

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.09.014

# 水轮机尾水管涡带压力脉动同步及非同步特性研究

孙龙刚 郭鹏程 罗兴铸

(西安理工大学省部共建西北旱区生态水利国家重点实验室,西安 710048)

**摘要:**尾水管涡带是混流式水轮机在部分负荷工况运行时尾水管内出现的一种螺旋状涡旋运动,其诱发的压力脉动对水轮机运行稳定性有直接影响且易造成疲劳破坏。基于 SST  $k-\omega$  湍流模型对运行在 42.35% 额定功率的某混流式模型水轮机进行了尾水管内部流动特性的试验测试与数值研究,数值压力脉动幅值及主频与试验测试吻合度好,误差分别约为 2.70% 和 2.62%。尾水管内出现进动涡带时,测点压力均作 0.25 倍转频的周期性脉动,涡带扫过测点时,其压力最低。位于涡带运动轨迹附近的压力测点,其压力幅值最高。为了进一步阐明尾水管涡带的复杂流动特征及其动力学特性,将尾水管压力信号分解为同步分量及非同步分量。研究发现,分解后的非同步分量对原始信号有较强的依从性,其幅值较高且保持主频为 0.25 倍转频,而同步分量主频发生变化且压力脉动幅值较小,表明非同步分量对尾水管涡带的形成贡献大于同步分量。尾水管锥管段不同高程上同步及非同步分量幅值的量化分析表明,非同步分量幅值绝对占优,沿流动方向非同步分量幅值先增大后减小,而同步分量幅值逐渐增加。

**关键词:**水轮机;尾水管涡带;压力脉动分解;同步分量;非同步分量

**中图分类号:**TK733+.1 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-1298(2019)09-0122-08

## Investigation on Synchronous and Asynchronous Characteristics of Pressure Fluctuations towards Precessing Vortex Rope in Francis Turbine Draft Tube

SUN Longgang GUO Pengcheng LUO Xingqi

(State Key Laboratory of Eco-hydraulics in Northwest Arid Region, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

**Abstract:** Precessing vortex rope (PVR) in Francis turbine draft tube is an unsteady swirling flow under a given partial load operating conditions and characterized by high-amplitude pressure fluctuation, and the pressure fluctuation excited by PVR can cause several directed and adverse effects on the operating stability or even fatigue damage. Numerical solution with SST  $k-\omega$  turbulent model and experimental test were respectively carried out to investigate the internal flowing of draft tube towards a model Francis turbine operating at 42.35% of rated power. An excellent agreement between numerical and experimental results of pressure fluctuation amplitude and frequency was obtained with corresponding errors of 2.70% and 2.62%, respectively. The monitored pressure pulsates periodically at low frequency of 0.25 time of the runner revolution frequency, the monitoring positions travelled over by the PVR structure captured a minimum pressure value, and higher pressure amplitude compared with the rest regions due to the movement of vortex structure. In order to further clarify the complex flow features and dynamic characteristics towards the PVR, the pressure signals measured was decomposed into the synchronous and asynchronous components. Relative to the synchronous component, the decomposed asynchronous component remained the same frequency as the frequency of vortex rope evolution and obtained an absolute dominance of pressure fluctuation amplitude. On the contrary, the dominant frequency of synchronous component was changed with lower pressure amplitude. The analysis indicated that the contribution of the non-synchronous component to the formation of the vortex rope was greater than that of

收稿日期:2019-06-03 修回日期:2019-06-25

**基金项目:**国家自然科学基金项目(51839010)、陕西省重点研发计划项目(2017ZDXM-GY-081)和陕西省教育厅服务地方专项计划项目(17JF019)

**作者简介:**孙龙刚(1988—),男,博士生,主要从事水力机械内部流动理论研究,E-mail:sunlg\_xut@126.com

**通信作者:**郭鹏程(1975—),男,教授,博士生导师,主要从事水力机械内部流动理论及优化设计研究,E-mail:guoyicheng@126.com

the synchronous component. At different elevations of draft tube cone, the quantitative analysis to the amplitudes showed that the asynchronous component held leading status, the amplitude of asynchronous component was increased initially and then decreased along the flow direction, while the synchronous component amplitude kept increased.

**Key words:** Francis turbine; precessing vortex rope in draft tube; decomposition for pressure fluctuation; synchronous components; asynchronous components

## 0 引言

随着风能、太阳能等间歇性能源在电网中比例的增加,水机组将更多地运行在变负荷工况及偏工况下以平衡电网参数<sup>[1-2]</sup>。偏工况下运行,水轮机不可避免地经历动态负荷不平衡,激发高幅值压力脉动、水力振动、噪声等,严重影响水轮机运行稳定性<sup>[3-5]</sup>。尾水管涡带(Precessing vortex rope, PVR)是混流式水轮机在部分负荷工况运行时尾水管水流中出现的一种强烈偏心螺旋状涡旋运动,涡带频率约为转频0.2~0.45倍并激发高幅值压力脉动。尾水管涡带的形成有两个主要因素:较大的角动量与轴向动量比产生的强烈涡旋流动;与转轮出口速度及锥管段扩散形式有关的轴向方向逆压梯度<sup>[6]</sup>。它是混流式水轮机运行在偏工况下的一种固有水力特性,是水力不稳定性的表征和结果,严重时会影响运行稳定性及造成疲劳破坏等,因此部分负荷工况下尾水管内的压力脉动特性研究受到学者持续关注<sup>[7-10]</sup>。

