

# 双蜗壳式离心泵内部非定常流动压力特性分析\*

张帆 袁寿其 付强 洪锋 陶艺

(江苏大学国家水泵及系统工程技术研究中心, 镇江 212013)

**摘要:** 为研究双蜗壳式离心泵内部流动特性, 基于标准  $k-\varepsilon$  湍流模型和标准无滑移网格模型, 应用 CFX 软件对其不同工况下的非定常流动进行三维数值模拟, 得到了不同工况下双蜗壳式离心泵叶轮和蜗壳内部流道的压力脉动特性。计算结果表明, 在小流量工况下, 各监测点处的压力脉动都比较大且不均匀; 在叶轮流道中, 叶轮流道靠近出口边缘的压力脉动是叶轮流道其他区域压力脉动的 5~8 倍; 在流量  $Q$  为 34、110、148、160  $\text{m}^3/\text{h}$  4 个工况下叶轮分别旋转 30 步 ( $90^\circ$ ) 和 90 步 ( $270^\circ$ ) 时, 压力脉动出现最大值。双蜗壳内圈流道的压力脉动强于外圈流道的压力脉动且隔舌处出现压力脉动较大值, 大流量工况下双蜗壳隔舌和出口产生一定回流导致蜗壳该处附近监测点压力脉动先减小后增大。从傅里叶变换得到频域特性可知, 叶频及其倍频是压力脉动的主要频率, 且呈衰减趋势。

**关键词:** 离心泵 双蜗壳 非定常流动 压力脉动

**中图分类号:** TH311; TV131.3<sup>+</sup>3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)02-0052-07

## Analysis on Pressure Characteristics during Internal Unsteady Flow in Double Volute Centrifugal Pump

Zhang Fan Yuan Shouqi Fu Qiang Hong Feng Tao Yi

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

**Abstract:** In order to analyze the internal flow characteristics of a double volute centrifugal pump, the CFD software CFX was applied to simulate the unsteady flow among different working conditions based on standard  $k-\varepsilon$  turbulence model and standard no slip mesh model. The pressure fluctuation characteristics under different working conditions on flow channels both in the impeller and the volute were obtained. The results showed that pressure pulsation of each monitoring point was relatively large and uniform under the condition of low flow rate. Pressure fluctuation near the edge of impeller outlet was 5~8 times stronger than that in other region of the impeller. In the case of rotating 30 steps ( $90^\circ$ ) and 90 steps ( $270^\circ$ ) during four working conditions, the value of pressure reached to maximum. Pressure fluctuation in the inner flow passage was stronger than that in the outer flow passage of the double volute, and it reached to maximum in the tongue of the double volute. The pressure fluctuation decreased firstly and then increased near the tongue and outlet of volute in the large flow rate due to a certain back-flow. It can be concluded from fast Fourier transform that the frequency of the impeller and its multiples were main frequencies of pressure fluctuation which presented a decreasing tendency.

**Key words:** Centrifugal pump Double volute Unsteady flow Pressure fluctuation

### 引言

双蜗壳是一种重要的蜗壳结构形式, 具有两个

单独且对称布置的流道。由于双蜗壳形式能平衡泵轴内部径向力, 减轻泵系统的振动, 延长泵轴使用寿命, 因此被广泛应用于高压头泵系统。

收稿日期: 2014-03-11 修回日期: 2014-04-12

\*“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF14B04)、国家自然科学基金重点资助项目(51239005)、江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(KYLX\_1042)、江苏省水利动力工程重点实验室资助项目(K13025)和江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介: 张帆, 博士生, 主要从事离心泵非稳定流动研究, E-mail: zhangfan4060@gmail.com

与普通单蜗室相比,双蜗室结构复杂,内部流动特性具有不稳定性,许多学者对此进行了研究<sup>[1-3]</sup>。但他们均是对单一工况泵内部压力特性分析,关于多工况双蜗壳式离心泵压力脉动方面的研究还很少。

