

水泵水轮机导叶动态水力矩特性分析

李萍,赖喜德,宁楠

(西华大学能源与动力工程学院,四川成都610039)

摘要:采用 SST $k-\omega$ 湍流模型对某高水头水泵水轮机进行全流道三维非定常数值模拟,分别对在水轮机工况和水泵工况运行下的导叶动态水力矩特性进行分析。结果表明:在水轮机工况下,随着流量的增大,不同位置处导叶的动态水力矩变化规律一致,力矩值由正值变为负值,力矩脉动频率与转轮叶片数相关,流量越大,叶频影响越显著;在水泵工况下,最高扬程工况时导叶水力矩脉动频率主频为转频且脉动幅值较大,而最低扬程工况下导叶水力矩脉动主频为叶频,力矩脉动幅值较小。

关键词:水泵水轮机;导叶;动态水力矩;非定常

中图分类号:TK734 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2020.02.012

[引用本文格式]李萍,赖喜德,宁楠.水泵水轮机导叶动态水力矩特性分析[J].热能动力工程,2020,35(2):87-93. LI Ping, LAI Xi-de, NING Nan. Dynamic hydraulic torque characteristic analysis of guide vane in a pump turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(2): 87-93.

Dynamic Hydraulic Torque Characteristic Analysis of Guide Vane in a Pump Turbine

LI Ping, LAI Xi-de, NING Nan

(School of Energy and Power Engineering, Xihua University, Chengdu, Sichuan, China, Post Code: 610039)

Abstract: Three-dimensional unsteady flows in the full passage of pump-turbine have been simulated using SST $k-\omega$ turbulence model, and the dynamic torque characteristics of guide vanes under turbine and pump modes are analyzed. The results show that under the condition of hydraulic turbine, the variation law of hydraulic torque of guide vane at different positions is consistent. With the increase of flow rate, the torque value changes from positive to negative. The frequency of torque ripple is related to the number of runner blades. The larger the flow rate, the more significant the influence of blade frequency is. In the pump operating conditions, the main frequency of torque pulsation is rotating frequency and its amplitude is larger in the high-head operation, while the main frequency is blade frequency in the low-head operation, and the amplitude is smaller.

Key words: pump turbine, guide vane, dynamic hydraulic torque, unsteady flow

引言

相比常规水轮机,水泵水轮机导叶水力设计时需要兼顾水轮机工况和水泵工况下的流动特性,以

保证导叶在两种工况下均具有良好的进水或出水条件^[1]。水泵水轮机实际运行过程中工况转换频繁,机组不可避免地进入非稳定工况,尤其是水泵工况下的驼峰特性区域以及水轮机工况下的“S”特性区域,通过优化导叶的调节控制对改善水泵水轮机不

收稿日期:2019-06-18; 修订日期:2019-07-03

基金项目:四川省科技计划项目(2017GZ0053, 2017JY0047, 2017NZ0031)

Fund-supported Project: Science and Technology Project of Sichuan Province(2017GZ0053, 2017JY0047, 2017NZ0031)

作者简介:李萍(1994-),女,四川成都人,西华大学硕士研究生. E-mail: 1129237981@qq.com.

通讯作者:赖喜德(1962-),男,四川三台人,西华大学教授, E-mail: laixd@mail.xhu.edu.cn.

