

导叶式混流泵内部非定常流动特性数值模拟

季磊磊 李 伟 施卫东 张 扬 杨勇飞
(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 为了研究不同流量工况对导叶式混流泵内部非定常流动特性的影响,基于 ANSYS CFX 软件并采用标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型对混流泵的外特性进行了数值预测,分析了流量工况对混流泵内压力分布、流线分布和湍动能的影响,探讨了不同流量工况下不同监测点的压力脉动时域和频域响应。研究表明,数值计算的外特性结果与试验测量结果趋势基本一致,最优工况点数值预测与试验测量的扬程和效率误差分别为 3.29% 和 0.27%,数值计算的准确度较高。小流量工况下,叶片工作面与背面之间存在着较大的压力梯度,形成的轮缘泄漏流对主流产生较大干扰,同时受到动静干涉的影响,在叶轮出口和导叶流道内造成较大的能量损失和湍动能耗散;随着流量增加,轮缘泄漏流逐渐减少,动静干涉效应相对减弱,流场流动趋于平稳。不同流量工况下,各监测点压力脉动呈明显的周期性变化,一个旋转周期内压力脉动曲线有 4 个波峰和 4 个波谷,叶片通过频率始终占主导作用;流量对叶轮进口处和导叶中间处的压力脉动影响最明显,小流量工况下压力脉动系数的幅值变化最大;随着流量的增大,压力脉动频域幅值随之减小。本研究可为扩大混流泵的运行范围以及混流泵叶轮和导叶的优化设计提供参考依据。

关键词: 混流泵; 流量工况; 非定常; 湍动能; 压力脉动

中图分类号: TH313 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)S0-0155-08

Numerical Simulation of Unsteady Flow Characteristics in Mixed-flow Pump with Guide Vanes

Ji Leilei Li Wei Shi Weidong Zhang Yang Yang Yongfei
(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to study the internal unsteady flow characteristics in the mixed-flow pump caused by flow rate conditions, the external characteristic of mixed-flow pump was predicted based on the standard $k-\varepsilon$ two-equation model by using ANSYS CFX software. The influences of flow rate on internal pressure distribution, streamlines and turbulence kinetic energy distribution were further analyzed. The time domain and frequency domain responses at different monitor positions under various flow rate conditions were compared with each other. The results showed that the trend of external characteristic curve of mixed-flow pump acquired by numerical simulation or experiment test was basically the same, the deviations of head and efficiency compared with numerical prediction and experimental measurement were 3.29% and 0.27%, respectively, which indicated that the numerical calculation was equipped with high accuracy. When it was operated under part loading conditions, the high pressure gradient between blade pressure surface and blade suction surface could lead to blade tip leakage flow, which had a great impact on mainstream in the impeller. Meanwhile, affected by the rotor-stator interaction, more energy loss and higher turbulent kinetic energy dissipation were appeared in the impeller outlet and flow passages of guide

收稿日期: 2016-07-20 修回日期: 2016-08-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(51409127、51579118、51679111)、江苏省重点研发计划项目(BE2015119、BE2015001-4、BE2016319)、江苏省六大人才高峰项目(HYZB-002)、镇江市农业支撑项目(NY2013031)、江苏高校优势学科建设工程项目、江苏大学高级专业人才培养启动基金项目(13JDC105)、常州市科技支撑计划(农业)项目(CE20162004)和江苏省自然科学基金项目(BK20161472)

作者简介: 季磊磊(1991—),男,硕士生,主要从事流体机械与工程研究,E-mail: jileileidemail@163.com

通信作者: 李伟(1979—),男,副研究员,主要从事流体机械与工程研究,E-mail: lwjiangda@ujs.edu.cn

vanes. With the increase of flow rate, the tip leakage flow was decreased gradually, the rotor-stator interaction became weaker and the flow field in the impeller tended to be steady. Under different flow rate conditions, the pressure fluctuations at different monitoring positions had obvious periodic property, the time domain curve of pressure fluctuation contained four peak values and four valley values within a spin cycle of the impeller, and also the blade passing frequency always played the dominant role. Moreover, the influence of flow rate condition on impeller inlet and guide vane middle section was the most obvious and the amplitude value of pressure pulsation coefficient under part loading condition was the most dramatically changed. With the increase of flow rate, the amplitude value of pressure fluctuation in the frequency domain was decreased. This research provided a reference for expanding the operation range of mixed-flow pump and optimization design of impeller and guide vanes in mixed-flow pump.

Key words: mixed-flow pump; flow rate conditions; unsteady; turbulence kinetic energy; pressure fluctuation

引言

混流泵具有大流量、高效率、抗汽蚀性能强等优点^[1-3],广泛应用于水利、农业、医药、航天等领域,在国民经济建设中发挥着重要作用^[4-6]。由于导叶式混流泵的特殊结构,其非定常流动容易引起叶轮和导叶之间强烈的动静干涉作用^[7-9]。同时,由于混流泵叶片轮缘和端壁之间存在间隙,非设计工况下的轮缘泄漏流动严重干扰混流泵内流场^[10-12]。

目前,许多学者对混流泵的内部流动特性进行了深入的研究^[13-22]。上述文献主要集中在额定工况下混流泵内部流动特性的研究,而对于不同流量工况下的非定常流动特性研究较少。施卫东等^[23]基于标准 $k-\epsilon$ 模型,研究了高比转数混流泵不同工况下叶轮进出口等位置的压力脉动时域和频域特性,研究结果表明混流泵最大压力脉动发生在叶轮进口前,泵运行偏离最优工况越远,叶轮进口处压力系数幅值越大。刘建瑞等^[24]采用调整混流泵径向间隙的方法,通过对 3 种模型进行非定常数值计算,得到了不同基圆直径混流泵的压力脉动特性并对其进行比较分析,研究发现在相同流量下,径向间隙越小,监测点频域振幅越大。

