

# 大型立式轴流泵变频反向发电 压力脉动特性分析

李太民, 王业宇, 吉庆伟, 韩 宁, 祁德丽

(江苏省骆运水利工程管理处, 江苏 宿迁 223800)

**摘要:**为研究水泵在反转发电时,转速对水泵性能的影响,对水泵在变频反向发电工况下进行全流道数值模拟。可知:水泵在进行反向变频发电时,流线较一般水轮机流线分布差,出转轮部分水流出现絮乱;压力脉动幅值在出转轮处最大,进转轮处次之,进导叶时最小,最大压力脉动系数为 0.56,约为进转轮的 20 倍。压力脉动幅值沿转轮中心向转轮边缘逐渐增大,边缘处压力脉动系数约为转轮中心处的 8 倍;水流受转轮转动影响严重,进出转轮截面水流压力脉动主频为叶频,次频为转频。

**关键词:**轴流泵;反向发电;压力脉动;转频

中图分类号:TV675

文献标识码:B

文章编号:1007-7839(2019)07-0069-04

## Analysis on the pressure pulsation characteristics of large – scale vertical axial flow pump with rotation frequency inverted power generation

LI Taimin, WANG Yeyu, JI Qingwei, HAN Ning, QI Deli

(Luoyun Hydraulic Project Management Division of Jiangsu Province, Suqian 223800, Jiangsu)

**Abstract:** In order to study the influence of the rotational speed on the performance of the pump when the pump was in inverted power generation, the full – flow numerical simulation of the pump under the condition of rotation frequency inverted power generation was carried out. It was concluded that the distribution of flow line was worse than that of general turbine when pumps generate electricity by reverse frequency conversion, and the flow of the outlet runner was confused. The pressure pulsation amplitude was the largest at the rotor, the second at the runner, and the smallest when entering the guide vane. The maximum pressure pulsation coefficient was 0.56, which was about 20 times that of the runner. The pressure fluctuation amplitude increased gradually along the center and the edge of the runner, and the pressure fluctuation coefficient at the edge was about 8 times that at the center of the runner. The flow was seriously affected by the rotation of the runner. The main frequency of pressure pulsation in and out of the runner section was blade frequency, and the secondary frequency was rotation frequency.

**Key words:** axial flow pumps; inverted power generation; pressure pulsation; rotation frequency

### 1 概述

泵站在满足调度任务的情况下进行反转发电,可为泵站创造一定的经济效益。为比较轴流泵在

变频反向发电时的压力脉动特性,对轴流泵全流道进行数值模拟。前人对于水泵在不同工况下的特性研究广泛,袁寿其<sup>[1]</sup>对研究离心泵内部压力脉动和流动噪声在不同工况下进行模型试验,研究变化

收稿日期:2018-11-19

作者简介:李太民(1963—),男,本科,高级工程师,主要从事大型水利工程管理工作。

规律及其关系;施卫东<sup>[2]</sup>等对不同工况及不同导叶数的轴流泵全流程进行三维非定常数值模拟,研究其压力脉动规律;郑源<sup>[3]</sup>等通过结合装置模型试验,研究某贯流泵转轮出水口的压力脉动规律;汤方平<sup>[4]</sup>对轴流泵进行三维非定常数值模拟,研究分析多个工况下的内部水流不同监测点处的压力脉动的变化;李晨光<sup>[5]</sup>等为研究两级双吸离心泵的能量特性和压力脉动特性,对其内部流场进行了定常和非定常模拟;董兴华<sup>[6]</sup>等对轴流泵进行了全流道的数值模拟,分析了轴流泵内外特性分布规律。

前人对于水泵在正常工况下压力脉动的研究广泛,而对于水泵在变频反向发电时的压力脉动特性研究较少,因此,分析水泵变频反向发电时的压力脉动特性,对于泵站安全稳定运行具有重要意义。

## 2 模型建立与模拟方法

### 2.1 模型建立与网格划分

全流道示意图如图 1 所示,主要包括进水流道、导叶、转轮及出水流道 4 个部分,其中导叶数为 5 片,转轮叶片数为 3 片。该轴流泵机组基本参数如下:转轮直径 2700 mm,正转运行转速为 150 r/min,变频反转转速为 75 r/min,设计扬程 4.70 m,叶轮叶片为 3 片,安放角为 0°。进出口均采用压力边界条件,其中进口压力为 46107 Pa,出口压力为 0 Pa。轴流泵装置的固体壁面采用无滑移条件,靠近固体边界区域,采用壁面函数,流项离散格式采用二阶迎风格式,收敛精度为 0.00001。



