

非同步导叶在不同布置方式下对机组特性影响的研究

李琪飞^{1,2}, 陈祥玉^{1,2}, 蔡婷¹, 郭英¹, 魏显著³

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 甘肃省太阳能发电系统工程重点实验室, 酒泉 735000;
3. 哈尔滨大电机研究所, 哈尔滨 150040)

摘要: 以中国某抽水蓄能电站水泵水轮机为研究对象, 采用 SST $k-\omega$ 湍流模型对非同步导叶在不同布置方式下的全流道进行非定常数值计算, 并与实验结果进行对比验证。探讨非同步导叶在不同布置方式下转轮和活动导叶区域的内流特性, 定量分析非同步导叶在不同布置方式下转轮的受力情况和尾水管的压力脉动。结果表明: 非同步导叶在不同布置方式下, 无叶区的高速水环都有一定的破坏, 其破坏程度和非同步导叶的数量和布置方式有很大的关系; 转轮径向力合力的峰谷差在不断增大, 径向力合力的曲线闭合度也随着预开数量的增加在变大; 其尾水管压力脉动的振幅相对值明显变小, 改善了尾水管断面压力, 减小了尾水管涡带偏心。

关键词: 抽水蓄能; 水泵水轮机; 非同步导叶; 压力脉动; 数值模拟

中图分类号: TK734

文献标志码: A

0 引言

抽水蓄能电站是利用上下水库高程差进行发电与蓄能的新型水电站, 在用电高峰期时水流自上水库由重力作用流向下水库, 和常规水轮机一样进行发电, 水泵水轮机起到水轮机的作用, 而在用电低峰期时, 通过多余电能将水从下水库抽到上水库, 水泵水轮机起到水泵的作用^[1]。所以抽水蓄能电站在电网中承担调峰、填谷、调频、调相以及事故备用等任务, 机组需要满足启动频繁、运行灵活的要求, 其安全和稳定运行至关重要^[2]。水泵水轮机模型试验四象限特性曲线显示在水轮机、水轮机制动以及反水泵工况之间存在一个明显的“S”区, 水泵水轮机在其“S”特性区内运行非常不稳定, 在水泵工况、水轮机工况、反水泵工况这3种工况之间频繁转换^[3], 造成机组转速来回摆动从而导致机组并网困难或甩负荷后不能达到空载稳定以至跳机, 同时机组部件的振动及大轴摆度将随之加剧, 这种现象在中国已建成投产的天荒坪、张河湾、宝泉、黑麋峰等抽水蓄能电站均已经出现^[4]。李仁年等^[5]在研究中国某抽水蓄能机组的水泵水轮机全流道“S”特性时分析了导叶对无叶区流态和转轮内部流动的影响, 并对无叶区的流动速度三角形进行分析, 分析结果表明叶片进口处的流动分离现象是引起转轮内“S”特性流动特征的主要原因。游光华等^[6]针对天荒坪抽水蓄能机组启动过程

中出现“S”特性, 尝试使用非同步导叶改善“S”特性, 得出非同步导叶的使用能够明显改善机组运行稳定性和并网的可靠性。针对水泵水轮机的“S”特性, 文献[7]对卢森堡维也丹(Vianden)抽水蓄能电站10号机模型试验中, 首次尝试使用少导叶非同步开启的方式, 即设置若干导叶能够比其他导叶预先打开一个较大的开度, 使得其他导叶在小开度时转轮内就能得到相应的速度和流量。并在实践中证明此方式可以减轻水泵水轮机在水轮机工况的控制不稳定性, 从而引发了业内对非同步导叶的研究。

综上所述, 水泵水轮机中通过布置非同步导叶来改善“S”特性是一种较好的方式。本文通过 SST $k-\omega$ 湍流模型对中国某抽水蓄能电站10号机全流道进行非定常数值计算。通过改变非同步导叶的布置方式来改善其对“S”特性的影响, 分析非同步导叶在不同布置方式下的内流特性、转轮受力大小和尾水管压力脉动, 为以后的工程实践提供一些有意义的指导。

1 数值计算方法

1.1 计算对象

本文研究对象是中国某抽水蓄能电站的模型水泵水轮机, 其结构如图1所示。

收稿日期: 2019-07-08

基金项目: 国家自然科学基金(51566009)

