

doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.16.0243



水泵水轮机制动工况导叶区流动特性分析

李琪飞^{1,2}, 刘萌萌¹, 张建勋¹, 刘谦¹, 张震¹

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)



李琪飞

摘要: 为研究水泵水轮机在水轮机制动工况运行时导叶区域产生异常紊动的内流机理, 在完成S区特性试验的基础上, 基于SST $k-\omega$ 湍流模型及SIMPLEC算法, 对活动导叶小开度制动工况进行非定常数值计算, 并与试验数据进行对比验证, 对此工况下水泵水轮机导叶区域流场结构和压力脉动规律进行了全面分析. 研究表明: 固定导叶与活动导叶后均存在不同程度的尾迹结构, 活动导叶后涡系结构的演变和能量转化是诱发导叶区流动不稳定的主要原因之一; 活动导叶进口的复杂流动也增加了冲击损失, 对导叶振动造成一定影响; 对活动导叶区的压力脉动监测进一步佐证了导叶区流动的不稳定性; 通过对时域特性和频域特性的分析发现其相对幅值达到了水轮机及水泵正常运行工况的3倍以上, 其主频为叶频, 幅值较大且属中频成分, 可能引发共振效应. 研究结果可为水泵水轮机设计优化提供指导意义.

关键词: 水泵水轮机; 制动工况; 导叶区; 内流特性; 稳定性

中图分类号: TK734

文献标志码: A **文章编号:** 1674-8530(2017)06-0495-07

李琪飞, 刘萌萌, 张建勋, 等. 水泵水轮机制动工况导叶区流动特性分析[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(6): 495-501.

LI Qifei, LIU Mengmeng, ZHANG Jianxun, et al. Flow characteristic of guide vane region in turbine braking operation of pump-turbine[J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering (JDIME), 2017, 35(6): 495-501. (in Chinese)

Flow characteristic of guide vane region in turbine braking operation of pump-turbine

LI Qifei^{1,2}, LIU Mengmeng¹, ZHANG Jianxun¹, LIU Qian¹, ZHANG Zhen¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China; 2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems, Gansu Province, Lanzhou, Gansu 730050, China)

Abstract: To study the inner flow mechanism of pump turbine in the braking operation with vanes' abnormal vibration, the numerical simulation was done with the SST $k-\omega$ turbulent model and SIMPLEC algorithm. The analyses of vane region's flow and pressure fluctuation were done after comparing with the data from experiment. The results show that there exists wake structure after the guide vanes and stay vanes. There will be a loss of energy in the transformation between them and it could cause hydraulic vibration. There also exists impact loss in the inlet of guide vanes which increases the instability of guide vanes region. The instability of the flow in the guide vanes is further verified by the pressure fluctuation monitoring in the guide vanes region. Through the analyses of time domain and frequency domain characteristics, it shows that the relative amplitude has reached more than 3 times of normal working conditions of turbine mode and pump mode. The main frequency is the blade frequency with

收稿日期: 2016-10-13; 网络出版时间: 2017-05-31

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20170531.1538.018.html>

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51566009)

作者简介: 李琪飞(1975—), 男, 甘肃靖远人, 副教授(lqfy@lut.cn), 主要从事流体机械流动理论研究.

刘萌萌(1992—), 女, 江苏响水人, 硕士研究生(liumengmeng1992@163.com), 主要从事流体机械流动理论研究.

high amplitude. It is an intermediate frequency component which could cause resonance. The results can be used to guide the optimal design of the pump turbine.

Key words: pump turbine; braking operation; guide vane region; flow characteristics; stabilization

造成大型混流式水泵水轮机运行不稳定的因素主要有水力因素、电磁因素和机械因素,其中水力因素诱发振动最为突出,振幅最大.随着机组向大型化发展,水体的固有频率随之降低,更容易被激发产生水体共振^[1].目前中国有大小抽水蓄能电站几十个,存在关机过程中制动工况区由于导叶开度较小,可能产生水体共振,从而诱发导叶异常振动,对机组启闭过程稳定性造成一定影响的问题.