本文基于标准 $k-\epsilon$ 两方程模型,通过数值模拟和试验研究对比分析不同流量工况下混流泵外特性,研究不同流量工况对混流泵压力场、轮缘区流动和湍动能的影响,探讨不同流量工况下混流泵内不同位置处的压力脉动时域和频域响应。

1 计算模型

1.1 三维实体造型

本文的研究对象是一台低比转数导叶式混流泵,通过 Pro/E 软件对混流泵模型的进口段、叶轮、导叶、蜗室和出口段分别进行建模,装配后得到混流

泵全流道的三维实体造型,计算区域为从泵的进口段到环形蜗室出口段的整个装置段,如图 1 所示。其设计参数为:额定流量 $Q_{des} = 380\text{ m}^3/\text{h}$,额定扬程 $H = 6\text{ m}$,额定转速 $n = 1\,450\text{ r/min}$,比转数 $n_s = 480$,叶片数 $Z = 4$,导叶叶片数 $Z_d = 7$,泵的进口直径为 250 mm ,出口直径为 200 mm ,轮缘间隙为 0.5 mm 。

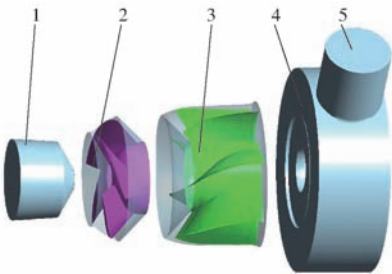


图 1 混流泵模型

Fig. 1 Mixed-flow pump model

1. 进口段 2. 叶轮段 3. 导叶段 4. 环形蜗室 5. 出口段

1.2 网格划分与边界条件

由于混流泵的物理模型包括进口段、叶轮段、导叶段、环形蜗室段、出口段,因此,在网格划分时,采用网格生成软件 ICEM 分别对混流泵各部分单独进行六面体网格结构划分,在叶轮和导叶处分别采用 J/O 型拓扑结构和 H/O 型拓扑结构,进口段采用 Y-block 型拓扑形式,并进行周期阵列形成完整的过流通道,通过对拓扑结构节点的控制,使得网格按照壁面曲率大小均匀变化,最后在 ANSYS CFX 前处理程序中进行装配。由于混流泵的叶顶间隙相对叶轮的尺寸很小,在进行非定常流动计算时,该区域的网格质量对于间隙流动的影响较大,考虑到混流泵叶顶间隙的尺寸与主流区域特征尺寸差异特大,通过控制间隙区的网格节点,对叶顶间隙区网格进行加密处理,如图 2 所示,并控制间隙区的网格 y^+ 值在 100 以内变化。

将混流泵的叶轮段设置为旋转域,叶轮段前后

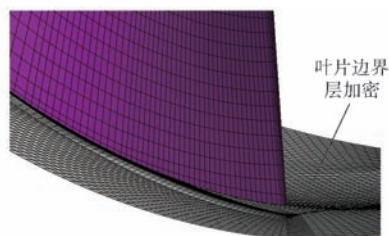


图2 计算区域网格
Fig.2 Mesh of computational area

通过滑移交界面和进口段和导叶段进行连接,在进行非定常计算时,采用多重坐标系算法,将旋转域与静止域之间的交界面选择 Transient Frozen Rotor 模式,交界面之间的数据通过差值方式进行传递。将进口设置为质量流量进口,出口设置为 opening,参考压力为 1.01×10^5 Pa。由于转轮室壁面附属于旋转区域,而转轮室壁面应为绝对静止状态,因此将其设置为 The Counter Wall。静止区域壁面设置为 No Slip Wall。计算介质为常温清水,密度 $1\,000\text{ kg/m}^3$,动力粘度 $1.0 \times 10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$,并考虑重力影响。先进行定常计算,并以定常计算的结果为初始值进行非定常计算,选取计算的总时间步长为 5 s ,每个时间步长取 $0.000\,4\text{ s}$,即每转内经历 100 步。在每个时间步长内取最大迭代次数为 $2\,000$ 次,以保证在每个时间步长内都绝对收敛。残差收敛精度设置为 10^{-4} ,当混流泵出口总压趋于稳定时,认为计算达到收敛标准。

1.3 控制方程及湍流模型

目前,在混流泵的数值计算中,标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型在工程中应用较多,并且其数值预测结果和试验结果匹配性较好^[25-27]。因此,本文主要应用该湍流模型研究不同流量工况对混流泵内部非定常流动的影响。它是在基于雷诺时均 $N-S$ 方程的基础上,引入一个关于湍动能耗散率的方程与连续性方程、动量方程组成控制方程组。假设流体不可压缩,在标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型中,湍动能 k 和耗散率 ε 的约束方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2)$$

其中
$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

式中 i, j ——张量符号 u_i ——速度, m/s
 x_j ——位移, m t ——时间, s

μ ——粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$
 μ_t ——湍流粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$
 ρ ——流体密度, kg/m^3
 k ——湍动能, m^2/s^2
 ε ——耗散率, m^2/s^3
 G_k ——由平均速度梯度引起的湍动能
 G_b ——由浮力引起的湍动能
 Y_M ——可压速湍流脉动膨胀引起的湍动能耗散
 $C_\mu, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ ——经验常数
 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ ——湍动能 k 和耗散率 ε 对应的 Prandtl 数
 S_k, S_ε ——用户定义的源项

$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_{3\varepsilon} = 0, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

1.4 网格无关性分析

本文对混流泵在设计工况定常流动下的网格数进行了无关性检验。采用同样的网格拓扑结构,通过改变拓扑线条上的网格节点数目,并调整相应节点,使得网格质量保持一致。图3所示为5种不同数目的网格单元采用相同控制方程和边界条件计算所得的扬程,从图中可知,当全局计算网格数达到140万附近时,再增加网格数计算扬程变化很小,误差在 $\pm 5\%$ 以内,符合网格无关性检验要求。