通信作者: 李琪飞(1975—), 男, 博士、副教授, 主要从事流体机械流动理论方面的研究。lqfy@lut.cn

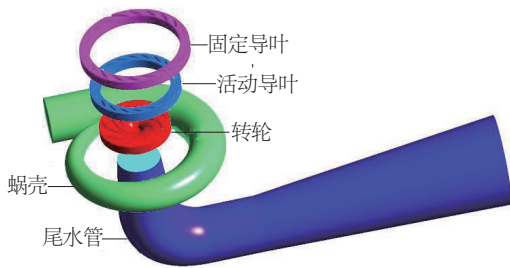


图1 水泵水轮机几何模型
Fig. 1 Profile of pump-turbine

本文水泵水轮机模型主要由蜗壳、固定导叶、活动导叶、转轮和尾水管 5 个部分组成,主要参数如表 1 所示。

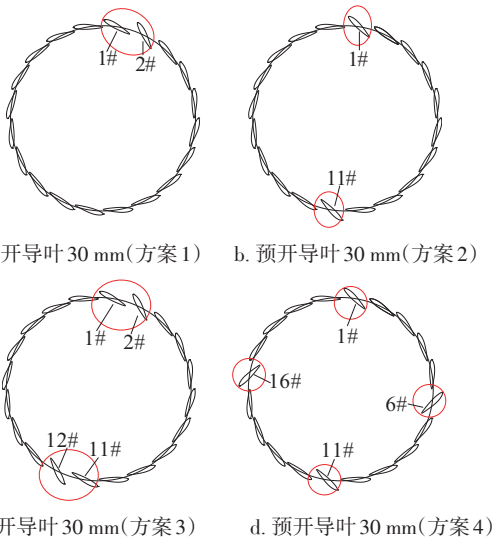
表 1 模型水泵水轮机几何参数

Table 1 Geometry parameters of pump-turbine

参数	数值	参数	数值
转轮叶片数量	9	转轮高压侧直径 D_1 /mm	473.6
活动导叶数量	20	转轮低压侧直径 D_2 /mm	300
导叶高度/mm	66.72	蜗壳进口直径 D_3 /mm	315
导叶高度 b_0 /mm	66.72	尾水管出口直径 D_4 /mm	660
蜗壳包角 φ_0 ($^\circ$)	343	导叶分布圆直径 D_5 /mm	564

1.2 预开导叶的布置方式

本文实验中采用的同步导叶最大等开度线 $A_0 = 9 \text{ mm}$, 非同步导叶最大等开度线 $a_0 = 30 \text{ mm}$, 分别采用非同步导叶 2 个一起开、2 个对开、2×2(2 对)对开和 4 个对称开的模式, 以 $A_0 = 9 \text{ mm}$ 为参考量, 其非同步导叶的布置方式如图 2 所示。



注:红圈处数字序号为导叶编号,代表预开导叶的位置。
图2 非同步导叶布置方案示意图

Fig. 2 Profile of structure of asynchronous guide vane

1.3 计算域网格的划分

采用 ANSYS 软件中的 ICEM 模块对各部件进行六面体网格的划分。经过网格无关系检验后,最终采用网格质量约为 0.32, 网格总单元数量约为 616 万的网格进行计算, 网格划分结果如图 3 所示。

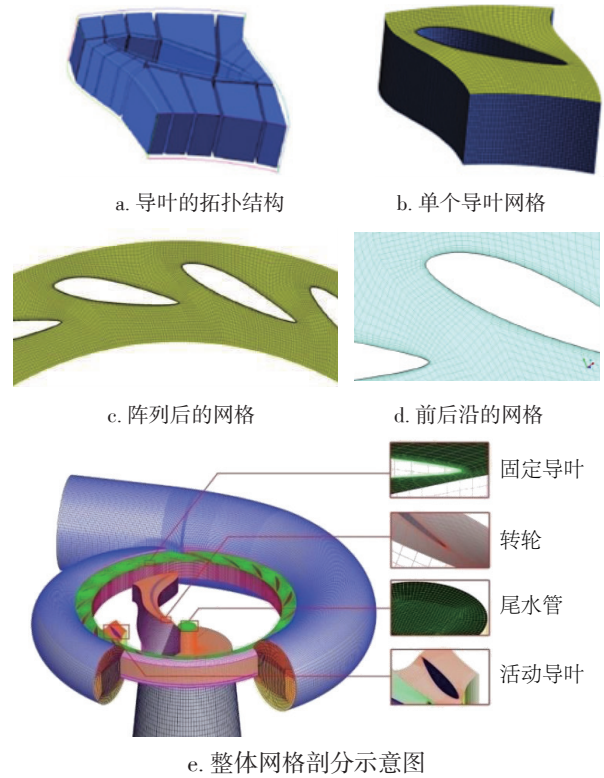


图3 水泵水轮机网格模型

Fig. 3 Mesh pattern of model pump-turbine

1.4 边界条件

取实验水头 $H = 30 \text{ m}$, 蜗壳进口设置为质量流量 Q 进口, $Q = 94.968 \text{ kg/m}^3$, 尾水管出口设置为自由出流, 各个部件之间的交接面设为 interface 面, 湍流模型选择 SST $k-\omega$ 模型。此模型能够很好地捕捉近壁区和远壁区的流动特性^[8-9], 可满足“S”特性区复杂流动的精度要求。

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 —— 流体密度, m^3/kg ; k —— 湍动能, J ; ω —— 单位耗散率, $\%$; u_i —— 平均速度分量, m/s ; G_k —— 由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项; G_ω —— ω 方程; Γ_k 、 Γ_ω —— k 与 ω 的有效扩散项; D_ω —— 正交发散项; S_k 、 S_ω —— 自定义相; Y_k 、 Y_ω —— k 与 ω 的扩散项。

压力和速度的耦合采用 SIMPLEC 算法, 离散格式采用 2 阶迎风格式(second order upwind), 残差收敛标准为 10^{-6} 。

在非定长计算时设定转轮旋转 3° 所用的时间为一个时间步长, 单个时间步长 $\Delta t = 0.00046$ s, 每个时间步长的迭代次数为 20 次。

2 计算结果与分析

2.1 水泵水轮机模型“S”特性实验

实验台的验收实验遵循水泵水轮机模型验收规程国际标准 IEC 60193、IEC 609 等相关的规定实验内容, 实验台参数如表 2 所示。水泵水轮机的性能测试台如图 4 所示, 实验平台如图 5 所示。此实验台由哈尔滨大电机研究所设计, 依托此实验台对水泵水轮机模型进行相关研究。此试验台采用循环封闭的双向运行系统。

