**文章编号：** 1006-4710(2015)03-0265-08

# 水泵水轮机内部压力脉动特性研究

吴广宽，罗兴锜，赵强，冯建军

（西安理工大学 水利水电学院，陕西 西安 710048）

**摘要：** 为了研究水泵水轮机内部不同部位处的压力脉动特性，采用计算流体动力学软件对设计工况点下水泵水轮机三维全流道内部流动进行了非定常数值计算，同时监测了蜗壳隔舌附近、顶盖处、转轮与活动导叶之间以及尾水管锥管处的压力脉动。通过分析计算所得的压力脉动结果表明：机组顶盖区域压力脉动相对较为明显，水轮机工况下的脉动频率以2倍叶倍频为主，水泵工况时脉动频率以1倍的叶倍频为主；对于转轮与导叶间的无叶区域，水泵工况和水轮机工况脉动频率均为1倍叶倍频，且该处的监测点的压力脉动频率主要由于转轮与活动导叶之间的动静干涉产生；在转轮内水轮机工况时的压力脉动频率呈现多样性，水泵工况时则都以转频的倍数为主；尾水管直锥段的主频率在最优工况下等于1倍叶倍频，振动幅值较小。

**关键词：** 水泵水轮机；内部流动；压力脉动；数值计算

**中图分类号：** TP391.9　　**文献标志码：** A

## Research on characteristics of pressure fluctuation in a pump-turbine

WU Guangkuan, LUO Xingqi, ZHAO Qiang, FENG Jianjun

(Faculty of Water Resources and Hydroelectric Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

**Abstract:** In order to study the pressure fluctuation characteristics on different parts of the pump-turbine, this paper adopts computational fluid dynamics software to conduct unsteady numerical calculation on three-dimensional full port internal flow under the design point of the pump-turbine, and simultaneously monitors pressure fluctuation on places near the volute tongue insulation, on the head cover, between the runner and the guide vane and in the draft tube taper pipe. It can be concluded from the analysis and calculation of the pressure fluctuation results that: in the head cover area of the units, pressure fluctuation is relatively obvious and under the turbine working condition, the pulse frequency is mainly twice as much as the leaf frequency. Moreover, under the pump condition, the pulse frequency is mainly one time as much as the leaf frequency. For the bladeless area between the runner and the guide vane, pulse frequency under both pump condition and turbine condition approaches one time of the leaf frequency, and pressure pulsation frequency under this monitor point is mainly resulted by rotor-stator interaction between the runner and the guide vane. In the runner area, the pressure pulsation frequency under turbine condition shows diversity, while the frequency under pump condition is mainly multiple of rotating frequency. The main frequency of the draft tube's straight taper section under the optimal condition equals to one time of the rotating frequency, and the vibration amplitude is relatively smaller.

**Key words:** pump-turbine; internal flow; pressure fluctuation; numerical calculation

随着经济的发展和人民生活水平的提高，对电网的安全、可靠运行提出了更高的要求。抽水蓄能电站具有独特的工作方式，是一种值得推广的有效蓄能装置。做为抽水蓄能电站的核心部件，我国的水泵水轮机的研发依然处于引进、消化、吸收、再创新的阶段[1]，对其运行不稳定性的研究也尚未成熟，

**收稿日期：** 2015-04-15

**基金项目：** 国家自然科学基金资助项目(51339005,51379174,51479167)。

**作者简介：** 吴广宽，男，博士，主要研究方向为流体机械水动力特性数值计算及模型试验。E-mail:wuguangkuan@163.com。

**通讯作者：** 罗兴锜，男，博士，教授，博导，主要研究方向为流体机械流动理论及优化设计。E-mail:luoxq@xaut.edu.cn。

而机组内部的压力脉动特性是引起机组运行不稳定的重要因素,因此有必要开展水泵水轮机内部的压力脉动特性研究,以保证水泵水轮机在两种工况下均能稳定高效地运行[2]。

目前研究水泵水轮机内部压力脉动特性的方法主要有实验和数值模拟两种。与实验相比,数值模拟方法拥有时间周期短、精度高、花费少的优点[3]。冉红娟等[4]通过数值模拟的方法研究了转轮进出口处的两段区域的流态和水泵工况驼峰区形成的联系。王焕茂[5]的硕士论文中详细阐述了混流式水泵水轮机驼峰区的流动特性,通过实验研究与数值模拟相结合的方法对驼峰区水泵水轮机的流动进行了研究。王乐勤、刘迎圆等[6]通过比较水泵水轮机在泵工况下相同工况时不同测点的压力脉动,发现转轮与导叶之间压力脉动最大,转轮与顶盖之间次之,而蜗壳进口和尾水管处压力脉动最小。

尽管数值计算有许多优点,但是实验分析对于水泵水轮机的重要性依然不可取代。Gabriel Dan Ciocan 等[7]利用 LDV 和 PIV 技术以及非稳定五传感器探针,对水泵水轮机泵工况下运行时活动导叶区域进行了测量,获得了活动导叶各个流道内的瞬时速度分布。Masahiro Miyabe 等人[8]通过对泵驼峰区域的 PIV 测量以及数值模拟研究分析,认为驼峰区域的产生和扩散段的旋转失速单元有密切的联系。