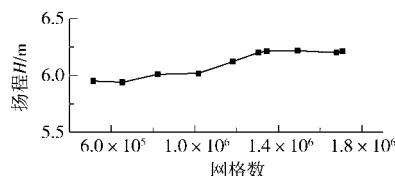


图3 不同网格数下的扬程对比
Fig.3 Comparison of head with different mesh elements

2 外特性试验验证

2.1 试验装置和试验方法

为了验证数值模拟的准确性,搭建了如图4所示的试验装置系统来测量混流泵的外特性。



图4 试验装置图
Fig.4 Photo of experiment setup
1. 混流泵 2. 试验管路 3. 稳压罐 4. HSJ2010 型水力机械综合测试仪

模型泵扭矩的测量采用精度为 0.2 级的 ZJ 型转矩转速测量仪,流量的测量采用精度为 0.5 级的 LWGY 型涡轮流量计,进出口压力的测量采用精度为 0.2 级的 WT-1151 型压力变送器,试验台达到 1 级精度要求,工况点变化通过调节出口管路上的调节阀开度来实现。由 HSJ2010 型水力机械综合测试仪采集能量数据传输至计算机并将获得的数据进行分拣和后处理。

在试验开始前,先将试验台出口阀门开度调节到最大,启动电动机节变频器使得电动机转速稳定在 1 450 r/min,之后逐渐减小出口阀门开度,依次记录不同流量工况下混流泵的能量性能参数。当出口阀门关死时,停止电动机,待管路内流体重新稳定,进行上述的 3 次重复性试验。

2.2 外特性对比

数值计算预测的外特性结果与试验外特性结果对比曲线如图 5 所示。从图中可知,数值计算的外特性结果与试验测量结果的趋势基本一致,在小流量工况下,数值预测的性能曲线与试验数据基本重合,数值计算与试验的吻合度较好,而在大流量工况下,相比试验数据,数值预测的扬程、效率和功率均较高,但二者的相对误差较小。在最优工况下,数值预测和试验结果的扬程和效率的误差分别为 3.29% 和 0.27%,说明数值计算的准确度较高。

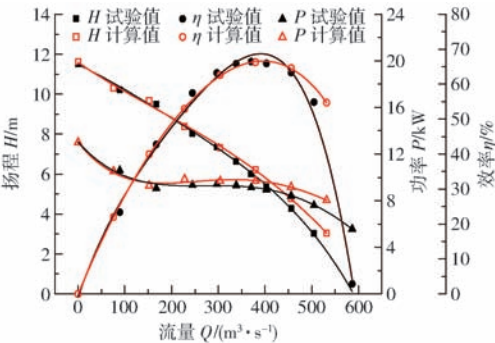


图 5 试验与数值计算外特性对比

Fig.5 Comparison of simulated and experimental external characteristics

3 定常数值结果分析

3.1 压力分布

为了研究不同流量工况对混流泵叶轮内压力场的影响,获得了不同流量工况下叶轮叶片上压力面和吸力面的静压分布,由于同一流量工况下不同叶片上的压力分布在圆周方向具有对称性,因此只截取了其中一个叶片上的压力分布云图,如图 6 所示(图中 Q_{des} 表示设计流量工况)。由图 6 可知,在不

同流量工况下,沿着主流方向,在叶片压力面和吸力面上,随着流体向叶轮出口方向流动,叶轮内液体的压力基本呈上升趋势。在 $0.6Q_{des}$ 流量工况下,叶轮内流体的压力较大,随着流量的逐渐增加,叶轮内的压力呈现降低的趋势,但小流量工况下的高压区面积较小,最高压力区出现在叶片压力面出口轮缘处,随着流量的增大,高压区面积也逐渐增大,在设计工况时,除了在叶片出口轮缘处的高压区增大外,在叶片出口轮毂处也出现了小块高压区,当流量增大到 $1.4Q_{des}$ 时,高压区几乎覆盖整个叶片压力面后半部分。在不同流量工况下,在叶片压力面上液体的最低压力基本上均出现在叶片压力面进口边,并且低压区域随着流量的增大而减小,而在叶片吸力面,最低压力基本上均出现在叶片吸力面轮缘中部,可见,混流泵在不同流量工况下运转时,在叶轮压力面进口边和吸力面叶片外缘中部较容易发生空化从而导致叶片的汽蚀破坏,在实际运行时应引起重视。比较相同流量工况下叶片压力面与吸力面的压力差可知,随着流量的减小,叶片压力面与吸力面的压力差在逐渐增大,因此,在叶片压力面与吸力面之间存在着较大的压力梯度。由于叶片轮缘处存在一个细小的间隙区,因而靠近叶片压力面轮缘处的液体在压力梯度的作用下从叶片压力面通过叶片与端壁之间的间隙泄漏到叶片吸力面后方的流道中,这部分泄漏液体从间隙流出后,由于其流动的方向与主流方向相反,相互混合后形成旋涡,旋涡中心的压力低于流道压力,从而造成了很大的压力损失。

3.2 流线分布

为了研究不同流量工况下混流泵内部液体的运动趋势,获取了叶轮和导叶内三维流场的流线分布和过叶轮轴心线的叶片中间截面流线分布图,如图 7 所示。

由叶轮和导叶内三维流线分布可知,在设计流量和大流量工况下叶轮和导叶流道内流线分布很均匀,存在少量旋涡或者回流。在小流量工况下,叶片进口靠近轮毂位置处形成了一个明显的旋涡结构,特别是靠近轮缘间隙区出现回流现象,回流与来流发生相互影响,形成旋涡,泄漏涡干扰主流流动,使得叶片出口附近流线较为紊乱,产生较大能量损失。小流量工况下,在导叶内也形成了明显的旋涡结构,旋涡堵塞了大部分导叶流道,造成较大能量损失,因而要尽量避免在小流量工况下运行。