在普通结构离心泵压力脉动研究方面,主要有CFD数值模拟和试验测量两种方法。Arndt等<sup>[4]</sup>和Tsuhamoto等<sup>[5]</sup>研究表明,在导叶式离心泵中,叶轮与导叶的动静干扰使叶轮出口流场产生压力脉动,且在叶轮与导叶之间径向间隙较小时产生较大的压力脉动。Gonzalez等<sup>[6]</sup>分别对双吸离心泵、深井离心泵、导叶式离心泵进行了非定常数值模拟,分析了压力脉动产生的原因和影响。Zhang等<sup>[7]</sup>基于CFD数值计算和试验,讨论了离心泵内叶轮和导叶的动静干涉引起的非定常径向力和轴向力的变化情况,并对泵进出口压力脉动进行了预测和测量。王福军等<sup>[8]</sup>采用时间相关的瞬态流分析理论及大涡模拟方法研究轴流泵内部非定常流动,得到了不同工况下泵内水压力脉动结果。赵斌娟等<sup>[9]</sup>基于滑移网格对双流道压力脉动进行了研究。袁寿其等<sup>[10-12]</sup>分析研究了带小叶片、单叶片以及双叶片的螺旋离心泵内部压力脉动特性,讨论了压力脉动对离心泵内部流动诱导噪声的影响等。

本文在前人对双蜗壳式离心泵多工况水力设计和结构可靠性研究<sup>[13]</sup>基础上,利用CFX软件进行不同工况下的非定常数值模拟,分析其内部非稳态流动的压力脉动特性,以期改善双蜗壳式离心泵在多个工况下的内部流动形式,减少内部流动诱导振动噪声,提供一定的借鉴。

## 1 计算模型及网格划分

### 1.1 三维造型

选取某特殊用途下双蜗壳式离心泵作为研究对象,其运行需满足多个工况,其中最高效率工况为 $Q = 110 \text{ m}^3/\text{h}$ 。计算模型主要包括吸入室,叶轮和双蜗壳出口。利用Pro/E软件分别对吸入室、叶轮和双蜗壳的水体部分进行三维造型,如图1所示。叶轮参数分别为:进口直径 $D_1 = 140 \text{ mm}$ ,出口直径 $D_2 = 230 \text{ mm}$ ,出口宽度 $b_2 = 16 \text{ mm}$ ,叶片包角 $\varphi = 140^\circ$ ,叶

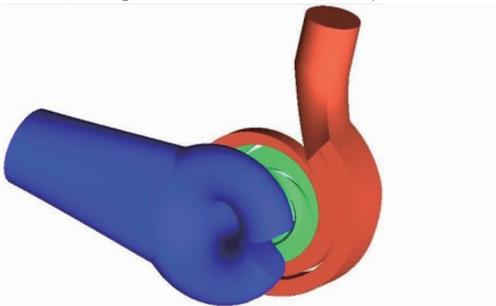


图1 三维造型图

Fig.1 3D model

片数 $Z = 3$ 。配套电动机转速 $n = 4\,500 \text{ r/min}$ 。

### 1.2 网格划分

利用ICEM CFD对吸入室、叶轮和双蜗壳进行网格划分。吸入室和蜗壳结构复杂,生成六面体网格有一定难度,因此选用四面体非结构网格;叶轮作为重要的旋转部件,选用六面体结构网格。

### 1.3 网格无关性分析

通过改变网格尺寸和全局参数,划分了5种不同数量的网格,对5种网格下的双蜗壳式离心泵进行了定常数值计算,得到扬程性能。在一定范围内,扬程随着网格数量的增加而增加,但网格数超过235万后扬程上升很少,考虑到计算机的配置和计算时间,选取235万作为本文的计算网格数,满足计算精度。其中吸入室网格数量763 412,叶轮网格数量672 526,双蜗壳网格数量为914 802,整个计算模型的网格数量为2 350 740,网格划分如图2所示。

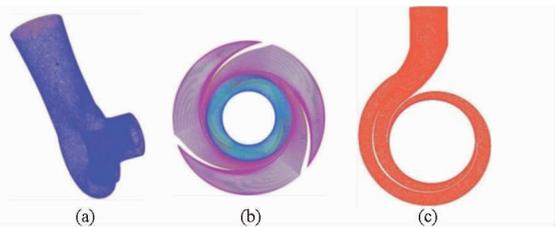


图2 网格划分图

Fig.2 Grids of domains

(a) 吸入室 (b) 叶轮 (c) 蜗壳

## 2 数值计算

### 2.1 数值计算方法

控制方程采用基于质量守恒定律的不可压缩流体的连续性方程、RANS方程<sup>[14]</sup>

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} u_i + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + S_i \quad (2)$$

式中  $\rho$ ——流体密度

$t$ ——时间

$u_i, u_j$ ——流体流速分量

$p$ ——流体压力

$\mu$ ——动力粘度

$x_i, x_j$ ——坐标方向

$S_i$ ——广义源项

以及自由流动精度较高的标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型方程

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon}}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中  $k$ ——湍动能  $\varepsilon$ ——湍动耗散率

