

隔舌间隙对双吸离心泵内部非定常流场的影响*

瞿丽霞 王福军 丛国辉 高江永

(中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083)

【摘要】 为了研究隔舌间隙对双吸离心泵内部非定常流场的影响,采用大涡模拟方法和滑移网格技术,对双吸离心泵在设计工况下的内部湍流进行了数值计算,重点分析了5组隔舌间隙下泵内非定常流场特性及压力脉动特性。结果表明:随隔舌间隙增大,水泵扬程整体呈上升趋势,效率则整体呈下降趋势;蜗壳内压力脉动频率以叶片通过频率为主,主频和压力脉动幅值均随隔舌间隙的增大呈减小趋势,隔舌间隙增加4%时,隔舌位置1倍叶片通过频率处的脉动幅值降低9%左右;叶片区压力脉动频率以叶轮转频为主,最大压力脉动幅值均出现在2倍叶轮转频处,当隔舌间隙比设计隔舌间隙减小4%时,叶片正面中心位置2倍叶轮转频处压力脉动幅值增加约38%。

关键词: 双吸离心泵 隔舌 非定常流场 压力脉动 大涡模拟

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)07-0050-06

Effect of Volute Tongue-impeller Gaps on the Unsteady Flow in Double-suction Centrifugal Pump

Qu Lixia Wang Fujun Cong Guohui Gao Jiangyong

(College of Water Conservancy and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract

In order to study the influence of tongue-impeller gap on the unsteady flow in a double-suction centrifugal pump, a research was presented on the internal unsteady flow, especially on the pressure pulsations. The large eddy simulation method with sliding mesh technology was used to investigate this kind of unsteady flow characteristics in a double-suction centrifugal pump at design condition. Five different impellers with different outlet diameters, corresponding to different tongue-impeller gaps were considered. The results indicated that the head rise showed an increasing tendency with larger tongue-impeller gap, while the efficiency had an overall downtrend. The results also showed that the blade passing frequency dominated the pressure fluctuations in the volute, while rotating frequency dominated in the impeller. Meanwhile, the tongue-impeller gap increasing resulted in a significant reduction of the maximum pressure fluctuation amplitude both in the volute and impeller. When the gap increased by 4%, the maximum amplitude at one time of blade passing frequency near the volute tongue was reduced by about 9%, while the maximum amplitude at two times of rotating frequency in the center of blade pressure side increased by about 38%.

Key words Double-suction centrifugal pump, Volute tongue, Unsteady flow, Pressure fluctuation, Large eddy simulation

引言

通过改变叶轮外径大小以改变水泵性能,是目

前改变水泵性能,进而提高产品通用性或调节水泵运行工作点的有效方法之一。这种方法将会改变叶轮与泵壳的匹配间隙,特别是蜗壳隔舌与叶轮之间

收稿日期: 2010-08-30 修回日期: 2010-10-08

* 国家自然科学基金资助项目(51079151, 50779070)和中央高校基本科研业务费专项资金项目(2009TD12)

作者简介: 瞿丽霞, 博士生, 主要从事水动力学与水力机械研究, E-mail: qulixia2005@163.com

通讯作者: 王福军, 教授, 博士生导师, 主要从事水动力学与水力机械研究, E-mail: wangfj@cau.edu.cn

间隙的变化,将影响到水泵内部的流场特性。

诸多研究表明,旋转叶片和静止部件互相干扰所产生的压力脉动,是影响离心泵运行稳定的重要因素,会引起系统及设备的振动及噪声,严重时甚至会损坏系统设备。由于隔舌位置与叶片出口之间的间隙最小,使得该区域动静干涉作用最为强烈^[1]。因此,很多学者提出了适当改变隔舌形状以及隔舌与叶轮出口之间间隙等方法来控制 and 改善离心泵压力脉动情况^[2-3]。对于双吸离心泵,杨敏^[4]等通过数值模拟发现将双吸叶轮两侧叶片交错布置可有效降低压力脉动。工程上,经常通过切削叶轮外径来调节水泵运行工况,即改变了隔舌间隙大小。但到目前为止,隔舌间隙变化对双吸离心泵内部非定常流场影响的研究很少。因此,研究隔舌间隙变化对双吸离心泵压力脉动的影响很有必要。

目前,离心泵内部湍流数值模拟广泛采用的是 RANS 方法,但对于非定常问题,由于时间平均的雷诺方程和湍流模型是基于 Boussinesq 的涡粘性假设提出的,认为湍流粘性各向同性,故在求解复杂湍流流动时具有一定的局限性。而大涡模拟方法(LES)则在求解水力机械流场的非定常压力脉动方面被证明具有特殊的优势^[5-6]。