为研究分析水泵水轮机内部压力脉动特性,本文采用非定常数值模拟的方法对某抽水蓄能电站模型机不同测点处的压力脉动进行了非定常计算,比较了不同测点处压力脉动的大小,并对压力脉动的频率成分进行了分析研究。

## 1 计算模型建立及网格划分

水泵水轮机全流道计算域包括蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮、尾水管,采用三维软件 UG 对各个部件进行建模,并使用 ICEM 软件对各个过流部件进行高质量的六面体网格划分,各个部件网格如图 1 所示。

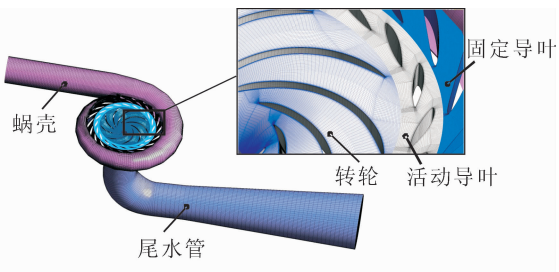



图 1 整体计算域网格

Fig. 1 Mesh of whole flow passage

本文在进行水泵水轮机全流道数值模拟计算时,所有过流部件网格均采用结构化网格划分,并且对叶栅过流部件即固定导叶、活动导叶和转轮的固体壁面附近区域网格进行了加密,在开展全流道数值计算前,需要对数值模拟所用网格进行无关性分析。

由于所研究的对象为水泵水轮机,其在运行时的工作状态包含水轮机状态和水泵状态两种,因此本文在进行全流道计算网格的无关性验证时以水轮机最优工况点下的水力效率以及水泵最优工况点下的扬程作为评判依据,网格无关性验证的结果如图 2 所示。

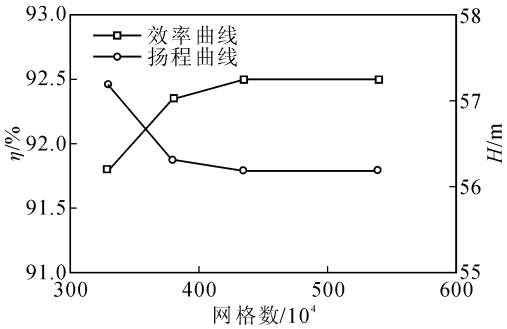



图 2 网格无关性验证

Fig. 2 Mesh independent verification

从图 2 可看出,当网格节点总数大于 435 万时,全流道计算所得的水轮机效率以及水泵扬程已经基本保持不变,因此全流道网格采用总网格数 408 万、总节点数 435 万的方案。

## 2 湍流模型及边界条件给定

水泵水轮机内部的水流雷诺数较大,其多为湍流,虽然湍流的流动十分复杂,但是其基本的流动特性依然满足自然界的基本规律:质量守恒、能量守恒以及动量守恒。控制方程与相应的初始条件、边界条件的组合构成对一个物理过程完整的数学描述。

其中连续方程可表示为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=0 \tag{1}$$

N-S 方程是不可压缩粘性流体的普遍方程,是流体运动必须要满足的动力学条件,在笛卡尔坐标系中,N-S 方程的微分表达形式为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}+\frac{\partial(u_iu_j)}{\partial x_j}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_j}+\nu\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i\partial x_j}+f_i \tag{2}$$

式中,$u_i$ 为瞬时速度,$p$ 为瞬时压强,$\rho$ 为密度,$\nu$ 为流体分子运动粘性系数,$f_i$ 为体积力。

本文采用 SST $k$-$\omega$ 湍流模型对雷诺方程封闭并进行模拟。SST $k$-$\omega$ 湍流模型控制方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j}=P_k-\beta^*\rho k\omega+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{k3}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j\omega)}{\partial x_j}=a_3\frac{\omega}{k}P_k-\beta_3\rho\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{\omega3}}\right)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+2(1-F_1)\rho\sigma_{\omega2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} \tag{4}$$

式中，$P_k$ 为湍流生成项，$F_1$ 为混合函数。

计算过程中给定的边界条件为：水轮机工况进口给定质量流量，出口给定静压；水泵工况进口给总压，出口给定流量；固体壁面采用无滑移壁面边界条件，非定常计算总时间为 0.5 s（即转轮旋转时间 8 圈以上），将转轮每旋转 2°所需的时间作为一个时间步长，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。

## 3 水泵水轮机内部压力脉动特性分析

### 3.1 数值计算可靠性分析

为了验证数值计算的可靠性，选择水轮机工况下导叶开度为 21.51°时 5 个工况点以及水泵工况下导叶开度为 21°时的 5 个工况点进行数值模拟，将数值模拟所得的能量特性结果与实验结果进行对比，各计算点的工况如表 1 所示。

