

DOI:10.19322/j.cnki.issn.1006-4710.2019.03.005

# 叶轮时序对两级离心泵内部流动的影响研究

卢金玲<sup>1</sup>, 郭鹏程<sup>1</sup>, 王李科<sup>1</sup>, 廖伟丽<sup>1</sup>, 赵兴海<sup>2</sup>

(1. 西安理工大学 水利水电学院, 陕西 西安 710048;

2. 渭南市东雷抽黄灌溉工程管理局, 陕西 渭南 715300)

**摘要:** 对离心泵而言, 叶轮时序位置的改变对泵水力性能和压力脉动影响较大。本文对某两级离心泵首级和次级叶轮在七种不同时序位置下的内部流动进行了数值模拟, 并对叶轮和蜗壳内部的流场和压力脉动特性进行了分析。结果表明: 在设计流量下随着次级叶轮时序位置的变化, 离心泵的扬程和效率分别上升了 2.9% 和 2.4%; 同时时序位置的改变影响了叶轮进口相对液流角和出口环量, 改善了蜗壳隔舌处的流态, 漩涡区域减小, 从而降低了次级叶轮和蜗壳内部的流动损失; 时序效应对次级叶轮和蜗壳压力脉动影响较大, 各测点主频均无变化, 但次级叶轮内测点压力脉动主频幅值降低了 20.16%, 蜗壳隔舌处降低了 2.24%。综合比较分析不同时序位置下两级离心泵的性能, 当次级叶轮旋转至首级叶轮流道中间时, 离心泵的水力性能及压力脉动特性较好, 研究结果可为两级离心泵设计提供参考。

**关键词:** 时序位置; 两级离心泵; 涡量; 流场; 压力脉动

**中图分类号:** TV743; TV734

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1006-4710(2019)03-0300-08

## Influence of impeller clocking on the inner flow of a two-stage centrifugal pump

LU Jinling<sup>1</sup>, GUO Pengcheng<sup>1</sup>, WANG Like<sup>1</sup>, LIAO Weili<sup>1</sup>, ZHAO Xinghai<sup>2</sup>

(1. School of Water Resources and Hydroelectric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China;

2. Donglei Bureau of Yellow River Diversion Irrigation Management, Weinan 715300, China)

**Abstract:** The impeller clocking position has a great influence on the hydraulic performance and pressure pulsation for a two-stage centrifugal pump. In order to discuss the effect of the clocking position of the first and secondary impeller on the internal flow of the two-stage centrifugal pump, a two-stage centrifugal pump was applied to simulate the steady and unsteady inner flow field when the secondary impeller at seven different clocking positions was under design conditions. Through the analysis of the flow field and pressure pulsation characteristics in the impeller and volute, it is shown that the head and efficiency of the multistage pump are increasing with the increase of the clocking position angle. The head of the  $C_3$  is 2.9% higher and the efficiency 2.4% greater than  $C_0$ . The clocking affects the inlet relative flow angle and outlet circulation of impeller, improves the flow pattern at the volute tongue and reduces the flow loss in the secondary impeller and volute. The clocking position has a great influence on the pressure pulsation of the volute and secondary impeller. The amplitude of the main frequency decreases gradually. Compared with the  $C_0$ , the main frequency amplitude is reduced by 20.16% and 2.24% respectively. A comprehensive comparison and analysis of the performance of two-stage centrifugal pumps are made under different clocking position, and the hydraulic performance and pressure pulsation characteristics of the centrifugal pump is better at  $C_3$ , with the research results providing a reference for the design of two-stage centrifugal pump.

**Key words:** clocking position; two-stage centrifugal pump; vorticity; flow field; pressure fluctuation

收稿日期: 2018-12-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51879216, 51679196)

作者简介: 卢金玲, 男, 副教授, 博士, 研究方向为离心泵优化设计及扩稳机理流动特性研究。E-mail: jinlin\_lu@163.com

离心泵中旋转的叶轮与静止部件之间固有的动静干涉会导致泵内流动表现出明显的非定常特性,引起振动和噪声,严重时影响泵的运行稳定性。研究者通过优化过流部件本身来提高泵的性能,取得了较为明显的效果,如优化流道结构<sup>[1]</sup>、减小入流冲角和几何型线<sup>[2]</sup>、改变叶片出口安放角和叶片包角<sup>[3]</sup>等。但对过流部件相互匹配的研究较少。不同部件匹配对叶轮影响很大,叶轮机械内部改变静子/静子、转子/转子等相对周向位置,上游叶片流动尾迹发生变化后对下游附面层及分离层产生的影响就是时序效应<sup>[4]</sup>。在轴流式和径流式气力机械领域<sup>[5-13]</sup>,研究发现可以通过改变时序位置,改善内部流动结构,有效降低机组振动,提高气动性能。相对气力机械,水力机械输送介质的黏滞性要大两个数量级以上,且具有不可压缩性,因此上游部件尾缘更易形成大尺度的漩涡<sup>[14]</sup>,这种大尺度的涡团在向下游移动后进一步发展形成新的漩涡,影响下游部件内部的流动,从而影响到整机的水力及机械性能。刘厚林等<sup>[15]</sup>通过改变导叶与隔舌的相对位置,研究了时序效应对离心泵的扬程、效率、压力脉动的主频和幅值以及叶轮径向力的影响。Spence等<sup>[16]</sup>对双吸离心泵叶轮交错布置进行研究,发现叶片交错为叶片角度的1/2时,压力脉动明显降低。但总体而言,在水力机械领域,对时序效应的研究还较少,各过流部件的时序位置对内部流动的影响机理还不太明晰,尤其是多级离心泵,其内部流动更为复杂。

