

某 250 MW 抽水蓄能机组轴系振动特性分析

狄洪伟¹, 莫亚波¹, 张政¹, 姚航宇¹, 陈裕文¹, 李哲¹, 张承强²

(1. 华东宜兴抽水蓄能有限公司, 江苏 宜兴 214205; 2. 上海安乃基能源科技有限公司, 上海 201203)

摘要:轴系振动是影响抽水蓄能机组安全、稳定运行的最重要因素之一。为降低某抽水蓄能 250MW 机组轴系振动, 调整相关运维参数, 本文建立了其轴系有限元模型, 计算分析了轴系在机械不平衡、不平衡磁力以及不同导轴承边界下的振动特性。计算结果表明: 发电机质量不平衡对下导轴承影响最大, 转轮质量不平衡对水导轴承影响最大。随不平衡磁力增大, 轴承振动增大。轴瓦间隙越大、进油温度越高, 导轴承振动幅值越大, 轴瓦间隙是影响导轴承振动大小的主要因素。在机组动平衡良好的情况下, 降低轴系振动, 首先要考虑关键因数轴瓦间隙。

关键词:抽水蓄能机组; 有限元; 谐波响应轴系振动

中图分类号: TV743; [TV734.2+1]; V414.3+3

文献标识码: B

文章编号: 1001-2184(2019)06-0001-06

Analysis of the Shafting Vibration Characteristics of a 250 MW Pumped Storage Generator

DI Hongwei¹, MO Yabo¹, ZHANG Zheng¹, YAO Hangyu¹, CHEN Yuwen¹, LI Zhe¹, ZHANG Chengqiang²

(1. East China Yixing Pumped Storage Co., LTD, Yixing, Jiangsu, 214205;

2. Shanghai Annaiji Energy Technology Co., LTD, Shanghai, 201203)

Abstract: The shafting vibration is one of the most important factors that affect the safe and stable operation of a pumped storage generator. In order to reduce the shafting vibration of a 250MW pumped storage generator and adjust the relevant operation and maintenance parameters, this paper establishes the shafting finite element model, calculates and analyzes the vibration characteristics of the shafting under the conditions of mechanical imbalance, unbalanced magnetic pull force and different guide bearing boundaries. The calculation results show that the unbalance of generator quality has the greatest influence on the lower guide bearing, and the unbalance of runner quality has the greatest influence on the water guide bearing. With the increase of unbalanced magnetic pull, the bearing vibration increases. The larger the bearing clearance, the higher the oil inlet temperature, and the larger the vibration amplitude of the guide bearing, therefore, the bearing clearance is the main factor affecting the vibration of the guide bearing. In the condition of good dynamic balance of the generator, the key factor bearing clearance should be considered firstly to reduce the shafting vibration.

Key words: pumped storage generator; finite element; harmonic response shafting vibration

0 引言

轴系振动直接反映旋转机械安全稳定运行状态, 是机组设计和运行中关键参数之一^[1]。抽水蓄能机组的额定转速普遍高于常规水轮发电机组, 发电工况与抽水工况的交替运行, 需要频繁地起、停机, 因而机组受到的各种干扰较常规的水电机组复杂, 其稳定性受到人们的高度重视^[2]。抽水蓄能机组轴系在运行时承受结构重力、离心力及电磁扭矩等复杂载荷^[3,4]。随着蓄能机组向高

水头、大容量、高比转速发展, 其运行的稳定性问题显得日益突出^[4], 因此, 对其振动特性及其影响因素开展研究更加重要。

李萍、王青华等^[5,6]针对大型水轮发电机组, 建立了具有局部非线性的多自由度轴系模型。各个导轴承的油膜作为非线性元件, 并考虑回转效应、摆动惯性、剪切效应、发电机的电磁拉力、水的附加惯性等因素, 以及作用在轴上任意形式的机械、电磁和水动的激励力。指出瞬态响应的大小很大程度上取决于外力和系统的阻尼, 而系统的阻尼含有许多不确定的因素。王正伟等^[7]应用