本文采用大涡模拟方法,对双吸离心泵在不同隔舌间隙下的内部流场进行非定常数值模拟,分析隔舌间隙变化对离心泵内部非定常流场的影响。

1 计算模型

研究的双吸离心泵主要参数为:叶轮出口直径 $D_2 = 250 \text{ mm}$,叶片数 $z = 6$,转速 $n = 1450 \text{ r/min}$,设计流量 $Q_d = 0.485 \text{ m}^3/\text{s}$,设计扬程 $H_d = 14.6 \text{ m}$ 。根据二维工程图纸进行三维造型,得到计算流体域模型。由于双吸离心泵为左右对称结构,故本文取对称的一半为计算域进行计算,以保证在同样的计算资源条件下,获得更高的计算精度。

为了研究隔舌间隙对泵内湍流压力脉动的影响,本文共选取了 5 组压水室隔舌与叶片外缘间隙值。隔舌头部到叶轮中心的距离用变量 D_3 表示,如图 1a 所示。5 组间隙对应的尺寸 D_3/D_2 分别为 1.152、1.168、1.184、1.200 和 1.216,如图 1b 所示。其中, $D_3/D_2 = 1.200$ 表示设计隔舌间隙。

2 数值计算方法

由于双吸离心泵的几何结构比较复杂,本文采用了对复杂边界适应性强的非结构化四面体网格对计算域进行网格划分,并在叶片周围和压水室的隔舌处,进行了网格局部加密,如图 2 所示,网格单元

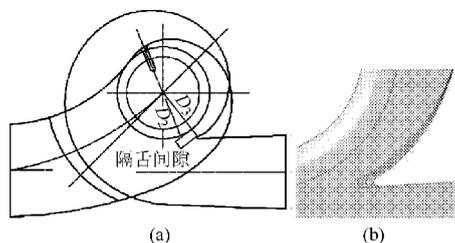


图 1 双吸离心泵压水室隔舌与叶片之间间隙示意图
Fig. 1 Sketch of tongue-impeller gap in the double-suction centrifugal pump

(a) 全流道对称面轮廓图 (b) 不同间隙下的隔舌区

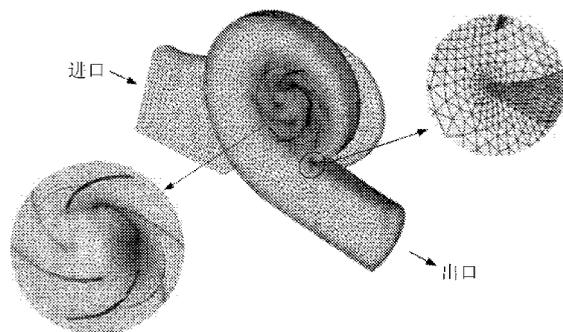


图 2 双吸离心泵计算网格

Fig. 2 Computational mesh of the double-suction centrifugal pump

总数为 435 493。对于不同隔舌间隙下的网格划分采用相同的策略,但是具体数量略有差异。

本文采用大涡模拟方法研究双吸离心泵内部湍流压力脉动,并采用 Smagorinsky - Lilly 亚格子尺度模型作为大涡模拟的 SGS 模型。

如图 3 所示,计算边界条件设置如下:速度进口取在进口法兰处,其值通过流量和进口过流面积确定;出口设置为自由出流,取在泵出口法兰处,认为泵内流动在出口部分已经达到充分发展状态;对于泵内转子部件和定子部件之间的交界面,引入滑移网格技术进行处理;固壁采用无滑移壁面条件,由于壁面网格不足以解决薄壁层流,故假定靠近壁面网格单元的质心处于边界层的对流区域。

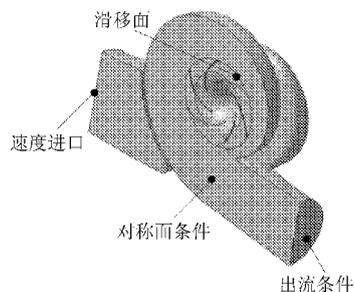


图 3 边界条件设置示意图

Fig. 3 Sketch of boundary conditions

计算时,采用稳态 RANS 定常计算结果作为非定常计算的初始流场。采用有限体积法对瞬态控制方程进行离散,非耦合隐式方案进行求解,对流项离

散采用二阶迎风格式,压力项离散采用对高雷诺数的高速强旋流更有效率的PRESTO差分格式。压力和速度的耦合求解采用适于非定常计算的PISO算法。为了得到足够分辨内部流场的非定常信息,计算时间步长取为 1.15×10^{-4} s,每60个时间步长为一个叶片通过周期。

本文在泵设计工况下,分别对5种隔舌间隙进行数值计算。压力脉动的监测面和监测点需要设定在流道中压力脉动具有代表性的位置,故在蜗壳壁面共设置了6个压力脉动监测点,如图4所示。为了监测叶片上面特定区域的压力脉动情况,在叶轮的某一叶片上布置了压力脉动监测点,如图5所示。