为探讨首、次级叶轮时序位置对两级离心泵内部流动的影响,本文以某两级离心泵为研究对象,对7种不同时序位置下离心泵内部流场进行了数值模拟,分析了叶轮和蜗壳内部的流动特性,就时序位置对整机性能的影响进行了初步探讨,可为提高两级离心泵的水力性能提供一定的参考。

## 1 计算模型与数值方法

### 1.1 计算模型

本文以某两级离心泵为研究对象,该离心泵模型如图1所示,主要过流部件由进出口延长段、12叶片的叶轮(6个长叶片和6个短叶片)、7叶片径向导叶和蜗壳组成,其中首级和次级叶轮主要结构参数相同,离心泵各部件几何参数如表1所示。该两级离心泵的设计参数为:流量  $Q_d = 207 \text{ m}^3/\text{h}$ ,扬程  $H_d = 157 \text{ m}$ ,转速  $n = 2\,980 \text{ r}/\text{min}$ ,叶轮比转速为  $98.9 \text{ r}/\text{min}$ ,介质为清水。

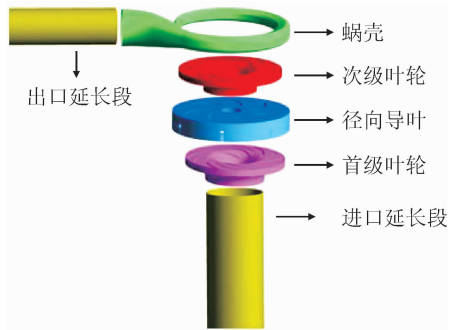


图1 离心泵计算域

Fig. 1 Computational domain of centrifugal pump

表1 模型泵主要几何参数

Tab. 1 Main geometry parameters of the pump

部件	几何参数	首级	次级
叶轮	进口直径 $D_1/\text{mm}$	154	134
	叶轮外径 $D_2/\text{mm}$	260	260
	叶片数 $Z_1$	12	12
	出口宽度 $b_1/\text{mm}$	16	16
部件	几何参数	正导叶	反导叶
径向导叶	进口直径 $D_3/\text{mm}$	260	353
	出口直径 $D_4/\text{mm}$	353	134
	叶片数 $Z_2$	7	7
部件	几何参数	数值	
蜗壳	基圆直径 $D_5/\text{mm}$	270	
	进口宽度 $b_2/\text{mm}$	27	
	出口直径 $D_6/\text{mm}$	100	

### 1.2 网格划分

网格划分是计算流体力学(CFD)求解中解决流动控制方程数值离散的重要步骤,所以网格质量对求解的准确性有着至关重要的影响。整个区域均采用 ANSYS ICEM 结构化网格对各部件进行网格划分,各部件网格如图2所示。

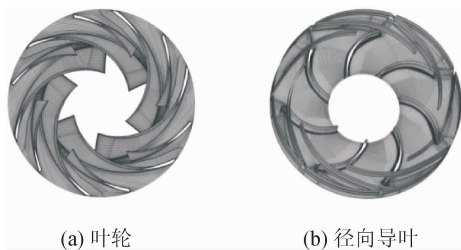


图2 各部件网格

Fig. 2 Grids of different components

本文使用5种不同密度的网格在设计工况下进行无关性验证,不同网格数下的水泵扬程如图3所示,从图中可以看出,随着网格数的增加,扬程呈现

增加趋势,直到网格从698万增加到833万时,计算扬程差异小于1%,效率误差小于0.5%,所以最终选择网格数为698万。

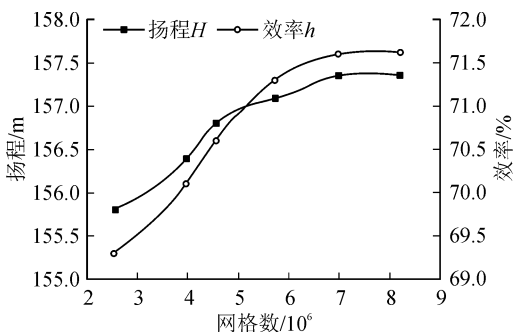


图3 网格无关性  
Fig.3 Mesh analysis

### 1.3 数值计算方法

数值计算采用 ANSYS CFX 软件,水泵内部流场计算基于牛顿不可压缩流体的连续性方程和动量守恒方程(Navier-Stokes)。通过对 Navier-Stokes 方程进行雷诺平均,得到雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)方程;采用涡黏性模型(引入涡黏性系数)估算 RANS 方程中的雷诺应力;采用标准  $k-\epsilon$  湍流模型求解涡黏性系数,使得内部流动的控制方程组封闭。

