

偏离设计工况下混流泵流动特性分析

李景悦 赖喜德 雷明川 夏密秘

(西华大学 能源与动力工程学院 四川 成都 610039)

摘要:为探究不同工况下混流泵的流动特性,采用计算流体力学软件,对 $0.6Q_0 \sim 1.4Q_0$ 变流量工况下某一低比转速混流泵的内部流动状态进行仿真模拟。研究不同流量下该混流泵的外特性变化趋势,并重点分析混流泵叶轮和导叶区域流动的压力、速度以及湍动能耗散情况。结果表明,混流泵在偏离设计工况下运行会产生不同程度的回流、涡流,且流量越小该现象越严重。在导叶出口区域附近,其湍动能耗散随流量增大而增大,这些因素都会降低混流泵的效率。本文对混流泵的高效使用具有一定的指导作用,同时可为混流泵的优化设计提供参考。

关键词:混流泵;流动特性;仿真模拟;不同流量

中图分类号: TH313 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.07.012

引言

在实际运行过程中,混流泵常处于偏离设计工况状态,如何保证混流泵的高效运行已成为各国学者研究的热点。谢蓉等通过研究设计工况下混流泵叶轮内部流动的特点,对叶轮叶型进行优化^[1];常书平等对叶片数、叶片厚度、安放角以及叶顶间隙进行探究,寻求影响混流泵水力特性的因素^[2];杨从新等对导叶参数进行分析,得到导叶对混流泵性能的影响效果^[3];然而,对混流泵的正、反问题研究大多针对设计工况^[4-6]。而在实际运行过程中,混流泵常处于偏离设计工况状态。因此,在保障安全工作的同时,欲实现混流泵的高效率运行,其在偏离设计工况下的流动特性更加不容忽视。本文重点关注了混流泵在偏离设计工况下的外特性,详细分析了混流泵在 $0.6Q_0 \sim 1.4Q_0$ 变流量工况下,叶轮与导叶内部流体的流动状况,分析了导致混流泵内外特性改变的重要因素,旨在为混流泵的优化设计和高效

运行提供一定的建议与参考。

1 混流泵模型与计算方法

1.1 计算模型

基于混流泵设计理论与优化设计方法,构造混流泵叶轮和导叶的三维造型^[7-8]。模型混流泵的基本参数为:设计流量 $Q_0 = 6\ 500\ \text{m}^3/\text{h}$,设计扬程 $H = 22\ \text{m}$,转速 $n = 490\ \text{r}/\text{min}$,6片叶片以及10片后置导叶。

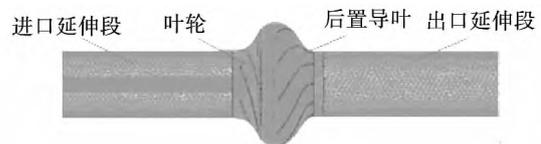


图1 流体域网格

Fig. 1 Grid in the fluid domain

对该混流泵的流体域进行网格划分。为保证混流泵内部流动状态贴合实际流动,分别对该泵的进出口进行适当延长,如图1所示。在叶片,特别是叶片头部等区域,因其流态复杂,故对其网格进行局部加密处理^[9],流道网格划分结果如表1所示。

表1 流体域网格明细

Tab. 1 Details in the fluid domain

网格数	进口	叶轮	导叶	出口
节点数	26 118	106 983	44 762	18 536
单元数	136 466	526 417	197 160	100 378

1.2 计算方法

采用数值模拟方法对该混流泵流体域进行三维

收稿日期: 2015-09-08; 修订日期: 2015-12-01

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51379179); 西华大学研究生创新基金资助项目(yccj2015047)

作者简介: 李景悦(1991-),女,江苏丹阳人,西华大学硕士研究生。

通讯作者: 赖喜德(1962-),男,四川三台县人,西华大学教授。

湍流流动计算。计算满足连续方程和雷诺时均 $N-S$ 方程, 为封闭方程组选用了 RNG $k-\varepsilon$ 方程^[10-11], 式(1)~式(5)给出了具体的方程。以压力进口和质量流量出口作为进出口边界条件, 用壁面函数法处理近壁面区域, 使用冻结转子模型处理动静交界面。为保证求解结果真实可靠, 采用高阶求解模式。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