收稿日期: 2019-05-09

基金项目: 国家电网公司科技项目(525726170005)

转子动力学计算软件 ARMD 对某水轮发电机组轴系的临界转速进行分析计算,并预估了机组在不同工况下水力激励力作用下的上导、转子中心、水导和转轮中心等处的摆度响应,指出水导对水力不平衡力的响应幅度约为上导响应二倍,且在相同水力不平衡力幅值激励下,其倍频越高轴系摆度越大。温占营等^[8]对某 200 MW 立式水泵水轮发电机组轴系统建立模型计算分析,指出提高导轴承刚度对于提高机组刚度和临界转速最为有效,其中下导轴承刚度最为敏感。孟龙等^[9]研究了某 45 MW 轴流转浆式水轮机由于转子质量不平衡及间隙过大导致的振动异常问题。通过调整轴瓦间隙以及配重等手段解决机组振摆过大的问题。

然而,实际机组由于结构不同,且在实际运行过程中载荷、边界条件等变化的影响,特别是老机组,由于长期磨损,导致机组机构参数、运行参数等偏离设计值,使机组振动问题变的复杂。在实际运维工作中,如何准确调整机组参数,使其振动情况能够快速稳定在良好水平,成为生产中最为关心的问题,因此,必须要知道机组的振动特性。某厂 250 MW 抽水蓄能机组,在最近一年的时间,导瓦振动长期偏高,经多次精确动平衡都无效,为有效降低振动,势必要调整安装参数。必须清楚轴系振动特性,才能指导实践。本文建立其轴系转子动力学模型,计算分析不平衡力、轴承边界对导轴承振动的影响。

1 轴系有限元模型

1.1 几何模型

某 250 MW 抽水蓄能机组为单级、立式、混流式、悬式机组,额定转速 375 r/min,其轴系主要部件包括水泵水轮机轴、发电电动机轴、发电电动机转子、水泵水轮机转轮、导轴承和推力轴承等,如图 1 所示。

机组额定转速为 375 r/min,稳态飞逸转速为 519.8 r/min,暂态飞逸转速 522 r/min。发电电动机转子外径为 5 340 mm,其中转子中心体直径 1 755 mm。发电电动机大轴分为主轴和副轴两段,其中主轴直径 970 mm,长约 3.6 m,副轴直径 640 mm,长约 2.8 m;水泵水轮机主轴直径 970 mm,长约 6 m,其上端法兰与发电电动机主轴联接,主轴下端法兰连接与转轮联接;转轮公称直径

2 600 mm,最大直径 4 438 mm。

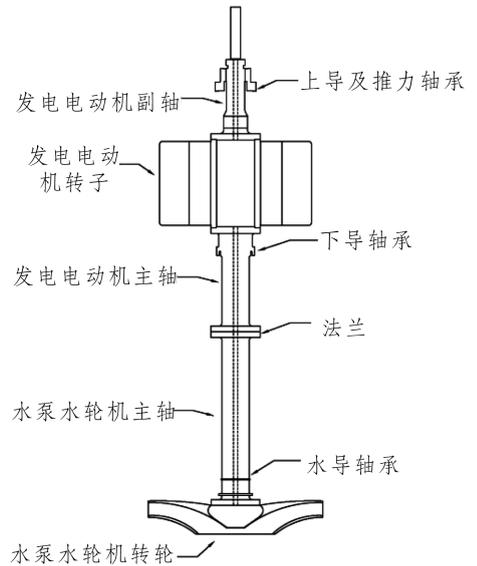


图 1 某 250 MW 抽水蓄能机组轴系结构示意图

机组有上导轴承、下导轴承、水导轴承及推力轴承,推力轴承与上导轴承组成组合轴承位于转子上方,下导轴承位于转子下方,水导轴承位于转轮上方。表 1 为各轴承结构参数表。