稳定特性起着重要作用,同时调节控制过程中对于导叶水力矩特性的研究也逐渐受到专家学者的重视。Christophe 等人^[2]研究了某混流式水轮机在同步和非同步情况下的导叶水力矩变化规律;Fan 等人^[3]研究了水轮机工况开停机过程中导叶水力矩的变化;邵国辉等人^[4]对某混流式模型水轮机进行了同步导叶水力矩和非同步导叶水力矩的模型试验,发现导叶在同步及非同步条件下均具备自关闭的特性;廖伟丽等人^[5]研究了水轮机不同工况下作用于导叶体表面的水力矩系数;纪兴英等人^[6]研究了某贯流式水轮机在同步和非同步情况下不同转角导叶水力矩变化规律。目前对于水轮机导叶水力矩的研究主要采用定常流动数值模拟分析不同开度下的静态水力矩,或者在模型试验台测量不同工况下的静态水力矩,对于高水头水泵水轮机,由于独特工作方式以及复杂的运行条件使得导叶承受较大的动水载荷,受力复杂,易引起疲劳破坏、机组振动^[7]。本文在已有研究基础上,以水泵水轮机导叶为研究对象,对水泵水轮机进行三维全流道瞬态计算,分析两种运行模式下导叶动态水力矩规律,并采用快速傅里叶变换对导叶水力矩脉动频率成分进行分析,以期对导水机构接力器、调速器设计以及疲劳寿命优化提供依据。

1 数值模拟

1.1 几何模型与网格划分

以某 750 m 水头段高水头抽水蓄能电站长短叶片混流式水泵水轮机为计算模型,图 1 为水泵水轮机计算域,包括蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮、尾水管 5 部分,该模型水泵水轮机的基本几何参数如表 1 所示。



图 1 水泵水轮机计算域

Fig. 1 Computational domain of pump turbine

表 1 模型几何参数

Tab. 1 Model parameters

参 数	数 值
长叶片数 Z_C	5
短叶片数 Z_D	5
活动导叶数 Z_{GV}	16
导叶高度 b_0/m	0.042
活动导叶分布圆直径 D_{GV}/m	0.664
模型转轮喉部直径 D_2/m	0.260

采用适应性较好的非结构化四面体网格对计算区域进行网格划分,并对转轮叶片以及导叶壁面进行边界层加密处理,设置边界层为 10,以确保壁面 y^+ 值小于 20,计算所采用的网格总数量为 682 万。由于前期已对该模型进行流场测试^[8],可根据测试的速度场评估数值模拟的可靠性以及网格划分的正确性。

1.2 计算工况

考虑到水泵水轮机的双向运行特性,选取 3 个水轮机工况和 2 个水泵工况进行数值计算,计算工况参数如表 2 所示,其中 n 为转速, Q 为流量, a 为导叶开度。GK1、GK2、GK3 为运行于最优水头下的 3 个典型水轮机工况(小流量工况、最优工况、大流量工况),该 3 个工况在模型综合特性曲线位置如图 2 所示,横坐标 Q_{11} 为单位流量,纵坐标 n_{11} 为单位转速。GK4、GK5 为同一开度下的 2 个典型水泵工况(最高扬程工况、最低扬程工况,对应流量范围的下限与上限)。

表 2 计算工况参数

Tab. 2 Parameters of working conditions

工况	$n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	$Q/\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	$a/(\text{°})$
GK1	803	0.105	6.42
GK2	800	0.182	12.00
GK3	801	0.219	15.00
GK4	900	0.151	15.78
GK5	900	0.189	15.78

1.3 导叶力矩监测位置

由于蜗壳内流动的不对称性会影响不同位置导叶的水力矩,因此在圆周方向选取 4 个不同分布位置的 1 号、5 号、9 号、13 号导叶水力矩进行分析。由于研究的导叶水力矩为流体绕流导叶后作用于导

叶翼型吸力面和压力面上的合力相对于导叶旋转中心的力矩,因此设置的力矩监测中心为导叶各自的旋转中心,力矩方向设置为指向导叶关闭方向的力矩为“+”,指向导叶开启方向的力矩为“-”。具体监测位置如图 3 所示。