表 1 计算点工况

Tab. 1 The operating point of calculation

| | 实验工况点参数 | $T_1$ | $T_2$ | $T_3$ | $T_4$ | $T_5$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 水轮机工况 | $Q_{11}$/ (m³/s) | 0.644 | 0.667 | 0.688 | 0.705 | 0.720 |
| | $n_{11}$/ (r/min) | 66.01 | 62.04 | 58.01 | 53.97 | 50.02 |
| | 实验工况点参数 | $P_1$ | $P_2$ | $P_3$ | $P_4$ | $P_5$ |
| 水泵工况 | $Q/Q_d$ | 0.68 | 0.91 | 1 | 1.06 | 1.16 |
| | $Q$/(m³/s) | 0.32 | 0.42 | 0.47 | 0.49 | 0.54 |
| | $n$/(r/min) | 1 500 | 1 500 | 1 500 | 1 500 | 1 500 |

通过定常数值计算，获得水轮机与水泵工况下性能参数值。计算所得的性能参数与实验值的对比如图 3 所示。从图 3 可看出，在水轮机工况下，数值模拟得出的水轮机最优效率出现在工况点 $T_2$ 和 $T_3$ 之间区域，而模型实验最优区出现在 $T_4$ 号工况点。在水泵工况下，通过将数值计算获得的 5 个工况点下的水力效率值以及水泵的扬程值与实验数值对比，可以明显看出，在工作流量大于设计流量时，数值计算所得的扬程数值与实验数值最为接近，而当工作流量数值小于设计流量时，计算所得的扬程值与实验值的偏差增大。

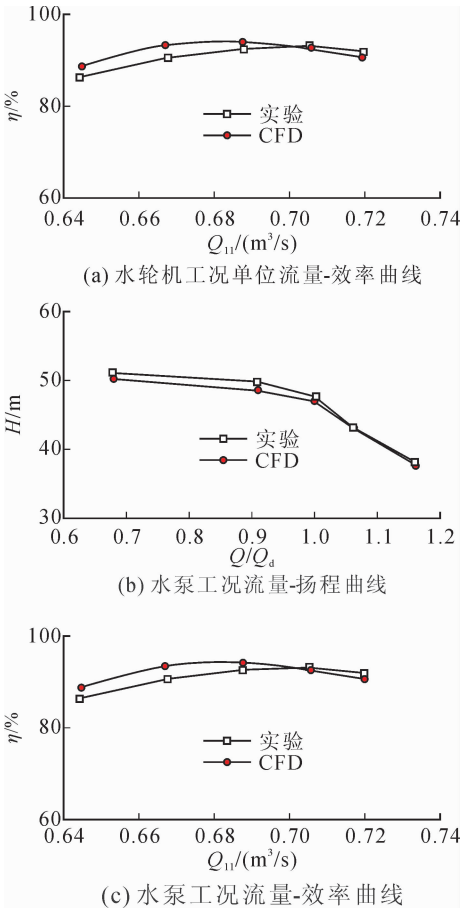



图 3 计算值与实验值对比

Fig. 3 Comparison between CFD and experiments

为了更详细地分析数值计算值与实验值的偏差，定义相对偏差 ε 为：

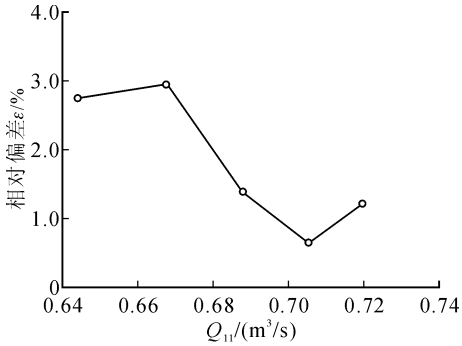
$$\varepsilon=\frac{|f_{CFD}-f_{EXP}|}{f_{EXP}}\times100\% \tag{5}$$

式中，$f_{CFD}$ 为数值计算得出的性能参数值，$f_{EXP}$ 为实验得出的性能参数值，相对偏差 ε 为无量纲量。

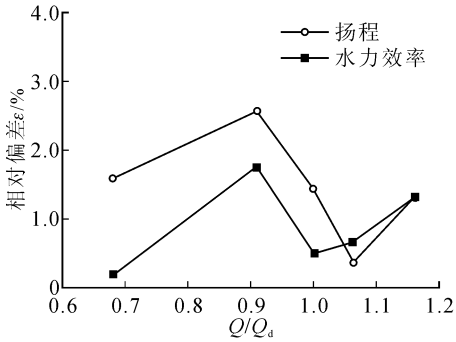
根据式(5)计算得出的相对偏差如图 4 所示。从图 4 可看出，在所计算的 5 个工况点中，CFD 数值计算值与实验值的偏差都在 3%以内，说明所采用的网格、湍流模型以及数值计算方法能够准确地预测水泵水轮机在水轮机工况和水泵工况下的流动特性，同时也证明采用数值模拟方法研究水泵水轮机内部压力脉动特性具有有效性和可靠性。