$\mu_t$ ——湍动粘度

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ —— $k, \varepsilon$  对应的 Prandtl 数

$G_k$ ——湍动能  $k$  的产生项

其中,模型常数的取值如下<sup>[15]</sup>:  $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

对流项采用二阶迎风格式,采用 SIMPLEC 算法进行方程求解。

## 2.2 边界条件设置

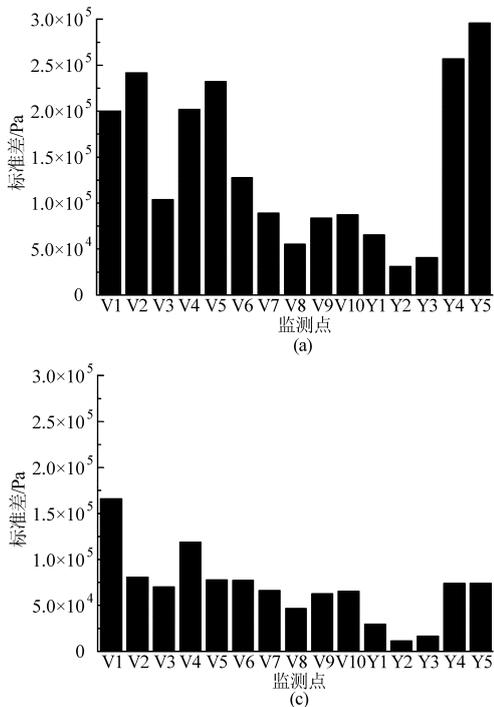
就该研究对象而言,主要存在进口边界、出口边界和固壁边界。进口设定为压力进口条件,  $p = 0.1$  MPa。通过改变出口流量来实现变工况过程,因此出口边界条件设定为质量流量出口,壁面边界设为绝热无滑移壁面,粗糙度设为  $10 \mu\text{m}$ ,收敛精度设为  $10^{-4}$ 。

## 2.3 时间步长设置

叶轮转速为  $4500 \text{ r/min}$ ,计算时间步长设为  $1.11 \times 10^{-4} \text{ s}$ ,即每旋转  $3^\circ$  为一个时间步长,旋转一圈需要 120 个步长,叶轮一共旋转 5 圈,时间总长为  $0.067 \text{ s}$ 。

## 2.4 监测点设置

为了全面分析该双蜗壳式离心泵内部流动特性,在其内部流道关键地方设置一定数量的监测点。



叶轮上,在工作面和背面的进口和流道中段取 4 个监测点 Y1 ~ Y4,另外在叶轮的出口边中间取 1 个监测点 Y5;蜗壳上,在 2 个圆周和出口中间取 10 个监测点 V1 ~ V10,如图 3 所示。

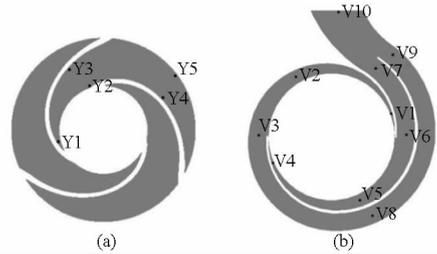


图 3 监测点位置分布

Fig. 3 Distributions of monitoring points

(a) 叶轮 (b) 蜗壳

## 3 计算结果

### 3.1 整体压力脉动分析

由于叶轮旋转最后一圈(即第 5 圈)内部流动基本稳定,因此选取第 5 圈的计算结果进行分析。本文用标准差表征各监测点处的瞬时压力偏离平均压力的程度,从而得到各点压力脉动的强弱。

图 4 为计算模型内各监测点在不同工况下压力的标准差计算结果。

从图中可以看出:

(1) 当  $Q = 34 \text{ m}^3/\text{h}$  时,双蜗壳中内圈流道监测点 V1、V2、V4、V5 的压力脉动明显高于外圈流道其他监测点的压力脉动,这主要是因为内圈流道靠近