2000年,EUREKA(欧洲研究协调局)发起了FLINDT(Flow investigation in draft tube)研究项目<sup>[11]</sup>,旨在建立较大运行范围的试验数据库进行CFD计算的比较和确认。文献[12]对混流式转轮出口涡旋流动进行了试验和理论研究,以阐明尾水管压力恢复系数出现突降的原因。文献[13]用涡旋生成装置模拟混流式水轮机在部分负荷下的运动,并对涡旋流动进行了LDA(激光多普勒测速仪)测试和数值模拟研究。数值计算分别采用DDES(延迟分离涡)-SA(Spalart-Allmaras)模型和RNG  $k-\varepsilon$ 模型,结果表明两种湍流模型预测的平均速度与试验测试比较一致,而DDES-SA模型在最大与最小转速工况的精度要更高。FLINDT项目的研究,有助于理解混流式水轮机弯肘型尾水管内部流动特征及流动机理。

部分负荷工况下,模型试验观测到的螺旋形涡带在尾水管内同时具有轴向及周向运动,因此可将尾水管涡带压力或者速度脉动分解为同步分量和非同步分量,其中同步分量表示涡带突进(PVR plunging),非同步分量表示涡带旋转(PVR rotating),分别表征涡带在尾水管锥管段轴向及径

向的运动强度<sup>[14-15]</sup>,一些学者也对此进行了研究<sup>[16-18]</sup>。

由此可见,尾水管涡带压力脉动的同步及非同步分解,不仅有助于对涡带运动过程直观深入的理解,而且对于抑制以及改善部分负荷工况下尾水管涡带的不利影响具有重要意义。然而,有关研究相对较少且仅进行了简单的流动特征描述。基于此,本文以某混流式模型水轮机为研究对象,开展部分负荷工况下尾水管内部流动特性的试验测试和数值模拟研究,分析涡带周期性演化过程及其诱导的压力脉动特性,将时变压力脉动进行同步及非同步分量的数学分解,对涡带形成过程中同步及非同步运动分量的影响进行动力学分析,进一步理解尾水管涡带的复杂流动特征及其动力学特性。

## 1 尾水管压力脉动研究方法

### 1.1 流动控制方程及SST $k-\omega$ 模型

非稳态的雷诺时均(Reynolds average Navier-Stokes equations, RANS)方程为<sup>[19]</sup>

$$\begin{cases} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i U_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right) \end{cases} \quad (1)$$

式中  $t$ ——时间  $\rho$ ——流体密度  
 $p$ ——压力  $\nu$ ——涡粘度  
 $x_i, x_j$ ——笛卡尔坐标  $i, j$  方向位移  
 $U_i, U_j$ —— $i, j$  方向上的时均速度  
 $u'_i, u'_j$ —— $i, j$  方向上的脉动速度

采用SST  $k-\omega$ 湍流模型来封闭式(1),即

$$\overline{u'_i u'_j} = -2\nu_t S_{ij} + \frac{2}{3} \delta_{ijk} \quad (2)$$

式中  $\nu_t$ ——湍动涡粘度  
 $S_{ij}$ ——变形率张量  
 $\delta_{ijk}$ ——Kronecker算子

SST  $k-\omega$ 湍流模型中湍动能及比耗散率的输运方程为<sup>[20]</sup>

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma_\omega \nu_i) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial k}{\partial x_i} \quad (4)$$

其中

$$\nu_i = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij} \cdot S_{ij}}$$

式中  $k$ ——湍动能  $\omega$ ——比耗散率

$F_1, F_2$ ——混合函数

$P_k$ ——湍动生成项

$\alpha, \alpha_1, \beta, \beta^*, \sigma_k, \sigma_\omega, \sigma_{\omega 2}$ ——方程闭合系数

SST  $k-\omega$  湍流模型在边界层使用  $k-\omega$  湍流模型, 在其余区域应用  $k-\varepsilon$  湍流模型, 可较好地捕捉叶轮机件的流动分离现象<sup>[21-23]</sup>。

### 1.2 计算域离散及边界条件

本文研究对象为一转轮直径  $D_m = 0.35 \text{ m}$  的混流式模型水轮机, 如图 1 所示。该模型由进口到出口分别为蜗壳、活动导叶、固定导叶、转轮以及尾水管, 其中固定导叶与活动导叶数均为 24, 转轮叶片数为 15。额定工况下, 活动导叶开度  $\sigma = 24^\circ$ , 单位流量与单位转速分别为  $Q_{11} = 0.933 \text{ 0 m}^3/\text{s}$ ,  $n_{11} = 73.43 \text{ r/min}$ , 对应的原型水轮机水头  $H_p = 71.0 \text{ m}$ , 输出功率  $P_p = 228.22 \text{ MW}$ 。