$N-S$ 方程:

$$\frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i} + \frac{\partial [\mu_{\text{eff}} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})]}{\partial x_j} \quad (2)$$

RNG $k-\varepsilon$ 方程:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} [\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k + \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} [\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] +$$

$$\frac{C_{1\varepsilon}^*}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \quad (5)$$

式中: ρ —流体密度, kg/m^3 ; t —时间, s ; \mathbf{u} —速度矢量, m/s ; u_i, μ_j —在 i, j 方向上的雷诺时均速度, m/s ; p^* —一端动能 k 的静压力, Pa ; μ —流体的粘性系数; μ_{eff} —有效粘性系数; G_k —层流过程中流体所具有的速度梯度造成的湍动能; η —效率。

另外有: $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$; $C_{1\varepsilon} = 1.42$; $C_{2\varepsilon} = 1.68$; $\eta_0 = 4.377$; $\beta = 0.012$ 。

2 计算结果分析

2.1 混流泵外特性分析

外特性是泵性能好坏的宏观判据。通过后处理很容易获得不同流量下, 该混流泵所具有的性能参数。混流泵的扬程 H 、轴功率 P 和效率 η 随流量 Q 的变化情况如图 2 所示。

从流量—扬程曲线可以清晰看出, 混流泵扬程随流量的增大而降低, 在设计工况点其扬程为 22.8 m, 符合设计的要求。流量—效率曲线在 $1.0Q_0 \sim 1.2Q_0$ 范围内变化较为缓慢, 而偏离设计工况点越

远, 其效率变化越明显。该混流泵的效率在接近 $1.2Q_0$ 时达到最高点, 此处为该混流泵的最优工况点, 其效率值为 84%。但流量过大时, 泵的性能也会受到一定的影响。由图 2 可以看出, 在 $1.4Q_0$ 处该混流泵效率出现了显著降低。而对于小流量工况, 该泵的效率随流量的减少而下降, 在 $0.6Q_0$ 时, 此混流泵的效率仅有 68%。

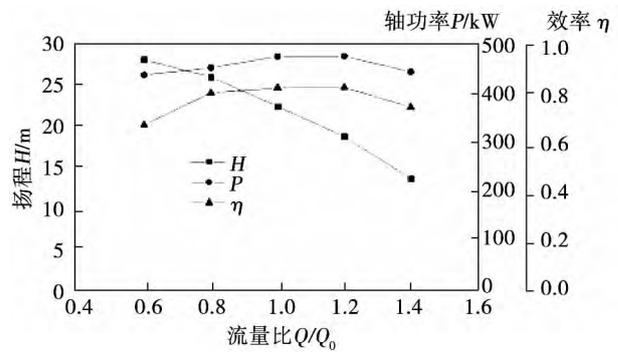


图 2 混流泵性能曲线

Fig. 2 Performance curves of a mixed flow pump

2.2 混流泵内部流动状态分析

为了探究影响混流泵外特性的根本原因, 对 $0.6Q_0 \sim 1.4Q_0$ 工况下混流泵内部流动情况进行了研究分析。

2.2.1 叶片压力分布特性

叶轮作为混流泵的核心部件, 其内部压力分布和变化理应受到关注。图 3 为不同工况下叶片表面静压的分布。

由于叶轮旋转对流体做功, 使得叶片上静压沿进口向出口逐渐增加, 且沿流线方向压力变化趋势明朗, 呈现明显的压力梯度, 并在叶片出口有压力最大值。在叶轮出口区域, 其流体受到强烈的动静干涉作用, 这就影响了叶轮出口位置静压分布的均匀性。叶轮各叶片压力分布不具备完全对称性, 但总体变化趋势具有一致性。在叶轮叶片出口, 其等压线亦大致平行于叶片出口边, 这说明了该叶轮较好的实现了沿不同轴面流线等扬程的设计目标。同时, 在各工况下叶片进口吸力面区域存在一低压区, 在全叶片区域同一半径处, 叶片吸力面压力低于压力面, 故低压区域大部分集中在吸力面进口位置, 在设计时必须特别关注该部位的汽蚀特性。

由图 3 可以看出, 在 $1.4Q_0$ 工况下, 叶轮叶片负

压区已占据整个叶片的 1/3,其最低负压值约为 -0.1 MPa。在 $0.6Q_0$ 、 $0.8Q_0$ 小流量工况下,其负压区范围相对较小,但其负压值已低于 -0.15 MPa。不难发现,流量越大,叶片上压力梯度越小,负压区域越广。这是因为,在大流量区域,叶片扬程将减小,在叶片内从进口到出口的压力差减小。在流域不变的条件 下,这意味着叶片内沿流动方向压力梯度减