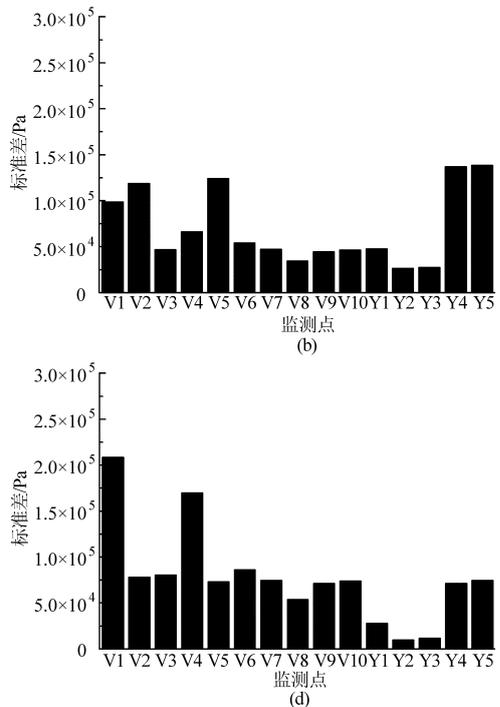


图 4 不同流量下各监测点压力脉动

Fig. 4 Pressure fluctuation of monitoring points at different flow rates

(a)  $Q = 34 \text{ m}^3/\text{h}$  (b)  $Q = 110 \text{ m}^3/\text{h}$  (c)  $Q = 148 \text{ m}^3/\text{h}$  (d)  $Q = 160 \text{ m}^3/\text{h}$

叶轮,叶轮旋转造成不稳定流;由于监测点 V2 和 V5 处流体即将分别运动至隔舌 V4 和 V1 处,V2 和 V5 处的压力脉动值分别高出 V1 和 V4 处 20% 左右;监测点 Y4 和 Y5 的压力脉动值大约是叶轮流道中其他 3 个监测点的 5~8 倍,这是因为叶轮转速比较高,叶轮流道出口处的流体获得了很大的能量。

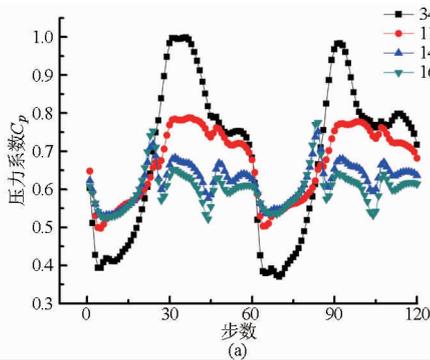
(2) 当流量  $Q = 110 \text{ m}^3/\text{h}$  时,双蜗壳式离心泵运行达到最优工况,蜗壳中除了内圈流道外,其他各监测点压力脉动值相差不大,这说明此时泵运行比较稳定,振动噪声较小,效率最高。

(3) 当流量  $Q = 148 \text{ m}^3/\text{h}$  和  $Q = 160 \text{ m}^3/\text{h}$  时,由于流量较大,在双蜗壳的两个隔舌处出现了一定的回流,因此该处监测点 V1 和 V4 的压力脉动值高于其他监测点。

(4) 在 4 个工况下,双蜗壳外圈流道中间监测点 V8 处的压力脉动始终处于最小值,这主要是因为该位置流道没有几何突变,流动很稳定;另外靠近蜗壳出口处的监测点 V9 和 V10 的压力脉动呈先减小后增大的趋势,这也是由于在大流量下该位置产生回流导致的。叶轮流道中,靠近出口处监测点 Y5 的压力脉动最大,主要是由于叶轮出口靠近蜗壳界面,叶轮与蜗壳动静干涉引起的;叶轮入口监测点 Y1 处的压力脉动稍大于中间流道监测点 Y3 的压力脉动,这是因为流体刚接触叶片撞击产生了较大波动。

### 3.2 叶轮出口压力脉动

为了比较不同工况下双蜗壳式离心泵内部流道



的压力脉动特性,采用压力系数  $C_p$  对各时刻的压力进行无量纲化,压力系数  $C_p$  的计算公式为

$$C_p = (P - P_0) / (0.5\rho u_2^2) \quad (5)$$

式中  $P$ ——监测点静压, Pa

$P_0$ ——参考静压, Pa, 本文选用一个大气压为参考静压

$u_2$ ——叶轮出口圆周速度, m/s

图 5a 为叶轮出口流道中间监测点 Y5 在不同工况下一个周期内的压力脉动时域图。从图中可以看出,流量  $Q$  为 34、110、148、160  $\text{m}^3/\text{h}$  4 个工况下,压力均有相同的变化规律,在第 30 步附近和第 90 步附近,均出现压力最高值,呈 2 个明显的波峰形式,这主要是由于叶轮叶片与双蜗壳的 2 个隔舌之间的干涉作用引起不均匀流动。在  $Q = 34 \text{ m}^3/\text{h}$  下,由于内部流场不稳定,导致 Y5 压力脉动高于其他 3 个工况下压力脉动的 60% 左右;Y5 在  $Q = 148 \text{ m}^3/\text{h}$  和  $Q = 160 \text{ m}^3/\text{h}$  下的压力脉动相差不大,与之相比, $Q = 110 \text{ m}^3/\text{h}$  下的压力脉动最多高于它们 20% 左右。