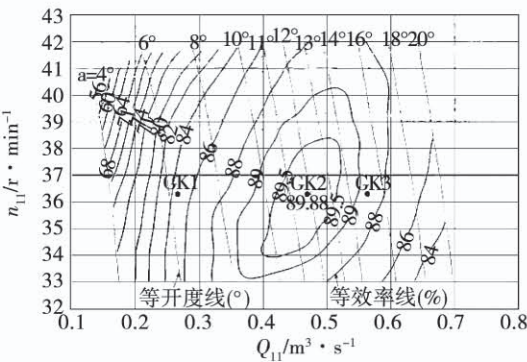


图 2 模型综合特性曲线
Fig.2 Hill chart of the model turbine

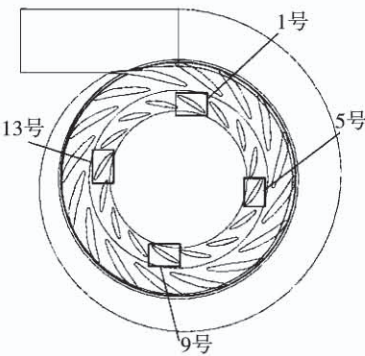


图 3 力矩监测位置
Fig.3 Torque monitoring position

1.4 湍流模型及边界条件

湍流模型选用 SST $k-\omega$ 模型,该湍流模型能够有效捕捉近壁区以及远壁区的流动特征^[9],SST $k-\omega$ 模型的方程为:

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

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

式中: ρ —流体密度, kg/m^3 ; t —时间, s ; k —湍动能, m^2/s^2 ; ω —单位耗散率, s^{-1} ; u_i —时均速度分量, m/s ; G_k —平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项, m^2/s^2 ; G_ω — ω 方程, m^2/s^2 ; Γ_k 、 Γ_ω — k 与 ω 的有效扩散

项, m^2/s^2 ; Y_k 、 Y_ω — k 与 ω 的耗散项, m^2/s^2 ; S_k 、 S_ω —自定义项, m^2/s^2 ; D_ω —正交发散项, m^2/s^2 ; x_i 、 x_j —欧拉变数。

边界条件采用水泵水轮机的试验数据设定,水轮机工况蜗壳进口给定质量流量,尾水管出口给定平均静压;水泵工况尾水管进口为平均静压,蜗壳出口则为质量流量,壁面为无滑移壁面边界条件。非定常计算以定常计算结果为初始条件进行计算,以转轮旋转 3° 的时间为一个时间步长,每个时间步长的收敛残差为 10^{-6} ,总时间步长为转轮旋转 5 个周期。

1.5 数值计算方法验证

课题组在前期已采用激光多普勒测速仪 (Laser Doppler Velocimeter 简称 LDV) 对此模型尾水管内部速度场做了测试,试验测试结果详见文献[8],尾水管测试的圆截面位置距离导水机构中心线高程 0.26 m,半径为 0.142 m,为了验证数值计算方法的可靠性,在数值模拟的后处理中提取与试验测试位置相同的轴向速度,将 3 个水轮机工况的计算值与试验值进行对比,如图 4 所示,图中横坐标中 0 为尾水管测试截面的中心,1 为尾水管测试截面的边壁,纵坐标为轴向速度,CFD 表示采用流体动力学技术进行数值模拟,LDV 表示采用激光多普勒测速仪进行试验测试。通过对比可知,3 个水轮机工况下轴向速度的计算值与试验值变化规律基本一致,整体符合较好,最大相对偏差不超过 5%,表明此次模拟所采用的数值计算方法具有较好的可靠性和准确性,可用于导叶动态水力矩特性研究。同时也可以说明选取的网格模型能满足计算精度要求。