表 2 实验台参数

Table 2 Parameters of test-bed

参数	数值
最高实验水头 H/m	190
工作最大流量 $H_m/(m^3 \cdot s^{-1})$	2.0
转轮标称直径 D/mm	300~500
测功机的转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	0~2500
供水泵对应的电机功率 P/kW	600
测功机的功率 P/kW	500
测量校正筒对应容积 V/m^3	120
水库容积 V/m^3	750

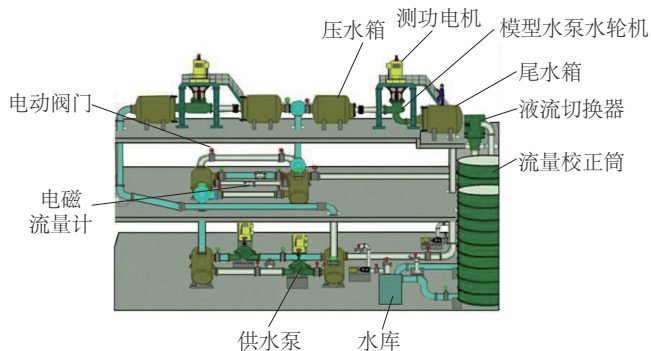


图 4 可逆式水轮机性能实验台

Fig. 4 Reversible pump-turbine performance test bench



a. 高压箱装置 b. 封闭管路系统

图 5 可逆式水泵水轮机实验平台

Fig. 5 Test platform of reversible pump-turbine

实验在如图 5 所示的哈尔滨电机厂的高水头水力实验台上进行, 实验参数的测量精度和运行稳定性都满足中国国标和国际 IEC 有关的标准需求。

在实验过程中, 选取“S”特性附近的 12 个工况点, 以 2 种导叶开启方式进行实验, 分别为同步导叶 $A_0 = 9$ mm、非同步导叶 2×2 WG (对称的 2 对预开导叶) $a_0 = 30$ mm, 其余 16 个同步导叶 $A_0 = 9$ mm。在每种开启方式下的测量过程中保持转速基本相同, 然后读取同转速下的流量值, 并绘制出 $n_{11} - Q_{11}$ (单位转速-单位流量) 曲线。测量值见表 3, $n_{11} - Q_{11}$ 曲线图如图 6 所示。

表 3 水轮机转轮 A999-30 $n_{11} - Q_{11}$ 实验数据

Table 3 $n_{11} - Q_{11}$ experimental data of pump-turbine runner A999-30

同步导叶		非同步导叶 2×2 WG	
单位转速 $n_{11}/(r \cdot \min^{-1})$	单位流量 $Q_{11}/(m^3 \cdot s^{-1})$	单位转速 $n_{11}/(r \cdot \min^{-1})$	单位流量 $Q_{11}/(m^3 \cdot s^{-1})$
49.9914	0.16920	49.9080	0.4580
55.4812	0.04615	55.4218	0.4178
59.0769	-0.11540	59.0700	0.3702
60.0709	-0.12540	60.0712	0.3211
60.9122	-0.12840	60.9002	0.2684
61.4592	-0.12880	61.4603	0.2329
61.8977	-0.12920	61.9001	0.1797
62.1906	-0.12960	62.1912	0.1224
62.4198	-0.13000	62.4201	0.0856
62.5731	-0.13040	62.5632	0.0576
62.8274	-0.13082	62.8304	0.0166
62.8810	-0.13126	62.8920	0.0066

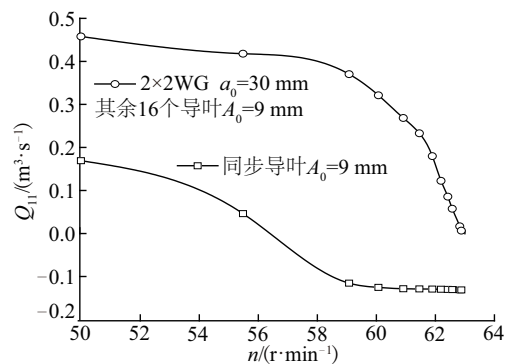


图 6 水轮机转轮 A999-30 $n_{11} - Q_{11}$ 实验曲线

Fig. 6 $n_{11} - Q_{11}$ experimental curve of pump-turbine runner A999-30

从图 6 的实验曲线可看出, 在导叶 $A_0 = 9$ mm 同步开启的过程中会有很明显的类似于 S 形的区域, 此区域就是水泵

水轮机在开启过程中常遇到的“S”特性区。由于“S”特性的存在导致机组在运行过程中极其不稳定。由图 6 中可看到当加入非同步导叶后“S”特性被得到了很好的改善。所以通过加入非同步导叶对改善“S”特性是一种很好的方式。非同步导叶如何布置,布置多少这些因素对机组的特性都有较大影响,基于此问题本文在实验的基础上利用数值模拟计算对非同步导叶在不同布置方式下进行进一步研究。

2.2 可靠性验证

本文所研究同步导叶开度均为 9 mm,非同步导叶的开度均为 30 mm,取非同步型式为 2×2(2 对)的模型机进行可靠性验证。取 12 个工况点对其进行数值计算。把数值计算的结果进行单位转速单位流量的转换,则有:

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

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

式中: D_2 ——转轮标称直径,mm。

通过换算得到 Q_{11} 和 n_{11} 然后绘制出 $Q_{11} - n_{11}$ 特性曲线。用所得到的曲线与实验曲线数据进行对比,结果如图 7 所示。通过对比,单位流量 Q_{11} 和单位转速 n_{11} 的计算值和实验值的相对误差均小于 5%,其误差值在可接受的范围之内,两者具有较高的吻合度,所以数值计算的模型有较高的可靠性,数值计算的方法可行性较高。