图 5b 是将图 5a 中的时域数据经过快速傅里叶变换 (FFT) 得来的频域分布图。叶轮转速 4 500 r/min,则轴频为 75 Hz,从图 5b 中可以看出,4 个工况下叶轮出口流道监测点 Y5 的主频均为 150 Hz,是转频的 2 倍频,主要因为双蜗壳有 2 个对称分布的隔舌。主频及其倍频是脉动的主要频率,且呈衰减趋势,在小流量工况下,峰值最大。

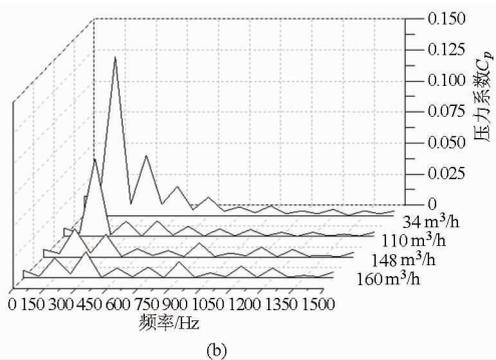


图 5 叶轮出口流道压力脉动及频域分布

Fig. 5 Pressure fluctuations and frequency distributions in outlet of impeller

(a) 压力脉动 (b) 频域分布

为了进一步验证图 5 中 Y5 的压力脉动特性,分别取 4 个工况下叶轮与双蜗壳的压力云图进行对比。图 6 是监测点 Y5 在初始时刻的相对位置,随着叶轮旋转,监测点 Y5 向双蜗壳隔舌 A 靠近,压力慢慢增加。

图 7 是监测点 Y5 在 4 个工况下分别旋转 30 步 ( $90^\circ$ ) 和 90 步 ( $270^\circ$ ) 得到中截面上的压力分布图,4 个工况下,当监测点 Y5 旋转 30 步时,叶片旋转到

双蜗壳隔舌 A 处,此时由于不稳定流场导致 Y5 出现压力幅值;当叶轮旋转 90 步,即叶片旋转到双蜗壳隔舌 B 处,此时监测点 Y5 第 2 次出现压力幅值。在小流量工况  $34 \text{ m}^3/\text{h}$  下,内部压力分布不是很均匀,压力梯度较大;在高效工况  $110 \text{ m}^3/\text{h}$  和大流量工况下,压力梯度分布均匀,流动形式良好。这些均与图 5 中分析的波动情况一致,说明模拟结果是准确的。