水泵进口采用给定总压、出口采用给定质量流量条件,固定部件与转动部件采用 Frozen Rotor 界面,固壁面采用无滑移边界条件。

非定常计算以定常计算的收敛结果为初始条件,物理时间步长  $\Delta t$  取  $1/360T$  ( $T$  为对应工况点下的一个旋转周期),即以转轮每旋转  $1^\circ$  所需的时间作为一个时间步长,其值为  $5.6 \times 10^{-5}$  s,瞬态计算转动区域与静止区域交界面模式选择 Transient Rotor Stator 模式进行求解,计算时长不少于 10 个转动周期。

### 1.4 叶轮时序位置定义

定义首、次级叶轮周向错开角度为  $0^\circ$  时是初始位置,即  $C_0$ ,保持首级叶轮不动,使次级叶轮沿叶轮旋转方向每增加  $5^\circ$  为一个时序位置,至  $C_6$  共计 7 个工况。图 4 为叶轮时序位置示意图。

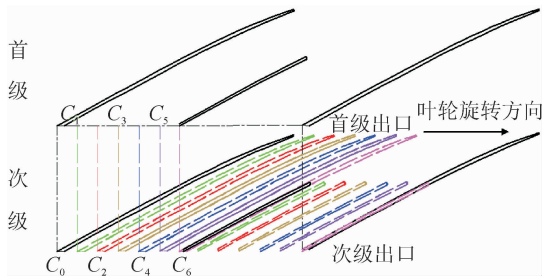


图4 叶轮时序位置示意图  
Fig.4 Impeller clocking position diagram

## 2 试验验证

图 5 给出了不同流量工况下  $C_0$  时序位置试验值和数值模拟的对比,其中  $H/H_d$  为实际扬程与额定扬程之比,  $Q/Q_d$  为实际流量与额定流量之比。此两级离心泵模型为一疏水泵,试验数据由泵生产厂家据泵的出厂试验提供。从图中可以看出,数值模拟结果均明显高于试验值,造成这种现象的主要原因是数值模拟过程中,没有考虑容积损失和机械损失;但是数值模拟得到的扬程和效率与试验值变化趋势一致,在额定工况点效率最高,偏离后效率下降,特别是小流量工况,下降明显。因此,可以认为数值模拟能够很好地预测水泵性能的变化规律。

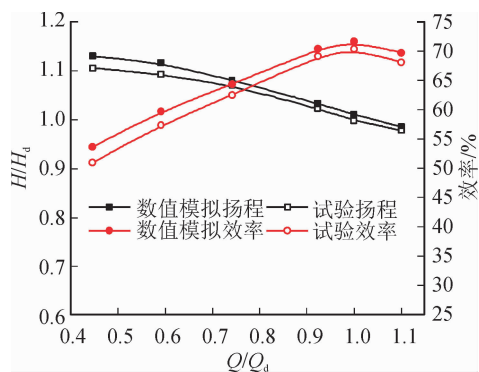


图5 不同流量工况下试验与数值模拟对比  
Fig.5 Comparison of experiment and numerical simulation results

## 3 计算结果分析

### 3.1 外特性分析

离心泵在 7 种时序位置下的扬程与效率外特性曲线如图 6 所示。

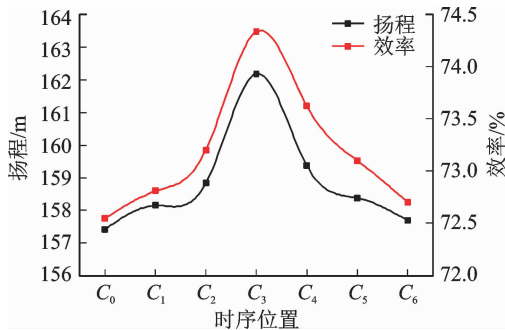


图6 不同时序位置下泵的扬程和效率  
Fig.6 Head and efficiency at different clocking positions

由图可见,随着时序位置角度的增大,离心泵的扬程和效率都呈现先增大后减小的趋势,从  $C_0$  至  $C_3$  扬程和效率逐渐增加,在  $C_3$  位置时达到最高值,从  $C_3$  至  $C_6$  又逐渐减小。与  $C_0$  时序位置相比,  $C_3$  时序

位置扬程高出 2.9%,效率高出 2.4%,说明此时水力损失较小,整机性能相对较好。从  $C_0 \sim C_3$  和从  $C_6 \sim C_3$  离心泵外特性变化趋势相同,所以  $C_0 \sim C_3$  能够代表离心泵内部流动的变化规律,选取  $C_0 \sim C_3$  进行详细分析。

### 3.2 次级叶轮内部流动分析

图 7 为不同时序位置下次级叶轮内涡量分布。次级叶轮进口处的涡量明显受到上游尾流的影响,且从进口到出口流道内分布不是很均匀,在流道近壁区出现了涡量峰值,尤其在靠近叶片前缘与尾缘涡量数值较大。随着时序位置的改变,首级内涡量分布几乎没有发生变化,但次级叶片前缘和吸力面涡量有降低的趋势,在  $C_3$  时序位置下涡量值最小。