图 1 全流道示意图

因转轮叶片及导叶处结构较复杂,采用非结构网格对计算区域进行网格划分,并对尖锐部分进行加密。给出 4 种网格划分方案,经过网格无关性验证如表 1 所示,最终确定网格划分网格单元数为:进水流道 213748 个,转轮 83746 个,导叶 625634 个,出水流道 192837 个,共计 1115965 个网格单元,网格质量控制在 0.3 以上。

### 2.2 监测点分布

为检测转轮内的压力脉动规律,在导叶进口、

表 1 网格单元数以及质量

部位	网格单元数	网格质量
进水流道	213748	0.43
转轮体	83746	0.32
导叶	625634	0.34
出水流道	192837	0.47
总计	1115965	

转轮进口及转轮出口 3 个截面处径向设置监测点,压力脉动监测点设置如图 2 所示。其中 A1、A2、A3、B1、B2、B3、C1、C2、C3 沿转轮中心至轮缘径向均匀分布。

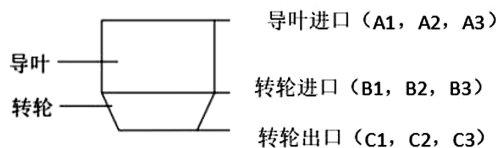


图 2 监测点示意图

### 2.3 模拟方法

轴流泵内部流体的湍流流动采用三维雷诺时均方程描述。该模拟方程加入解析低雷诺数流动粘性的式子,可有效提高计算湍流旋涡方面的精度<sup>[7]</sup>。当轴流泵进行变频反向发电工况采用非定常数值模拟时,转轮体区域采用滑动网格技术。水泵正转转速为 150 r/min,变频反向发电转速为 75 r/min。转轮转动周期为 1.25 s,设置时间步长为 T/360,即 0.003 s。为确保非定常结果计算的稳定性,采样时间控制在 8 个周期内,共 10 s,选择计算的最后 2 个周期进行压力脉动分析。

### 2.4 模拟方程

水泵在进行反向发电时内部的流动为三维非定常<sup>[8]</sup>不可压缩湍流流动,对 N-S 方程采用时间平均法,控制方向如式(1)、式(2)所示。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式(1)中,  $u_x$ 、 $u_y$ 、 $u_z$  表示速度分量, m/s;  $x$ 、 $y$ 、 $z$  分别为 3 个方向的长度;  $\rho$  为密度, kg/m<sup>3</sup>;  $t$  为时间, s。

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} + s_{u_i} \quad (2)$$

式(2)中,  $u_i$ 、 $u_j$  表示速度分量, m/s;  $x_i$ 、 $x_j$  表示位移分量, m;  $s_{u_i}$  为动量守恒方程的广义源项;  $\mu$  为流体动力黏度,  $N/(s \cdot m^2)$ ;  $p$  为压强, Pa。

### 3 结果分析

为消除静压值对转轮内流场压力脉动的影响, 采用相对压力脉动系数  $C_p$  表示压力脉动幅值的大小。定义  $C_p$  见式(3):

$$C_p = \frac{p - p_v}{P_v} \quad (3)$$

式(3)中,  $C_p$  为压力脉动系数;  $p$  为各点压力脉动值, Pa;  $p_v$  为选定周期内静压平均值, Pa。

#### 3.1 流线图

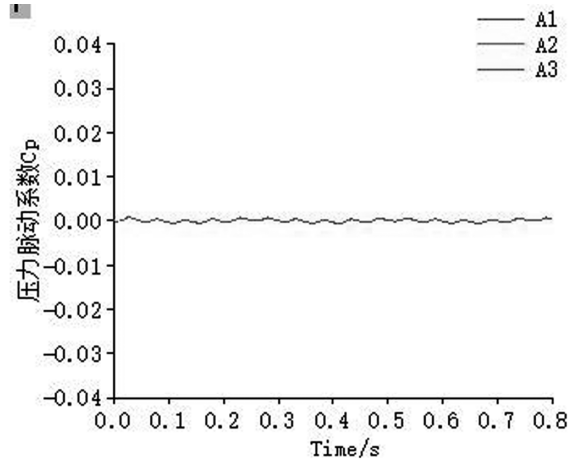
图3为水泵变频反向发电时的流线图, 可以看出, 水流从进水流道流入, 流线均匀平顺, 此时水流较均匀地进入导叶。水流从导叶进入转轮, 受转轮转动的影响, 进入转轮时转速增加。水流随着转轮转动, 转速逐渐增加, 在出转轮时产生部分旋涡, 水泵反向发电流线分布较一般水轮机工况的流线图较差, 反映在水泵此时变频反向发电效率约为58.8%, 较一般水轮机的发电效率低。