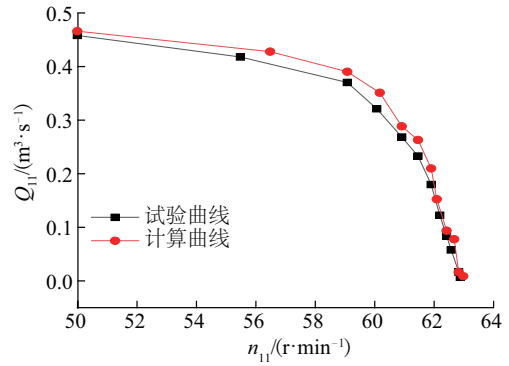


图 7 实验与模拟结果对比

Fig. 7 Comparison of calculated and experimental results

2.3 S1 流面的流态分析

为更好一显示水泵水机在非同步导叶不同布置方式下的流场特性,通常在转轮和活动导叶的计算区域取上冠和下环之间的流面即 S1 流面作为研究对象。利用后处理软件 CFD-Post 做出 S1 流面的速度流线分布图,如图 8 所示。通过图 8 可看出,不管是在同步导叶下,还是非同步导叶的 4 种不同布置方式下,在转轮和活动导叶之间即无叶区都有很明显的高速水环存在,尤其是在同步导叶开度下更为明显。随着非同步导叶的加入,高速水环有被破坏的趋势^[10-12],在非同步导叶为 4 个对称布置时,高速水环被明显减弱,并且水环结构也遭到严重破坏。从转轮区域的流道来看,流道内分布着大大小小的涡结构,从同步导叶情况下,涡结构的分也有

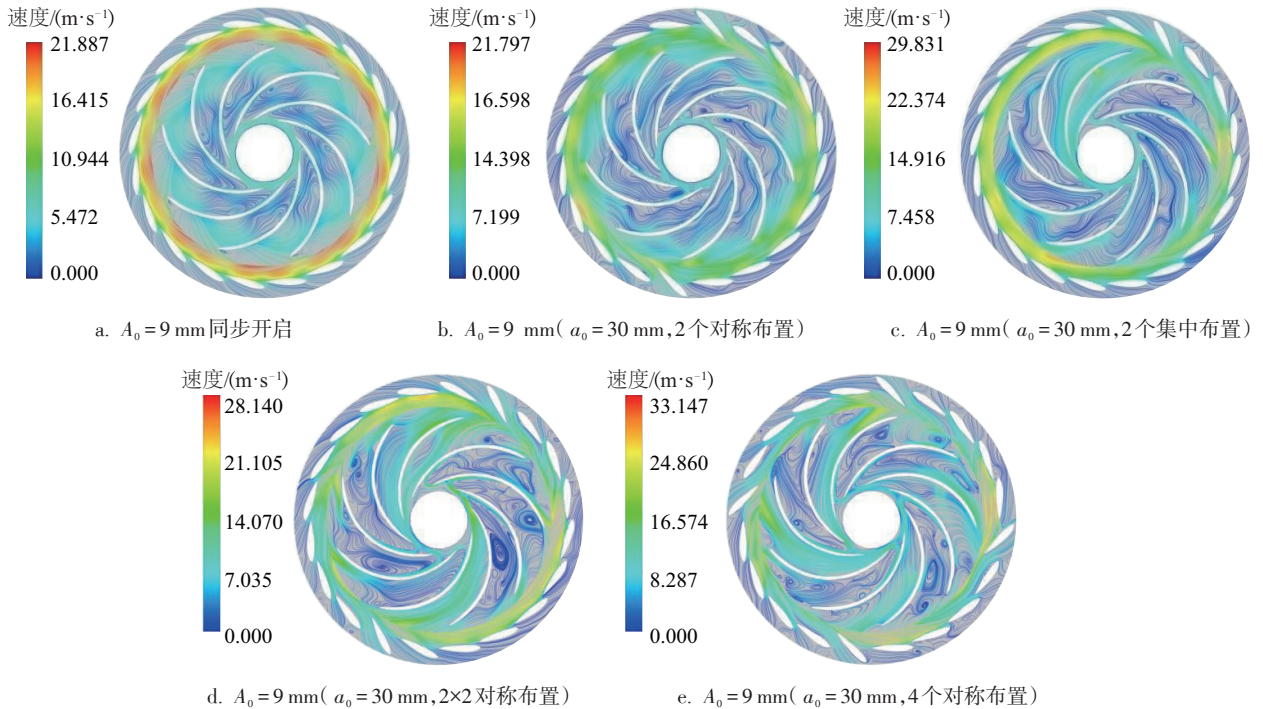


图 8 水轮机转轮 A999-30 S1 流面流线图

Fig. 8 S1 flow surface streamline diagram of pump-turbine runner A999-30

布较均匀,可明显看到出现在转轮叶道的三分之一位置处。非同步导叶不同布置方式下的叶道涡的分布较紊乱,但也有一定规律,涡的位置主要分布在离非同步导叶比较近的位置。非同步导叶的4种不同布置方式和4个对称布置方式,涡比较多,也更加杂乱。

综上,加入非同步导叶后,高速水环被破坏是导致“S”特性改善的原因之一。在4种非同步导叶的布置过程中,4个对称布置方式对高速水环破坏最明显。

2.4 转轮径向力的分析

转轮的振动以及材料的破坏都与力有直接关系^[13-14]。本文对转轮整体沿 x 、 y 方向的径向力进行监测。再由式(5)求出转轮径向力所受的合力,即:

$$F_R = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (5)$$

在多次数值计算过程中,同一工况下多次监测的径向力值会有一定波动,为了减小这种波动带来的误差,采用取平均值的方法。数值计算中每个时间步长的迭代次数为20次,取20次迭代的平均值(均方根 RMS)作为这个时间步长的径向力值,如式(6)所示:

$$F_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{20} \sum_i F_{Ri}^2} \quad (6)$$