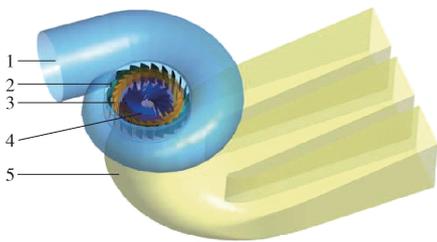


图 1 模型水轮机示意图

Fig.1 Sketch of investigated model Francis

1. 蜗壳 2. 固定导叶 3. 活动导叶 4. 转轮 5. 尾水管

采用多块结构化六面体网格对蜗壳进口至尾水管出口计算域进行网格离散。为研究网格数目对计算结果的影响, 采用美国机械工程师协会 (American

Society of Mechanical Engineers, ASME) 推荐的网格收敛指数 (GCI)<sup>[24-26]</sup> 进行网格离散误差的估计。GCI 是一个具有 95% 置信区间、表示两个对比网格中更密网格与渐进值之间距离的指标, 可用于预测进一步的网格细化对求解的影响。GCI 网格无关性验证需要 3 套不同数目的网格, 分别为细密网格 (Fine)、中等网格 (Medium) 和粗糙网格 (Coarse), 计算的近似相对误差、外推相对误差以及网格收敛指数公式为

$$\begin{cases} e_{a21} = \left| \frac{\phi_2 - \phi_1}{\phi_1} \right| \\ e_{ext21} = \left| \frac{\phi_{ext21} - \phi_1}{\phi_{ext21}} \right| \\ G_{CI21} = \frac{1.25 e_{a21}}{r_{21}^m - 1} \end{cases} \quad (5)$$

式中  $e_a, e_{ext}$ ——近似相对误差和外推相对误差

$\phi$ ——选择的关键变量

$\phi_{ext}$ ——关键变量的外推值

$r$ ——网格加密因子

$m$ ——采用定点迭代法计算的表现级数

下标 1、2 对应于网格 Fine 和 Medium, 下标 21 为网格 Fine 对 Medium 的相对值。

网格 Medium 相对于 Coarse 的计算过程与式 (5) 相同。表 1 ( $N_1 \sim N_3$  表示 3 种不同密度的网格数, 下标 3 对应于网格 Coarse, 下标 32 为网格 Medium 对 Coarse 的相对值) 列出了最优工况下数值计算离散误差的计算过程及统计。数值计算蜗壳进口给定质量流量, 尾水管出口指定静压, 固壁面均采用光滑、无滑移边界条件。瞬态计算动静交界面为“Transient rotor-stator”, 对流采用高阶求解格式, 瞬态模型则采用二阶向后欧拉模式, 收敛标准设为最大残差小于 0.001。为消除变量之间代数运算带来的误差, 选择直接测得的两个变量转轮扭矩和活动导叶与转轮之间无叶区测点的压力作为网格无关性测试的关键变量。

表 1 数值计算离散误差及不确定性统计

Tab.1 Statistics for discretization error and uncertainties in numerical solutions

| 参数                             | 扭矩                                 | 压力                                 |
|--------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| $(N_1, N_2, N_3)$              | (14 019 529, 6 231 360, 2 519 029) | (14 019 529, 6 231 360, 2 519 029) |
| $(\phi_1, \phi_2, \phi_3)$     | (970.5, 986.9, 1 016.6)            | (0.120 6, 0.121 9, 0.125 7)        |
| $(r_{21}, r_{32})$             | (1.310 3, 1.352 4)                 | (1.310 3, 1.352 4)                 |
| $m$                            | 1.681 6                            | 3.333 6                            |
| $(\phi_{ext21}, \phi_{ext32})$ | (941.998 5, 941.998 5)             | (0.119 7, 0.119 7)                 |
| $(e_{a21}, e_{a32})$           | (0.016 9, 0.030 1)                 | (0.010 8, 0.031 2)                 |
| $(e_{ext21}, e_{ext32})$       | (0.047 7, 0.079 2)                 | (0.018 3, 0.050 0)                 |
| $(G_{CI21}, G_{CI32})$         | (0.036 7, 0.056 9)                 | (0.009 2, 0.022 4)                 |

由表1可知,3种密度的网格以渐进形式收敛,表明网格加密有利于平均流场的求解。对 Fine 和 Medium 网格而言,计算的扭矩不确定度分别为 3.67% 和 5.69%,转轮扭矩不确定度为 0.92% 和 2.24%。为了平衡计算精度与计算资源之间的关系,本文最终选择了 Medium 网格进行数值计算。图2所示为蜗壳、固定导叶及活动导叶、转轮和尾水管网格示意图。其中蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮及尾水管最大  $y^+$  值( $y^+$ 表示第1层网格距离壁面的无量纲距离)分别为 135.6、60.8、50.2、56.2 和 58.6。

