194. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180521&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.05.021. (in Chinese)
- [23] 张帆, 张金凤, 张霞, 等. 基于全流场的泵装置出水流道内流特性分析[J]. 排灌机械工程学报, 2018, 36(12): 1246–1251.
ZHANG Fan, ZHANG Jinfeng, ZHANG Xia, et al. Internal flow characteristic analysis on outlet conduit based on whole flow field[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2018, 36(12): 1246–1251. (in Chinese)
- [24] HUNT J C R, WRAY A A, MOIN P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows[C] // Studying Turbulence Using Numerical Simulation Databases, 1988.
- [25] JEONG J J J, HUSSAIN F. On the identification of a vortex[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1995, 332(1): 339–363.
- [26] 张德胜, 李普熙, 赵睿杰, 等. 泵站进水池吸入口涡旋结构及湍流特性的大涡模拟[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(10): 134–141.
ZHANG Desheng, LI Puxi, ZHAO Ruijie, et al. Large eddy simulation of vortex structure and turbulence characteristics in pump sump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(10): 134–141. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20191015&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2019.10.015. (in Chinese)
- [27] CHONG M S, PERRY A E, CANTWELL B J. A general classification of three-dimensional flow fields[J]. Physics of Fluids A: Fluid Dynamics, 1990, 2(5): 765.