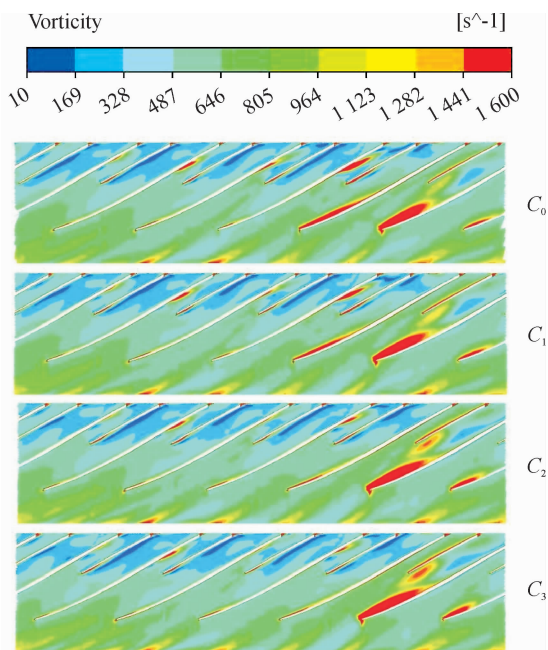


图 7 不同时序位置次级叶轮中间截面涡量分布  
Fig. 7 Vorticity distribution on the midsection of the secondary impeller at different clocking positions

进口相对液流角对叶轮内部的流场有重要影响,液流角偏离叶片安放角会在叶片进口形成撞击,为了详细分析液流角在圆周方向上的分布情况,选取次级叶轮叶展方向中间截面与叶片进水边相交形成的圆环进行分析,该交线沿圆周方向的相对液流角如图 8 所示,所有工况下相对液流角从压力面到吸力面均呈现先增大后减小的趋势,且在叶道中间最大。由于时序位置的改变,导致不同时序位置下峰谷值出现的角度存在差异, $C_0$ 、 $C_1$ 、 $C_2$  和  $C_3$  之间相差  $5^\circ$ ,相位差与时序位置角度的改变相同。同时,时序位置的改变影响了液流角的大小,其中第 1、2、6 个峰值和谷值几乎完全相同,但是第 3、4 个峰值的大小随着时序位置角度的增大而增大,第 5 个峰值

则出现了相反的现象。这是因为第 3、4、5 个峰值对应的流道为次级叶轮长叶片进口压力面涡量较大的三个流道,说明这三个叶片进口压力面存在流动分离现象,所以这三个流道的峰值高于其他流道;随着时序位置的变化,改变了原本的流场结构,所以峰值的大小也发生了改变,而其他三个流道受到的影响较小,所以峰值几乎不变。相对液流角的变化导致叶轮进口的流动状态改变,叶轮内水力损失减小,引起外特性的变化。

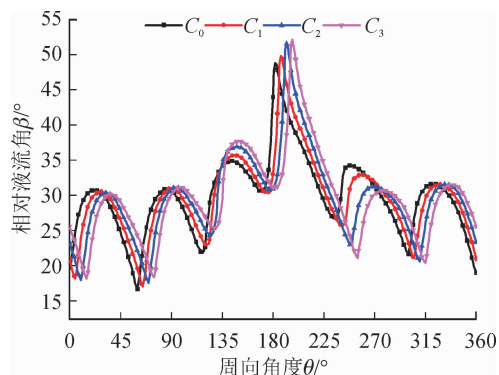


图 8 不同时序位置下相对液流角  
Fig. 8 Relative flow angle at different clocking positions

图 9 为次级叶轮的出口环量分布。由图可见,次级叶轮出口环量在靠近前后盖板处突然升高,这是边界层的摩擦力和水的黏滞性引起近壁面区域出现较大的周向分速度导致的。在不同时序位置下,速度环量在  $C_3$  时最小, $C_2$  与  $C_1$  次之, $C_0$  时最大。相较于  $C_0$  时序位置, $C_3$  时速度环量最小值减小 2.05%,最大值减小 0.77%。这是由于时序位置改变后叶轮内流场分布更为均匀,有效控制并减小了流道内的周向分速度,使得周向环量分布更为均匀,减少了水力损失。

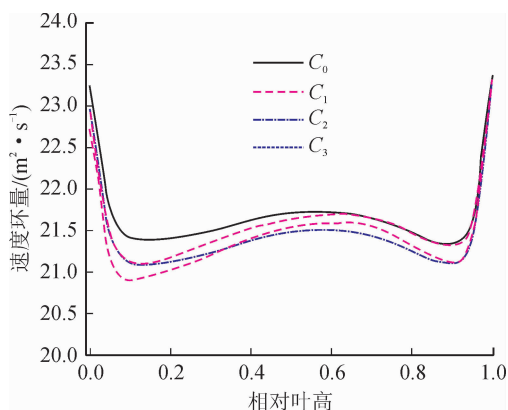


图 9 不同时序位置下次级叶轮出口环量  
Fig. 9 Circulation in the outlet of secondary impeller at different clocking positions