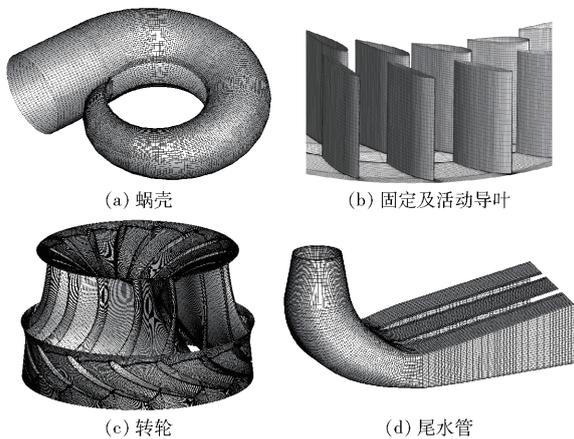


图2 网格生成示意图

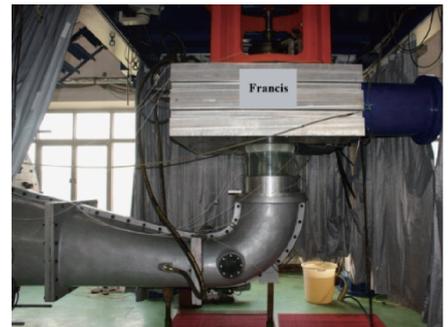
Fig.2 Grid views for simulation domain

### 1.3 数值计算方法的试验验证

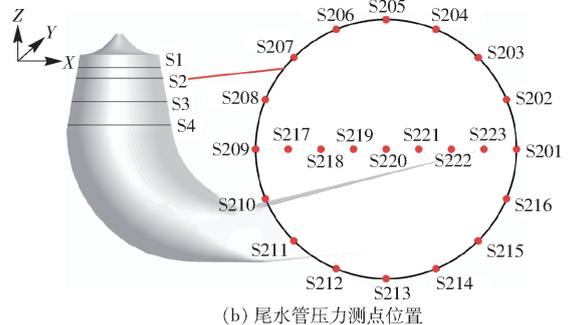
数值计算与试验测试工况为模型水轮机额定功率的 42.35%,对应的活动导叶开度  $\sigma = 20^\circ$ ,单位转速  $n_{11} = 88.00 \text{ r/min}$ ,单位流量  $Q_{11} = 0.7452 \text{ m}^3/\text{s}$ 。水轮机测试试验台如图3a所示,试验过程中采用电磁流量计记录流量,压差传感器用来测量蜗壳进口与尾水管出口之间的压差来计算水头。为了捕捉尾水管涡带压力脉动,两个径向相差  $180^\circ$ 的微型压力传感器 S201 和 S209 被嵌入式安装在尾水管锥管段壁面,以记录时变压力脉动的动态变化过程。模型试验严格按照 IEC60193 试验标准进行水力效率、流量的测量以及传感器标定<sup>[27]</sup>。试验前仔细检查传感器的精度和标定不确定度,流量计、压差传感器以及压力传感器的估计不确定度分别为  $\pm 0.18\%$ 、 $\pm 0.05\%$  和  $\pm 1\%$ ,模型试验台水力效率的随机误差与系统误差分别为  $\pm 1\%$  和  $\pm 0.214\%$ 。

除测点 S201 和 S209 外,数值计算额外监测尾水管锥管段 4 个不同高度断面上的压力变化,如图3b所示。4个断面分别命名为 S1、S2、S3 和 S4 面,分别位于锥管段  $Z = -0.206 \text{ m}$ 、 $Z = -0.254 \text{ m}$ 、 $Z = -0.361 \text{ m}$  和  $Z = -0.467 \text{ m}$ ,其中 S2 面为尾水管进口以下  $0.3D_2$  ( $D_2$ 为转轮出口直径)处。在 S2

面上,锥管段壁面上逆时针间隔  $22.5^\circ$  布置了 16 个测点,依次命名为 S201 ~ S216;锥管段内部沿 X 方向分别布置 7 个测点,依次命名为 S217 ~ S223,其余 3 个平面按照相同的方法布置对应的测点。



(a) 水轮机模型试验台



(b) 尾水管压力测点位置

图3 水轮机模型试验台及数值计算压力测点位置

Fig.3 Model test for Francis turbine and minorng point locations

统计得到尾水管涡带压力脉动幅值及主频数值解与试验测试的对比结果。其中,压力脉动幅值采用线性计算,为压力最大值与最小值之差的 97% 置信区间,频率为快速傅里叶变换 (FFT) 获得的主频。试验测得的幅值为 11.398%,对应的数值解为 11.09%,计算误差约为 2.70%。试验测试压力信号经 FFT 变换后的主频为  $0.256f_n$  ( $f_n$ 为转频),为典型的尾水管涡带压力脉动频率,数值预测的主频为  $0.2493f_n$ ,对应的计算误差为 2.62%。对比结果可知,数值计算获得的压力脉动主频及幅值与试验值比较吻合,误差在可接受范围之内,且在涡带频率上的预测精度略高于压力脉动幅值。

## 2 结果分析

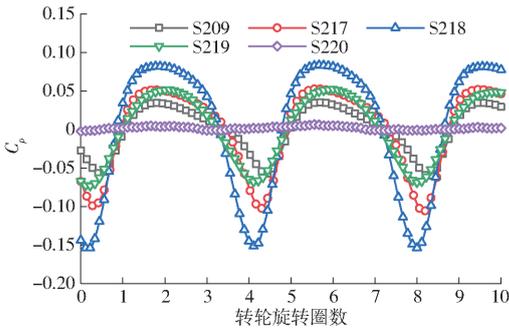
### 2.1 压力脉动特性

图4(图中  $C_p$ 表示压力脉动系数, $f$ 表示频率)为锥管段 S2 平面上沿 X 轴上 5 个测点 S209、S217、S218、S219、S220 的压力变化曲线及对应的 FFT 变换。图5(图中  $T$ 表示尾水管涡带运动周期)以 S2 面为例,给出了一个周期内涡带运动对平面压力的影响示意图,图中同时给出了图4中 5 个测点的位置分布。压力脉动系数计算公式为