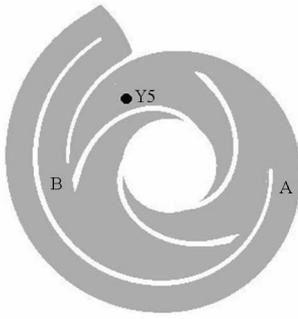


图6 监测点 Y5 初始时刻的相对位置

Fig. 6 Relative position of Y5 at initial time

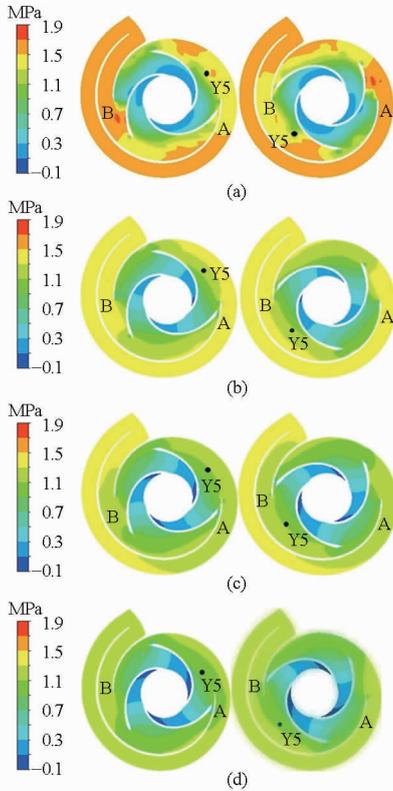


图7 不同工况下 Y5 旋转 30 步和 90 步的压力分布图

Fig. 7 Pressure distributions of Y5 under different

working conditions

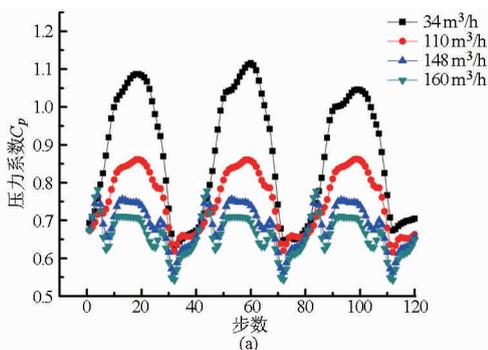
(a)  $Q = 34 \text{ m}^3/\text{h}$  (b)  $Q = 110 \text{ m}^3/\text{h}$ (c)  $Q = 148 \text{ m}^3/\text{h}$  (d)  $Q = 160 \text{ m}^3/\text{h}$ 

图8 蜗壳流道监测点 V2 压力脉动及频域分布

Fig. 8 Pressure fluctuations and frequency distributions of V2

(a) 压力脉动 (b) 频域分布

### 3.3 蜗壳内压力脉动

图 8a 为双蜗壳流道中间监测点 V2 在不同工况下一个周期内的压力脉动时域图。从图中可以看出,4 个工况下,压力均有相同的变化规律,出现 3 个明显的波峰,这是由于 3 个叶片与蜗壳动静干涉引起的。第一个波峰出现在第 18 步左右,因为叶片从初始位置运行到 V2 处大约需要 18 步,之后每隔 40 步左右就出现下一个波峰,即旋转  $120^\circ$  下一个叶片与蜗壳流道 V2 处干涉引起压力最大值。在  $Q = 34 \text{ m}^3/\text{h}$  下的压力脉动远高于其他 3 个工况下的压力脉动,主要是由于在小流量下内部流场不稳定导致的。

图 8b 是将图 8a 中时域数据通过快速傅里叶变换 (FFT) 得到的频域图。从图 8b 中可以看出,4 个工况下主频均为 225 Hz,是轴频的 3 倍,这是因为叶轮有 3 枚叶片。另外,与上文监测点 Y5 一样,V2 监测点各工况下的倍频呈衰减趋势,小流量下的幅值最大。

## 4 试验性能

为了进一步验证上面模拟结果的正确性,对双蜗壳式离心泵进行了性能测试。试验在江苏国泉泵业有限公司试验台进行,该试验台的测量精度为国家 2 级,试验台如图 9 所示,测量时电动机转速  $n = 2950 \text{ r}/\text{min}$ 。

根据相似换算定律,将试验数据换算成转速  $n = 4500 \text{ r}/\text{min}$  下的结果并与模拟结果进行对比,如表 1 所示。

图 10 是将表 1 中数据整理而得,从图中看出,在整个工况区间内,模拟扬程比试验扬程高一些,在高效工况点  $Q = 110 \text{ m}^3/\text{h}$  下高出 3% 左右,这是因为没有考虑泄露损失以及机械损失等,但试验结果与模拟结果的趋势一致,整体走势基本吻合,说明通过数值模拟预测双蜗壳式离心泵的性能是可靠的。

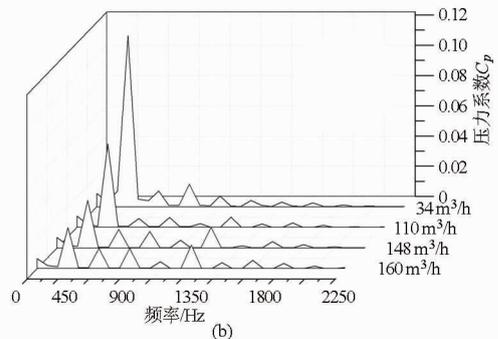




图 9 试验台

Fig. 9 Test rig

表 1 各工况扬程试验与模拟结果对比

Tab.1 Comparison between experimental and simulated heads

	工况点流量 $Q/(m^3 \cdot h^{-1})$				
	0	34	110	148	160
模拟值/m	158.0	152.1	126	103.8	99.42
试验值/m	152.7	147.1	122.3	93.0	88.60