表 1 各轴承结构参数

| | 上导 | 下导 | 水导 | 推力 |
|---------|---------|---------|-------|-------|
| 瓦块型式 | 可倾瓦 | 可倾瓦 | 固定瓦 | 弹簧簇 |
| 瓦块数/块 | 14 | 12 | 4 | 10 |
| 外径/mm | 1 550 | 1 470 | 1 170 | 1 740 |
| 内径/mm | 1 440.8 | 1 330.8 | 970.8 | 790 |
| 转子直径/mm | 1 440 | 1 330 | 970 | |
| 瓦块厚度/mm | 215 | 281 | 607 | 88 |
| 半径间隙/mm | 0.4 | 0.4 | 0.4 | |

1.2 有限元模型

机组实际轴系是由各质量连续分布的构件组成的,而形状和边界条件复杂,精确求解较为困难。对于这种形状细长的轴系,可以采用集中质量法对其进行处理^[9]。水力机组轴系,节点通常选择在各部件连接处、轴径突变位置、轴颈中部等关键部位^[10]。

图 2 所示为所建立的 250 MW 机组有限元模型,转子采用 Beam188 单元、轴承采用 Combi214 单元、轮盘采用 Mass21 单元,共 1 751 个单元。

1.3 边界条件

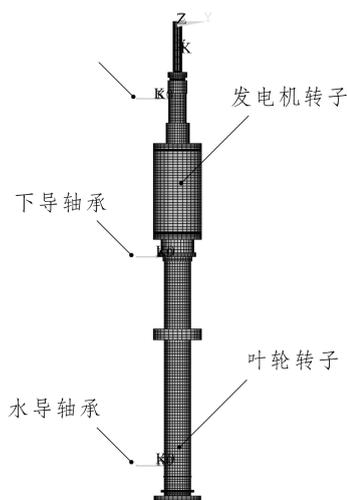


图 2 轴系有限元模型

在轴系动力特性建模分析中,一般只考虑轴承油膜力对轴颈的影响,为简化计算,忽略轴承处支架和基础的弹性,认为轴承为刚性支撑^[11]。

对于分块瓦油润滑式结构的导轴承,一般通过数值求解描述其油膜场的雷诺方程求得其轴承油膜力。本文计算求得描述轴承油膜力的 8 个动力特性系数(4 个刚度系数和 4 个阻尼系数)。

推力轴承的镜板随转轴的挠曲而发生倾斜时,油膜力会提供恢复力矩和阻尼力矩,在分析轴系的弯曲振动时,推力轴承简化为一个扭转弹簧^[5]。

不考虑轴系的轴向的振动,整个轴系加轴向约束条件。将不平衡磁拉力简化为负刚度系数的轴承单元^[5, 11]。水力机械的通流部分除了形成附加水体质量以外,还产生附加的刚度和阻尼,取水体质量与转轮质量相同的值。

本文考虑了不同轴承边界条件(间隙、粘度、油温等)对系统动力特性影响,特别是轴承间隙,对其进行了详细计算分析。表 2 给出了轴承边界条件的计算工况:

表 2 轴承边界条件

| 轴承间隙 /mm | 润滑油粘度 /cst | 进油油温 /°C |
|------------------|------------|------------|
| 0.26, 0.30, 0.36 | 32, 46, 68 | 33, 38, 43 |

本文研究过程中考虑了以下激励力:机械力不平衡(发电机转子、转轮)、水力不平衡(转轮处)、电磁拉力不平衡(发电机转子处)并转化为力的形式加到系统之中。

2 谐响应分析

2.1 机械不平衡对转子谐响应的影响

通过对发电机转子施加不平衡力,计算得出上导轴承、下导轴承及水导轴承处转子振动,图 3 给出了振动大小随转子转动频率的变化情况,可以看出:在工作转速范围内,各轴承振动大小随转速升高而逐渐增大,上导、水导轴承在 8 Hz~9 Hz 时,即转速达到飞逸转速附近时达到峰值,上导轴承单调增大;水导轴承振动最小,下导轴承振动最大;发电机转子质量不平衡对下导轴承影响最大。