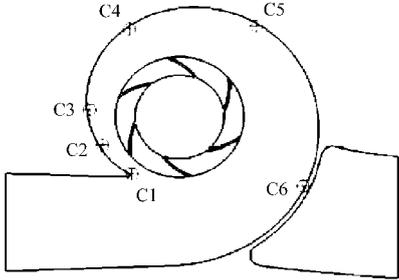


图4 压水室表面压力脉动监测点设置示意图

Fig. 4 Pressure monitoring locations in volute

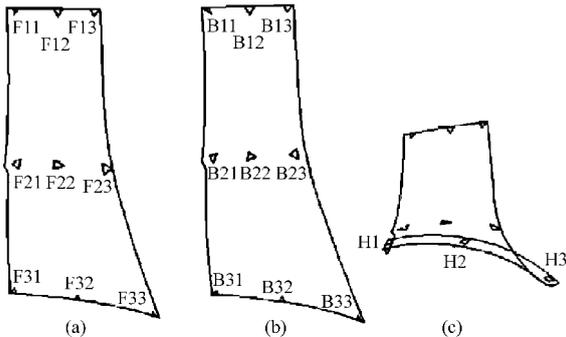


图5 叶片上压力脉动监测点设置示意图

Fig. 5 Pressure monitoring locations on blade

(a) 叶片正面 (b) 叶片背面 (c) 叶片头部

3 结果分析

3.1 外特性预测

3.1.1 设计隔舌间隙下泵的外特性预测

计算得到泵的流量扬程及流量效率曲线,如图6所示,并与试验数据^[7]进行了比较。其中,扬程系数 $\psi = H/(n^2 D_2^2)$,流量系数 $\phi = Q/(nD_2^3)$ 。

由图6中可以看出,预测结果与试验结果在趋势上完全一致。其中,效率计算值在小流量工况下比试验值略低,在大流量时比试验值略高,但与试验值相差不超过3%;而扬程计算值在小流量时略低于试验值,在设计流量及大流量下与试验数据吻合较好,最大相对误差不超过2%。可见,该数学模型

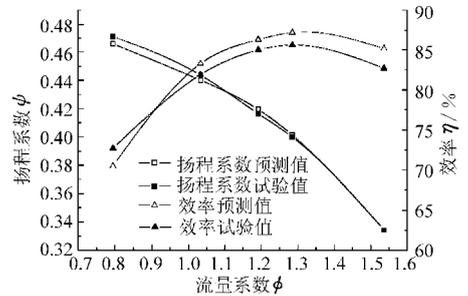


图6 外特性曲线

Fig. 6 Performance curves

比较准确地预测了该泵的外特性,也为进一步的预测分析提供了保证。

3.1.2 不同隔舌间隙情况下外特性对比

图7表示设计工况下水泵扬程和效率随隔舌间隙的变化情况。由图中可以看出,随着隔舌间隙增大,隔舌间隙 D_3/D_2 从1.152增加到1.216时,扬程先略微降低,之后呈上升趋势,而效率则先急剧降低,然后略微回升后继续下降,整体呈下降趋势。

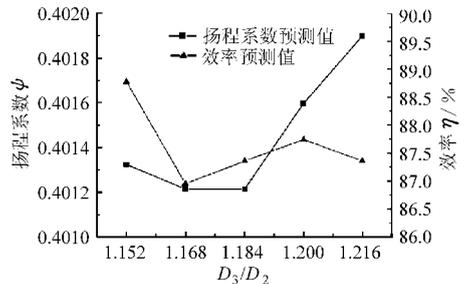


图7 设计工况下不同隔舌间隙对扬程、效率的影响

Fig. 7 Influence of tongue-impeller gaps on head and efficiency for design condition

3.2 内部流场分析

3.2.1 不同隔舌间隙对压水室内流场的影响分析

在设计工况下,选择一个典型时刻 t_1 ,即叶片出口边距隔舌最近的时刻,研究隔舌间隙变化对泵内压力和速度分布的影响。图8所示为设计工况下 t_1 时刻,压水室对称面上的压力分布。由图中可以看出,压水室内的压力分布随着隔舌间隙的变化非常明显:随着隔舌间隙的增大,压水室内高压区范围明显变大,特别是当 $D_3/D_2 = 1.216$ 时,直锥管内的高压区一直贯通至水泵出口,即图中等级15所示的区域;小隔舌间隙下,隔舌区域压力分布略显复杂。

图9所示为不同隔舌间隙下 t_1 时刻,压水室对称面上隔舌区的速度矢量分布。由图中可以看出,3种隔舌间隙下,流动在隔舌处的流动分离位置并没有太大变化,且均在隔舌靠近叶片处出现高速区,沿压水室直锥管段出现低速区。在小隔舌间隙下($D_3/D_2 = 1.152$),隔舌靠近叶轮区域的速度矢量分布更显复杂,速度梯度明显高于其他情况。