### 3.2 全流道压力脉动计算结果分析

在验证了数值计算方法的可靠性以后，采用相同的网格、湍流模型以及计算方法对水泵水轮机全流道进行非定常计算以捕捉各监测点的压力脉动时域特性，计算工况点分别为水轮机最优工况和水泵最优工况点。本文选择总模拟时间为 8 倍的转轮旋转周期，选取稳定后的最后一个周期进行脉动压力频谱分析。




(a) 水轮机效率值的计算偏差




(b) 水泵扬程和效率值的计算偏差

图4 数值计算相对偏差

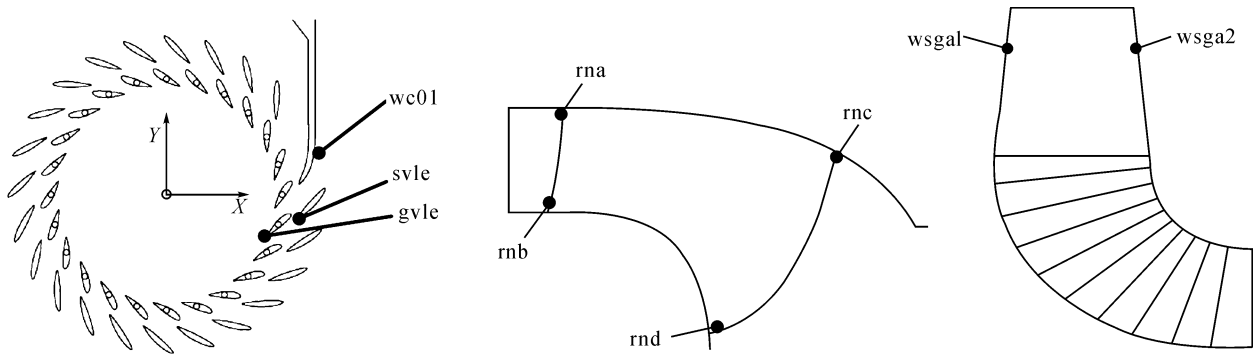
Fig. 4 Relative deviation of CFD simulation

为了获得详尽的水泵水轮机的压力脉动特性以及正确把握机组的压力脉动特性，本文参照机组模型实验测点位置布置图，在水轮机全流道内一共布置了10个压力脉动监测点，各个监测点名称和位置如表2和图5所示。本文主要对各监测点的压力脉动的时域特性及频幅特性开展研究，在通过计算获得各监测点的压力脉动数值后对各监测点的压力脉动时域数据进行快速傅立叶变换得到压力脉动频谱图，然后对其进行仔细分析(注：$f_0$ 为机组各自工况的转频，单位为 Hz，$Z_b$ 为叶片数，$f_b = Z_b * f_0$ 为叶倍频)。

表2 压力脉动监测点位置分布

Tab. 2 Pressure pulsation detection point

| 监测点名称 | 监测点位置 |
|---|---|
| wc01，wc02 | 蜗壳靠近隔舌处 |
| svle | 机组顶盖 |
| gvle | 转轮与活动导叶之间 |
| rna、rnb | 叶片头部上冠附近、下环附近 |
| rnc、rnd | 叶片尾部上冠附近、下环附近 |
| wsga1、wsga2 | 尾水管直锥段距转轮出口 $0.3D_1$ 处 |




(a) 引水部件内部监测点 (b) 转轮内部监测点 (c) 尾水管内部监测点

图5 计算压力脉动监测点布置图

Fig. 5 Diagram of morning points for pressure fluctuation

### 3.2.1 蜗壳压力脉动分析

蜗壳由于跟引水钢管相连接，因此必须研究其内部压力脉动特性，防止引起引水钢管的共振。由图6可知：水轮机工况时，蜗壳监测点在一个周期内波峰、波谷分别约出现18次。同样可由压力脉动频谱图可知，监测点脉动一阶主频率约为 $2f_b$；二阶主频率为 $1f_b$。水泵工况时，蜗壳监测点在一个周期内没有出现类似周期性的压力脉动，压力值振幅随时间波动较水轮机工况大，根据监测点压力脉动频谱图分析可知，脉动频率均小于叶倍频，一阶主频约为 $0.8f_b$，二阶主频约为 $0.4f_b$，频率值分布均匀，频谱峰值不明显。水轮机工况时，蜗壳区域的压力脉动主要受转轮与导叶之间的动静干涉诱发的压力脉动影响而产生，因此其频率通常为叶片的旋转通过频率的倍数，而在水泵工况时，蜗壳内部水流受到固定导叶和活动导叶尾迹涡的影响使得内部流动不稳定，因此其压力脉动的频谱峰值不明显。

### 3.2.2 机组顶盖处压力脉动分析

图7给出了计算所得的机组顶盖处监测点的压力脉动时域信息。由图7可知：对于水轮机工况，顶盖监测点在一个转轮旋转周期内约有18个波峰和波谷，振动频率均为2倍的叶倍频；水泵工况下转轮旋转一周约有9个波峰波谷，振动频率约为1倍的叶倍频。在水轮机工况，顶盖监测点处的压力脉动