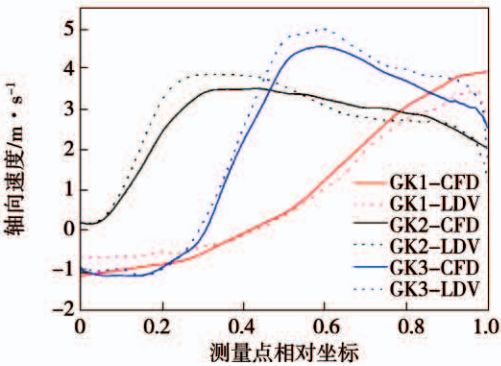


图 4 轴向速度计算值与试验值对比
Fig.4 Comparison between CFD and experiments

2 计算结果及分析

2.1 外特性分析

首先对水泵水轮机进行三维全流道定常数值模拟,得到 5 个计算工况下的扬程及效率,如表 3 所示。由表 3 可知,3 个典型水轮机工况 GK1、GK2、GK3 中扬程随着流量增大而增大,在不计水力损失条件下效率随流量的增大呈现出先增大后减小的趋势,在最优工况点的效率值最大。在水泵最高扬程工况 GK4 下的效率值远远大于最低扬程工况 GK5 的效率值,扬程值也较大。

表 3 外特性计算结果

Tab. 3 Results of external characteristics

工况	H/m	$\eta/\%$
GK1	32.98	83.58
GK2	33.21	88.62
GK3	34.61	86.22
GK4	30.80	87.73
GK5	28.25	43.79

由于水轮机工况运行区域通常偏离最优工况运行,导致流道内水流十分紊乱、流动不稳定,故以小流量水轮机工况即 GK1 为例查看非定常数值计算的收敛过程,如图 5 所示。可以看到,当经过 2 个周期后,计算的功率波动变化不大,趋近于一个额定数值,说明非定常计算结果收敛。均采用最后 1 个周期的计算结果进行分析。

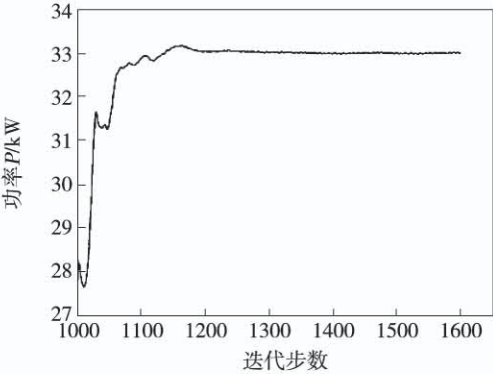


图 5 GK1 中功率的非定常收敛曲线

Fig. 5 The unsteady convergence curve of power (GK1)

2.2 水轮机工况下导叶动态水力矩特性分析

为了便于分析,根据 IEC60193 规定的水力矩系

数,将力矩值换算为无量纲水力矩系数^[10]:

$$T_{G,ED} = \frac{T_G}{\rho g H D_1^3} \tag{3}$$

式中: ρ —水的密度, kg/m^3 ; D_1 —水轮机工况转轮低压边直径, m ; H —扬程值, m ; g —重力加速度, m/s^2 ; T_G —导叶水力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