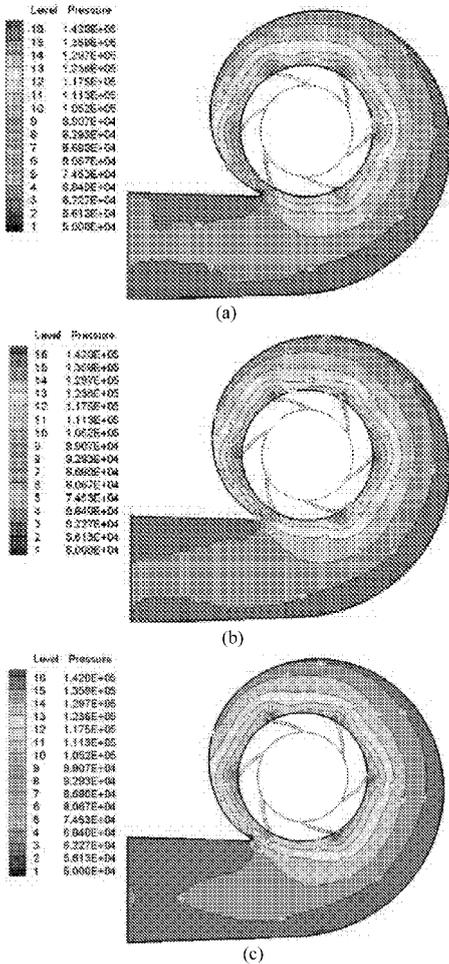


图8 不同隔舌间隙下压水室对称面压力分布 ($Q = Q_d$)
 Fig. 8 Pressure distribution on volute cross section for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)
 (a) $D_3/D_2 = 1.152$ (b) $D_3/D_2 = 1.184$ (c) $D_3/D_2 = 1.216$

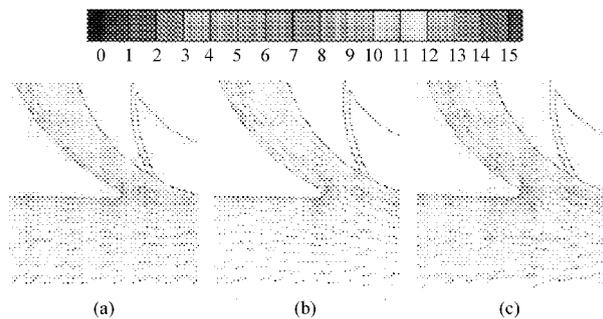


图9 不同隔舌间隙下隔舌区速度矢量分布 ($Q = Q_d$)
 Fig. 9 Velocity near the tongue for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)
 (a) $D_3/D_2 = 1.152$ (b) $D_3/D_2 = 1.184$ (c) $D_3/D_2 = 1.216$

3.2.2 不同隔舌间隙对叶片区流场的影响分析

图10表示在 t_1 时刻,不同隔舌间隙下的叶片工作面压力分布。由图中可看出,叶片工作面的压力分布随着隔舌间隙的变化并不明显,在 $D_3/D_2 = 1.216$ 时,叶片的压力分布在最高压力区的分布与另外两种隔舌间隙有所不同。

从图11可以看出,在 t_1 时刻不同隔舌间隙下的

叶片背面压力分布变化不大,尤其是当 $D_3/D_2 = 1.152$ 和 $D_3/D_2 = 1.200$ 时,二者很接近。而 $D_3/D_2 = 1.216$ 时相对其他两种情况在叶片后盖板处略有不同。

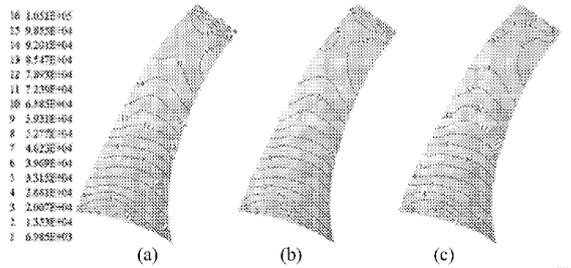


图10 不同隔舌间隙下叶片工作面压力分布 ($Q = Q_d$)
 Fig. 10 Pressure distribution on blade pressure side for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)
 (a) $D_3/D_2 = 1.152$ (b) $D_3/D_2 = 1.200$ (c) $D_3/D_2 = 1.216$