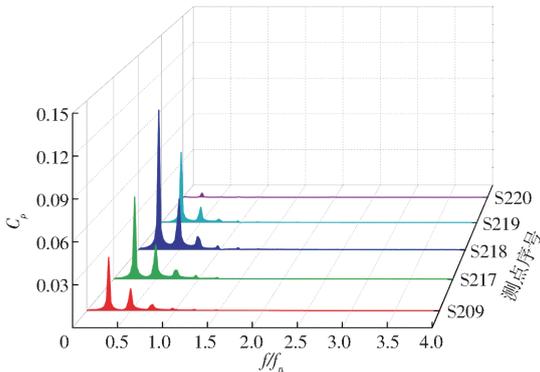
$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{p_{BEP}} \quad (6)$$

式中  $\bar{p}$ ——平均压力

$p_{BEP}$ ——最优工况参考压力



(a) 压力脉动系数随时间变化曲线



(b) 压力脉动系数频谱分析

图4 X轴测点时变压力曲线及频谱分析

Fig.4 Temporal variation of numerical pressure coefficient and spectral analysis along X axis

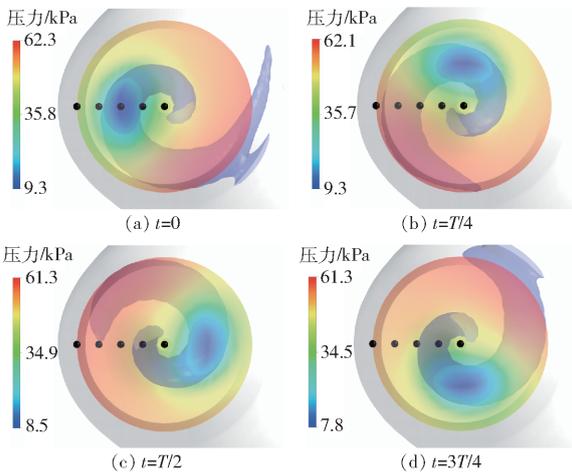


图5 进动涡带对平面压力的影响

Fig.5 Influence of precessing vortex rope on pressure distribution

由图4时变压力及其FFT变换结果可知,转轮旋转10圈时间内,尾水管内压力呈周期性低频波动,FFT变换后各个测点上的主频均为 $0.25f_n$ ,为典型的尾水管涡带频率。不同测点上压力脉动幅值差异较大,幅值从大到小依次为S218、S217、S219、S209、S220。除转轴中心测点S220外,造成其他测

点幅值差异的原因,可以用图5解释。如图5所示,部分负荷工况下椭圆形偏心涡带的出现,对整个压力场有直接影响。涡带中心压力最低,压力由最低点向外外部辐射增加,且涡带所在一侧压力较低,对应的另一侧压力较高,即当涡带扫过测点时,其压力最低。因此,涡带旋转运动对压力场带来的影响表现为与涡带中心距离越近,测点幅值越大。由图5可知,S218位于涡带运动轨迹上,其幅值最大;S217与S219位于涡带两侧,其幅值小于S218,同理,壁面测点S209幅值小于S217和S219。对于测点S220,其位于转轴中心,涡带工况下锥管段中心一般为回流及死水区,故脉动幅值较小。

### 2.2 压力脉动同步及非同步分解

尾水管锥管段内的水流流动,同时具有周向旋转运动和轴向竖直运动,为定量分析这两种运动,可将尾水管内的压力信号分解为同步分量(Synchronous component)及非同步分量(Asynchronous component)<sup>[15,28-29]</sup>,公式为

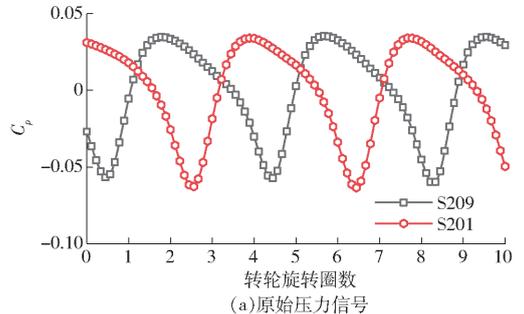
$$A_{syn} = \frac{A_1 + A_2}{2} \quad (7)$$