国内外针对水泵水轮机制动工况的研究不多.王乐勤等^[2]研究发现制动工况导叶开度较小时活动导叶进口以及固定导叶和活动导叶之间出现大量回流涡,并指出该回流涡是由于流体流动方向与导叶叶片冲角引起的;夏林生等^[3]指出制动工况小流量时,低比转速水泵水轮机进口旋涡阻塞多个流道,使局部压力有所上升;HASMATUCHI等^[4]在导叶与转轮之间注入气泡,并通过特殊的图像叠加技术观察到水泵水轮机制动工况区导叶流道内的失速形态;WIDER等^[5]通过对制动工况不稳定特性的研究发现制动工况小开度时旋涡强度增加并阻塞流道.针对导叶振动的研究多集中于常规水轮机组.三峡左岸机组在超速试验、甩负荷及紧急停机时,活动导叶关闭阶段曾出现异常振动现象.彭玉成等^[6]通过现场及模型试验,提出水体共振是小开度异常振动的主要原因;钱勤等^[7]通过 CFD 技术对机动特性进行数值模拟,论证了水体振动和自激振动引发机组振动的观点;庞立军等^[8]对三峡右岸部分机组进行研究,发现运行时出现的异常噪声来源于水轮机固定导叶的卡门涡共振.文中根据文献中提到的水泵水轮机制动工况导叶转轮区域的紊流流态,结合国内对常规水轮机导叶振动的研究经验,拟针对小开度下水泵水轮机制动工况导叶区流动形态及压力脉动进行研究,并分析其对机组稳定性的影响.

1 数值模拟及试验对比

文中研究对象为某大型抽水蓄能电站机组模型机,其几何参数为转轮叶片数 $Z_b = 9$,活动导叶数 $Z_0 = 20$,固定导叶数 $Z_c = 20$,导叶高度 $b_0 = 66.72$ mm,转轮高压侧直径 $D_1 = 473.6$ mm,转轮低压侧直

径 $D_2 = 300$ mm,蜗壳进口直径 $D_{in} = 315$ mm,尾水管出口直径 $D_{out} = 660$ mm,导叶分布圆直径 $D_c = 564$ mm.在哈尔滨大电机研究所开展了 S 区特性试验.图 1 为模型初步试验 S 区特性曲线,图中 Q_{11} 为单位流量, n_{11} 为单位转速.根据水轮机关机过程动态工况的实际运行情况,选取开度 $a_0 = 11.00$ mm (最大开度 $a_{max} = 47.45$ mm) 的小开度工况,建立全流道三维几何模型,如图 2 所示.图 3 为网格划分示意图.蜗壳及固定导叶部分采用非结构网格,其余部分均采用精确度较高的结构化网格.经过网格无关性验证,最终确定网格总单元数为 558 万,网格最小质量高于 0.4.

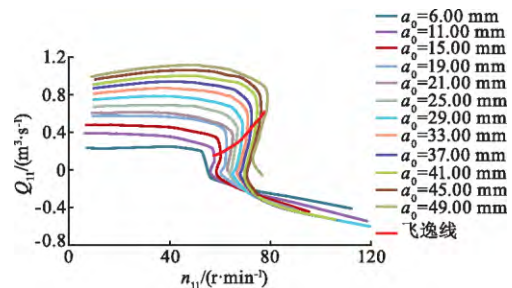


图 1 模型初步试验 S 区特性曲线

Fig. 1 Characteristic curves of S-shape region in preliminary model test

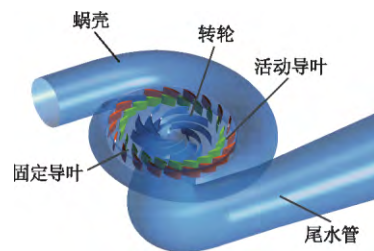


图 2 三维模型

Fig. 2 Three-dimensional model

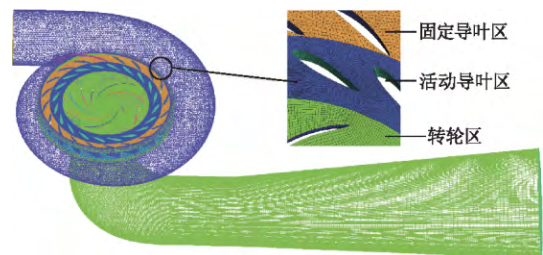


图 3 网格划分示意图

Fig. 3 Diagram of mesh subdivision

湍流模型选用 SST $k-\omega$ 模型. 该模型能够有效地捕捉近壁区以及远壁区的流动特征^[9], 符合对 S 特性区复杂流动模拟的精度要求. SST $k-\omega$ 模型的方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega, \quad (2)$$

式中: ρ 为流体密度; k 为湍动能; ω 为单位耗散率; u_i 为平均速度分量; G_k 为由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项; G_ω 为 ω 方程; Γ_k, Γ_ω 分别为 k 与 ω 的有效扩散项; D_ω 为正交发散项; S_k, S_ω 为自定义项; Y_k, Y_ω 分别为 k 与 ω 的耗散项.