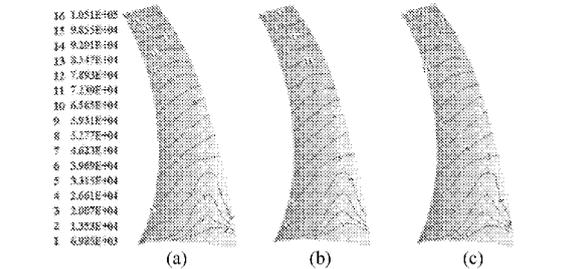


图11 不同隔舌间隙下叶片背面压力分布 ($Q = Q_d$)
 Fig. 11 Pressure distribution on blade suction side for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)
 (a) $D_3/D_2 = 1.152$ (b) $D_3/D_2 = 1.200$ (c) $D_3/D_2 = 1.216$

由图12和图13可以看出,在 t_1 时刻,不同隔舌间隙下的叶片工作面和背面的相对速度变化不大。

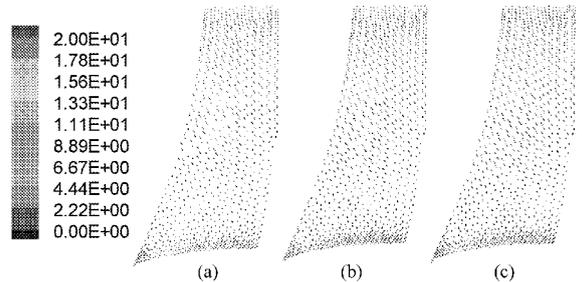


图12 不同隔舌间隙下叶片工作面相对速度矢量分布 ($Q = Q_d$)
 Fig. 12 Relative velocity distribution on blade pressure side for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)
 (a) $D_3/D_2 = 1.152$ (b) $D_3/D_2 = 1.200$ (c) $D_3/D_2 = 1.216$

3.3 压力脉动特性分析

3.3.1 对泵内隔舌区湍流压力脉动的影响

图14表示设计工况下,不同隔舌间隙下监测点C1处的压力脉动时域特性。在各种间隙下,压力脉动的时域特性均呈现出周期性变化,压力变化趋势所呈现的波形比较一致。最大脉动幅值出现在 $D_3/D_2 = 1.168$ 时,在 $t = 0.41$ s 时刻附近的最大脉

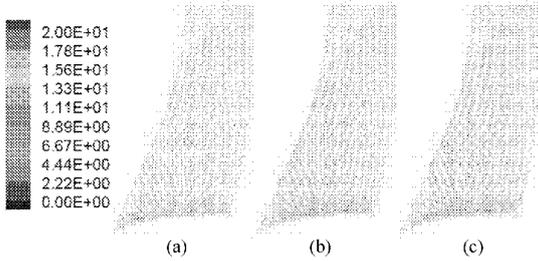


图 13 不同隔舌间隙下叶片背面相对速度矢量分布 ($Q = Q_d$)

Fig. 13 Relative velocity distribution on blade suction side for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)

(a) $D_3/D_2 = 1.152$ (b) $D_3/D_2 = 1.200$ (c) $D_3/D_2 = 1.216$

动幅值达到了静压均值的 6%, 但是这一时间段其他时刻的压力变化则没有这么剧烈。总体来看, 其压力脉动幅度不超过 4%。隔舌间隙为 $D_3/D_2 = 1.152$ 情况下的压力脉动幅度基本维持在静压均值的 5% 左右, 而隔舌间隙 $D_3/D_2 = 1.168$ 和 $D_3/D_2 = 1.184$ 情况下, 其平均的脉动幅度为静压均值的 4% 左右, 设计隔舌间隙和 $D_3/D_2 = 1.216$ 情况下 C1 处的压力脉动幅度为静压均值的 3% 左右。

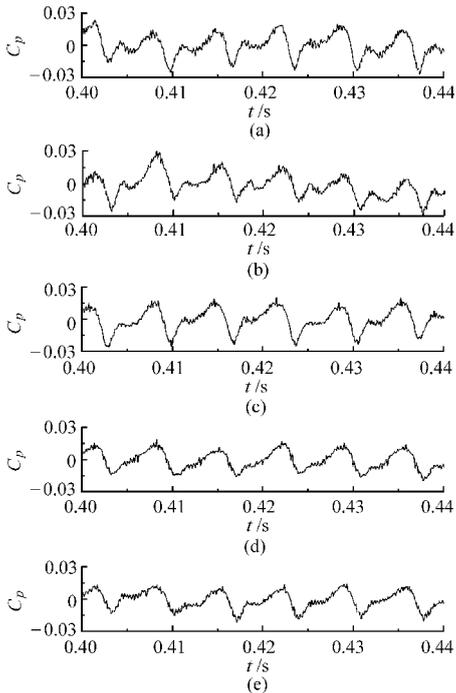


图 14 不同隔舌间隙下 C1 处压力脉动时域图 ($Q = Q_d$)

Fig. 14 Frequency fluctuations of pressure fluctuation at location C1 for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)

(a) $D_3/D_2 = 1.152$ (b) $D_3/D_2 = 1.168$ (c) $D_3/D_2 = 1.184$
(d) $D_3/D_2 = 1.200$ (e) $D_3/D_2 = 1.216$