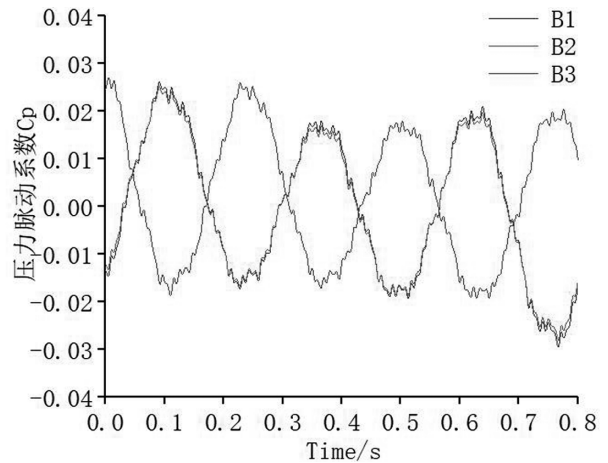
图3 水泵变频反向发电时的流线图

#### 3.2 压力脉动时域图

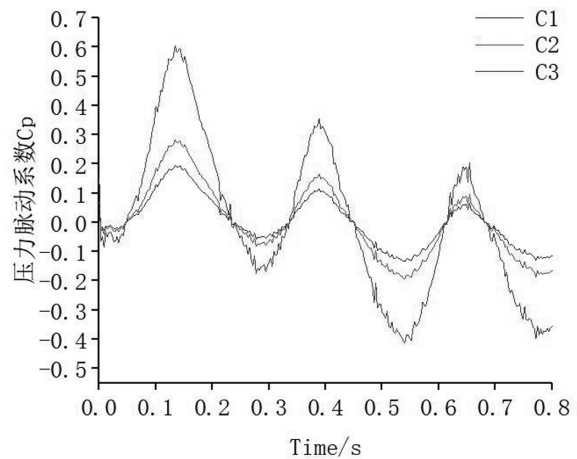
水泵反向发电时的压力脉动时域图如图4所示。图4(a)为导叶进口截面处的压力脉动时域图, A1、A2、A3 三点沿转轮中心至转轮边缘径向布置在导叶进口截面处, 可以看出水流在进入导叶时, 因此时导叶进口离转轮较远, 水流受转轮转动影响较小, 水流得以较平稳地进入导叶, 三点的压力脉动规律不明显, 最大压力脉动系数约为0.0001。图4(b)为转轮进口截面处的压力脉动时域图, B1、B2、B3 三点沿转轮中心至转轮边缘径向布置在导叶进口截面处, 此时因水流受转轮转动影响严重, 三点在同一周期内, 有3个较明显的波峰及波谷, 这与



(a) 导叶进口截面 (A1、A2、A3)



(b) 转轮进口截面 (B1、B2、B3)



(c) 转轮出口截面 (C1、C2、C3)

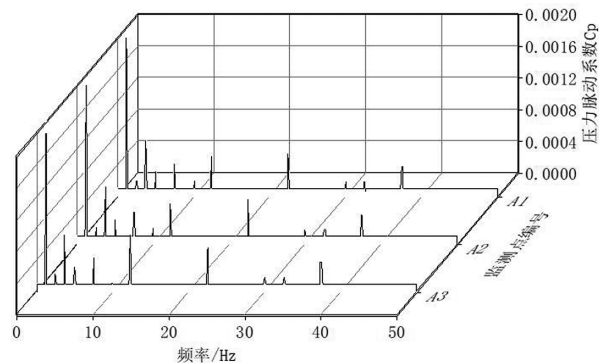
图4 压力脉动时域图

转轮数一致。因水流在转轮边缘处速度变化剧烈, 并受导叶与转轮间动静干涉影响, 三点的压力脉动系数幅值较进入导叶时增加明显, 压力脉动系数沿轮毂至轮缘逐渐增加, 最大压力脉动系数约为0.025。C1、C2、C3 三点沿转轮中心至转轮边缘径向布置在导叶进口截面处, 图4(c)为转轮出口处的