### 3.3 蜗壳内部流动分析

蜗壳内的流场对水泵的性能至关重要。图 10 为蜗壳内不同截面的面平均涡量分布,截面沿顺时



针方向分布一周。由图中可以看出,沿顺时针方向,蜗壳内各截面的涡量总体上呈现先增大后减小的趋势,且在隔舌位置截面达到最大。从  $C_0$  到  $C_3$ ,截面  $S_1$ 、 $S_2$ 、 $S_3$ 、 $S_8$  和  $S_9$  涡量几乎保持不变,而截面  $S_4$ 、 $S_5$ 、 $S_6$  和  $S_7$  涡量呈明显下降趋势,且在  $C_3$  涡量达到最小值, $S_6$  截面下降幅度最大,达到了 11.9%。

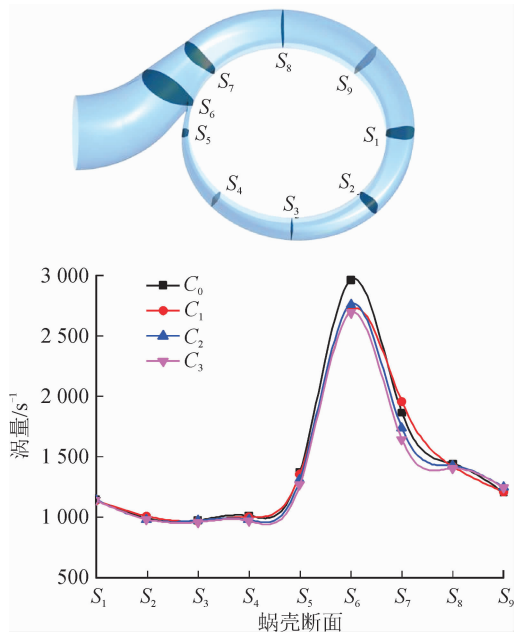


图 10 不同断面涡量分布

Fig. 10 Vorticity distribution on different volute cross sections

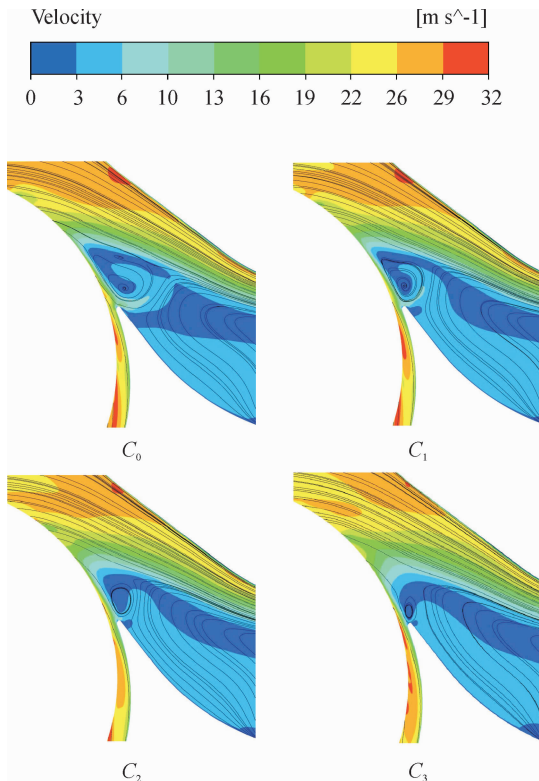


图 11 隔舌位置处流线分布

Fig. 11 Streamline on the tongue

图 11 为不同时序位置下隔舌处的流线分布,可以发现,在隔舌位置处出现了明显的漩涡,从  $C_0$  到  $C_3$ ,低流速区缩小,漩涡所占据的面积逐渐减小,所以在该区域由于漩涡导致的水力损失减小,说明时序位置的优化确实能够显著改善蜗壳隔舌处的流场。

### 3.4 压力脉动特性分析

通过上述分析可以发现,时序位置对次级叶轮和蜗壳内的流场分布具有显著影响,所以为研究时序位置对次级叶轮和蜗壳内压力脉动的影响,在长叶片压力面进出口和蜗壳内布置压力监测点,如图 12 所示,其中  $L_1$  和  $L_2$  位于次级叶轮进出口, $V_1 \sim V_8$  位于蜗壳内部。

通过非定常计算得到各个监测点静压随时间的变化,并进行快速傅里叶变换得到频谱图<sup>[17]</sup>。其中转频  $f_n = 49.67\text{Hz}$ 。定义无量纲压力脉动系数  $C_p$  为:

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{0.5\rho u^2} \quad (1)$$

式中: $p$  为监测点静压; $\bar{p}$  为 1 个旋转周期内监测点的平均静压; $\rho$  为流动介质水的密度,取  $1\,000\text{kg/m}^3$ ;  $u$  为叶轮圆周速度。