设计工况不同隔舌间隙情况下, C1 处的压力脉动频域值依然以叶片通过频率 f_n 为主, 如图 15 所示。其中, f_n 占据整个压力脉动频域特性的主导地位。在隔舌间隙 $D_3/D_2 = 1.152$ 情况下, f_n 和 $2f_n$ 处的脉动幅值相当, 但相对于其他隔舌间隙下的 f_n 处幅值要稍小。随着隔舌间隙增大, f_n 处的脉动幅值

变化不大, 但是 $2f_n$ 和 $3f_n$ 处的压力脉动幅值呈减小趋势。当隔舌间隙从 $D_3/D_2 = 1.168$ 增加到 $D_3/D_2 = 1.216$ 时, 即隔舌间隙增加约 4%, f_n 处的脉动幅值降低了约 9%, $2f_n$ 处的脉动幅值降低了约 33%, 而 $3f_n$ 的脉动幅值降低了约 37%。

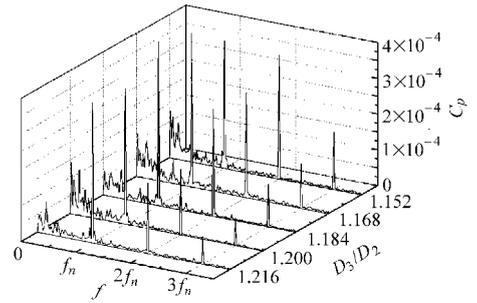


图 15 不同隔舌间隙下 C1 处压力脉动频域图 ($Q = Q_d$)

Fig. 15 Frequency spectra of pressure fluctuation at location C1 for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)

图 16 表示设计工况不同隔舌间隙下监测点 C2 的压力脉动时域图。从压力变化波形来看, 隔舌间隙 $D_3/D_2 = 1.152$ 和 $D_3/D_2 = 1.168$ 比较相似, 其他 3 种隔舌间隙的波形相似。其中, 最大脉动幅值出现在 $D_3/D_2 = 1.152$ 时, 脉动幅度为静压均值的 5.5% 左右; 最小脉动幅值出现在 $D_3/D_2 = 1.184$ 时, 脉动幅度为静压均值的 3.5% 左右。

图 17 表示设计工况不同隔舌间隙下监测点 C2 处的压力脉动频域特性。可见, 主导泵内压力脉动

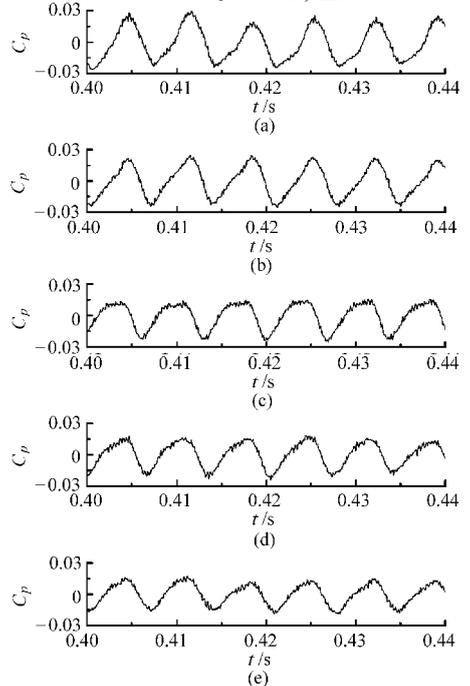


图 16 不同隔舌间隙下 C2 处压力脉动时域图 ($Q = Q_d$)

Fig. 16 Frequency fluctuations of pressure fluctuation at location C2 for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)

(a) $D_3/D_2 = 1.152$ (b) $D_3/D_2 = 1.168$ (c) $D_3/D_2 = 1.184$
(d) $D_3/D_2 = 1.200$ (e) $D_3/D_2 = 1.216$

的频率依然是以叶片通过频率为主。隔舌间隙在变大过程中,压力脉动幅值呈现逐渐变小的趋势。当隔舌间隙从 $D_3/D_2 = 1.168$ 增加到 $D_3/D_2 = 1.216$ 时,即隔舌间隙增加约 4%, f_n 处的脉动幅值降低了约 30%, $2f_n$ 处的脉动幅值降低了约 43%。

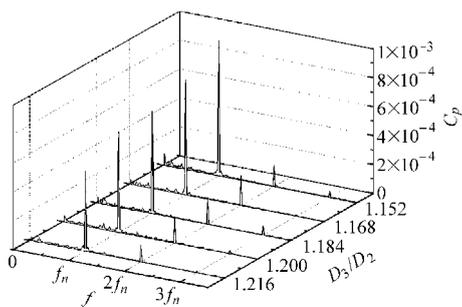


图 17 不同隔舌间隙下 C2 处压力脉动频域图 ($Q = Q_d$)