频率较高，而在水泵工况下，顶盖监测点处的水流压力脉动频率较低，通常引起水力不稳定性的水流压力脉动都是低频脉动，因此，顶盖处的压力脉动在水泵工况下更容易成为诱发机组运行不稳定性的因素。水轮机工况下，顶盖测点处的压力脉动同样是由转轮与导叶间的动静干涉作用诱发，因此其频率成分通常为叶片的旋转通过频率或其倍数；在水泵工况下，顶盖处的测点由于距离转轮更近，因此与蜗壳区域的测点相比，其压力脉动频率成分中叶片旋转通过频率更加明显，表明水泵工况下该测点处的压力脉动主要也是由转轮与导叶间的动静干涉作用诱发。

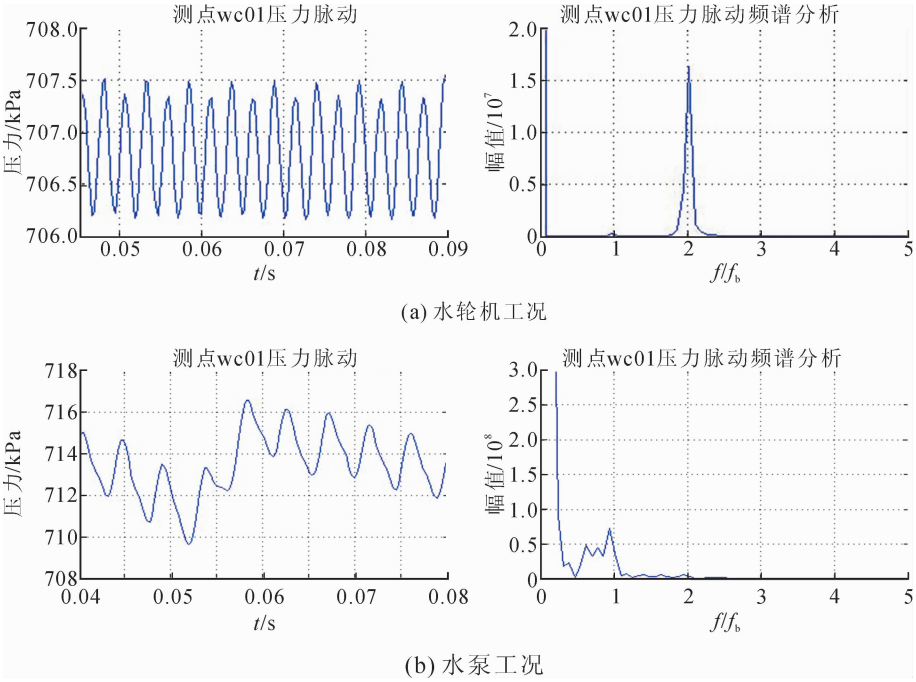



图 6　蜗壳区域监测点压力时域图和频域图

Fig. 6　Pressure and frequency domain at the monitor point of the casing

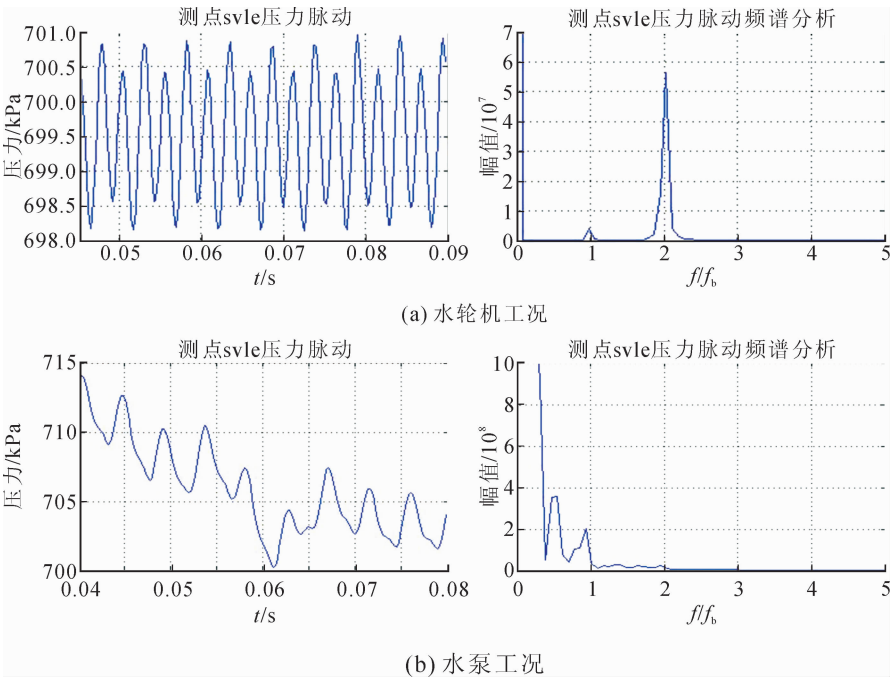



图 7　顶盖监测点压力时域图和频域图

Fig. 7　Pressure and frequency domain plots at the point of the head cover

### 3.2.3 转轮与活动导叶间的压力脉动分析

转轮与活动导叶之间的无叶区压力脉动是导致水泵水轮机振动和噪声的主要根源，而且当机组满负荷时，导叶出水边与转轮进口边的间隙较小，脉动压力将直接作用到叶片进水边与上冠、下环的连接处，从而直接对叶片的疲劳寿命产生影响。