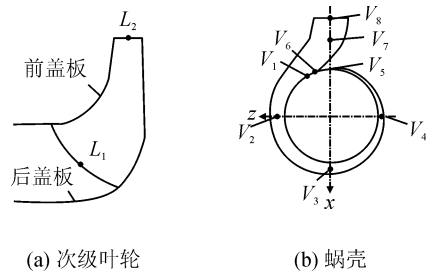


图 12 监测点布置示意图

Fig. 12 Monitoring points distribution diagram

#### 3.4.1 叶轮内压力脉动

图 13 是不同时序位置下次级叶轮内监测点  $L_2$  的压力脉动时域图。可以发现,各时序位置下,压力脉动时域图都呈现明显的周期性变化。时域特性不随时序位置的变化而改变,但波峰、波谷出现的时刻逐渐发生变化,相位存在较大的偏移, $C_0$  时序位置对应的波峰逐渐前移且对应于  $C_3$  所在的波谷,形成一个循环周期。

图 14 是不同时序位置下次级叶轮内监测点  $L_1$  和  $L_2$  的压力脉动频域图。不同次级叶轮时序位置下, $L_1$  的压力脉动主频均为  $314\text{Hz}$ ,约为  $6f_n$ ,这是因为  $L_1$  位于次级叶轮叶片进口,主要受长叶片的影响,与短叶片之间的距离较远,所以对该测点主频几

乎没有影响。 $L_2$ 的压力脉动主频为 314 Hz,约为 6 倍转频,该测点选取位置靠近次级叶轮叶片出口,主要受长叶片的影响,所以主频为  $6 f_n$ ;次频为 593 Hz,约为 12 倍转频,主要受长叶片和短叶片共同影响。主频幅值与叶轮所处时序位置直接相关,随着时序位置的改变,主频幅值呈现逐渐下降的趋势,与  $C_0$  时序位置相比, $C_3$  时序位置监测点  $L_1$  和  $L_2$  幅值降低约 14.92% 和 20.16%,这是因为该时序位置下次级叶轮的进口流态较好,水流的冲击力小,次级叶轮内部涡量更小,分布更加均匀。

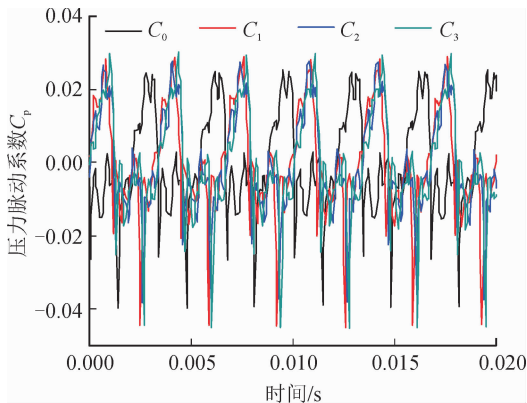


图 13 不同时序位置叶轮内压力脉动时域图  
Fig. 13 Time domain diagram of pressure fluctuation in impeller at different clocking positions

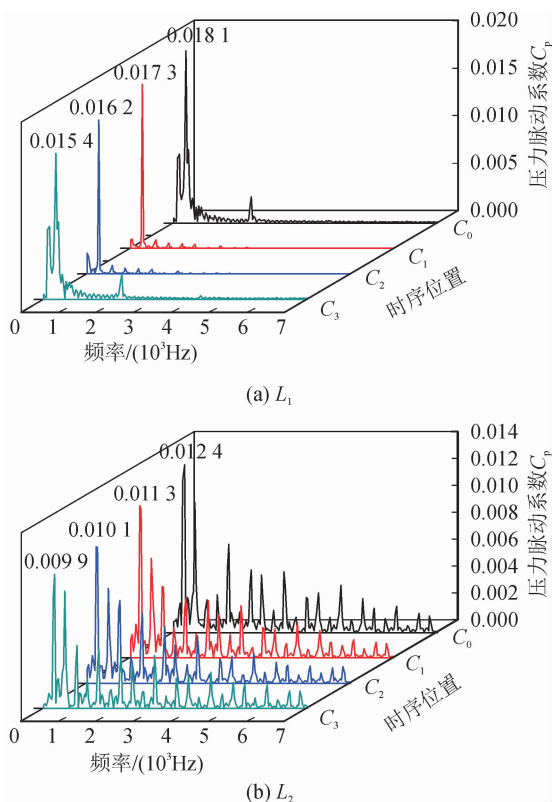


图 14 不同时序位置叶轮监测点压力脉动频域图  
Fig. 14 Frequency spectra of pressure fluctuation in impeller at different clocking positions

### 3.4.2 蜗壳内压力脉动

对于离心泵而言,蜗壳隔舌处的压力脉动最为明显<sup>[18]</sup>,为了探讨时序位置对蜗壳内压力脉动的影响,本节仅取靠近隔舌处的监测点  $V_6$  进行时域和频域分析。图 15 为该点压力脉动时域图。由图可见,在各时序位置下压力脉动时域特性都呈现出明显的周期性,在不同时序位置下时域值的平均值变化不大,但波峰、波谷出现的时间逐渐发生变化,相位存在较大的偏移, $C_0$  时序位置对应的波峰逐渐前移且对应于  $C_3$  所在的波谷,形成一个循环周期。