为了分析不同工况下水泵水轮机正常发电过程中导叶水力矩随时间的变化规律,获取了导叶动态水力矩变化时域图,如图 6 所示。

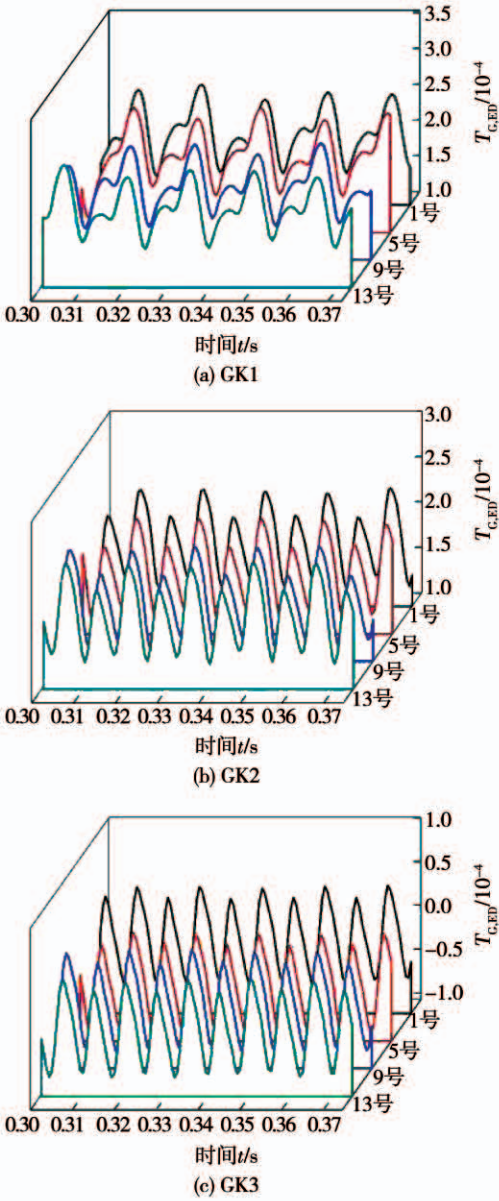


图 6 水轮机工况下导叶水力矩脉动时域图

Fig. 6 Time domain scatter plots of guide vane hydraulic torque pulsations under turbine conditions

由图6可以看出,同一工况下各导叶水力矩脉动在转轮旋转一个周期内均呈现与转轮叶片数相关的周期性规律,但各导叶水力矩数值有所差异,这主要是上游来流的不均匀性引起的。随着流量的增大,导叶开度增大,导叶水力矩数值逐渐减小,由正值范围内波动变为负值范围内波动,方向由关闭方向指向开启方向,这是因为小流量工况与最优工况下,绕流导叶翼型的前驻点均位于翼型负攻角范围,但小流量工况的导叶开度较小,攻角较最优开度小,导致翼型绕流产生的升力较大,进而水力矩值较大,而大流量工况下,此时绕流导叶翼型的前驻点位于翼型正攻角范围,该攻角较最优开度大,易导致翼型表面边界层分离,导叶尾缘出现延续范围较长的条状拖拽带尾迹涡,此时因水流的分离和旋涡而使绕流产生的升力减小,进而力矩值减小。

将以上导叶水力矩脉动时域进行快速傅里叶变换得到图7示的频域图, f 为实际频率, f_n 为各工况下的转频。由图7知,同一工况下不同分布位置的导叶水力矩脉动频幅特性相同,且各导叶脉动幅值相近,表明水轮机运行模式下的导叶流场流动对称性较好。在不同工况下,导叶水力矩脉动频率成分相同,均在 $5f_n$ 、 $10f_n$ 、 $20f_n$ 频率处存在脉动峰值,反映了转轮叶片与导叶间动静干涉对导叶水力矩的影响,其中 $5f_n$ 、 $10f_n$ 两种频率值的力矩脉动在不同工况下所处主频位置有所变化,在小流量工况下, $5f_n$ 为水力矩脉动主频值, $10f_n$ 为次主频值,而在最优和大流量工况下, $10f_n$ 为力矩脉动主频值, $5f_n$ 为次主频值。由此可见,随着开度的增大,5倍转频处幅值逐渐减小,10倍转频即叶频处幅值逐渐增大,表明叶频的影响逐渐加强,说明导叶开度越大,转轮长短叶片和转轮之间的动静干涉对导叶水力矩影响逐渐增大。

2.3 水泵工况下导叶动态水力矩特性分析

在水泵水轮机实际运行过程中,工况频繁切换,水泵水轮机在非设计工况下的运行时段较多,导致流道内的流态十分紊乱,导叶受力情况也较复杂^[11-13]。针对导叶开度为 15.78° 下的两个典型工况(高扬程工况、低扬程工况)进行导叶水力矩特性分析。