图8给出了机组在水轮机最优工况以及水泵最优工况下无叶区监测点的压力脉动时域图及频幅特性。通过对图8进行分析可知，在一个转轮旋转周期内，水轮机工况下波峰、波谷数大约为9个，经快速傅立叶变换也可知监测点振动频率为1倍的叶倍频。水泵工况和水轮机工况类似，有9个波峰及波谷，振动一阶主频率为一倍的叶倍频，同时也有小于叶倍频的低频振动。

根据监测点处的压力脉动频幅特性进行分析，转轮与导叶间的压力脉动主要为转轮与导叶间的动静干涉诱发的叶片频率压力脉动。在水泵工况下，除了转子和定子动静干涉引起的压力脉动外，还存在一些次低频压力脉动，这些次低频压力脉动主要是由于转轮叶片出口尾迹涡与导叶相互影响而产生，这些次低频压力脉动也有可能成为诱发定子(即固定导叶)振动的因素。

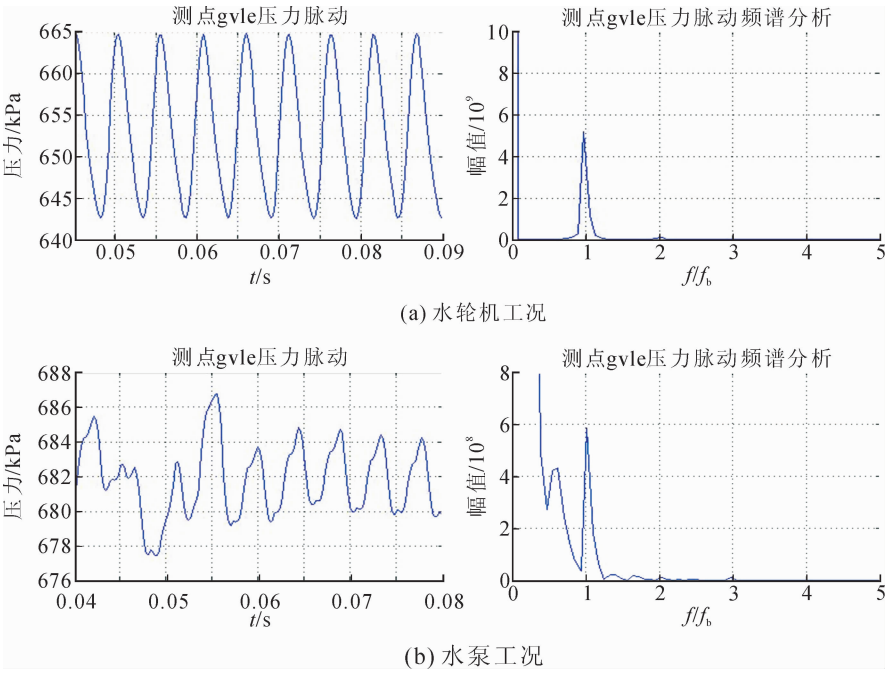



图8 转轮与活动导叶间测点压力时域图和频域图

Fig. 8 Pressure and frequency domain plots at the point between runner and guide vane

### 3.2.4 转轮区压力脉动分析

图9给出了转轮区域所布置的四个监测点的压力脉动时域信息，转轮区域上的四个监测点布置在转轮叶片进、出水边的叶根处，通过分析这几处监测点的压力脉动信息能为转轮叶片进、出水边的疲劳寿命优化提供依据。

由图9可知，对于转轮区的监测点而言，水轮机工况下四个监测点的压力脉动频率成分中均包含2倍的叶片旋转通过频率，靠近导叶的监测点rna和rnb处压力脉动的振动幅度比远离导叶的监测点rnc和rnd处的压力脉动振动振幅大，这是因为距离转轮与导叶动静干涉处越近其受动静干涉作用影响越大。在水泵工况下，由于转轮转速高且转轮进口处无任何导流部件，因此rna和rnb处压力脉动频率主要为转频，而转轮出口处的rnc和rnd处的压力脉动也主要受转轮内部流场周期性变化的影响，因此其压力脉动频率成分也以转频的倍数为主。

从上述监测点的频率成分可知以下两点。

1) 对于水轮机工况，rna和rnb测点上的压力脉动都可归属为叶片频率压力脉动[10]，叶片频率压力脉动产生的原因主要有以下两点：第一，转轮叶片进口断面或者出口断面处的水流速度、压力分布不均匀；第二，叶片与水流的相互冲而产生的水压力值的脉动。rnc和rnd测点上的压力脉动主频主要是低频，其产生的原因是因为受到了叶片尾迹涡及尾水管涡带的影响。

2) 对于水泵工况，由于转轮前的引水部件对流体的流态并无太大影响，因此转轮内部测点的压力及流态主要受转轮旋转所引起的周期性变化的流场影响，所以其压力脉动频率主要是转频的倍数。