根据式(5)求出转轮所受合力,再求出每种方案下转轮所受合力的最大值与最小值,以及它们之间的差值和差值幅值,结果如表4所示。

表4 非同步导叶4种不同方案下作用于叶轮上的力

Table 4 Forces acting on runner under four different schemes of asynchronous guide vane

单位:N

布置方案	F_{min}	F_{max}	ΔF	差值幅值
同步开度	91.24	40.20	50.96	0
方案1	92.32	61.60	30.62	20.30
方案2	42.34	14.01	28.33	-2.29
方案3	1382.53	102.40	1280.13	1251.8
方案4	813.39	60.72	752.67	-527.46

注: F_{max} 、 F_{min} 分别为一周内径向力的波峰和波谷值, ΔF 为其幅差值。方案1为2个对称布置;方案2为2个集中布置;方案3为2×2对称布置;方案4为4个对称布置。

从同步导叶的布置方案到非同步导叶的布置方案得出的径向力的合力如图9所示。通过图9可看出,转轮所受径向力的合力,在一个旋转周期内呈现出周期性的变化,并且在不同的布置方案下,波峰的数量和叶片的数量是相对应的,都是9个,随着非同步导叶的加入,径向力的峰谷差值明显增加。非同步导叶在第4种方案的布置下,其径向力合力的对称性遭到严重破坏。可发现一个很明显的现象就是合力曲线的闭合度在不断增大,尤其在第4种布置方案(非同步导叶4个对称布置)中尤为明显。

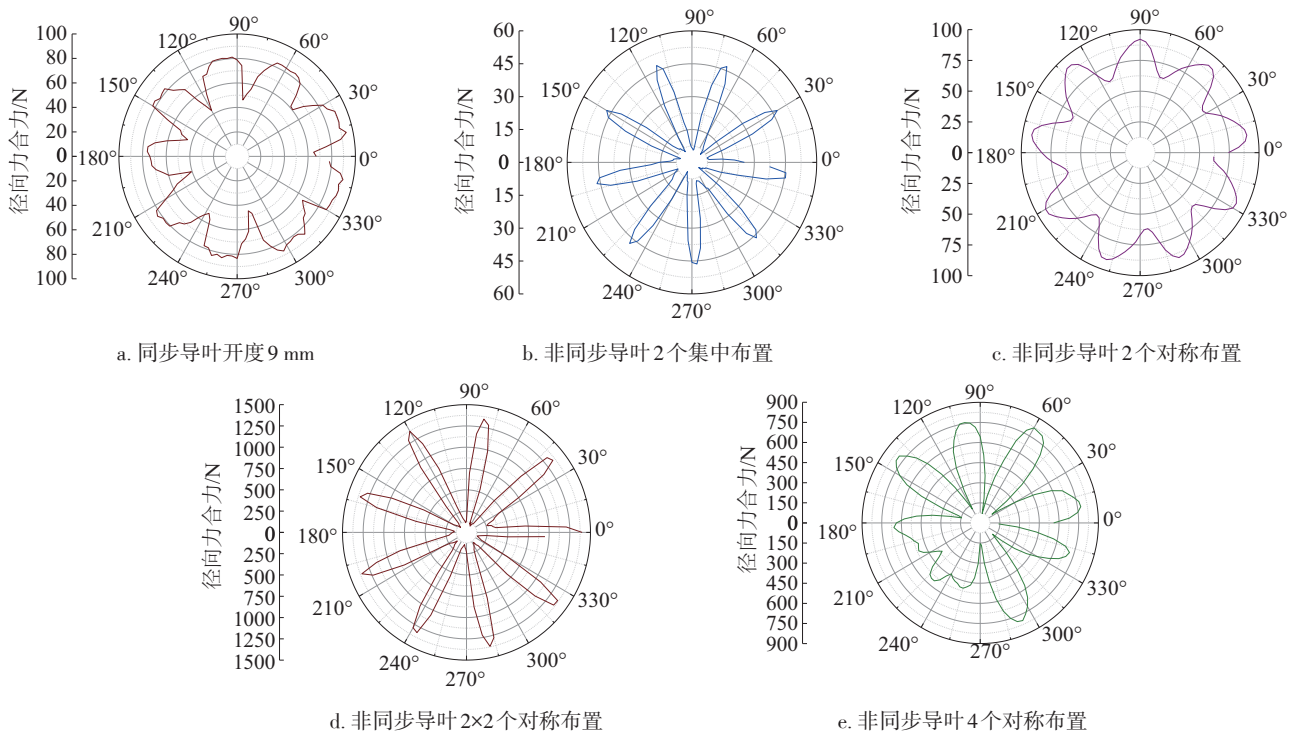


图9 水轮机转轮 A999-30 转轮径向力

Fig. 9 Runner radial force of pump-turbine runner A999-30

根据以上分析可得出,转轮径向力合力的大小和转轮的旋转密不可分。增加非同步导叶后径向力合力的峰谷差值明显增大,是因为加非同步导叶后,原有的平衡被打破,由S1流面流线分布图(图8)可看出,加入非同步导叶后,流道内明显增加了大量的涡,导致流道不顺畅,从而导致力的不均匀是造成径向力峰谷差增大的主要原因。径向力的合力曲线的闭合度不断增大,是因为加入非同步导叶之后有非同步导叶的区域流道内的流量增大流速也增大,由于相邻叶片的流道变化不大,这样叶片上的力就会向同步导叶一侧压制,由于在旋转过程中力的传递与叠加,导致非同步导叶开的越多时这种现象越明显,这也是径向力曲线闭合度不断增加的原因。