小。该现象亦解释了图 2 中泵的扬程随着流量增大而降低的现象。

2.2.2 叶轮内流速度分布情况

为进一步分析叶轮内部流动情况,图 4 和图 5 给出了叶轮内流体相对速度矢量图,这里将对叶片正背面流体的流动状态进行重点分析。

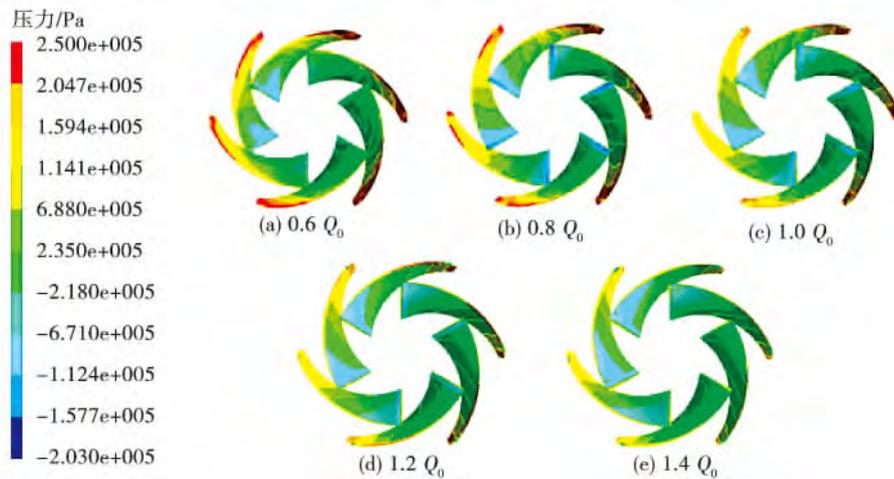


图 3 不同工况下叶片表面静压分布

Fig. 3 Distribution of the static pressure on the surface of a blade under various operating conditions

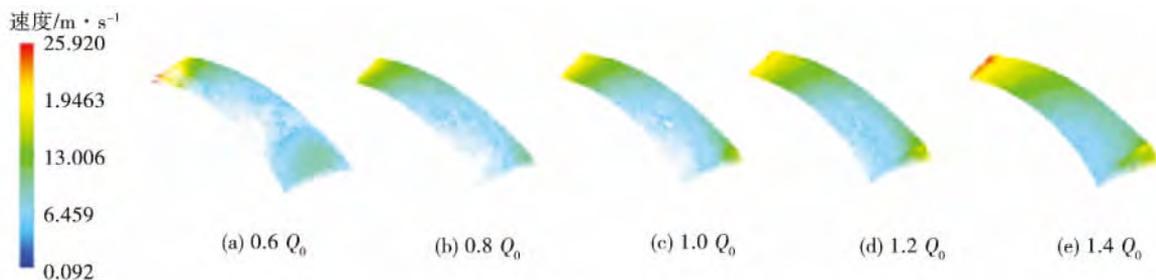


图 4 叶片压力面相对速度矢量图

Fig. 4 Chart showing the relative velocity vector on the pressure surface of a blade

总体上,沿叶片流线方向流速增加,叶片进口附近靠近轮毂处存在一定的局部回流,叶片头部有明显的绕流现象。这也是叶片头部压力降低,易出现负压区的原因。在设计工况和大流量工况下,叶轮中流体基本上是沿着流道光滑而平行的流出。这意味着叶轮流道结构设计是合理的,且水力性能最优点向大流量工况发展,在偏大流量工况下,不易发生流线的分离或聚集等不利于混流泵高效稳定运行的

现象。对于叶轮叶片两面的流体,其吸力面相对速度明显高于压力面,这是因为,叶轮内的相对流动可视为两个特殊相对流动的叠加,它们是均匀流与轴向旋涡流。而在工作面两者流动的方向相反,在吸力面则流向一致,由此产生了叶片两侧相对速度差。