由叶片中间截面位置处流线分布可知,小流量工况下在叶片轮缘处形成明显的泄漏涡,随着流量增大,泄漏涡的结构逐渐减小。受上级轮缘泄漏流

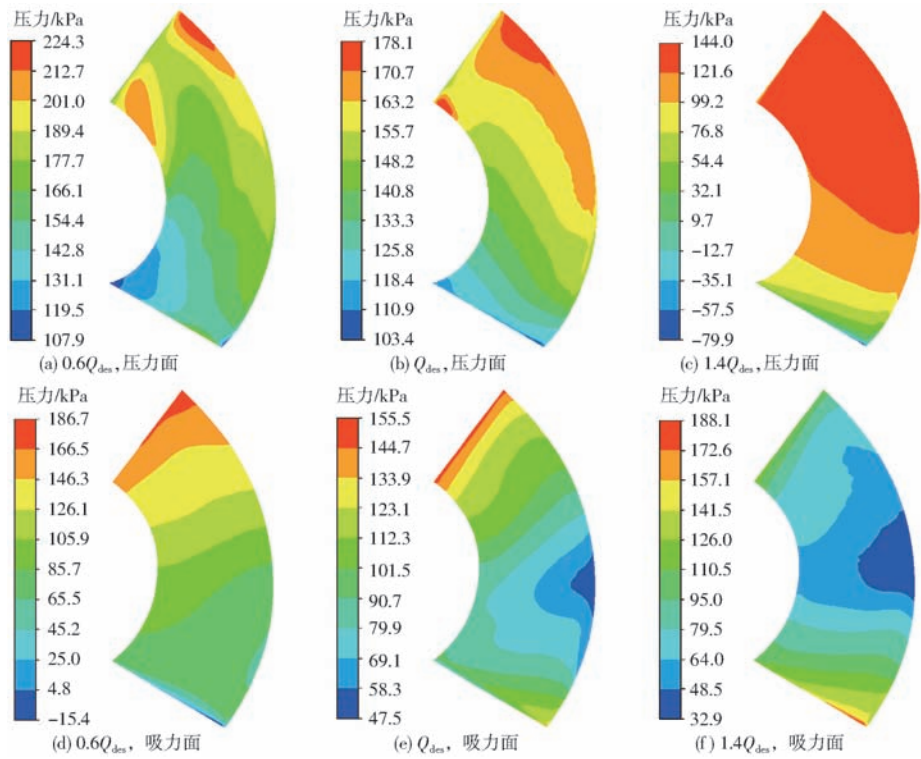


图 6 不同流量工况下叶片静压分布

Fig. 6 Static pressure distributions of blade under different flow rate conditions

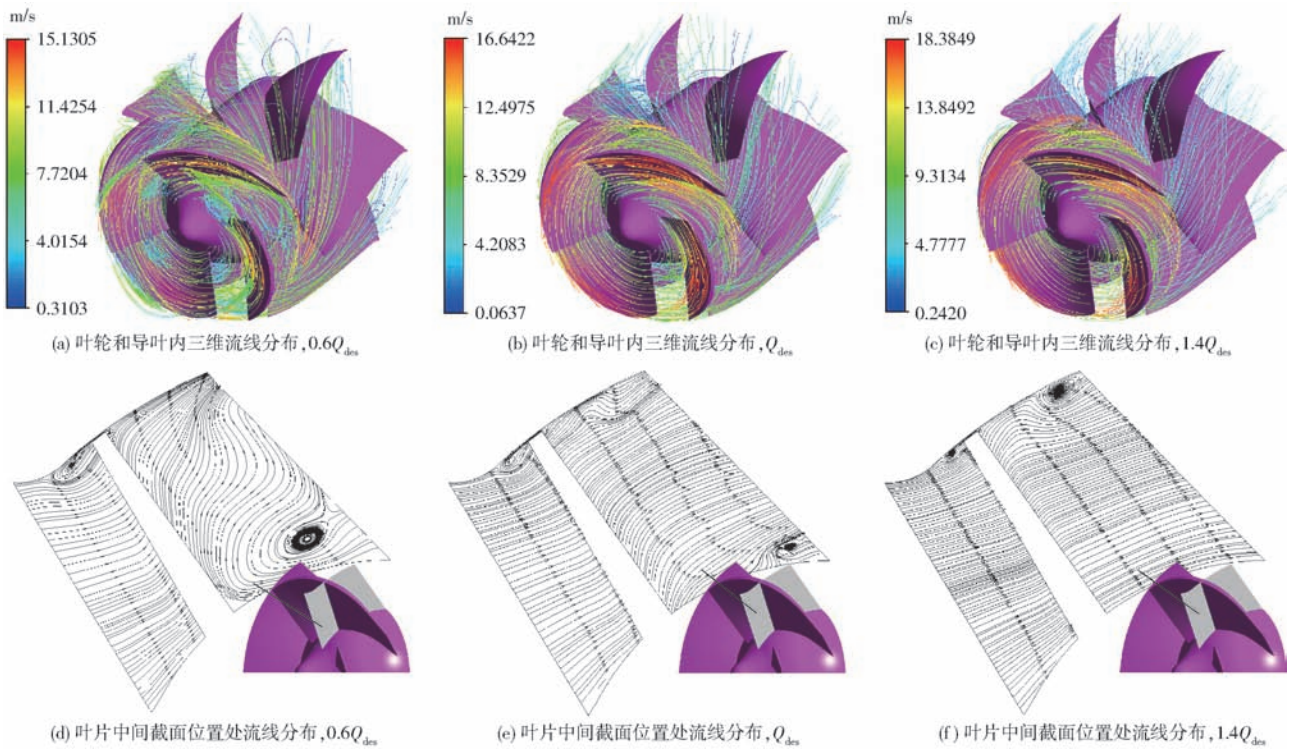


图 7 不同流量工况下流线分布

Fig. 7 Streamline distributions under different flow rate conditions

以及叶轮和导叶动静干涉的影响,叶轮出口处流线较为杂乱,并在导叶进口处出现旋涡,旋涡使得导叶进口过流面积减小,排挤系数变大,造成能量损失。尤其是小流量工况下,在流道靠近轮毂位置形成了一个较大的旋涡结构,能量损失较为严重,随着流量