压力速度耦合算法采用 SIMPLEC 算法, 其收敛性被压力速度耦合所限制, 可以较快得到收敛解. 经过时间无关性检查, 时间步长确定选取 $T/120$ (T 为 1 个旋转周期). 为保证计算准确性, 在定常计算获得收敛结果的基础上进行非定常计算, 设定旋转 10 圈, 取最后 1 圈数据进行分析整理. 在采用数据前先进行可靠性分析. 选取 S 特性曲线上 7 个工况点进行全流道数值计算, 并将数值计算结果和试验结果进行对比验证. 表 1 为工况点参数, 表中 n 为转速, Q 为体积流量. 根据数值计算后的进出口压差, 得到计算水头 H .

表 1 工况点参数
Tab. 1 Parameters of operating points

工况区	工况点	$n_{11}/(r \cdot \min^{-1})$	$Q_{11}/(m^3 \cdot s^{-1})$	$n/(r \cdot \min^{-1})$	$Q/(m^3 \cdot s^{-1})$
轮机	P1	52.78	0.278 8	963.626 6	0.137 4
	P2	55.56	0.236 4	1 014.382 2	0.116 5
	P3	56.94	0.212 1	1 039.577 4	0.104 5
制动	P4	57.51	0.115 0	1 049.984 1	0.056 7
	P5	57.44	0.097 0	1 048.706 1	0.047 8
水泵	P6	57.14	-0.060 1	1 043.228 9	-0.029 6
	P7	72.65	-0.236 5	1 326.401 5	-0.116 6

$$n_{11} = \frac{nD_2}{\sqrt{H}}, \quad (3)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{H}}. \quad (4)$$

按照式(3)、(4)对单位转速 n_{11} 和单位流量 Q_{11} 进行反算, 得出 n_{11} 和 Q_{11} 的数值关系, 绘制出对应工况下水泵水轮机 S 区特性曲线, 并与试验得到的曲线比较, 结果如图 4 所示.

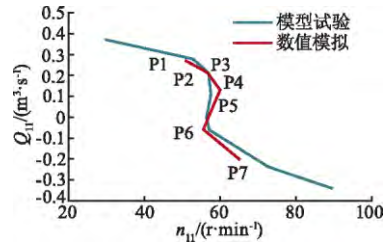


图 4 试验模拟对比

Fig. 4 Comparison between test and simulation

图 4 中 2 条曲线都呈现出明显的“S”形. 经误差计算, 得出计算误差, 如表 2 所示, 从表中可以看出, 水轮机工况模拟的误差相对较小. 制动工况次之, 而反水泵工况误差较大, 这与文献[10]的结论一致. 原因是数值模拟在进行偏工况计算时, 对流动复杂的动态流动反映程度不如最优工况时精确, 从而造成了相对较大的误差. 综合而言, 此次模拟最大误差在 5.00% 左右, 符合分析准确度要求.

表 2 计算结果误差分析

Tab. 2 Error analysis of calculation results %		
工况区	n_{11} 平均误差	Q_{11} 平均误差
水轮机	0.79	1.09
制动	1.72	5.06
反水泵	3.37	4.59

2 制动工况固定导叶区涡量分析

图 5 为采用表征流体涡旋强度的涡量 W_z 云图. 湍流在固定导叶周围并未发展得很剧烈, 流动最混乱的位置在隔舌附近, 不仅最大涡量区出现在隔舌后流动分离区域, 而且尾迹涡系延续范围最长. 在每个固定导叶周围存在 1 圈涡量较大的区域, 随流动方向向下游延伸, 形成条状拖拽带, 其中心部分涡量最大而向周围递减, 直至与活动导叶周边涡带融合. 此附着涡带除隔舌附近外, 在其余导叶上形态均高度相似. 与活动导叶周围的涡量相比, 固定导叶周围的旋涡尚不能成为导叶振动的主因, 因此以下着重对活动导叶附近湍流流动进行分析.