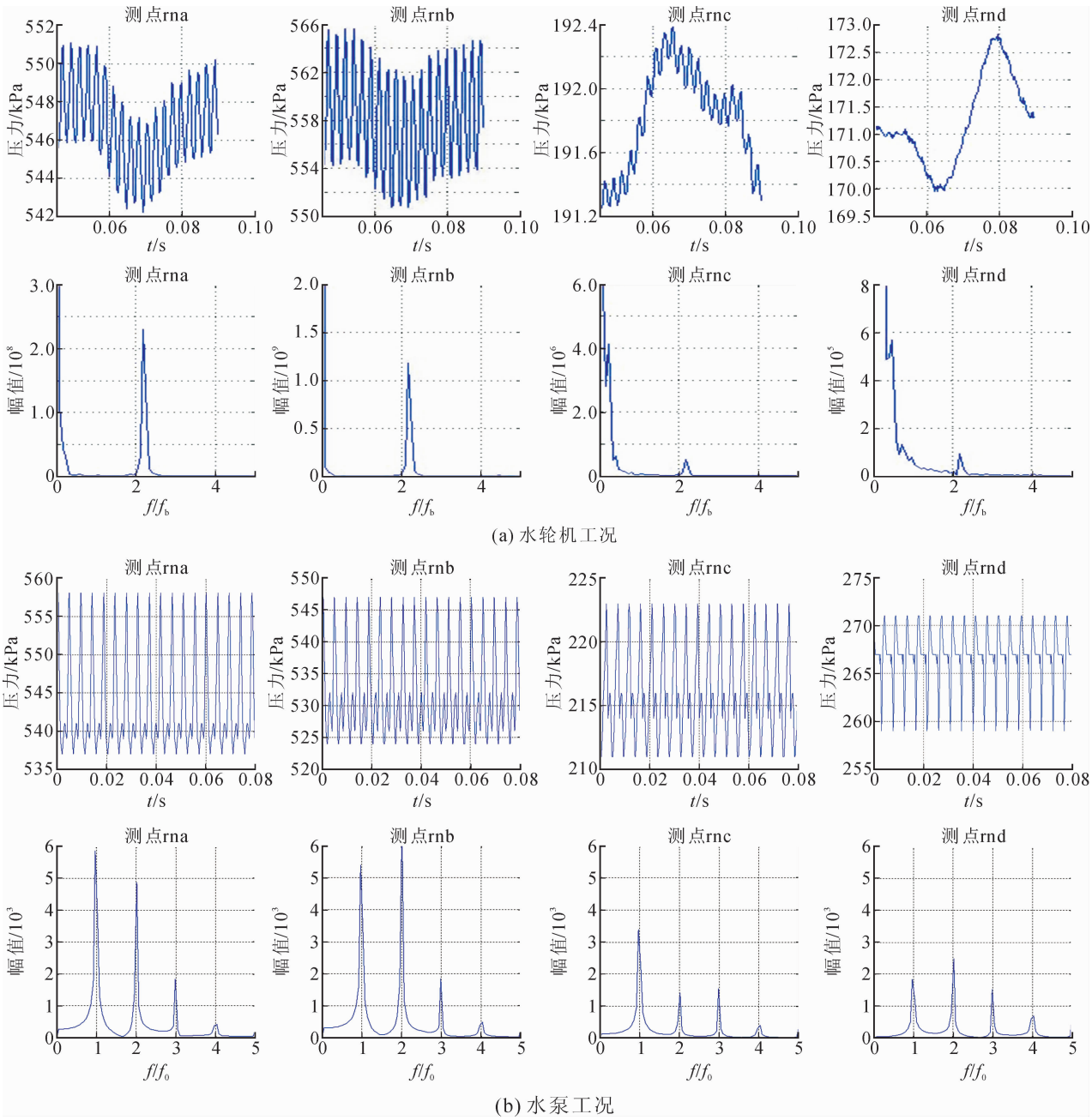



图 9　转轮区域监测点压力时域图和频域图

Fig. 9　Pressure and frequency domain plots at the points in the runner domain

### 3.2.5　尾水管压力脉动分析

在水泵工况时，尾水管主要作为引水管道使用，在其内部水流流动较为平稳，因此其压力脉动较小，所以在本文中不单独分析，而对于水轮机工况，尾水管锥管段的水压力脉动是引起机组不稳定性的主要因素，所以本文只针对水轮机工况下尾水管的压力脉动特性进行分析。

图 10 给出了水轮机工况下尾水管直锥段上监测点的压力脉动时域信息。

尾水管锥管处测点压力脉动主要受转轮出口流态的影响，只有当机组运行在偏离最优点的工况时，由于转轮出口水流的圆周速度与切向速度达到一定的比例关系下才会形成涡带，而在最优工况下，转轮出口流态均匀稳定，没有涡带产生。