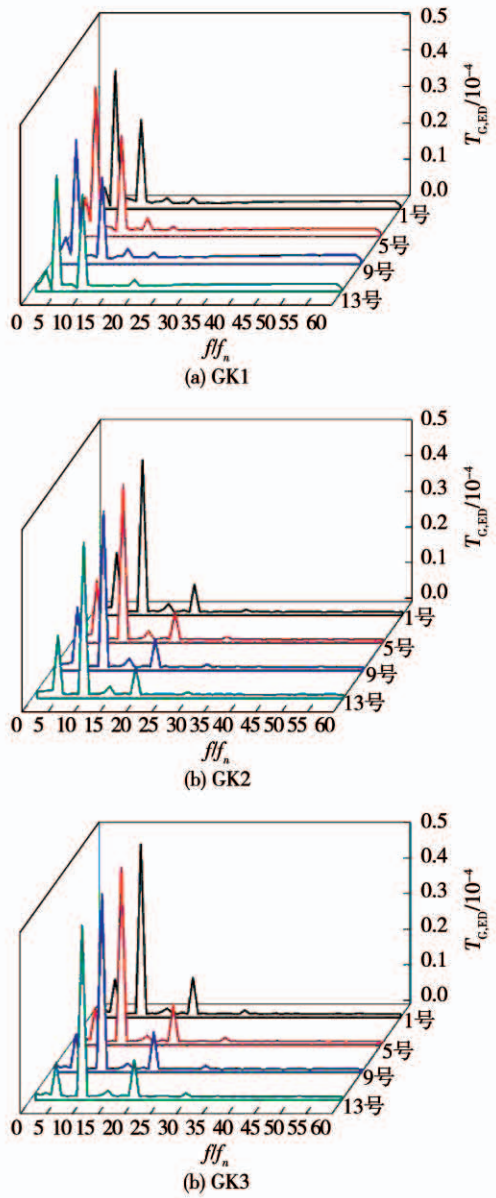


图7 水轮机工况下导叶水力矩脉动频域图
Fig.7 Frequenc domain diagram of guide vane hydraulic torque pulsations under turbine conditions

图8为两个工况下导叶水力矩脉动时域图,同一导叶开度下,导叶水力矩变化规律受扬程影响明显,最高扬程工况下的力矩较最低扬程工况存在变化均匀性差、规律性差和脉动值大的特点。这是因为在导叶开度不变的情况下,当水流绕流导叶翼型时,最高扬程工况,流量较小,介质的轴面速度减小,冲角增大,导叶吸力面流动分离、旋涡现象严重,阻塞流道,导致作用于导叶上水压力分布不均匀,流动的不稳定性加强。除此之外,位于不同分布位置导叶的水力矩变化差异显著,最高扬程工况下,各导叶

水力矩变幅相差非常大,说明此时导叶在流体的绕流下,导叶区域内流动的圆周对称性差,且个别导叶受力极不均匀,长时间位于该工况下运行易引起导水机构的疲劳破坏。而最低扬程工况下,由于扬程低、流量较大,导叶区域内流动平稳,旋涡相对较少,各导叶水力矩变化规律一致,且水力矩平均值相近。

矩脉动幅值相近。对比两个工况,最高扬程工况下的力矩脉动幅值较最低扬程工况大,最大值达到 2.66×10^{-4} ,频率较最低扬程工况低,若机组长时间处于该工况下运行不仅易导致导水机构疲劳破坏,对机组的运行稳定性也会产生不利影响。