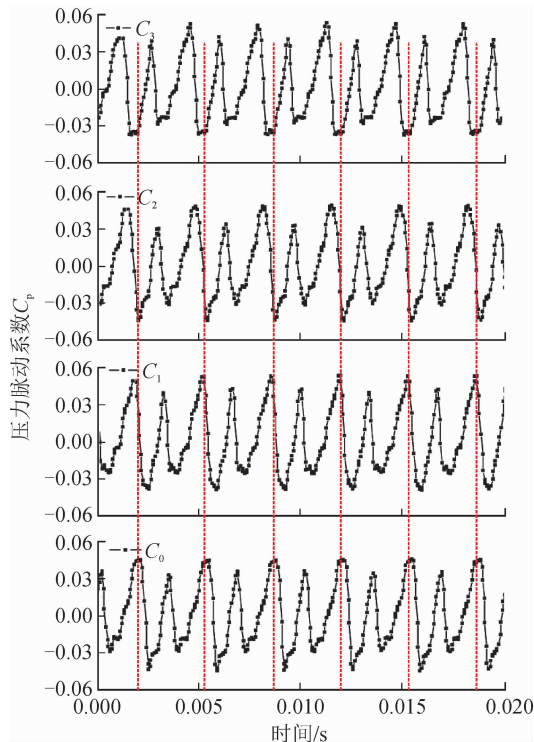


图 15  $V_6$  在不同时序位置下压力脉动时域图  
Fig. 15 Time domain diagram of pressure fluctuation at location  $V_6$  for different clocking positions

图 16 为监测点  $V_6$  的压力脉动频域图。可以看出,不同时序位置下主频均为 593 Hz,约为  $12 f_n$ ,这是因为该测点位于蜗壳隔舌处,受到旋转叶轮与固定蜗壳之间动静干涉的影响,长短叶片共 12 个,所以主频主要表现为叶频倍频。主频幅值从  $C_0$  到  $C_3$  逐渐减小,最大降低约 2.24%。

图 17 为不同时序位置下蜗壳内各监测点压力脉动系数在主频下的主频幅值变化图。由图可见,对于大多数监测点而言,随着时序位置的改变,压力脉动主频幅值基本呈降低的趋势, $C_0$  时序位置时压力脉动幅值最大, $C_3$  时序位置时压力脉动幅值相对较小。如在  $V_8$  监测点,最大幅值出现在  $C_0$ ,最小幅值出现在  $C_3$ ,其变化率达到 7.45%。造成压力脉动幅值降低的根本原因是, $C_3$  时蜗壳内的流态最好,

隔舌位置处的回流和涡量减小。由此说明,合理的时序位置有助于降低蜗壳内压力脉动幅值。

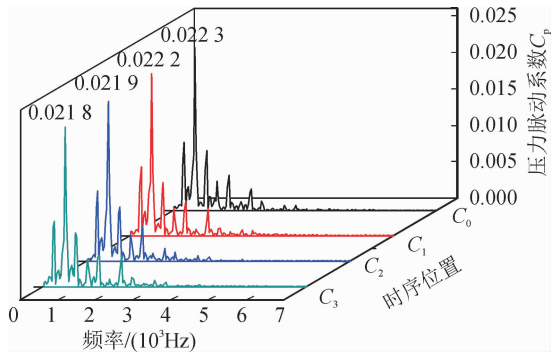


图 16  $V_6$ 在不同时序位置下压力脉动频域图

Fig. 16 Frequency spectra of pressure fluctuation at location  $V_6$  for different clocking positions

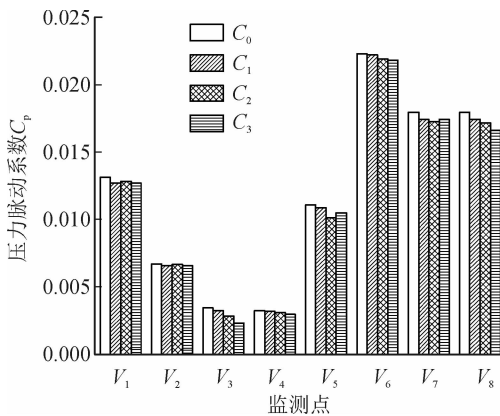


图 17 不同时序位置下压力脉动主频幅值

Fig. 17 The dominant frequency amplitude of monitors for different clocking positions

## 4 结论

本文通过对不同时序位置下两级离心泵内部流场进行分析,得出几点结论。

1) 两级离心泵内存在一定的时序效应,时序位置的变化对两级离心泵的外特性有一定的影响,随着旋转角度的增加,扬程和效率呈现先增大后减小的趋势,在  $C_3$  时序位置时扬程和效率最高,扬程和效率相比于  $C_0$  分别上升了 2.9% 和 2.4%。

2) 随着叶轮时序位置的变化,改变了叶轮进口相对液流角和涡量分布,叶轮出口环量分布更均匀,改善了内部流态;同时减小了蜗壳隔舌处的漩涡,降低了水力损失。

3) 从  $C_0$  至  $C_3$ ,次级叶轮进出口监测点的压力脉动幅值降低约 14.92% 和 20.16%,蜗壳隔舌处降低约 2.24%,且相位存在较大的偏移, $C_0$  时序位置对应的波峰为  $C_3$  所在的波谷。