## 5 结论

(1) 小流量工况下, 由于泵内部流动不稳定, 各监测点的压力脉动特性值较大; 大流量工况下, 蜗壳两个隔舌和出口处有一定量的回流, 导致该处附近

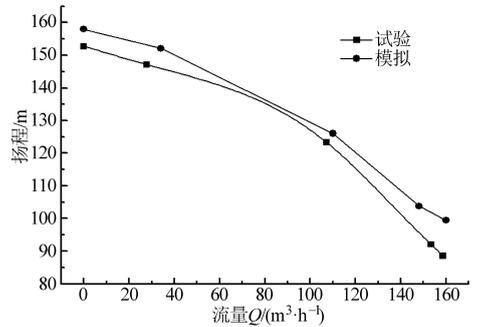


图 10 试验性能

Fig. 10 Performances of test

的压力脉动先减小后增大。

(2) 叶轮流道监测点的压力脉动出现 2 次波峰形式, 蜗壳上监测点的压力脉动出现 3 次波峰形式, 这主要与叶轮和蜗壳间的动静干涉有关, 且在小流量下的压力脉动明显大于高效工况下的压力脉动。

(3) 压力脉动主要产生于叶轮出口与蜗壳进口的交界附近处, 叶频及其倍频是脉动的主要频率, 且呈衰减趋势; 通过快速傅里叶变换可以得到压力脉动的频域分布特性, 对双蜗壳离心泵结构优化、减小振动噪声等工程问题, 有一定的理论指导意义。

## 参 考 文 献

- 1 杨敏, 闵思明, 王福军. 双蜗壳泵压力脉动特性及叶轮径向力数值模拟[J]. 农业机械学报, 2009, 40(11): 83-88.  
Yang Min, Min Siming, Wang Fujun. Numerical simulation of pressure fluctuation and radial force in a double volute pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 83-88. (in Chinese)
- 2 肖若富, 吕腾飞, 王福军. 双蜗壳式双吸泵隔板结构对叶轮径向力的影响[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 85-88.  
Xiao Ruofu, Lü Tengfei, Wang Fujun. Influence of rib structure in double-volute centrifugal pumps on the impeller radial force [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 85-88. (in Chinese)
- 3 王晓燕, 刘宜, 陈玉芳. HD 型石油化工流程泵双蜗壳内部流场数值计算[J]. 排灌机械, 2007, 25(1): 21-24.  
Wang Xiaoyan, Liu Yi, Chen Yufang. Numerical simulation of flow field in the double volute of HD type petro-chemical process pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2007, 25(1): 21-24 (in Chinese)
- 4 Arndt N, Acosta A J, Brennen C E, et al. Rotor-stator interaction in diffuser pump[J]. Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 213-221.
- 5 Tsukamoto H, Uno M, Hamafuku H, et al. Pressure fluctuation downstream of a diffuser pump impeller[C]// Proceedings of the 1995 ASME/JSME Fluids Engineering and Laser Anemometry Conference and Exhibition, ASME, FED, 1995, 216: 133-138.
- 6 González J, Santolaria C, Blanco E, et al. Unsteady flow structure on a centrifugal pump: experimental and numerical approaches [C]// ASME 2002 Joint U.S.-European Fluids Engineering Division Conference, FEDSM2002, 2002, 2: 761-768.
- 7 Zhang M, Tsukamoto H. Unsteady hydrodynamic forces due to rotor-stator interaction on a diffuser pump with identical number of vanes on the impeller and diffuser[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(4): 743-751.
- 8 王福军, 张玲, 张志民. 轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J]. 水利学报, 2007, 38(8): 1003-1009  
Wang Fujun, Zhang Ling, Zhang Zhimin. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial-flow pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2007, 38(8): 1003-1009. (in Chinese)
- 9 赵斌娟, 袁寿其, 陈汇龙. 基于滑移网格研究双流道泵内非定常流动特性[J]. 农业工程学报, 2009, 25(6): 115-119.  
Zhao Binjuan, Yuan Shouqi, Chen Huilong. Unsteady flow characteristics in double-channel pumps based on sliding mesh[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(6): 115-119. (in Chinese)
- 10 袁寿其, 周建佳, 袁建平, 等. 带小叶片螺旋离心泵压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2012, 43(3): 83-87.  
Yuan Shouqi, Zhou Jianjia, Yuan Jianping, et al. Characteristic analysis of pressure fluctuation of unsteady flow in screw-type centrifugal pump with small blade[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(3): 83-87. (in Chinese)
- 11 张金凤, 徐宇平, 袁寿其, 等. 双叶片螺旋离心泵非定常压力脉动数值分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 102-

106.