$$A_{asyn} = \frac{A_1 - A_2}{2} \quad (8)$$

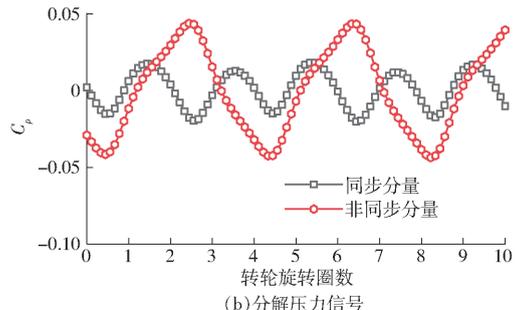
式中  $A_{syn}$ 、 $A_{asyn}$ ——同步分量及非同步分量

$A_1$ 、 $A_2$ ——尾水管锥管上关于水轮机轴对称的压力监测信号

以测点S209与S201为例,图6为压力脉动系数以及分解后压力脉动系数的同步分量、非同步分量随时间变化曲线,图7为同步与非同步分量压力脉动系数频谱分析结果。



(a)原始压力信号



(b)分解压力信号

图6 原始及分解后压力信号

Fig.6 Original and decomposed pressure signals

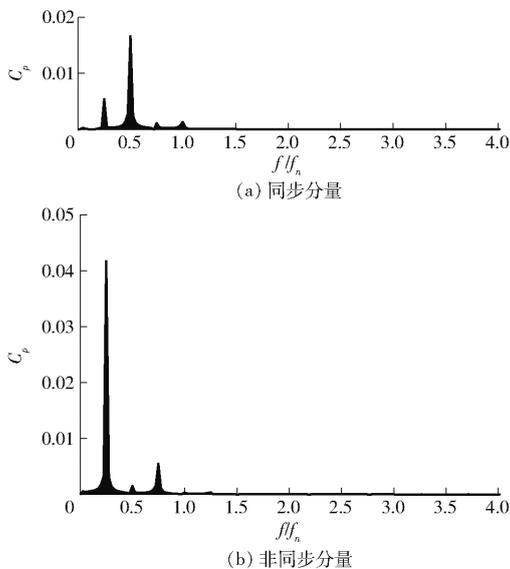


图 7 同步及非同步分量压力脉动频谱分析  
Fig. 7 Spectrum analysis of synchronous and asynchronous components

由图 6 可知,两个原始信号其脉动频率及幅值均一致,仅在相位上有差别;分解后的压力信号,非同步分量幅值绝对占优,其压力脉动幅值约为同步分量的 2.51 倍,并且非同步分量对原始信号具有依从性,即其主频保持与原始信号一致,均为  $0.25f_n$ ,为低频涡带频率,而由于原始信号波峰波谷间存在相位差,经过压力分解后的同步分量主频发生变化,约为  $0.50f_n$ 。

为进一步量化锥管段不同高程上同步与非同步分量幅值,以及研究其沿轴向和周向运动的演化规律,图 8a 给出了 S2 平面上压力脉动幅值沿圆周方向的极轴分布图,为图 3b 中 S2 平面上 S201 至 S216 测点压力脉动系数幅值沿圆周方向的拟合。该拟合曲线与等压力脉动系数曲线呈偏心圆分布,定义极轴图圆心与拟合圆圆心之间距离  $OO'$  为该平面上的压力脉动系数的同步分量幅值,拟合圆半径  $O'D$  为压力脉动系数的非同步分量幅值。采用相同的处理方法,图 8b 为锥管段 4 个不同高度截面上压力脉动系数同步及非同步分量比较直方图。

由图 8b 比较分析可知,锥管段不同高度上非同步分量幅值均绝对占优,同步分量与非同步分量之间的比值约为 0.063、0.060、0.114、0.188,表明当尾水管中出现螺旋形涡带时,锥管段内作螺旋状涡旋运动的水流占主导作用。非同步分量由尾水管进口首先增大,在 S2 平面上达到最大值,然后减小,而表征压力轴向运动的同步分量,其幅值沿流动方向逐渐增大。

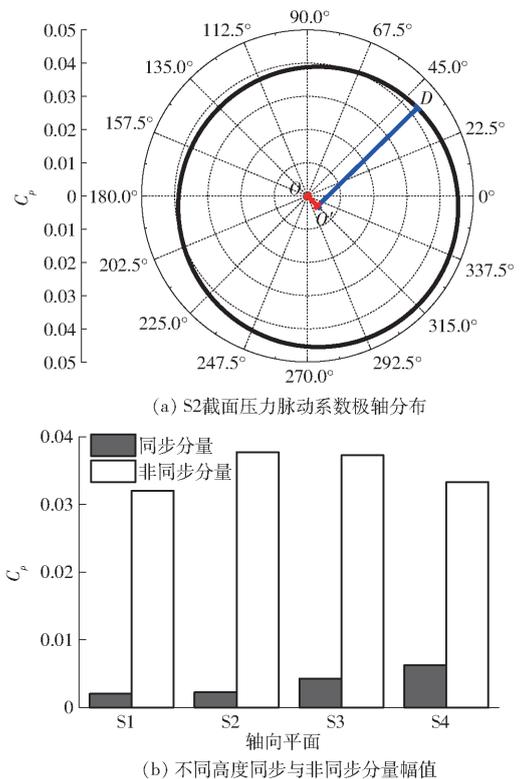


图 8 压力脉动同步与非同步分量幅值比较  
Fig. 8 Comparison of pressure amplitude of synchronous and asynchronous components

### 3 结论

(1) 研究了涡带诱发的高幅值压力脉动特性并对涡带压力脉动进行同步与非同步分量的数学分解。数值模拟与试验测试均在 42.35% 额定功率下进行。数值仿真采用瞬态全通道计算,利用 GCI 技术进行网格无关性验证并确定网格数目,最终获得了与试验测试压力脉动主频及幅值结果一致的数值解。