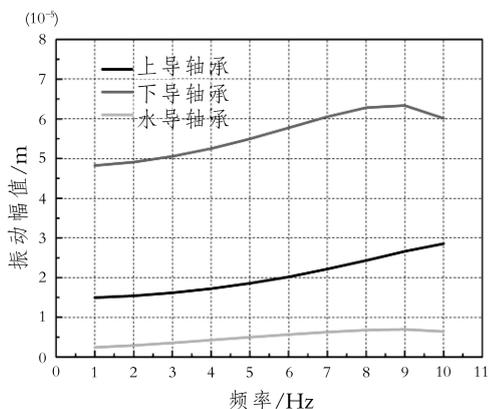


图 3 发电机转子质量不平衡对各导轴承振动影响

图 4 给出了转轮质量不平衡时,各轴承振动大小随转子转动频率的变化情况。可以看出:上导轴承振动大小随转动频率增大而增大;下导轴承随转动频率增大而先增大后减小,并在 8 Hz~9 Hz 时达到峰值,水导轴承振动大小随转动频率升高而逐渐增大;水导轴承振动最大,而上导轴承振动相对最小;转轮不平衡对水导轴承影响最大。

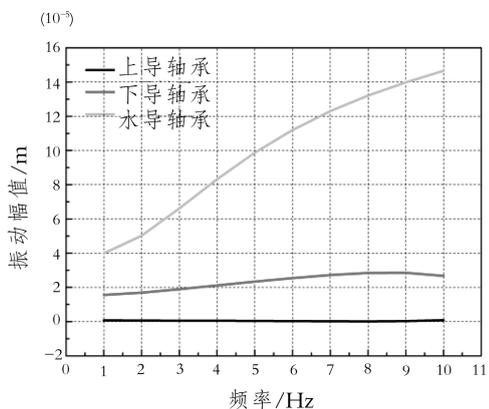


图 4 转轮质量不平衡对各导轴承振动影响

2.2 不平衡磁拉力对转子谐响应影响

表 3 所示为不平衡磁拉力对工作转速下转子

振动的影响。随不平衡磁拉力对应的负刚度系数增加(不平衡磁拉力增大),各测点在工作转速下振动幅值也不断增加。

表 3 不平衡磁拉力对工作转速下转子振动的影响

| 不平衡磁拉力对应 负刚度系数 / $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ | 导轴承振动 / μm | | |
|--|-----------------------|-------|-------|
| | 上导 | 下导 | 水导 |
| 0 | 20.22 | 57.73 | 56.56 |
| -2e8 | 22.21 | 62.69 | 61.51 |
| -4e8 | 24.48 | 68.41 | 67.26 |
| -6e8 | 27.23 | 75.02 | 73.95 |
| -8e8 | 30.51 | 82.59 | 81.73 |

3 轴承边界对轴系振动的影响

3.1 轴瓦间隙

3.1.1 轴瓦间隙对导轴承油膜承载能力的影响

导轴承油膜承载能力是机组振动的重要影响因素,其中轴承最小油膜厚度和最大油膜压力是反映油膜承载能力的重要指标。本文通过改变轴瓦间隙,计算得出了轴瓦间隙对上导、下导及水导轴承最小油膜厚度和最大油膜压力的影响。

图 5 给出了轴瓦间隙对各导轴承最小油膜厚度的影响情况。各导轴承轴瓦间隙对最小油膜厚度的影响趋势相同,轴瓦间隙越大,最小油膜厚度越大,反之则越小;轴瓦间隙对水导轴承最小油膜厚度的影响最大,上导轴承最小,其原因与轴瓦间隙与轴承内径的相对大小有关;上导轴承的最小油膜厚度最小,水导轴承最大。