对比 5 种流量下速度分布特点,易发现,小流量工况下回流、涡流现象明显。特别是在 $0.6Q_0$ 时,混流泵内部流动情况尤为紊乱复杂,并且在叶片吸力

面出现了大面积不稳定旋涡。这是因为, 在小流量工况下, 来流液流角明显小于叶片进口安放角, 粘性水流在绕流叶片头部进入叶片区域时, 将因流动局部脱流, 从而在叶片吸力面入口处形成绕流旋涡。同时, 在 $0.6Q_0$ 工况下, 叶轮内大量二次回流、漩涡的出现, 也是导致该工况条件下混流泵效率快速降低的原因。对于 $0.8Q_0$ 和 $1.0Q_0$ 工况, 在叶轮进口靠轮毂位置亦存在局部回流、涡流, 而在 $1.2Q_0$ 、 $1.4Q_0$ 大流量工况, 由于来流方向与叶片进口设置方向趋于一致, 其回流、涡流现象有了明显改善。为此, 最优工况点位于偏大流量工况处。但是, 流量过大会造成负冲角的出现, 从而影响流体质点的流动状态, 致使混流泵效率下降, 这也是图 2 中流量—效率曲线从靠近 $1.2Q_0$ 开始, 随着流量的增大而呈现下降

趋势的重要原因。

由图 4 和图 5 可看到, 当流量小于和等于设计流量时, 叶片上都有明显的回流、漩涡产生。结合图 2 发现, 内部流动越平稳泵的效率越高, 而在 $0.6Q_0$ 时, 由于泵内有大量回流、涡流的存在, 其效率也受到严重的影响。所以, 在混流泵设计过程中, 可以结合数值模拟实验, 预测混流泵内部流动特性, 并充分考虑回流、涡流对效率的影响, 不断优化直至符合要求。

2.2.3 总压分布特性

叶轮与导叶都是混流泵重要的过流部件, 为了进一步了解混流泵内部流动特性, 图 6 展示了叶轮与导叶轴面内总压分布情况。

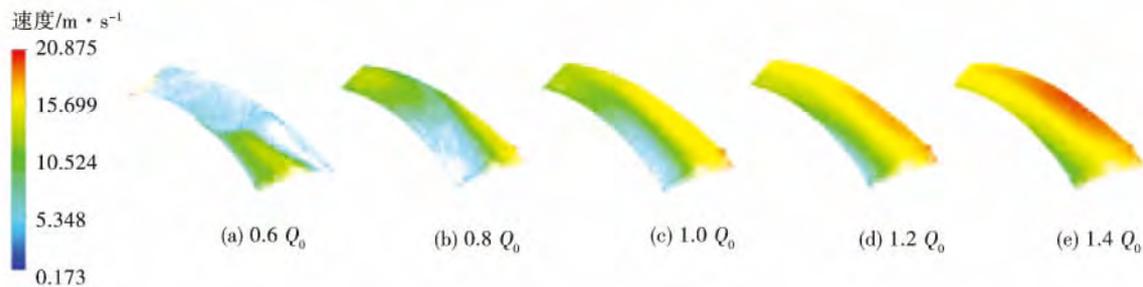


图 5 叶片吸力面相对速度矢量图

Fig. 5 Chart showing the relative velocity vector on the suction surface of a blade

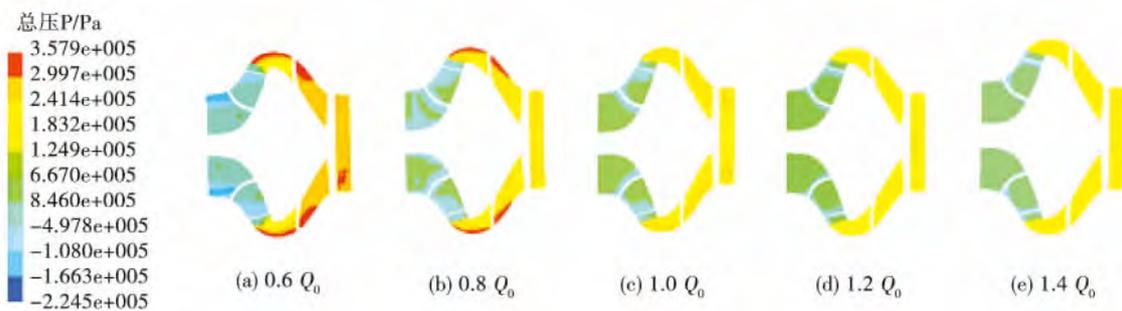


图 6 叶轮与导叶轴面内总压分布图

Fig. 6 Chart showing the distribution of the total pressure in the meridional plane of the impeller and the guide blades