Zhang Jinfeng, Xu Yuping, Yuan Shouqi, et al. Numerical analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in double blade screw type centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 102 - 106. (in Chinese)

- 12 袁寿其, 司乔瑞, 薛菲, 等. 离心泵蜗壳内部流动诱导噪声的数值计算[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(2): 93 - 98. Yuan Shouqi, Si Qiaorui, Xue Fei, et al. Numerical calculation of internal flow-induced noise in centrifugal pump volute [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery, 2011, 29(2): 93 - 98. (in Chinese)
- 13 付强. 1 000 MW 核电站离心式上充泵水力设计与结构可靠性研究 [D]. 镇江: 江苏大学, 2010. Fu Qiang. Study on hydraulic design and reliability of centrifugal charging pump in 1 000 MW nuclear power plants [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2010. (in Chinese)
- 14 Fluent Inc. FLUENT user's guide [M]. Fluent Inc., 2003.
- 15 Launder B E, Spalding D B. Lectures in mathematical models of turbulence [M]. London: Academic Press, 1972.
- 16 窦华书, 蒋威, 张玉良, 等. 基于能量梯度理论的离心泵内流动不稳定研究 [J]. 农业机械学报, 2014, 45(12): 88 - 92, 103. Dou Huashu, Jiang Wei, Zhang Yuliang, et al. Flow instability in centrifugal pump based on energy gradient theory [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(12): 88 - 92, 103. (in Chinese)
- 17 司乔瑞, 袁寿其, 李晓俊, 等. 空化条件下离心泵泵腔内不稳定流动数值分析 [J]. 农业机械学报, 2014, 45(5): 84 - 90. Si Qiaorui, Yuan Shouqi, Li Xiaojun, et al. Numerical simulation of unsteady cavitation flow in the casing of a centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 84 - 90. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 63 页)

- 5 王秀勇, 王灿星, 黎义斌. 离心泵泵腔内流动特征的数值分析 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 86 - 90. Wang X Y, Wang C X, Li Y B. Numerical study of flow characteristics in the impeller side chamber of centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 86 - 90. (in Chinese)
- 6 李意民. 离心泵第二汽蚀区初探 [J]. 水泵技术, 1994(3): 13 - 14.
- 7 王福军, 黎耀军, 王文娥, 等. 水泵 CFD 应用中的若干问题与思考 [J]. 排灌机械, 2005, 23(5): 1 - 10. Wang Fujun, Li Yaojun, Wang Wene, et al. Analysis on CFD application in water pumps [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2005, 23(5): 1 - 10. (in Chinese)
- 8 Spence R, Amaral-Teixeira J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests [J]. Computers & Fluids, 2008, 37(6): 690 - 704.
- 9 González J, Fernandez J, Blanco E, et al. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 348 - 355.
- 10 Barrio R, Parrondo J, Blanco E. Numerical analysis of the unsteady flow in the near-tongue region in a volute-type centrifugal pump for different operating points [J]. Computers & Fluids, 2010, 39(5): 859 - 870.
- 11 Yang S S, Shahram D, and Fan Y K. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance [J]. Renewable Energy, 2012, 48: 507 - 513.
- 12 Will B C, Benra F K. Investigation of the fluid flow in a rotor-stator cavity with inward through-flow [C] // ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2009, 2: 207 - 218.
- 13 Will B C, Benra F K, Dohmen H J. Investigation of the flow in the impeller side clearances of a centrifugal pump with volute casing [J]. Journal of Thermal Science, 2012, 21(3): 197 - 208.
- 14 Kaewnai S, Chamaoot M, Wongwiset S. Predicting performance of radial flow type impeller of centrifugal pump using CFD [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23(6): 1620 - 1627.
- 15 刘梅清, 李秋玮, 白耀华, 等. 湍流模型在双吸离心泵数值模拟中的适用性分析 [J]. 农业机械学报, 2010, 41(增刊): 6 - 9. Liu M Q, Li Q W, Bai Y H, et al. Applicability of turbulence models in numerical simulation of double suction centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 6 - 9. (in Chinese)
- 16 Singhal A K, Athavale M M, Li H, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 617 - 624.
- 17 Morgut Mitja, Enrico Nobile, Ignacijo Biluš. Comparison of mass transfer models for the numerical prediction of sheet cavitation around a hydrofoil [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2011, 37(6): 620 - 626.
- 18 Zhao W G, Li Y B, Sun J P, et al. Research on the effect of wear-ring clearances to the performance of centrifugal pump [M] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012, 15(7): 072018.1 - 072018.7.