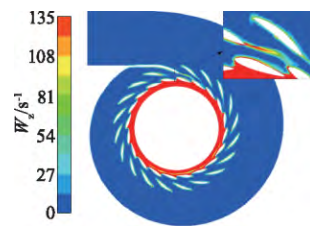


图 5 整体及局部涡量云图

Fig. 5 Global and local vorticity contour

3 制动工况活动导叶区湍流流动分析

3.1 涡量分布分析

图 6 为活动导叶区涡量云图. 活动导叶在开度较小的制动工况受固定导叶开度的影响, 流体的流动方向与活动导叶进口边存在较大的冲角, 进口头部便产生脱流, 形成涡量较小的旋涡结构. 此时的涡量约 200 s^{-1} , 此处的涡沿导叶背流面衍生发展. 与此同时, 导叶迎流面尾部边缘也存在 1 层薄湍流层, 随流动方向延伸. 根据文献 [11], 活动导叶处引发振动的主要原因是尾迹涡系形态及能量转化. 涡系在导叶尾缘处分离后, 于不远处的下游涡量值达到最大, 形成涡团中心, 其值最高达到 900 s^{-1} , 约为活动导叶进口的 4 倍; 对应地, 在相邻导叶背面邻近尾部区域也存在一涡团中心, 其与尾迹强涡区相融合. 由于各个导叶涡系结构大致相同, 最终共同形成以主轴为中心的活动导叶出水边涡带. 类似圆柱绕流尾迹, 活动导叶尾迹流态在一定雷诺数下可发展为卡门涡街. 卡门涡街共振将会导致机组出现高幅动应力、异常噪声等 [8]. 此外, 尾迹涡系结构中包含主体涡及次生涡结构 [12], 主体涡与次生涡之间存在合并-分离过程, 伴随着能量传递转化会有部分能量转化为振源, 引起水力振动.

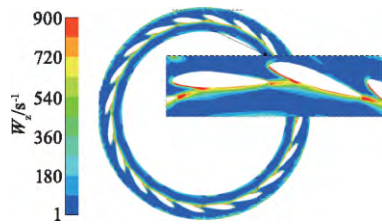


图 6 活动导叶区涡量云图
Fig. 6 Vorticity contour of guide vane

图 7 为展向涡量结构.

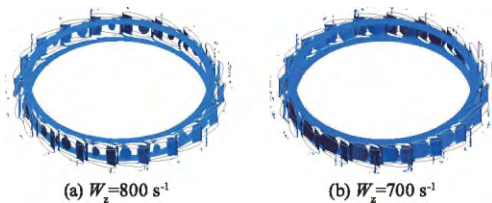


图 7 展向涡量结构
Fig. 7 Unfolded vorticity structure

分别对活动导叶区域 $W_z = 800 \text{ s}^{-1}$, $W_z = 700 \text{ s}^{-1}$ 的涡量作等值面图, 得到如图 7 所示的展向涡量结构. 从图中可以看出, 涡初生于导叶背面头部及

中部, 进而向尾部延伸. 整体涡量分布对称, 导叶内侧上、下与壁面接触的部位因水流对壁面的冲击作用而涡量较大. 这进一步说明了活动导叶背面流动紊乱.

3.2 流动规律分析

图 8 为活动导叶区域流线图, 图 9 为单个活动导叶表面流线图. 从区域流线图可以看出, 在部分固定导叶出口至活动导叶进口存在明显的旋涡及回流现象. 单个导叶表面流线图清晰地反映了流动在活动导叶头部的分流情况. 在导叶头部迎流侧出现了流动驻点, 说明流体在此处分流为相反的 2 个方向, 从相邻的 2 个导叶通道流入转轮. 一般而言, 流体在流动过程中撞击固体壁面将会产生冲击损失 [13], 其对活动导叶的冲击作用也将对导叶摆动稳定性造成一定影响.