可以清晰看出, 流体从叶轮流至导叶, 其总压逐步升高。这是由于叶轮做功旋转使得流体机械能增加, 而导叶又将大部分机械能转换成了压力能。比

较变工况条件下压力分布, 可以看出, 总压变化规律基本一致, 尤其在大流量工况, 总压分布呈明显的梯度变化。由于后置导叶具有顺流作用, 由叶轮流

的高速流体流经导叶后,其速度大小降低,压力也逐渐变得均匀。经比较可以看到,总体上,在导叶同一半径位置,其压力值随着流量的增大而降低。1.2 Q_0 与1.4 Q_0 工况下,导叶不仅实现了能量的高效转换,还实现了流体的均匀排出。然而,因为导叶的排挤以及绕流现象的存在,消耗了流体的机械能,使得局部区域压力较低。可以观察到,在小流量工况,特别在0.6 Q_0 工况下,压力分布不均匀,这使得流体在

压差作用下极易形成漩涡、回流,从而影响混流泵的效率。压力分布的均匀性直接关系到运行工况的稳定性和混流泵的效率。

2.2.4 湍动能耗散分析

流体流经过流部件产生的水力损失很大程度上表现为湍动能耗散。为探究混流泵内部能量耗散情况,图7给出了不同流量下该混流泵轴面上湍动能的分布情况,以进一步寻找影响混流泵性能的因素。

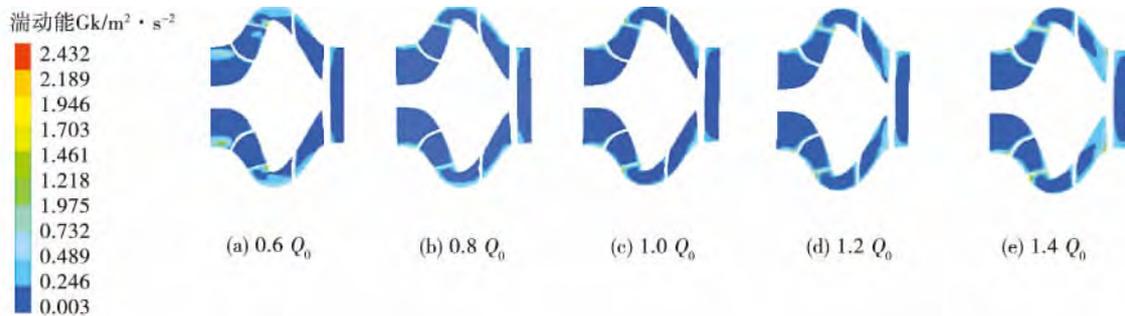


图7 不同流量下混流泵轴面湍动能分布图

Fig. 7 Chart showing the distribution of the turbulent kinetic energy in the meridional plane of the mixed flow pump at various flow rates

根据湍动能分布图,可以看出,由于混流泵结构分布具有对称性,在同一平面内,湍动能分布情况关于轴线对称。在叶轮和导叶外缘,由于边壁条件的影响,都存在一定能量损失。从导叶中流出的流体,在出水段亦会经过几次回流漩涡才能流出,这就带来了较大的冲击损失。在某些导叶尾部,甚至会出现中间低压,四周高压的现象,这也会造成在该区域发生漩涡甚至是脱流,进而将引起流体流动不稳定,产生湍动能的耗散。在0.6 Q_0 工况下,湍动能所占面积相对较大,这恰好与图4、图5所描述的该工况下混流泵内部流动状态紊乱相对应。因为在0.6 Q_0 工况下,该混流泵内部流动不稳定,有显著的回流、漩涡存在,由此就会产生较严重的湍动能耗散,使泵的效率大为降低。对于1.2 Q_0 和1.4 Q_0 工况,在流体流出叶轮,流入导叶的位置都有较明显的局部湍动能产生。由于流体冲击导叶入口会受到一定的排挤,且会产生一定的绕流现象,因此将会消耗流体的机械能。随着流量的增大,导叶内流体的流速与流动雷诺数都将增加,这时水流的惯性力相对于粘性力更具优势,粘性力对流体运动约束能力降低,流动湍流度增加,导叶出口也会产生相对大的湍动能耗