变大,轮缘泄漏流逐渐减少,动静干涉效应相对减弱, $1.4Q_{des}$ 流量时导叶进口处流场较为均匀。

3.3 湍动能分析

为了进一步分析不同流量工况下叶轮和导叶内流体流动的能量损失特性,从叶轮进口到导叶出口

截取了一系列等间距并垂直于叶轮旋转轴的截面,相邻截面之间的距离为 20 mm,获得了这些截面上的湍动能分布,如图 8 所示。由图可知,在不同流量工况下,叶轮和导叶内的湍动能分布随着流量的增大逐渐减小,在 $0.6Q_{des}$ 流量工况下,由于流动极不稳定,在各截面上湍动能均较高,能量耗散较大,这与叶轮内流线分布的趋势相一致。同时,在相邻导叶流道内,湍动能的分布趋势有所差别,这是由于受到叶轮和导叶的动静干涉作用,使得导叶内的流体流动沿圆周方向呈现非对称性;而在设计流量工况

和 $1.4Q_{des}$ 流量工况下,叶轮和导叶内的湍动能值均较低,此时能量损失较小,相比小流量工况,混流泵的效率较高;但在导叶出口位置处,因蜗室面积比导叶出口面积大,形成一定扩散,在导叶前部和出口处形成湍动能分布最大区域。湍流动能分布情况表明,在小流量工况下,湍流动能获得的能量较多,造成流体能量损失,这与外特性预测中小流量效率远低于其他设计工况是一致的。因此,在考虑经济效益和节能减排的前提下,混流泵应该避免运行在小流量工况下。

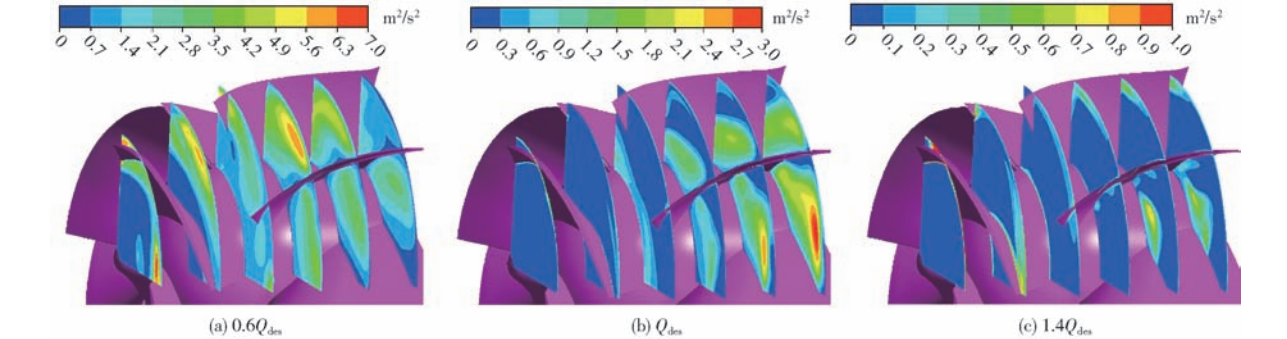


图 8 湍动能分布
Fig. 8 Distributions of turbulence kinetic energy

4 非定常数值结果分析

4.1 压力脉动时域分析

压力脉动是指流道内压力随着时间的变化规律,通过对混流泵压力脉动的分析可以间接地反映混流泵内流体的非定常流动随时间变化的规律。在混流泵叶轮进口、叶轮中间、叶轮出口、导叶中间 4 个位置分别设置压力脉动的监测点,位置分布如图 9 所示。

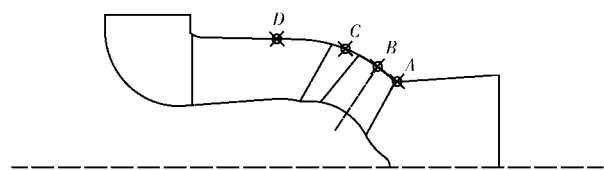


图 9 压力监测点位置布置图
Fig. 9 Layout of pressure monitoring points

通过数值模拟分别获得 4 个不同位置处的压力脉动时域结果,并用压力系数来表示其结果。压力系数 C_p 的表达式为

$$C_p = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho u_2^2} \tag{4}$$

式中 Δp ——监测压力与平均压力之差,Pa
 u_2 ——叶轮出口圆周速度,m/s

获得混流泵叶轮进出口、叶轮中间和导叶中间处 4 个监测点在不同流量工况下的压力脉动时域图,如图 10 所示。由图 10 可知,在不同流量工况

下,各监测点压力脉动呈明显的周期性变化,在一个旋转周期内,受叶轮的叶片数的影响,压力脉动曲线有 4 个波峰和 4 个波谷,与叶片的通过频率相一致。在 $0.6Q_{des}$ 流量工况下,各个监测点处的压力脉动幅值均较高,随着流量的增大,流体流动逐渐稳定,压力脉动的幅值也逐渐减小。在叶轮进口监测点处,压力脉动的波动幅值不大,压力脉动系数 C_p 在 ± 0.04 范围内变化,但不同流量工况下的压力系数的差值较大。随着监测点向叶轮内部移动,在叶轮中间点位置,由于叶片的压力面和吸力面压差较大,并在叶顶减小区存在叶顶泄漏流,使得压力波动出现陡然上升和突然下降现象,但各个流量工况下的压力系数峰值相近,流量工况对压力脉动频域幅值的影响并不明显。在叶轮出口和导叶中间之间的区域,由于该处是叶轮和导叶动静干涉最为严重的区域,压力脉动系数的幅值也较大,同时,由于动静干涉的影响,各个流量工况下的压力系数峰值和谷值均相差较大,并且在 $1.4Q_{des}$ 流量工况下,压力脉动的周期性有所减弱,并且在每个周期内均出现了二次波峰结构。在导叶中间位置处,由于导叶的整流作用,压力脉动系数幅值有所减小,但在小流量工况下,压力系数的幅值较高。综上所述,在不同流量工况下,流量工况对混流泵内各个监测点位置处的影响较明显,尤其是在叶轮和导叶的动静干涉区;在小流量工况下,压力脉动系数的幅值变化最大。