2.5 尾水管压力脉动分析

非同步导叶的布置,可减轻尾水管涡带的偏心,减小尾水管断面的压力差^[15-16],因此本文对尾水管的压力脉动进行了监测。每种不同布置方式下,在转轮出口和尾水管进口的交接面处取一个圆周平面即转轮出口和尾水管进口的交接面作为监测点的布置断面,断面直径等于转轮低压侧直径 $D_2=300\text{ mm}$ 。依次往下取 $0.1D_2$ 、 $0.2D_2$ 、 $0.3D_2$ 、 $0.4D_2$ 、 $0.5D_2$ 和 $0.6D_2$ 高度处的6个断面作为监测点布置断面,如图10中①所示,在每个断面上对称设置0、1和3的位置作为监测点,如图10中②所示。

将监测到的压力脉动信号进行筛选,从而获得每个监测

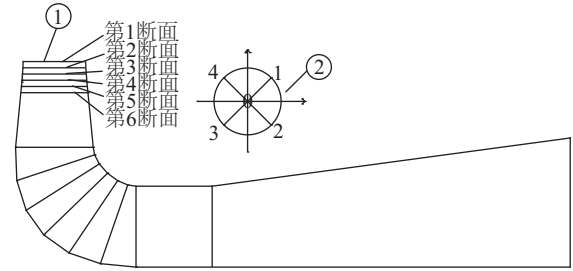


图10 尾水管压力脉动监测点布置图

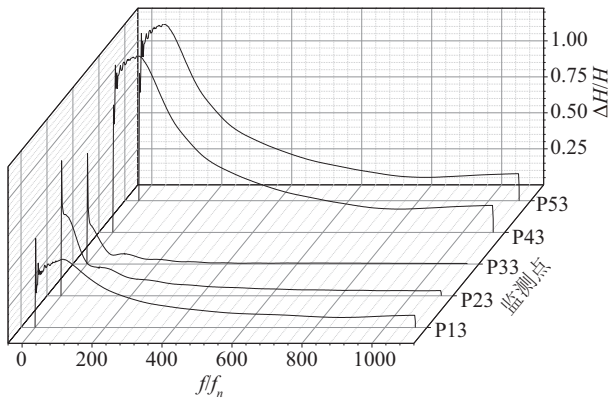
Fig. 10 Draft tube monitoring points distribution

点的压力信号。为便于研究分析引入无量纲参数 $\Delta H/H$ 来表示各监测点静压力波动的程度,即:

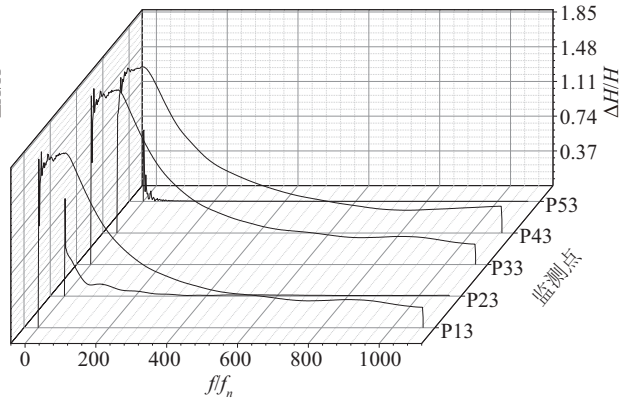
$$\Delta H/H = \frac{p_i - \bar{p}}{\bar{p}} \quad (7)$$

式中: $\Delta H/H$ ——静压力振幅相对值,%; p_i ——静压力检测值,Pa; \bar{p} ——检测点平均压力值,Pa。

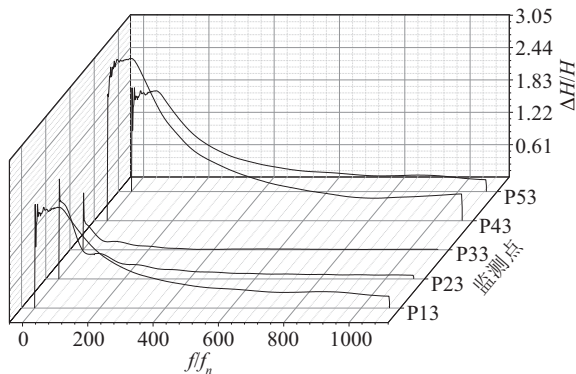
图11为不同断面处的监测点3在不同方案下的压力脉动频域图。把不同方案下同一平面处同一点的压力脉动做成压力脉动频域图,每个图中有5条线,分别表示同步导叶下、非同步导叶2个集中布置下、2个对称分开布置下、2×2(2对)集中对称布置下和4个对称分布下的压力脉动曲线。从图11中可看出,从第1断面到第6断面其振幅相对值的最大值大体上是增加的趋势(除了第5段面处),振幅相对值的变