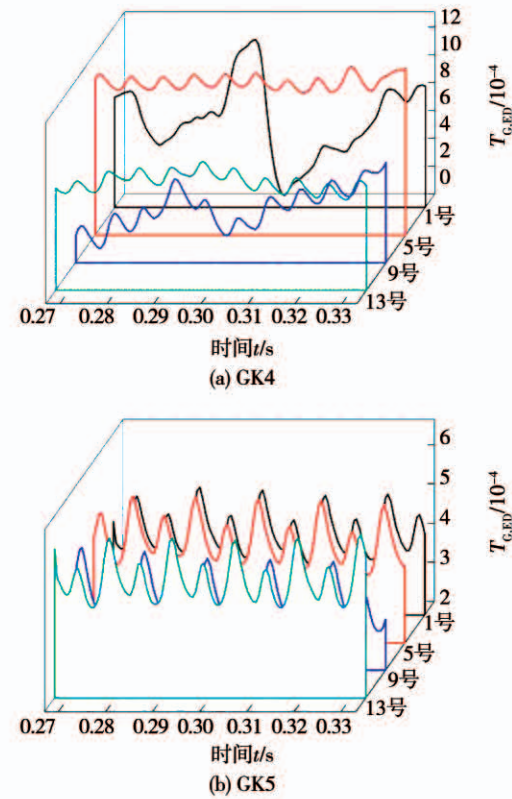


图 8 水泵工况下导叶水力矩脉动时域图
Fig.8 Time domain scatter plots of guide vane hydraulic torque pulsations under pump conditions

为进一步分析导叶水力矩的频率成分,对以上导叶水力矩脉动的时域信号进行快速傅里叶变换,得到两个工况下各导叶的水力矩脉动频域曲线,如图 9 所示, f 为实际频率, f_n 为各工况下的转频。由图 9 可知,当导叶开度相同时,最高扬程工况下,各导叶水力矩脉动主频均为 1 倍转频,且各导叶脉动幅值相差较大,该现象再次证明了最高扬程工况下导叶区域流动紊乱,流动圆周对称性差,而最低扬程工况下,各导叶水力矩脉动主频均为 10 倍转频,为叶片通过频率,说明最低扬程工况下的导叶水力矩脉动主要受转轮叶片与导叶间的动静干涉影响,并且该工况下由于导叶区域流动相对稳定,各导叶力

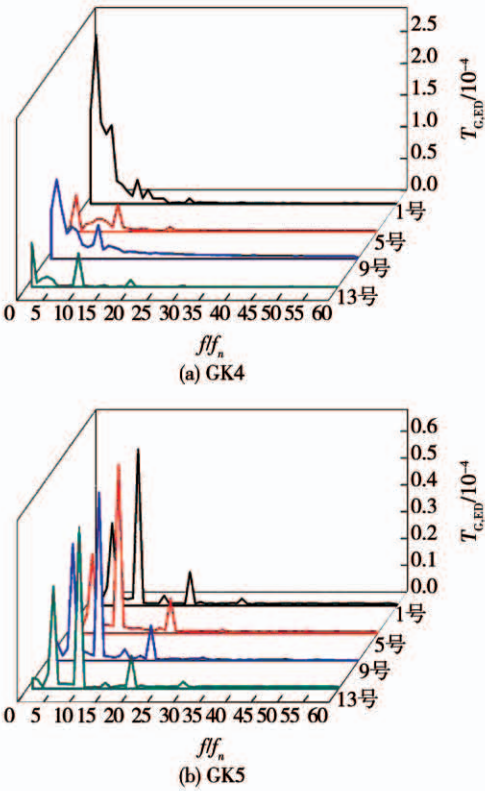


图 9 水泵工况下导叶水力矩脉动频域图
Fig.9 Frequenc domain diagram of guide vane hydraulic torque pulsations under pump conditions

3 结 论

- (1) 水轮机工况,导叶水力矩脉动受转轮与导叶间的动静干涉而呈现明显的周期性规律,其周期数与叶片数相同;随着流量的增大,导叶水力矩方向有指向开启的趋势,不利于导水机构安全运行;各工况下力矩脉动频率与转轮叶片数有关,流量越大,叶频处力矩脉动幅值越大。
- (2) 水泵工况,扬程对导叶水力矩变化影响较大,最高扬程工况下的各导叶水力矩脉动变化规律不一致,脉动主频均为 1 倍转频,其脉动幅值大;最低扬程工况下的各导叶水力矩脉动变化一致,其脉动主频均为叶频,其脉动幅值小。