(2) 尾水管内出现进动涡带时,锥管段内不同测点均呈低频周期性脉动,预测的脉动主频为  $0.25f_n$ ,为典型的尾水管涡带频率。由于涡带中心为低压区,涡带所在一侧压力较低,对应的另一侧压力较高,故距离涡带运动轨迹越近的位置,其压力变幅越大,导致压力脉动幅值高于周围位置。

(3) 将涡带压力脉动分解为同步分量与非同步分量,分解后的压力信号,非同步分量压力脉动幅值较高,且保持了与原始信号一致的  $0.25f_n$  主频。同步分量主要受原始信号波峰波谷间相位差的影响,其主频发生变化。沿流动方向非同步分量压力脉动幅值首先增大,然后减小,而表征压力轴向运动的同步分量,其幅值逐渐增大。

## 参 考 文 献

- [1] GOYAL R, GANDHI B K. Review of hydrodynamics instabilities in Francis turbine during off-design and transient operations [J]. *Renewable Energy*, 2018, 116 (Part A): 697–709.
- [2] LI D Y, QIN Y L, ZUO Z G, et al. Numerical simulation on pump transient characteristic in a model pump turbine[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2019, 141(11): 111101.
- [3] TRIVEDI C, GANDHI B, MICHEL C J. Effect of transients on Francis turbine runner life: a review[J]. *Journal of Hydraulic Research*, 2013, 51(2): 121–132.
- [4] FAVREL A, LANDRY C, MÜLLER A, et al. Experimental identification and study of hydraulic resonance test rig with Francis turbine operating at partial load[J]. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012, 15(6): 062064.
- [5] 郭涛, 张立翔. 混流式水轮机尾水管近壁湍流特性和流场结构研究[J/OL]. *农业机械学报*, 2014, 45(9): 112–118. GUO Tao, ZHANG Lixiang. Numerical study of swirling flow fields in Francis turbine under small opening condition[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(9): 112–118. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20140919&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20140919&flag=1). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.09.019. (in Chinese)
- [6] ZOBEIRI A. Investigations of time dependent flow phenomena in a turbine and a pump-turbine of Francis typerotor-stator interactions and precessing vortex rope[D]. Lausanne: École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), 2009.
- [7] GUO P C, WANG Z N, SUN L G, et al. Characteristic analysis of the efficiency hill chart of Francis turbine for different water heads[J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, 9(2): 1–8.
- [8] 季斌, 罗先武, 西道弘, 等. 混流式水轮机涡带工况下两级动静干涉及其压力脉动传播特性分析[J]. *水力发电学报*, 2014, 33(1): 191–196. JI Bin, LUO Xianwu, NISHI M, et al. Analysis on characteristics of two-stage rotor-stator interaction and pressure fluctuation propagation in Francis turbine under partial load[J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2014, 33(1): 191–196. (in Chinese)
- [9] 郑源, 蒋文青, 陈宇杰, 等. 贯流式水轮机低频脉动及尾水管涡带特性研究[J/OL]. *农业机械学报*, 2018, 49(4): 165–171. ZHENG Yuan, JIANG Wenqing, CHEN Yujie, et al. Investigation on low frequency pulsating and draft tube vortex of tubular turbine[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2018, 49(4): 165–171. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20180419&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180419&flag=1). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.04.019. (in Chinese)
- [10] 李章超, 常近时. 轴向射水减弱尾水管低频压力脉动试验[J/OL]. *农业机械学报*, 2013, 44(5): 45–49. LI Zhangchao, CHANG Jinshi. Experiment of mitigation of low frequency pressure fluctuation in draft tube by axial water jet[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(5): 45–49. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20130509&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130509&flag=1). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.05.009. (in Chinese)
- [11] CIOCAN G D, ILIESCU M S, VU T C, et al. Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2006, 129(2): 146–158.
- [12] SUSAN-RESIGA R, DAN CIOCAN G, ANTON I, et al. Analysis of the swirling flow downstream a Francis turbine runner [J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2005, 128(1): 177–189.
- [13] JAVADI A, BOSIOC A, NILSSON H, et al. Experimental and numerical investigation of the precessing helical vortex in a conical diffuser, with rotor-stator interaction[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2016, 138(8): 081106.
- [14] JACOB T, PRÉNAT J E. Francis turbine surge: discussion and data base[M] // CABRERA E. *Hydraulic machinery and cavitation*. Dordrecht: Springer, Dordrecht, 1996: 855–864.
- [15] TRIVEDI C, AGNALT E, DAHLHAUG O G. Experimental study of a Francis turbine under variable-speed and discharge conditions[J]. *Renewable Energy*, 2018, 119: 447–458.
- [16] GOYAL R, CERVANTES M, GANDHI B K. Vortex rope formation in a high head model Francis turbine[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2017, 139(4): 041102.
- [17] GOYAL R, TRIVEDI C, GANDHI B K, et al. Transient pressure measurements at part load operating condition of a high head model Francis turbine[J]. *Sādhanā*, 2016, 41(11): 1311–1320.
- [18] BOSIOC A I, SUSAN-RESIGA R, MUNTEAN S, et al. Unsteady pressure analysis of a swirling flow with vortex rope and axial water injection in a discharge cone[J]. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2012, 134(8): 081104.
- [19] PETIT O. Towards full predictions of the unsteady incompressible flow in rotating machines, using OpenFOAM [D]. Gothenburg: Chalmers University of Technology, 2012.
- [20] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598–1605.
- [21] 孙龙刚, 郭鹏程, 麻全, 等. 基于 TBR 模型的高水头混流式水轮机水力性能预测[J]. *农业工程学报*, 2019, 35(7): 62–69.