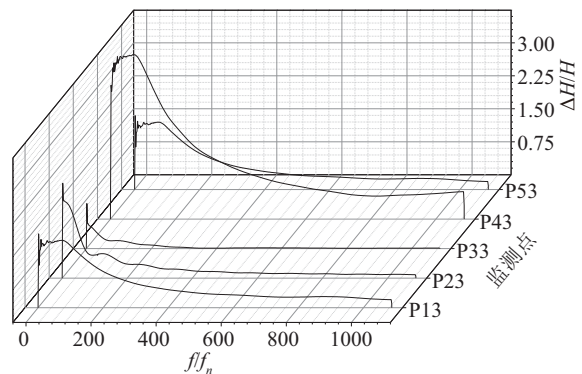
a. 第1断面



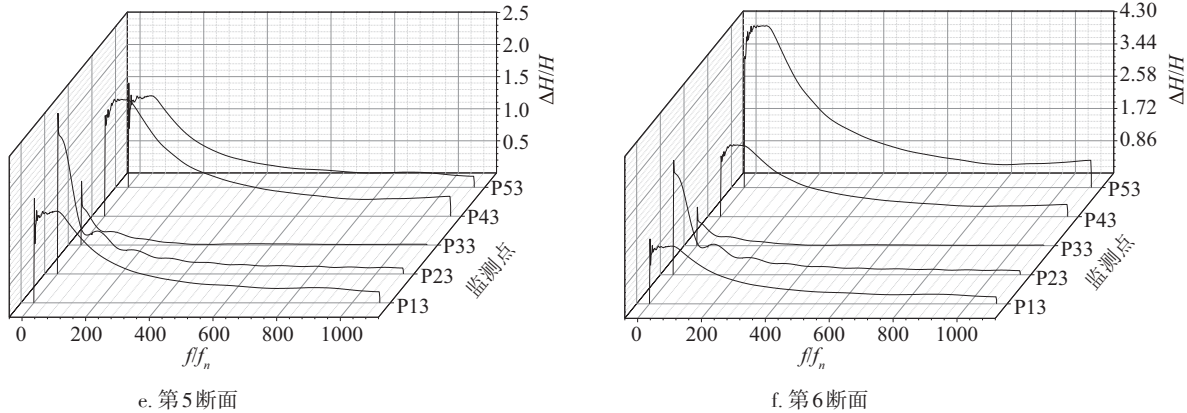
b. 第2断面



c. 第3断面压



d. 第4断面



注: P_{ij} 表示压力监测点, $i=1$ (导叶同步开启)、2(方案1)、3(方案2)、4(方案3)、5(方案4); j 表示不同断面处监测点的位置; f/f_n 代表经过傅里叶变换后的频率值。

图 11 非同步导叶下监测点压力脉动频域图

Fig. 11 Frequency domain graph of pressure pulsation of monitoring points under asynchronous guide vanes

化也是从大到小逐渐趋于稳定状态。第 1 断面处振幅相对值的最大值为 1.5, 第 2 断面处振幅相对值的最大值为 1.65, 第 3 断面处振幅相对值的最大值为 2.5, 第 4 断面处振幅相对值的最大值为 3.1, 第 5 断面处振幅值的相对值的最大值为 2.3, 第 6 断面处振幅相对值的最大值为 4.0。随着非同步导叶的加入, 幅值相对值有所改善, 虽然刚开始较大, 但非同步导叶加入后, 幅值相对值有明显降低趋势。

根据以上分析, 非同步导叶布置对尾水管涡带有所改善是由于在非同步导叶布置下尾水管涡带的偏心减小了, 导致尾水管断面的压力差减小, 从而导致尾水管部分压力脉动幅值的减弱, 所以非同步导叶的加入有改善尾水管涡带的效果。这种布置方式的加入也间接减弱了由于尾水管涡带引起的机组振动。

3 结论

通过对水泵水轮机的模型机进行数值模拟计算, 对同步导叶 $A_0=9\text{ mm}$ 下, 同步导叶 $A_0=9\text{ mm}$ 非同步导叶 $a_0=30\text{ mm}$ 下的 4 种不同布置方案进行对比分析, 得出以下结论:

1) 非同步导叶加入对无叶区高速水环造成一定的破坏, 从而对“S”特性起到一定的改善作用, 从非同步导叶的 4 种不同布置方案看, 第 4 种布置即 4 个对称布置对内部的流动破坏得最为严重。

2) 非同步导叶的不同布置方式下, 转轮径向力合力的峰谷差在不断增大。径向力合力的曲线闭合度也随着预开数量的增加在变大。

3) 尾水管的振幅相对值从尾水管进口往下 6 个断面大体呈增加趋势, 随着非同步导叶的加入, 振幅相对值有明显的变小趋势。说明非同步导叶的布置能够改善尾水管断面压力, 减小尾水管涡带偏心。

[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 Z Y. Pumped storage power generation technology [M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2000.
- [2] 邵宜祥, 纪历, 袁越, 等. 可变速抽水蓄能机组在抽水工况下的自启动方案[J]. 电力系统自动化, 2016, 40(24): 125-130.
SHAO Y X, JI L, YUAN Y, et al. Self-starting strategy of variable speed pumped storage units in pumping mode[J]. Automation of electric power systems, 2016, 40(24): 125-130.
- [3] 赵博, 秦俊, 高翔. 变速抽水蓄能机组水泵方向启动过程的监控流程研究[J]. 中国农村水利水电, 2017(8): 209-213.
ZHAO B, QIN J, GAO X. Start-up processes analysis of doubly fed adjustable-speed pumped storage units in pumping mode [J]. China rural water and hydropower, 2017(8):209-213.
- [4] 王鸿奇. 可变速抽水蓄能机组的应用[J]. 水利水电技术, 1994(11): 15-21.
WANG HQ. Application of variable speed pumped storage unit [J]. Water resources and hydropower engineering, 1994(11): 15-21.
- [5] 李仁年, 刘殿兴, 董志强, 等. 水泵水轮机“S”形区全流道数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(5):401-405.
LI R N, LIU D X, DONG Z Q, et al. Numerical simulation of the “S” shape full channel of pump turbine [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2013, 31(5): 401-405.