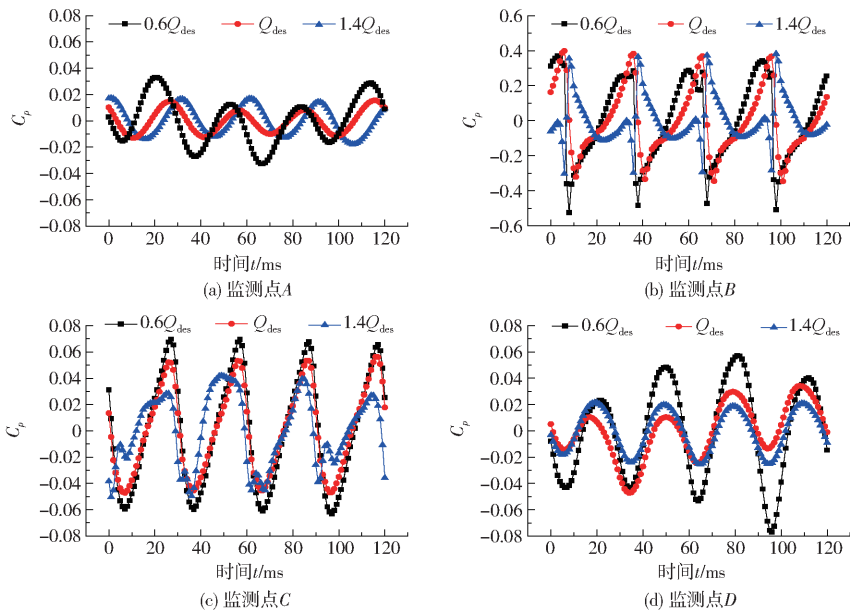


图 10 监测点压力脉动时域图

Fig. 10 Time domain plots of pressure fluctuation at monitoring points

4.2 压力脉动频域分析

根据各监测点的非定常数值计算结果,对各监测点处压力脉动时域数据采用快速傅里叶变换 (FFT),得到压力脉动频域图,并通过计算得到各点压力脉动的基频为 24.17 Hz,主频为 96.67 Hz,主频为基频的 4 倍。图 11 所示分别为各个监测点在不同流量工况下的频域图。由图可知,在不同流量工况下,叶轮进、出口和中间的压力脉动的主频出现在 96 Hz,均为叶轮旋转频率的 4 倍,与叶片的通过频率相同,而次主频为 190 Hz,即叶频的二倍频,且各

点均未出现明显的高频脉动,这说明叶片通过频率始终占主导作用。在小流量工况和大流量工况下,分频成分明显增多,而在设计流量工况下,分频成分不明显,说明设计流量工况下流体流动较稳定,与外特性曲线的效率较高相对应。对比压力系数幅值可知,在不同流量工况下,叶轮中间监测点处的压力系数最大,随着监测点远离叶轮位置,压力系数均有所减小,叶顶泄漏流对压力脉动系数的影响较大。同时,随着流量的增大,叶轮中部监测点的压力系数幅值逐渐减小,流量工况对叶轮中间位置的频域幅值影响最大。

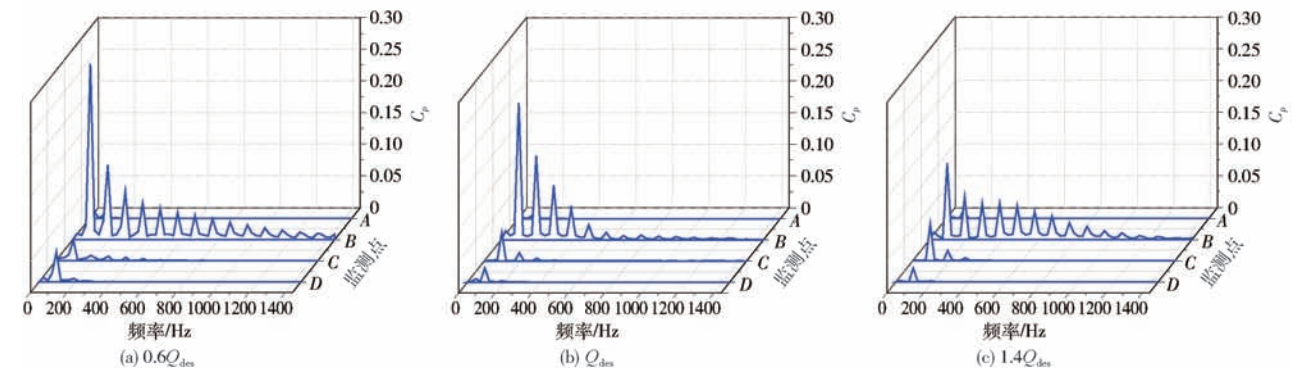


图 11 各监测点在不同流量点的压力脉动频域图

Fig. 11 Frequency domain plots of pressure fluctuation at monitoring points under different flow rate conditions

5 结论

(1)对比外特性曲线,数值计算的外特性结果与试验结果基本一致。在最优工况点处,数值预测与试验结果的扬程和效率的误差分别为 3.29% 和 0.27%,数值计算的准确度较高。

(2)在小流量工况下,叶片工作面与背面之间存在着较大的压力梯度,形成的轮缘泄漏流对主流

产生较大干扰,同时受到动静干涉的影响,在叶轮出口和导叶流道内造成较大的能量损失和湍动能耗散,因此混流泵要尽量避免在小流量工况下运行。

(3)不同流量工况下,叶片通过频率始终占主导作用,流量对叶轮进口处和导叶中间处的压力脉动影响最明显,小流量工况下压力脉动系数的幅值变化最大。随着流量的增大,压力脉动频域幅值随之减小。