Fig. 17 Frequency spectra of pressure fluctuation at location C2 for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)

3.3.2 对叶片区湍流压力脉动的影响

叶片区监测点 F22 在不同隔舌间隙下的压力脉动时域波形非常相似,均以叶轮旋转周期为压力变化周期,如图 18 所示。随着隔舌间隙的增加,压力脉动幅值逐渐降低; $D_3/D_2 = 1.152$ 时,脉动幅值约为静压均值的 12%; $D_3/D_2 = 1.216$ 时,脉动幅值约为静压均值的 8%。

图 19 表示 F22 在不同隔舌间隙下的压力脉动频域特性。可见,5 种隔舌间隙下的压力脉动频率均以叶轮转频 f_r 为主,且最大脉动幅值均出现在 $2f_r$ 处。随着隔舌间隙的增加,最大脉动幅值随之降低; $D_3/D_2 = 1.152$ 时,即比设计隔舌间隙减少 4%,最大压力脉动幅值增加约 38%; $D_3/D_2 = 1.216$ 时,即比设计隔舌间隙增大 1.3%,最大压力脉动幅值降低约 3.7%。小隔舌间隙 ($D_3/D_2 = 1.152$) 情况下,低于 1 倍叶轮转频区域的压力脉动明显增大。

4 结论

(1) 随着隔舌间隙的增大,双吸离心泵扬程整体呈上升趋势,而效率则整体呈下降趋势。

(2) 隔舌间隙变化对压水室内压力分布影响明显,高压区随间隙增大显著增加;叶片区压力分布和速度矢量分布随隔舌间隙变化并不明显。

(3) 不同隔舌间隙下,压水室内隔舌区压力脉动频域值均以叶片通过频率为主,叶片区压力脉动频域值均以叶轮转频为主。其中,隔舌区压力脉动幅值在 1 倍叶片通过频率处随隔舌间隙的变化不明

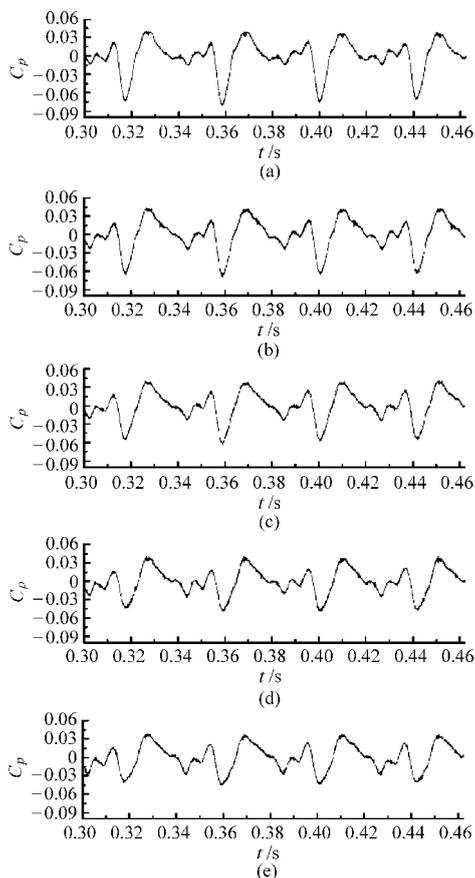


图 18 不同隔舌间隙下监测点 F22 处压力脉动时域图 ($Q = Q_d$)

Fig. 18 Frequency fluctuations of pressure fluctuation at location F22 for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)

(a) $D_3/D_2 = 1.152$ (b) $D_3/D_2 = 1.168$ (c) $D_3/D_2 = 1.184$
(d) $D_3/D_2 = 1.200$ (e) $D_3/D_2 = 1.216$

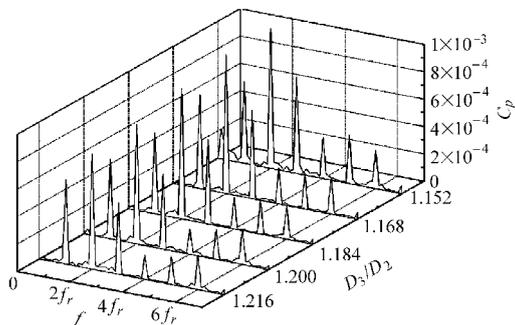


图 19 不同隔舌间隙下监测点 F22 处压力脉动频域图 ($Q = Q_d$)

Fig. 19 Frequency spectra of pressure fluctuation at location F22 for different tongue-impeller gaps ($Q = Q_d$)

显,但在 2、3 倍叶片通过频率处随着隔舌间隙的增大,压力脉动最大幅值随之减小;叶片工作面中心处的压力脉动最大幅值出现在 2 倍叶轮转频处,当隔舌间隙增大时,最大压力脉动幅值随之减小。