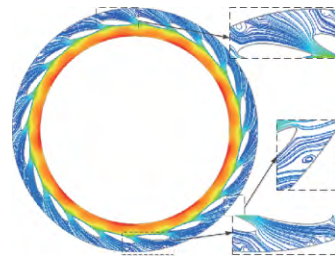


图 8 活动导叶区域流线图
Fig. 8 Streamline of active guide vane region

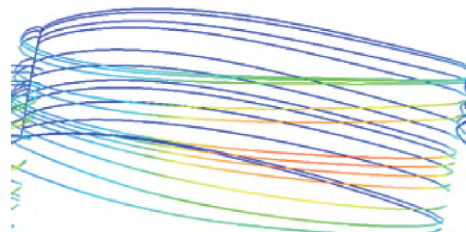


图 9 单个导叶表面流线图
Fig. 9 Streamline of a single guide vane's surface

3.3 导叶面压力分布

图 10 为活动导叶面静压 p 分布云图, 从图中可以看出, 活动导叶进水面压力普遍较高, 平均达到 230 kPa , 水流流经导叶后压力分布呈梯度递减变化. 由于受邻近导叶头部高压的影响, 压力在导叶中后部降至最低而后略有升高, 最低压力从 183 kPa 升高到 225 kPa . 说明水流经过活动导叶时, 速度和能量产生了急剧变化, 蜗壳和固定导叶间的低速旋流经过活动导叶后变为较大流速的环流. 此处所产生的能量损失会使水流能量转化出现不稳定现象, 从而引起剧烈振动. 为进一步研究导叶区不稳定性, 需要对此

区域进行压力动态分析. 下面将结合各测点压力脉动监测情况来说明活动导叶区的振动情况.

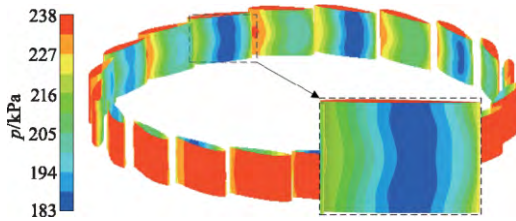


图 10 活动导叶面静压分布云图

Fig. 10 Static pressure contour of active guide surface

4 制动工况活动导叶区压力脉动分析

判断水泵水轮机压力脉动程度的指标主要有:

- ① $\Delta H/H$ 压力脉动全振幅绝对值与水头的比值, 即压力脉动相对幅值;
- ② 液流中由于不同振源引起的不同压力脉动频率成分^[14]. 以下将主要从这 2 个方

面对压力脉动特性进行研究.

选取如图 11 所示的活动导叶区域 4 个沿圆周均匀分布的监测点 g_1 、 g_2 、 g_3 、 g_4 进行静压监测, 取最后 1 圈监测结果, 得到如图 12 所示的压力 p_s 波动曲线.