参 考 文 献

- 1 曹树良,梁莉,祝宝山,等. 高比转速混流泵叶轮设计方法[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2005,26(3):185-188.
CAO Shuliang, LIANG Li, ZHU Baoshan, et al. Design method for impeller of high specific speed mixed-flow pump[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2005, 26(3): 185-188. (in Chinese)
- 2 潘中永,李俊杰,李晓俊,等. 斜流泵不稳定特性及旋转失速研究[J]. 农业机械学报,2012,43(5):64-68.
PAN Zhongyong, LI Junjie, LI Xiaojun, et al. Performance curve instability and rotating stall[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 64-68. (in Chinese)
- 3 袁寿其,刘厚林. 泵类流体机械研究进展与展望[J]. 排灌机械工程学报,2007,25(6):46-51.
YUAN Shouqi, LIU Houlin. Research progress and prospect on fluid machinery-pumps[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2007, 25(6): 46-51. (in Chinese)
- 4 CUGAL M, FOPALLAK Rishnan S, FEMAN R S. Experimental and numerical flow field analysis of a mixed flow pump impeller[J]. Fluid Engineering Division, 1996, 239(4): 167-174.
- 5 欧鸣雄,施卫东,贾卫东,等. 斜流泵叶轮水力径向力的数值模拟与试验验证[J]. 农业工程学报,2015,31(9):71-76.
OU Mingxiong, SHI Weidong, JIA Weidong, et al. Numerical simulation and experimental validation on hydrodynamic radial force of mixed-flow pump impeller[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(9): 71-76. (in Chinese)
- 6 WUIBAUT G, BOIS G, DUPONT P, et al. PIV measurements in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and off-design operating conditions[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 791-797.
- 7 祝磊,袁寿其,袁建平,等. 不同型式隔舌离心泵动静干涉作用的数值模拟[J]. 农业工程学报,2011,27(10):50-55.
ZHU Lei, YUAN Shouqi, YUAN Jianping, et al. Numerical simulation for rotor-stator interaction of centrifugal pump with different tongues[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(10): 50-55. (in Chinese)
- 8 祁明旭,丰镇平, KANG Shun,等. 动静干涉效应对轴流透平级气动性能的影响[J]. 工程热物理学报,2003,24(1):39-42.
QI Mingxu, FENG Zhenping, KANG Shun, et al. Influences of rotor-stator interaction on the performance of axial-flow turbine stages[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(1): 39-42. (in Chinese)
- 9 季斌,罗先武,西道弘,等. 混流式水轮机涡带工况下两级动静干涉及其压力脉动传播特性分析[J]. 水力发电学报,2014,33(1):191-196.
JI Bin, LUO Xianwu, NISHI Michihiro, et al. Analysis on characteristics of two-stage rotor-stator interaction and pressure fluctuation propagation in Francis turbine under partial load [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2014, 33(1): 191-196. (in Chinese)
- 10 FARGE T Z, JOHNSON M W, MAKSOUD T M A. Tip leakage in a centrifugal impeller[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 244-249.
- 11 黎义斌,胡鹏林,李仁年,等. 不同叶顶间隙对斜流泵性能影响的数值分析[J]. 农业工程学报,2014,30(23):86-93.
LI Yibin, HU Penglin, LI Rennian, et al. Numerical analysis for effects of different blade tip clearance on performance in mixed-flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(23): 86-93. (in Chinese)
- 12 王正明,贾希诚,王嘉伟. 不同间隙条件下的叶顶区流动[J]. 工程热物理学报,2003,24(2):228-230.
WANG Zhengming, JIA Xicheng, WANG Jiawei. The flow blade tip region under different clearance conditions[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(2): 228-230. (in Chinese)
- 13 CHISACHI Kato. Les of internal flows in a mixed-flow pump with performance instability [C] // Proceedings of ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2002: 955-962.
- 14 LI W, SHI W, XU Y, et al. Effects of guide vane thickness on pressure pulsation of mixed-flow pump in pumped-storage power station[J]. Journal of Vibroengineering, 2013, 15(3): 1077-1085.
- 15 FERNANDEZ J, SANTOLARIA C A. Numerical analysis of a mixed flow pump[J]. Proceedings of ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2002: 791-798.
- 16 KIM J H, KIM K Y. Analysis and optimization of a vaned diffuser in a mixed flow pump to improve hydrodynamic performance [J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(7): 071104.
- 17 MASAHIRO Miyabe, AKINORI Furukawa, HIDEAKI Maeda, et al. A behavior of the diffuser rotating stall in a low specific speed mixed-flow pump[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2009, 2(1): 31-39.
- 18 MASAHIRO Miyabe, HIDEAKI Maeda, ISAMU Umeki, et al. Unsteady head-flow characteristic mechanism of a low specific speed mixed flow pump[J]. Journal of Thermal Science, 2006, 15(2): 115-120.
- 19 MASAHIRO Miyabe, AKINORI Furukawa, HIDEAKI M, et al. On improvement of characteristic instability and internal flow in mixed flow pumps[J]. Journal of Fluid Science and Technology, 2008, 3(6): 732-743.
- 20 靳栓宝,王永生,常书平,等. 混流泵内流场压力脉动特性研究[J]. 农业机械学报,2013,44(3):64-68.
JIN Shuanbao, WANG Yongsheng, CHANG Shuping, et al. Pressure fluctuation of interior flow in mixed-flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3): 64-68. (in Chinese)