(下转第 74 页)

- 5 魏洋洋,袁寿其,李红,等. 簧片式异形喷嘴喷头的射程试验研究[J]. 节水灌溉,2010(2):20~23.
Wei Yangyang, Yuan Shouqi, Li Hong, et al. Experimental study on throw radius of sprinkler with reed type shaped nozzle [J]. Water Saving Irrigation, 2010(2):20~23. (in Chinese)
- 6 韩文霆,吴普特,冯浩,等. 变量喷头实现均匀喷灌的研究[J]. 农业工程学报,2005,21(10):13~16.
Han Wenting, Wu Pute, Feng Hao, et al. Theoretical study on variable-rate sprinklers for high uniformity precision irrigation [J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(10):13~16. (in Chinese)
- 7 King B A, Kincaid D C. A variable flow rate sprinkler for site-specific irrigation management [J]. Transactions of the ASAE, 2003, 20(6):765~770.
- 8 李小平. 喷灌系统水量分布均匀度研究[D]. 武汉:武汉大学,2005.
- 9 范兴科,吴普特,冯浩,等. 全圆旋转摇臂式喷头的非圆形域喷洒[J]. 灌溉排水学报,2006(2):58~61.
Fan Xingke, Wu Pute, Feng Hao, et al. Non-circular spray region of the round rotator rocker arm sprinkler [J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2006(2):58~61. (in Chinese)
- 10 袁寿其,朱兴业,李红,等. 基于 MATLAB 全射流喷头组合喷灌计算模拟[J]. 排灌机械,2008,26(1):47~52.
Yuan Shouqi, Zhu Xingye, Li Hong, et al. Simulation of combined irrigation for complete fluidic sprinkler based on MATLAB [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(1):47~52. (in Chinese)
- 11 脱云飞,杨路华,柴春岭,等. 喷头射程理论公式与试验研究[J]. 农业工程学报,2006,22(1):23~26.
Tuo Yunfei, Yang Luhua, Chai Chunling, et al. Experimental study and theoretical formula of the sprinkler range [J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(1):23~26. (in Chinese)
- 12 徐向舟,张红武,朱明东. 雨滴粒径的测量方法及其改进研究[J]. 中国水土保持,2004(2):22~25.
Xu Xiangzhou, Zhang Hongwu, Zhu Mingdong. Study on measuring method of particle size of raindrop and its improvement [J]. Soil and Water Conservation in China, 2004(2):22~25. (in Chinese)
- 13 李红,任志远,汤跃,等. 喷头喷洒雨滴粒径测试的改进研究[J]. 农业机械学报,2005,36(10):50~53.
Li Hong, Ren Zhiyuan, Tang Yue, et al. Measurement and amelioration of the test to raindrop size of sprinklers [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(10):50~53. (in Chinese)
- 14 朱兴业,袁寿其,李红,等. 全射流喷头转折角喷管运动力学分析与试验[J]. 农业机械学报,2010,41(4):69~74.
Zhu Xingye, Yuan Shouqi, Li Hong, et al. Mechanical analysis and experiment on effuser with turning angle for complete fluidic sprinkler [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(4):69~74. (in Chinese)

(上接第 55 页)

参 考 文 献

- 1 Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump. Part A: use of PDV data to compute the pressure field [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1):24~35.
- 2 Barrio R, Blanco E, Parrondo J, et al. The effect of impeller cutback on the fluid-dynamic pulsations and load at the blade-passing frequency in a centrifugal pump [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(11):111 102~111 112.
- 3 Dong R, Chu S, Katz J. Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow, pressure fluctuations and noise in a centrifugal pump [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997, 119(3):506~515.
- 4 Yang Min, Wang Fujun, Qu Lixia. Performance improvement of double-suction centrifugal pump by using CFD [C] // Proceeding of IAHR 24th Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Foz do Iguassu, Brazil, 2008.
- 5 Byskov R K, Jacobsen C B, Pedersen N. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions-Part II: large eddy simulations [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1):73~83.
- 6 Nagahara T, Inoue Y, Sato T, et al. Investigation of the flow field in a multistage pump by using LES [C] // Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, Houston, USA, 2005: 1 321~1 329.
- 7 丛国辉. 双吸离心泵站水力稳定性研究[D]. 北京:中国农业大学,2007.
Cong Guohui. Study on hydraulic stability of double-suction centrifugal pump station [D]. Beijing: China Agricultural University, 2007. (in Chinese)
- 8 施卫东,冷洪飞,张德胜,等. 轴流泵内部流场压力脉动性能预测与试验[J]. 农业机械学报,2011,42(5):44~48.
Shi Weidong, Leng Hongfei, Zhang Desheng, et al. Performance prediction and experiment for pressure fluctuation of interior flow in axial-flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5):44~48. (in Chinese)