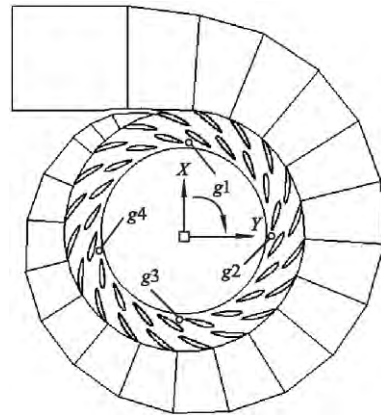


图 11 监测点布置示意图

Fig. 11 Schematic diagram of monitoring points' layout

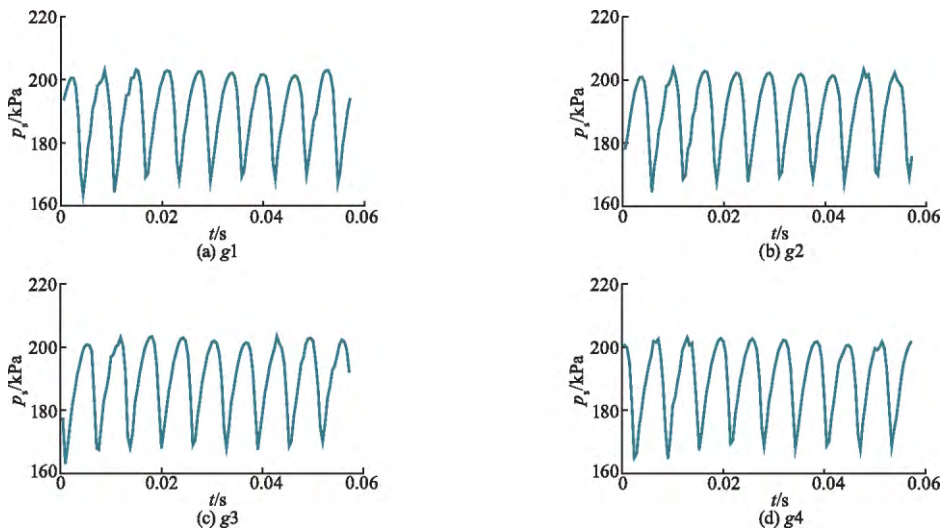


图 12 各监测点压力波动曲线

Fig. 12 Pressure fluctuation curve of each monitoring point

从图中可以看出 4 个监测点的压力波动规律大致相同. 在 1 个旋转周期内, 活动导叶区域将会依次经过 9 个压力波峰及波谷, 此数值与叶片数相符, 说明活动导叶区的压力脉动主要由转轮与导叶之间的动静干涉引起^[15]. 每个波动周期内压力脉动呈现相似性, 这是由转轮叶片之间的相似性所决定的. 各监测点压力波动为 160 ~ 210 kPa. 采用统计学置信度法, 选取推荐的 97% 置信度^[16] 对时域压力脉动原始数据进行处理, 求出压力脉动峰峰值 ΔH , 其与模型试验净水头 H 的比值便是相对幅值 $\Delta H/H$. 图 13 为各监测点压力脉动相对幅值.

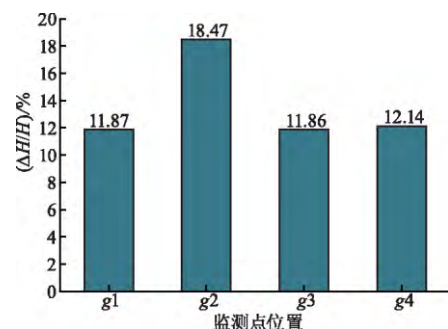


图 13 各监测点压力脉动相对幅值

Fig. 13 Relative amplitudes of pressure fluctuation at each monitoring point

表 3 为该模型水泵水轮机在水轮机及水泵工况正常运行时主频及其他压力脉动试验参数,表中 n_m 为水泵工况下模型试验转速, Q_m 为试验流量, f 为主频, f_n 为转频. 与正常运行时水轮机工况导叶后转轮前的压力脉动相对幅值试验数据 3.87% 相比,此时各监测点相对幅值均增加了 2 倍以上,其中测点 g_2 的相对幅值更是达到了 18.47%. 这说明此时的压力脉动相对幅值除数值较大外,还出现了空间上的不对称性,而局部过大的相对幅值则会对机组整体振动造成更为不利的影响.

表 3 正常运行工况压力脉动参数
Tab.3 Parameters of pressure fluctuation in normal operating conditions

工况	参数	f/H_z	f_n/H_z	f/f_n	$(\Delta H/H)/\%$
水轮机	$n_{11}=59.74$ r/min $Q_{11}=0.506$ m ³ /s	54.7	18.2	3.01	6.96
	$n_{11}=59.59$ r/min $Q_{11}=0.616$ m ³ /s	54.7	18.2	3.01	3.87
水泵	$n_m=1300$ r/min $Q_m=0.484$ m ³ /s	8.30	15.02	0.55	2.59
	$n_m=1300$ r/min $Q_m=0.510$ m ³ /s	7.32	15.02	0.49	3.51

通过快速傅里叶变换(FFT)对最后 5 圈的时域数据进行处理得到监测点压力脉动频域图,如图 14 所示. 与水轮机工况压力脉动试验显示导叶区主频为 3.01 倍转频及水泵工况导叶区主频(0.49 ~ 0.55) 倍转频的低频结果不同,该工况导叶区主频为叶频,即 9 倍转轮转频,其值为 157.50 Hz,平均幅值为 14 870.92 Pa,平均占混频幅值比例为 42.40%. 此主频已属中频成分,除引发导叶振动外还可能引发机组厂房共振^[17]. 转轮叶片旋转时,每个转轮叶片经过时都会使活动导叶的出流条件发生 1 次周期性变化,同样也会导致作用于活动导叶的压力变化,引起导叶振动^[1]. 此时次频为 18 倍转频,也就是 2 倍叶频,其值约为 315.00 Hz,平均幅值为 5 079.58 Pa,平均占混频幅值比例为 32.97%,属高频成分,在各种流量下均会出现,幅值较主频幅值显著减小. 此外,该区域还存在其他高频成分如 $27f_n$, $36f_n$ 等,其幅值依次递减.