散。从图中可以看出,在1.4 Q_0 工况,导叶出口区域湍动能耗散面积显著增加,这也是造成1.4 Q_0 工况该混流泵效率下降的又一重要原因。

所以,回流、涡流的产生都是造成湍动能耗散的重要因素,而导叶影响着混流泵内部流体的流动状态,关系着湍动能产生的程度。保障混流泵运行流量范围的合理性,不仅有助于改善泵的内部流动情况,还可以减少后置导叶对流动状态的影响,从而降低混流泵内部产生的湍动能,减少泵的水力损失,提高泵的效率。

3 结 论

通过对混流泵内部流场数值模拟分析,可以看到:

(1) 流量过小,易造成混流泵内部流动的不稳定,并形成大量的二次回流和漩涡。模型泵在0.6 Q_0 时,内部流动的不稳定性使泵的效率大为降低;

(2) 后置导叶对湍动能的分布情况存在一定的影响。流量越大,湍动能受导叶的影响越大,湍动能

耗散越多;

(3) 小流量工况下, 叶轮叶片表面负压区域相对较小, 但负数值较低。在大流量工况下, 叶片上压力梯度较小, 但负压区域较广;

(4) 大流量工况下, 惯性力对流体的控制能力增强, 而粘性力的约束能力下降。该工况易造成流体流动湍流程度增加, 湍动能耗散亦会随之变大。

感谢: 本研究在“流体及动力机械教育部重点实验室”资助下完成, 特此感谢。

参考文献:

- [1] 谢 蓉, 单玉姣, 王晓放. 混流泵叶轮流动性能数值模拟和叶型优化设计[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(4): 295-299.
XIE Rong, SHAN Yu-jiao, WANG Xiao-fang. Numerical simulation of the flow performance of the impeller in a mixed flow pump and optimized design of the blade profile [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering 2010, 28(4): 295-299.
- [2] 常书平, 王永生, 苏永生. 若干因素对导叶式混流泵水力性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(6): 646-649.
CHANG Shu-ping, WANG Yong-sheng, SU Yong-sheng. Influence of several factors on the hydraulic performance of a guide blade type mixed flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering 2012, 30(6): 646-649.
- [3] 杨从新, 杜媛英, 黎义斌. 导叶参数对混流泵水阻系数及效率的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(5): 538-542.
YANG Cong-xin, DU Yuan-ying, LI Yi-bin. Influence of the parameters of guide blades on the water resistance coefficient and efficiency of a mixed flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering 2012, 30(5): 538-542.
- [4] 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的影响分析[J]. 流体机械, 2014, 42(3): 19-23.
LIU Jian-rui, ZHENG Jun-feng, FU Deng-peng, et al. Analysis of the influence of the radial clearance of a mixed flow pump on its inner non-steady flow field [J]. Fluid Machinery 2014, 42(3): 19-23.
- [5] 吴大转, 王乐勤. 高速混流泵汽蚀特性与汽蚀性能改善方法[J]. 农业机械学报, 2006, 37(9): 93-96.
WU Da-zhuan, WANG Le-qin. Cavitation characteristics of a high speed mixed flow pump and method for improving its cavitation performance [J]. Journal of Agricultural Machinery 2006, 37(9): 93-96.
- [6] 欧鸣熊, 林 鹏, 王秀礼, 等. 基于正交设计法的无过载旋流泵叶轮优化设计[J]. 热能动力工程, 2012, 27(5): 592-595.
OU Ming-xiong, LIN Peng, WANG Xiu-li, et al. Optimized design of the impeller of a non-overload swirling flow pump based on the orthogonal design method [J]. Journal of the Engineering for Thermal Energy and Power 2012, 27(5): 592-595.
- [7] 贾瑞宣, 徐 鸿. 低比转速混流泵优化设计[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(2): 98-102.
JIA Rui-xuan, XU Hong. Optimized design of a low specific rotating speed mixed flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering 2012, 27(5): 592-595.
- [8] 唐 健, 赖喜德, 宋 威, 等. 离心泵闭式叶轮反求技术研究[J]. 热能动力工程, 2015, 30(3): 436-441.
TANG Jian, LAI Xi-de, SONG Wei, et al. Study of the reverse solution seeking technology for closed type impellers in centrifugal pumps [J]. Journal of the Engineering for Thermal Energy and Power 2015, 30(3): 436-441.
- [9] 罗宝杰, 赖喜德, 张 翔, 等. 双吸双流道泵流动特性研究[J]. 流体机械, 2014, 42(8): 21-30.
LUO Bao-jie, LAI Xi-de, ZHANG Xiang. Study of the flow characteristics of a double suction and dual flow channel pump [J]. Fluid Machinery 2014, 42(8): 21-30.
- [10] 杨敏官, 陆 胜, 高 波, 等. 叶片厚度对混流式核主泵叶轮能量性能影响研究[J]. 流体机械, 2015, 43(5): 28-32.
YANG Min-guan, LU Sheng, GAO Bo, et al. Study of the influence of the thickness of blades on the energy performance of the impeller of a mixed flow type nuclear main pump [J]. Fluid Machinery 2015, 43(5): 28-32.
- [11] 刘东喜, 庄宿国, 王 健, 等. 双吸泵的空化性能研究[J]. 中国农村水利水电, 2013, (2): 117-121.
LIU Dong-xi, ZHUANG Su-guo, WANG Jian, et al. Study of the cavitation performance of a dual suction pump [J]. China Rural Area Water Conversation and Hydropower 2013, (2): 117-121.