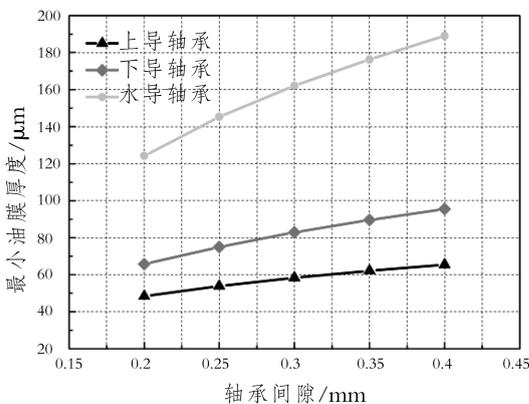


图 5 轴瓦间隙对导轴承最小油膜厚度的影响

图 6 给出了轴瓦间隙对导轴承承载能力的影响。各导轴承轴瓦间隙对轴承承载能力的影响趋势相同,轴瓦间隙越大,承载能力越小;轴瓦间隙对水导轴承承载能力的影响最大,对下导轴承的

影响最小。由以上分析可知,轴瓦间隙越大,油膜承载能力越小,反之则越大。

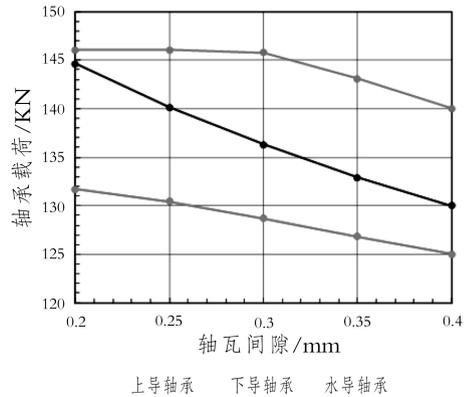


图 6 轴瓦间隙对导轴承承载能力的影响

3.1.2 轴瓦间隙对导轴承油膜温升的影响

图 7 给出了轴瓦间隙对导轴承油膜温升的影响,各导轴承轴瓦间隙对温升的影响趋势相同,轴瓦间隙越大,温升越小,反之则越大;轴瓦间隙对上导轴承温升的影响最大,水导轴承最小;上导轴承的温升最大,水导轴承最小。