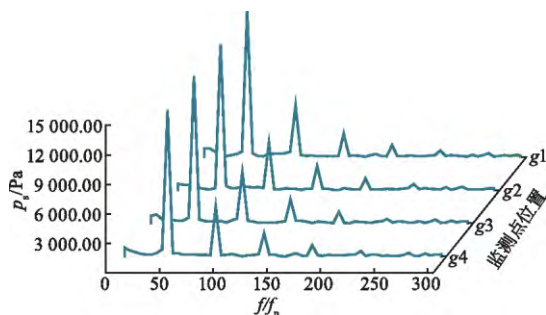


图 14 各监测点压力脉动频域图

Fig. 14 Pressure fluctuation frequency domain of each monitoring point

从以上分析可以看出,在开度较小的制动工况,导叶间压力脉动处于较为剧烈的水平. 这种复杂的脉动规律一方面与转轮叶片的动静干涉作用相关,另一方面又与导叶小开度加大了进口水流与活动导叶碰撞,从而加大了脉动量有关^[18]. 此时的不稳定流动将会导致机组进入反水泵工况,对机组稳定运行及寿命造成更大影响.

5 结 论

文中以一模型水泵水轮机为研究对象,对其在制动工况的内流场及内特性进行研究,分析了其导叶区域内流动状态和压力脉动,主要结论如下:

1) 通过 CFD 数值计算得到的 S 形曲线与试验所得的基本吻合,说明该数值模拟能够准确地反映真实流动情况,为进一步定性及定量分析水泵水轮机制动工况内流演变机理及区域压力脉动等问题提供可靠依据.

2) 通过对导叶区域涡量及流线图分析可以发现固定导叶、活动导叶后均存在不同程度的尾迹结构,整个导叶区域还充斥着结构不一的旋涡,其涡量值较大. 涡系结构的演变和能量转化成为紊动的能量来源. 除此之外,活动导叶在小开度下与固定导叶构成非最优流入角对活动导叶造成的冲击效应也进一步加剧了导叶振动. 因此,应当在导叶叶型选择时充分考虑频繁的工况转化,选用小开度时进口损失小、尾迹范围强度较小的叶型.

3) 通过对活动导叶区压力脉动的分析发现,在导叶小开度制动工况下压力脉动受动静干涉影响呈现出完整的周期性规律,其周期数与叶片数相同,相对幅值达到了水轮机和水泵正常运行工况的 3 倍以上,这进一步说明了制动工况导叶区流动的不稳定性. 对压力脉动频率成分的分析显示此处主频为叶频,其幅值较大而且已属中频成分,可能引发机组及厂房共振,需在运行时避免. 因此,设计时需合理匹配叶片数与导叶数,以避免制动工况时叶频与导叶固有频率发生共振.

参考文献(References)

- [1] 彭玉成. 三峡电站左岸 6 号机组小开度工况异常振动研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2007.
- [2] 王乐勤, 刘锦涛, 梁成红, 等. 水泵水轮机水轮机制动区的流动特性[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(1): 1-5.