(刘 瑶 编辑)

偏离设计工况下混流泵流动特性分析 = **Analysis of the Flow Characteristics of a Mixed Flow Pump Under the Off-design Conditions** [刊 汉] LI Jing-yue , LAI Xi-de , LEI Ming-chuan , XIA Mi-mi (School of Energy and Power Engineering , Xihua University , Chengdu , China , Post Code: 610039) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31(7) . - 74 ~ 79

To investigate the flow characteristics of a mixed flow pump under various operating conditions , by employing the computational fluid mechanics software , a simulation was performed of the flow state inside a low specific rotating speed mixed flow pump. In this connection , the variation tendency of the external characteristics of the pump at various flow rates were studied and the pressure , speed and turbulent flow energy consumption of the fluid flowing in the area of the impeller and guide blades of the pump were focally analyzed. It has been found that the operation of the pump under the off-design conditions may produce the returning flow and vortex phenomena to various extents and the smaller the flow rate , the more serious the phenomena. At a place nearing the outlet of the guide blades , the turbulent kinetic energy consumed will increase with an increase of the flow rate. Moreover , these factors will lower the efficiency of the pump. The foregoing can offer certain guidance for efficient use of mixed pumps and at the same time , provide reference for optimized design of mixed pumps. **Key words:** mixed flow pump , flow characteristics , simulation , different flow rate

叶轮进口边型线对两级离心泵空化及非定常流动特性的影响 = **Influence of the Profile at the Leading Edge of an Impeller on the Cavitation and Unsteady Flow Characteristics of a Two-stage Centrifugal Pump** [刊 , 汉] XU Lei , CHEN Er-yun , YANG Ai-ling (College of Energy Source and Power Engineering , Shanghai University of Science and Technology , Shanghai , China , Post Code: 200093) , LI Guo-ping (Shanghai Marine Equipment Research Institute , Shanghai , China , Post Code: 200031) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 , 31(7) . - 80 ~ 85

In the light of the influence of the profile at the leading edge of blades on the cavitation and unsteady flow characteristics of a two-stage centrifugal pump and under the condition of the geometrical parameters of the pump body and others being kept unchanged , through changing the curvature of the leading edge of the blades in the first stage impeller , calculated were the cavitation and unsteady flow inside the two-stage centrifugal pump. On this basis , the cavitation performance curves , the pressure pulsation at the measuring points in the first stage flow passage inside the impeller and the forces received by the first stage impeller were obtained. It has been found that the influence of the leading edge on the critical cavitation allowance , pressure pulsation and forces received is not monotonous but has an optimum value. Furthermore , the dominant frequency of the pressure pulsation is 15 folds of the frequency of the shaft and the high and low frequency phenomena occur in the pressure pulsation. The main pulsation frequency of the axial and radial forces are the frequency of the shaft and two times of the frequency of the blades respectively and the fluctuation amplitude of the radial forces is far more lower than that of the forces received from the X and Y direction in the space. **Key words:** two-stage centrifugal pump , leading edge , cavitation , pressure pulsation