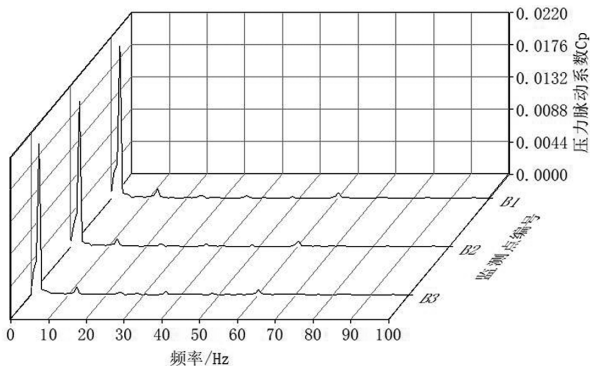
压力脉动时域图。因水流受转轮转动影响严重,水流流速明显增加且变化更加剧烈,压力脉动幅值显著增加,最大压力脉动幅值为 0.56,出现在转轮边缘处,约为转轮进口截面处的 20 倍,水流中心处速度变化较小,压力脉动幅值变化较小,其值从转轮中心至边缘逐渐减小。

### 3.3 压力脉动频域图

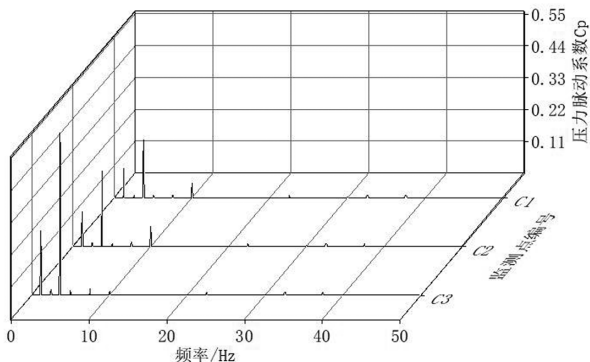
水泵反向发电时的压力脉动频域图如图 5 所



(a) 导叶进口截面 (A1、A2、A3)



(b) 转轮进口截面 (B1、B2、B3)



(c) 转轮出口截面 (C1、C2、C3)

图 5 压力脉动频域图

示。图 5(a)为导叶进口截面处的压力脉动频域图,因为水流离转轮转动区域较远,水流主频为转频,转轮转速为 75 r/min,转频为 1.25 Hz,叶频为 3.75 Hz,压力脉动主频约为 0.002。图 5(b)为转轮进口

截面处的压力脉动频域图,水流从转轮进入,受转轮转动影响剧烈,压力脉动频率主要分布在低频区域,主频为叶频,最大值为 0.022,次频为转频。图 5(c)为转轮出口处的压力脉动频域图,此时转轮的压力脉动频率主要集中在低频,受转轮转动影响严重,压力脉动主频主要为叶片通过频率,最大压力脉动系数达 0.56,次频为转频,另外转频的倍数也存在广泛的压力脉动幅值。

## 4 结论

(1)通过对水泵全流道进行数值模拟计算,计算水泵在变频时流场内部的压力脉动分布规律,得出水泵在变频反向发电时的流线分布较一般水轮机差,因流道设置的限制,水流在进出转轮时出现旋涡回流,影响水泵的反向发电效率。

(2)对导叶进口、转轮进口及转轮出口 3 个截面的压力脉动规律进行分析,得出水流在出转轮时的压力脉动幅值最大,进入转轮时压力脉动次之,压力脉动幅值沿转轮中心至转轮边缘依次增大。水流在进出转轮时受转轮转动影响严重,压力脉动主频为叶频,次频为转频。

### 参考文献:

- [1] 袁寿其, 薛菲, 袁建平. 离心泵压力脉动对流动噪声影响的试验研究[J]. 排灌机械工程学报, 2009, 27(5): 287-290.
- [2] 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.
- [3] 郑源, 张飞, 蒋小欣, 等. 贯流泵装置模型试验叶轮出水口压力脉动研究[J]. 流体机械, 2007, 35(1): 1-3.
- [4] 汤方平, 张丽萍, 付建国, 等. 轴流泵内部压力脉动数值预测及分析[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(10): 835-840.
- [5] 李辰光, 王福军, 许建中. 两级双离心泵压力脉动特性[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 41-42.
- [6] 董兴华, 郭艳磊, 毕祯, 等. 基于 CFX 与 Workbench 耦合的轴流泵的内外特性[J]. 排灌机械工程学报, 2015(6): 488-493.
- [7] 施卫东, 王国涛, 张德胜, 等. 基于流固耦合的轴流泵叶片应力特性[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(9): 737-740.
- [8] 钱忠东, 陆杰, 郭志伟, 等. 水泵水轮机在水轮机工况下压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(8): 672-678.