- WANG Leqin, LIU Jintao, LIANG Chenghong, et al. Flow characteristics of pump-turbine at turbine braking mode [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2011, 29(1): 1-5. (in Chinese)
- [3] 夏林生, 程永光, 蔡芳, 等. 水泵水轮机四象限工作区流动特性数值分析 [J]. 水利学报, 2015, 46(7): 859-868.
- XIA Linsheng, CHENG Yongguang, CAI Fang, et al. Numerical analysis of flow characteristics of a model pump-turbine in four operating quadrants [J]. Journal of hydraulic engineering, 2015, 46(7): 859-868. (in Chinese)
- [4] HASMATUCHI V, FARHAT M, ROTH S, et al. Experimental evidence of rotating stall in a pump-turbine at off-design conditions in generating mode [J]. Journal of fluids engineering, 2011, 133(5): 623-635.
- [5] WIDER C, STAUBLI T, LEDERGERBER N. Unstable characteristics and rotating stall in turbine brake operation of pump-turbines [J]. Journal of fluids engineering, 2011, 133(4): 101-107.
- [6] 彭玉成, 张克危, 陈喜阳, 等. 三峡左岸电厂 6F 机组小开度工况异常振动原因分析 [J]. 水力发电学报, 2008, 27(6): 153-156.
- PENG Yucheng, ZHANG Kewei, CHEN Xiyang, et al. Cause analysis on the abnormal oscillation of the 6F unit of the Three Gorges left bank plant under small opening condition [J]. Journal of hydroelectric engineering, 2008, 27(6): 153-156. (in Chinese)
- [7] 钱勤, 张双全, 陈喜阳, 等. 三峡左岸 6 号机组小开度异常振动机理研究 [J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版) 2006, 30(1): 150-153.
- QIAN Qin, ZHANG Shuangquan, CHEN Xiyang, et al. Research on small guide vane abnormal vibration mechanism of Three Gorges left bank #6 generator unit [J]. Journal of Wuhan University of Technology (transportation science & engineering), 2006, 30(1): 150-153. (in Chinese)
- [8] 庞立军, 吕桂萍, 钟苏, 等. 水轮机固定导叶的涡街模拟与振动分析 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(22): 159-166.
- PANG Lijun, LYU Guiping, ZHONG Su, et al. Vortex shedding simulation and vibration analysis of stay vanes of hydraulic turbine [J]. Journal of mechanical engineering, 2011, 47(22): 159-166. (in Chinese)
- [9] 王福军. 流体机械旋转湍流计算模型研究进展 [J]. 农业机械学报, 2016, 47(2): 1-14.
- WANG Fujun. Research progress of computational model for rotating turbulent flow in fluid machinery [J]. Transactions of the CSAM, 2016, 47(2): 1-14. (in Chinese)
- [10] 朱伟, 肖业祥, 姚洋阳, 等. 混流式水泵水轮机小开度 S 特性区内流特性分析 [J]. 水力发电学报, 2015, 34(10): 138-144.
- ZHU Wei, XIAO Yexiang, YAO Yangyang, et al. Internal flow behaviour analysis of Francis pump-turbine in S-curve region with small guide vane opening [J]. Journal of hydroelectric engineering, 2015, 34(10): 138-144. (in Chinese)
- [11] 王东. 水轮机固定导叶的涡街模拟及尾缘修型研究 [D]. 昆明: 昆明理工大学, 2015.
- [12] 王刚, 李国辉, 梁新刚, 等. 旋成体尾迹涡系的演化机理 [J]. 工程力学, 2007, 24(6): 25-30.
- WANG Gang, LI Guohui, LIANG Xingang, et al. Evolution mechanism for wake-type flow over slender body [J]. Engineering mechanics, 2007, 24(6): 25-30. (in Chinese)
- [13] 顾媛媛. 基于数值分析的前向多翼离心风机叶轮的改进 [J]. 流体机械, 2016, 44(10): 41-45.
- GU Yuanyuan. Improvement of forward-curved multi-blade centrifugal fan impeller based on numerical analysis [J]. Fluid machinery, 2016, 44(10): 41-45. (in Chinese)
- [14] 梅祖彦. 抽水蓄能发电技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 77.
- [15] 李琪飞, 谭海燕, 李仁年, 等. 异常低水头对水泵水轮机压力脉动的影响 [J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(2): 99-104.
- LI Qifei, TAN Haiyan, LI Rennian, et al. Influence of abnormally low head on pressure fluctuation of pump-turbine [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2016, 34(2): 99-104. (in Chinese)
- [16] 胡宗邱. 水电机组振动标准中关键问题的研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2013.
- [17] 《中国水力发电工程》编审委员会. 中国水力发电工程: 机电卷 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2000: 51.
- [18] 瞿伦富, 王琳. 混流可逆式水泵-水轮机全工况压力脉动的研究 [J]. 动力工程, 1996, 16(6): 58-62.
- QU Lunfu, WANG Ling. Pressure pulsation of a mined flow reversible hydraulic pump/turbine set at full rating [J]. Power engineering, 1996, 16(6): 58-62. (in Chinese)

(责任编辑 朱漪云)