- SUN Longgang, GUO Pengcheng, MA Quan, et al. Hydraulic performance prediction for high-head Francis turbine based on TBR model[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(7): 62-69. (in Chinese)
- [22] LI D, WANG H, QIN Y, et al. Mechanism of high amplitude low frequency fluctuations in a pump-turbine in pump mode[J]. Renewable Energy, 2018, 126: 668-680.
- [23] 李琪飞, 张正杰, 李仁年, 等. 水泵水轮机泵工况空化特性与转轮受力分析[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(1): 137-142.  
LI Qifei, ZHANG Zhengjie, LI Rennian, et al. Analysis of cavitation performance and force on runner of pump-turbine in pump mode[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(1): 137-142. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20180117&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180117&flag=1). DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.01.017. (in Chinese)
- [24] CELIK I, GHIA U, ROACHE P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 078001.
- [25] LONG Y, LONG X P, JI B, et al. Verification and validation of URANS simulations of the turbulent cavitating flow around the hydrofoil[J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 2017, 29(4): 610-620.
- [26] CHITRAKAR S, THAPA B S, DAHLHAUG O G, et al. Numerical and experimental study of the leakage flow in guide vanes with different hydrofoils[J]. Journal of Computational Design and Engineering, 2017, 4(3): 218-230.
- [27] IEC60193—1999 Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines-model acceptance tests[S]. 1999.
- [28] AMIRI K, CERVANTES M J, MULLU B. Experimental investigation of the hydraulic loads on the runner of a Kaplan turbine model and the corresponding prototype[J]. Journal of Hydraulic Research, 2015, 53(4): 452-465.
- [29] GOYAL R, CERVANTES M J, GANDHI B K. Characteristics of synchronous and asynchronous modes of fluctuations in Francis turbine draft tube during load variation[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2017, 10(2): 164-175.

(上接第95页)

- [19] 瞿华香, 张玉烛, 张岳平, 等. 不同栽培模式对水稻产量及农艺性状的影响[J]. 湖南农业科学, 2009(5): 27-30.  
QU Huaxiang, ZHANG Yuzhu, ZHANG Yueping, et al. Effects of different cultivation modes on production and agronomic traits of rice[J]. Hunan Agricultural Sciences, 2009(5): 27-30. (in Chinese)
- [20] 郝云堂, 金焯, 季辉. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 中的实践[J]. 机械设计与制造, 2003(3): 16-18.  
HAO Yuntang, JIN Ye, JI Hui. Virtual prototype technology and its practice on ADAMS[J]. Machinery Design & Manufacture, 2003(3): 16-18. (in Chinese)
- [21] 周脉乐. 回转式膜上辣椒钵苗移栽机构的优化设计与试验研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2017.  
ZHOU Maile. Optimized design and experimental study of the rotary pepper pot seeding transplanting mechanism on agricultural plastic film[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2017. (in Chinese)
- [22] 李云雁, 胡传荣. 试验设计与数据处理[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [23] 辛明金, 孔爱菊, 郭立岩, 等. 高速水稻插秧机作业效率试验研究[J]. 沈阳农业大学学报, 2015, 46(3): 335-340.  
XIN Mingjin, KONG Aiju, WU Liyan, et al. Experiment on operation efficiency of high-speed rice transplanter[J]. Journal of Shenyang Agricultural University, 2015, 46(3): 335-340. (in Chinese)
- [24] 陈海涛, 明向兰, 刘爽, 等. 废旧棉与水稻秸秆纤维混合地膜制造工艺参数优化[J]. 农业工程学报, 2015, 31(13): 292-300.  
CHEN Haitao, MING Xianglan, LIU Shuang, et al. Optimization of technical parameters for making mulch from waste cotton and rice straw fiber[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(13): 292-300. (in Chinese)
- [25] 陈海涛, 滕宇娇, 王业成, 等. 柔性差速带式单株大豆脱粒装置设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 96-104.  
CHEN Haitao, TENG Yujiao, WANG Yecheng, et al. Design and experiment on single-plant soybean threshing device with differential speed flexible belts[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 96-104. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20180911&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180911&journal_id=jcsam). DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.09.011. (in Chinese)
- [26] 吕金庆, 孙贺, 兑瀚, 等. 锥形撒肥圆盘中肥料颗粒运动模型优化与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(6): 85-91, 111.  
LÜ Jinqing, SUN He, DUI Han, et al. Optimization and experiment of fertilizer particle motion model in conical spreading disk[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(6): 85-91, 111. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20180610&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20180610&journal_id=jcsam). DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.06.010. (in Chinese)