- ZHOU Haiyan, LIU Shumin, YANG Xuejun, et al. Development on field vegetables high clearance self-propelled boom sprayer [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011(6):70-72. (in Chinese)
- 4 韩红阳,陈树人,邵景世,等. 机动式喷杆喷雾机机架的轻量化设计[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3):47-53.
HAN Hongyang, CHEN Shuren, SHAO Jingshi, et al. Lightweight design of classis frame for motor boom sprayer[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(3):47-53. (in Chinese)
- 5 GB 10395.1—2009 农林机械 安全 第1部分:总则[S]. 2009.
- 6 WASTON D G, WOLFF R L. Air carrier technique for row crop spraying application[J]. Transactions of the ASAE, 1985, 28(5):1445-1448.
- 7 WOMAC A R, MULROONEY J E, SCOTT W P. Characteristics of air-assisted and drop-nozzle sprays in cotton[J]. Transactions of the ASAE, 1992, 35(5):1369-1376.
- 8 HOWARD K D, MULROONEY J E. Penetration and deposition of air-assisted sprayers[C]. ASAE Paper 941024, 1994.
- 9 COOKE B K, HISLOP E C, HERRINGTON P J, et al. Air-assisted spraying of arable crops in relation to deposition, drift and pesticide performance[J]. Crop Protection, 1990, 9(4):303-311.
- 10 ZHU H, DERKSEN R C, OZKAN H E, et al. Development of a canopy opener to improve spray deposition and coverage inside soybean canopies: Part 2. Opener design with field experiments [J]. Transactions of the ASABE, 2008, 51(6):1913-1921.
- 11 王潇楠,何雄奎,ANDREAS Herbst, 等. 喷杆式喷雾机雾滴飘移测试系统研制及性能试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(18):55-62.
WANG Xiaonan, HE Xiongkui, ANDREAS Herbst, et al. Development and performance test of spray drift test system for sprayer with bar[J]. Transactions of the CSAE, 2014, 30(18):55-62. (in Chinese)
- 12 贾卫东,胡化超,陈龙,等. 风幕式静电喷杆喷雾喷头雾化与雾滴沉积性能试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(7):53-59.
JIA Weidong, HU Huachao, CHEN Long, et al. Performance experiment on spray atomization and droplets deposition of wind-curtain electrostatic boom spray[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(7):53-59. (in Chinese)
- 13 贾卫东,陈龙,薛新宇,等. 风幕式喷杆喷雾雾滴特性试验[J]. 中国农机化学报, 2015, 36(3):91-97.
JIA Weidong, CHEN Long, XUE Xinyu, et al. Experimental investigation of droplet characteristics of air-assist boom sprayer [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2015, 36(3):91-97. (in Chinese)
- 14 张铁,杨学军,董祥,等. 超高地隙风幕式喷杆喷雾机施药性能试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(10):66-71.
ZHANG Tie, YANG Xuejun, DONG Xiang, et al. Experiment on spraying performance of super-high clearance boom sprayer with air-assisted system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10):66-71. (in Chinese)
- 15 王俊,董祥,严荷荣,等. 风幕式喷杆喷雾机玉米田间施药试验[J]. 农业机械学报, 2015, 46(7):79-84.
WANG Jun, DONG Xiang, YAN Herong, et al. Experiment on spraying performance of air-assisted boom sprayer in corn field [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(7):79-84. (in Chinese)
- 16 燕明德,毛罕平,贾卫东,等. 风幕式喷杆喷雾雾滴粒径与速度分布试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(11):104-109.
YAN Mingde, MAO Hanping, JIA Weidong, et al. Experimental investigation of droplet diameter and velocity distributions in air-assist boom sprays[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(11):104-109. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 162 页)

- 21 张德胜,施卫东,王川,等. 斜流泵叶轮和导叶叶片数对压力脉动的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(2):167-170.  
ZHANG Desheng, SHI Weidong, WANG Chuan, et al. Influence of impeller and guide vane blade number on pressure fluctuation in mixed-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2):167-170. (in Chinese)
- 22 黎义斌,李仁年,王秀勇,等. 低比转数混流泵压力脉动特性的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(3):205-209.  
LI Yibin, LI Rennian, WANG Xiuyong, et al. Numerical analysis of pressure fluctuation in low specific speed mixed-flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(3):205-209. (in Chinese)
- 23 施卫东,邹萍萍,张德胜,等. 高比转速斜流泵内部非定常压力脉动特性[J]. 农业工程学报, 2011, 27(4):147-152.  
SHI Weidong, ZOU Pingping, ZHANG Desheng, et al. Unsteady flow pressure fluctuation of high specific speed mixed-flow pump [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(4):147-152. (in Chinese)
- 24 刘建瑞,郑俊峰,付登鹏,等. 混流泵径向间隙对内部非定常流场影响的分析[J]. 流体机械, 2014(3):19-23.  
LIU Jianrui, ZHENG Junfeng, FU Dengpeng, et al. Effect of volute tongue-impeller gaps on the unsteady flow in mixed-flow pump[J]. Fluid Machinery, 2014(3):19-23. (in Chinese)
- 25 李新华,刘川梅,吴波,等. 基于CFX单圆弧空间导叶斜流泵的数值模拟[J]. 水电能源科学, 2014(4):175-179.  
LI Xinhua, LIU Chuanmei, WU Bo, et al. Numerical simulation of oblique flow pump with single arc space vane based on CFX [J]. Water Resources and Power, 2014(4):175-179. (in Chinese)
- 26 杨从新,高强,黎义斌,等. 不同湍流模型在混流泵数值模拟中的应用与评价[J]. 兰州理工大学学报, 2014, 40(5):51-55.  
YANG Congxin, GAO Qiang, LI Yibin, et al. Application of different turbulence models in numerical simulation of mixed-flow pump and its evaluation[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2014, 40(5):51-55. (in Chinese)
- 27 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]. 排灌机械工程学报, 2009, 27(1):30-34.  
WANG Chunlin, ZHENG Haixia, ZHANG Hao, et al. Numerical simulation for adjustable high specific speed mixed-flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2009, 27(1):30-34. (in Chinese)