因此如图 10 所示，锥管处测点的压力脉动频率主要为 1 倍转频，没有低频压力脉动，只有当工况偏离最优工况时，该处压力脉动的频幅特性才会呈现多样性。

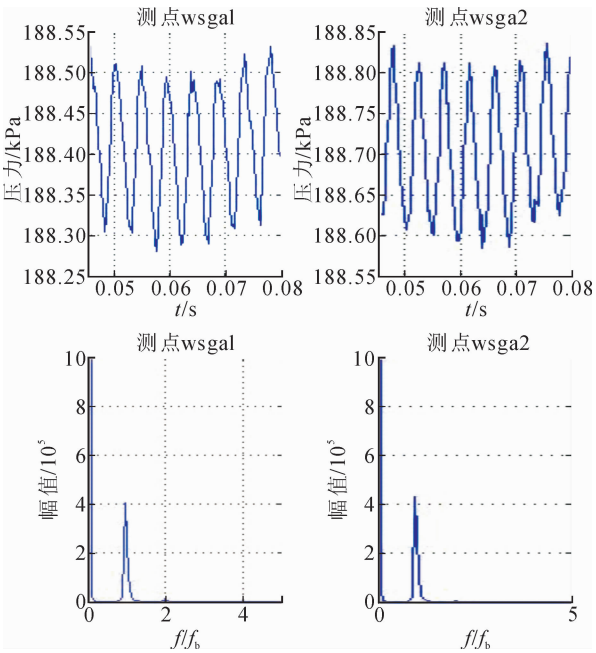



图 10 水轮机工况尾水管区域监测点压力时域图和频域图
Fig. 10 Pressure and frequency plots of points in the draft tube at turbine condition

## 4 结 论

1) 在所计算的五个工况点范围内,数值计算所得的水泵水轮机性能参数值与实验值的相对偏差都小于 3%,这表明采用数值计算方法研究水泵水轮机内部流动规律具有有效性和可靠性,也说明通过数值计算方法研究水泵水轮机内部的压力脉动特性具有可行性。

2) 通过对水泵水轮机内部各测点的压力脉动计算数据进行统计后发现:对于蜗壳区域,水轮机工况下的压力脉动以二倍叶倍频为主,水泵工况下压力脉动以 0.8 倍叶倍频为主。对于水轮机顶盖区域,水轮机工况下测点脉动频率为 2 倍叶倍频,水泵工况下测点脉动频率均为 1 倍叶倍频。对于转轮区域,水轮机工况下监测点压力以 2.2 倍叶倍频为主,而水泵工况下的转轮内部监测点的压力脉动频率则主要为转频的倍数。对于尾水管区域,直锥管监测点主要受转轮出口流态的影响,压力脉动频率约为 1 倍的叶倍频。

**参考文献:**

[1] 梅祖彦. 抽水蓄能发电技术[M]. 北京:机械工业出版社,2000.

[2] 杨琳,陈乃祥,樊红刚. 水泵水轮机全流道双向流动三维数值模拟与性能预估[J]. 工程力学,2006,23(5):157-162.
Yang Lin, Chen Naixiang, Fan Honggang. 3-D two-way numerical simulation and performance estimation on the whole flow passage of the reversible pump-turbine runner[J]. Engineering Mechanics, 2006, 23(5): 157-162.

[3] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004.

[4] 冉红娟,张瑶,罗先武,等. 可逆式水轮机泵工况下驼峰现象的数值模拟[J]. 水力发电学报,2011,30(3):175-179.
Ran Hongjuan, Zhang Yao, Luo Xianwu, et al. Numerical simulation of the positive-slope performance curve of a reversible hydro-turbine in pumping mode[J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2011, 30(3): 175-179.

[5] 王焕茂. 混流式水泵水轮机驼峰区数值模拟及实验研究[D]. 武汉:华中科技大学,2009.
Wang Huanmao. Numerical simulation and experimental research on pump district of francis pump-turbine[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2009.

[6] 王乐勤,刘迎圆,刘万江,等. 水泵水轮机泵工况的压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(1):7-10.
Wang Leqin, Liu Yingyuan, Liu Wanjiang, et al. Pressure fluctuation characteristics of pump-turbine at pump mode[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(1): 7-10.

[7] Ciocan G D, Kueny J L. Experimental analysis of rotor-stator interaction in a pump-turbine[C]. 23rd IAHR symposium, Yokohama, October 2006.

[8] Masahiro Miyabe. On the unstable pump performance in a low specific speed mixed flow pump[C]. 23rd IAHR symposium, Yokohama, October 2006.

[9] 李启章,张强,于纪幸,等. 混流式水轮机水力稳定性研究[M]. 北京:中国水利水电出版社,2014.

[10] 严敬. 工程流体力学[M]. 重庆:重庆大学出版社,2000.

[11] 肖若富,孙卉,刘伟超,等. 预开导叶下水泵水轮机 S 特性及其压力脉动分析[J]. 机械工程学报,2012,48(8):174-179.
Xiao Ruofu, Sun Hui, Liu Weichao, et al. Analysis of S characteristics and its pressure pulsation of pump-turbine under pre-opening guide vanes[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(8): 174-179.

(责任编辑 王卫勋)