## 参考文献:

- [1] 魏培茹,刘卫伟,见文. 多级离心泵内部流动的数值模拟与优化[J]. 流体机械,2010,38(9):31-34.  
WEI Peiru, LIU Weiwei, JIAN Wen. Numerical simulation and optimization of the flow field of the multi-stage centrifugal pump[J]. Fluid Machinery, 2010, 38(9):31-34.
- [2] 张玲,黄鹏杰,邹永,等. 小流量下多级离心泵首级导叶内部流动性能分析[J]. 化工机械,2015,42(5):692-696,727.  
ZHANG Ling, HUANG Pengjie, ZOU Yong, et al. Inner flow performance analysis of first-stage guide vane in multistage centrifugal pump with low mass flow[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2015, 42(5): 692-696,727.
- [3] 袁寿其,王文杰,裴吉,等. 低比转数离心泵的多目标优化设计[J]. 农业工程学报,2015,31(5):46-52.  
YUAN Shouqi, WANG Wenjie, PEI Ji, et al. Multi-objective optimization of low-specific-speed centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015,31(5):46-52.
- [4] 姜华,席光,张炜,等. 离心压缩机静叶间时序效应的实验研究[J]. 工程热物理学报,2009,30(6):964-966.  
JIANG Hua, XI Guang, ZHANG Wei, et al. Experimental investigation of stator clocking in a centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(6): 964-966.
- [5] 李伟,竺晓程,王惠斌,等. 时序效应对涡轮叶片非定常作用力影响的数值研究[J]. 推进技术,2012,33(1):47-53.  
LI Wei, ZHU Xiaocheng, WANG Huibin, et al. Numerical simulation of clocking effect on turbine blade unsteady force[J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(1):47-53.
- [6] WALKER G J, OLIVERR A R. The effect of interaction between wakes from blade rows in an axial flow compressor on the noise generated by blade interaction [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1972, 94(4): 241-248.
- [7] BOHN D, REN J, SELL M. Influence of stator clocking on the unsteady three-dimensional flow in a two-stage turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(1): 156-163.
- [8] KEY N L, LAWLESS P B, FLEETER S. An experimental study of vane clocking effects on embedded compressor stage performance[J]. Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme, 2010, 132(1): 011018.
- [9] 李昂,薛伟鹏,葛宁. 两级高压涡轮三维时序效应研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2014,27(4):12-17, 62.

- LI Ang, XUE Weipeng, GE Ning. 3D-clocking effect on two-stage high pressure turbine [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2014, 27(4):12-17,62.
- [10] STAEDING J, WULFF D, KOSYNA G, et al. An experimental investigation of stator clocking effects in a two-stage low-speed axial compressor [J]. Proceedings of the ASME Turbo Expo, 2011, 29(4): 1563-1574.
- [11] MÜELLER L, MAILACH R, VOGELER K, et al. Unsteady blade loading with clocking in multistage axial compressors, Part 2 [J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(1): 36-45.
- [12] SMITH N R, KEY N L. Vane clocking effects on stall margin in a multistage compressor [J]. Journal of Propulsion and Power, 2013, 29(4): 891-898.
- [13] JIA H X, XI G, MÜELLER L, et al. Unsteady blade loading with clocking in multistage axial compressors, Part 1 [J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(1): 25-35.
- [14] 董双岭,吴颂平. 关于卡门涡街形状稳定性的一点分析 [J]. 水动力学研究与进展 (A 辑), 2009, 24(3): 326-331.
- DONG Shuangling, WU Songping. An analysis of the stability of Karman vortex street configurations [J]. Chinese Journal of hydrodynamics (Part A), 2009, 24(3): 326-331.
- [15] 刘厚林,崔建保,谈明高,等. 离心泵内部流动时序效应的 CFD 计算 [J]. 农业工程学报, 2013, 29(14): 67-73.
- LIU Houlin, CUI Jianbao, TAN Minggao, et al. CFD calculation of clocking effect on centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(14): 67-73.
- [16] SPENCE R, AMARAL T J. A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump [J]. Computers & Fluids, 2009, 38(6): 1243-1257.
- [17] 吴广宽,罗兴铤,赵强,等. 水泵水轮机内部压力脉动特性研究 [J]. 西安理工大学学报, 2015, 31(3): 265-272.
- WU Guangkuan, LUO Xingqi, ZHAO Qiang, et al. Research on characteristics of pressure fluctuation in a pump-turbine [J]. Journal of Xi'an University of Technology, 2015, 31(3): 265-272.
- [18] 朱相源,江伟,李国君,等. 导叶与隔舌相对位置对离心泵非定常压力脉动影响的数值模拟 [J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(10): 829-834.
- ZHU Xiangyuan, JIANG Wei, LI Guojun, et al. Numerical investigation into influence of installation location between diffuser vane and volute tongue on unsteady pressure fluctuations in centrifugal pump with vane diffuser [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(10): 829-834.

(责任编辑 周 蓓)