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.
MEI Zu-yan. Pump storage power generation technology[M]. Beijing: China Machine Press, 2000.
- [2] DEVALS C, VU TC., GUIBAULT F. CFD Anal-ysis for aligned and misaligned guide vane torque prediction and validation with experimental data[J]. International Journ-al of Fluid Machinery and Systems, 2015, 8(3): 132 – 141.
- [3] FAN H G, YANG H X, LI F C, et al. (2014) Hydraulic torque on the guide vane within the slight opening of pump turbine in turbine operating mode[C]. 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth an-d Environmental Science, Montreal, QC, 22 September 2014.
- [4] 邵国辉, 赵 越. 混流式模型水轮机导叶水力矩试验[J]. 水利水电科技进展, 2014, 34(2): 22 – 25.
SHAO Guo-hui, ZHAO Yue. Model tests of guide vane hydr-aulic torques of Francis turbine[J]. Advances in Science and Technology of Water Resource, 2014, 34(2): 22 – 25.
- [5] 廖伟丽, 李建中. 水轮机导水机构力特性的数值实验研究[J]. 水力发电学报, 2002(4): 100 – 107.
LIAO Wei-li, LI Jian-zhong. Numerical modeling and flow an-alysis of the diversion components and entire tandem cascad-e of hydrau [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2002(4): 100 – 107.
- [6] 纪兴英, 赖 旭, 陈 玲, 等. 贯流式水轮机导叶水力矩计算 [J]. 水利学报, 2011, 42(7): 869 – 875.
JI Xing-ying, LAI Xu, CHEN Ling, et al. Numerical analysis of hy-draulic torque of guide vanes in bubble turbines[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2011, 42(7): 869 – 875.
- [7] 李琪飞, 李光贤, 权 辉, 等. 水泵水轮机在水轮机工况下导叶水力矩试验研究[J]. 水利学报, 2018, 49(3): 362 – 368, 378.
LI Qi-fei, LI Guang-xian, QUAN Hui, et al. Study on hydraulic torque characteristics of guide vane at turbine mode in a pump turbine[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2018, 49(3): 362 – 368, 378.
- [8] LAI Xi-de, LIANG Quan-wei, YE Dao-xing, CHEN Xiao-ming, XIA Mi-mi. Experimental investigation of flows inside draft tube of a high-head pump turbine[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, 240(7): 1315 – 1755.
- [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 Fu-jun. Research progress of computational model for rota-ting turbulent flow in fluid machinery[J]. Transactions of the chi-nese society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 1 – 14.
- [10] IEC60193. Hydraulic turbine, storage pumps and pump turbines model acceptance tests[S]
- [11] 黄剑峰, 张立翔, 杨 松, 等. 水轮机活动导叶关闭过程中导水机构内动态流场数值模拟研究[J]. 水利学报, 2017, 48(3): 299 – 307.
HUANG Jian-feng, ZHANG Li-xiang, YANG Song, et al. Numeri-cal simulation of dynamic flow around wicket gate in hyd-ro tur-bine with guide vane closure[J]. Journal of Hydraulic Engineer-ing, 2017, 48(3): 299 – 307.
- [12] 黄剑峰, 张立翔, 郭亚昆. 水轮机活动导叶调节运动动态绕流的大涡模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(8): 702 – 707.
HUANG Jian-feng, ZHANG Li-xiang, GUO Ya-kun. Large eddy simulation of turbulent flow around moving guide vane of a-djust-ing hydro turbine[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machin-ery Engineering, 2013, 31(8): 702 – 707.
- [13] RODRIGUEZ C, EGUSQUIZA E, SANTOS I F. Frequencies in the vibration induced by the rotor stator interaction in a centrifugal pump turbine[J]. Journal of Fluids Engineering, 2007, 11(129): 1428 – 1435.

(姜雪梅 编辑)