- [6] 游光华, 孔令华, 刘德有. 天荒坪抽水蓄能电站水泵水轮机“S”形特性及其对策[J]. 水力发电学报, 2006, 25(6): 136-139.
YOU G H, KONG L H, LIU D Y. Pump-turbine S zone & its effect at Tianhuangping pumped storage power plant [J]. Journal of hydroelectric engineering, 2006, 25(6): 136-139.
- [7] GREIN H, BAUMANN K M L. Commissioning problems of a large pump turbine [J]. Water power and dam construction, 1975: 475.
- [8] 张兰金, 王正伟, 常近时. 混流式水泵水轮机全特性曲线S形区流动特性[J]. 农业机械学报, 2011, 42(1): 39-43.
ZHANG L J, WANG Z W, CHANG J S. Flow of pump-turbine on S-shaped region of complete characteristics [J]. Proceedings of the Chinese Society of Agricultural Mechanization, 2011, 42(1): 39-43.
- [9] MENTER F R . Two- equation eddy- viscosity transport turbulence model for engineering applications [J]. AIAA journal, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [10] 刘锦涛. 基于非线性局部时均化模型的水泵水轮机“S”区稳定性分析[D]. 杭州: 浙江大学, 2013.
LIU J T. Instability analysis of the “S” region of a pump-turbine based on nonlinear PANS model [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2013.
- [11] 刘锦涛, 李永, 胡齐, 等. 基于湍动能的水泵水轮机无叶区流动分析[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(9): 1933-1936.
LIU J T, LI Y, HU Q, et al. Analysis on flow in vaneless space of a pump-turbine base on kinetic energy [J]. Journal of engineering thermophysics, 2015, 36(9): 1933-1936
- [12] 李中杰. 水泵水轮机暂态过程非定常流动特性及空化影响研究[D]. 北京: 清华大学, 2017.
LI Z J. Research on the unsteady flow characteristics and cavitation influence in the transient process of the pump-turbine [D]. Beijing: Tsinghua University, 2017.
- [13] 王建, 宋志强, 刘昱杰. 基于水力振源合理施加的水电机组轴系统振动分析[J]. 水资源与水工程学报, 2018, 29(4): 191-198.
WANG J, SONG Z Q, LIU Y J. Vibration analysis of the shaft system based on the reasonable application of hydraulic vibration source [J]. Journal of water resources and water engineering, 2018, 29(4): 191-198.
- [14] 岳志伟, 郑源, 阚阚, 等. 基于流固耦合的某抽水蓄能电站可逆式水轮机转轮强度和模态分析[J]. 水电能源科学, 2017(2): 181-184.
YUE Z W, ZHENG Y, KAN K, et al. Modal analysis of reversible turbine runner strength for pumped storage power station based on fluid solid coupling [J]. Hydroelectric energy science, 2017(2): 181-184.
- [15] 钱忠东, 郑彪, 杨建东. 不同同步导叶对水轮机压力脉动的影响[J]. 武汉大学学报(工学版), 2008, 41(6): 51-54.
QIAN Z D, ZHENG B, YANG J D. Influence of misaligned guide vanes on pressure pulsation in francis hydraulic turbines [J]. Journal of Wuhan University (science and technology), 2008, 41(6): 51-54.
- [16] 李琪飞, 张震, 李仁年, 等. 带MGV装置水泵水轮机无叶区压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报, 2018, 36(12): 1270-1275.
LI Q F, ZHANG Z, LI R N, et al. Pressure fluctuation in vaneless space of pump turbine with misaligned guide vanes [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering, 2018, 36(12): 1270-1275.

STUDY ON INFLUENCE OF ASYNCHRONOUS GUIDE VANE ON UNIT CHARACTERISTICS UNDER DIFFERENT ARRANGEMENT MODES

Li Qifei^{1,2}, Chen Xiangyu^{1,2}, Cai Ting¹, Guo Ying¹, Wei Xianzhu³

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. Key Laboratory of Solar Power System Engineering, Gansu Province, Jiuquan 735000, China;

3. Harbin Institute of Large Electric Machinery, Harbin 150040, China)

Abstract: Taking the pump-turbine of a pumped-storage power station in China as the research objective, the unsteady flow characteristics of the full-flow channel of the asynchronous guide vane under different arrangements is calculated simulatively by using the SST $k-\omega$ model. The simulation results are compared and verified with the experimental results. The inflow characteristics of the runner and the guide vane in different arrangements are discussed. The force of the runner and the pressure pulsation of the draft tube are analyzed quantitatively in different arrangements. The results show that the asynchronous vanes are damaged to varying degrees in the high-speed water ring vaneless region under different arrangements, and the degree of damage has a great relationship with the number and arrangement of asynchronous vanes. The peak-to-valley difference of resultant of forces of the radial force-combination is continuously increasing, and the curve closure degree of the resultant of forces of radial force is also increasing with the increase of the asynchronous vanes number; the relative amplitude of the pressure fluctuation of the draft tube pressure is obviously smaller and improved. The cross-section pressure of the draft tube is also decreased and the eccentricity of the draft tube vortex is reduced.

Keywords: pumped-storage; pump-turbine; asynchronized guide vane; pressure fluctuation; numerical simulation