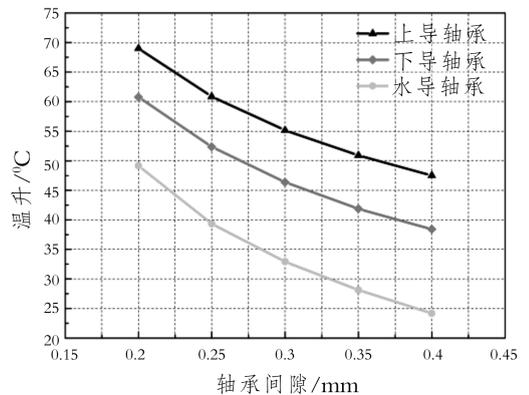


图 7 轴瓦间隙对导轴承油膜温升的影响

导轴承油膜温度与轴瓦间隙呈负相关关系。因此,并不能一味减小轴瓦间隙以提高轴承油膜承载力,否则将导致轴瓦温度过高。

3.1.3 轴瓦间隙对油膜刚度与阻尼的影响

表 4 给出了轴承间隙对油膜刚度与阻尼的影响。随间隙增大,各导轴承刚度与阻尼降低。表明间隙的增大将导致轴承对转子的约束减小,转子不易稳定运行。

3.2 进油温度

通过对机组施加不平衡力,并改变润滑油进油温度,计算得出上导轴承、下导轴承及水导轴承

在进油温度分别为 33 °C、38 °C、43 °C 时的转子振动,如图 8 所示。

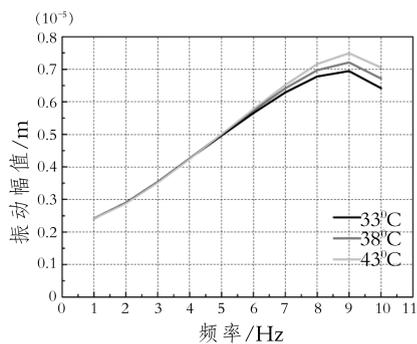
表 4 轴承间隙对油膜刚度与阻尼的影响

| 轴承间隙 /mm | 导轴承 | 平均主刚度 K / $N \cdot m^{-1}$ | 平均主阻尼 C / $Ns \cdot m^{-1}$ |
|----------|-----|------------------------------|-------------------------------|
| 0.26 | 上导 | 5.36e9 | 3.52e7 |
| | 下导 | 2.42e9 | 3.86e7 |
| | 水导 | 4.41e9 | 7.28e7 |
| 0.30 | 上导 | 4.18e9 | 2.63e7 |
| | 下导 | 1.88e9 | 2.71e7 |
| | 水导 | 3.87e9 | 5.05e7 |
| 0.36 | 上导 | 3.50e9 | 2.13e7 |
| | 下导 | 1.59e9 | 2.10e7 |
| | 水导 | 7.48e9 | 3.86e7 |

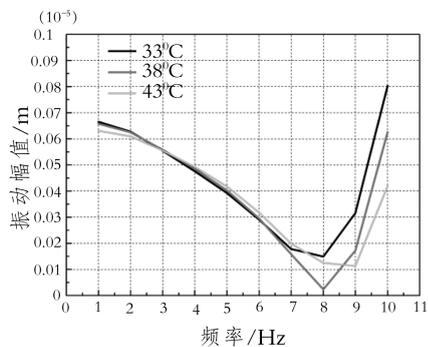
从图 8 中可以看出,在发电机不平衡、联轴器不平衡及转轮不平衡下,进油温度对各导轴承谐响应影响随转动频率的变化趋势均相似。转子相同转动频率下,进油温度越高,导轴承振动幅值越大。

4 结 语

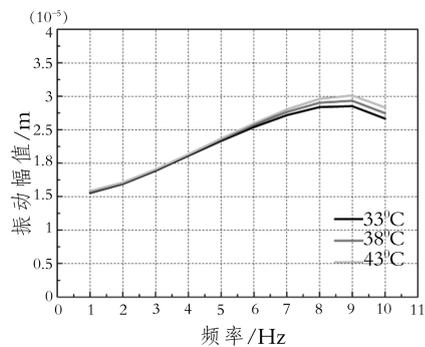
基于有限元法建立了某 250 MW 立轴单级混流可逆式水泵水轮发电机组轴系分析模型,计算分析了不平衡力对轴系谐响应的影响,轴承边



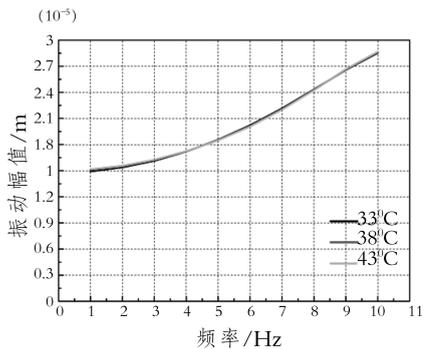
(c) 水导轴承
发电机不平衡



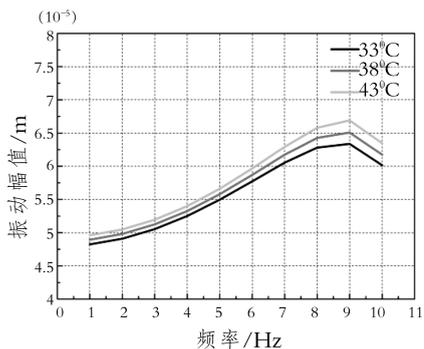
(a) 上导轴承



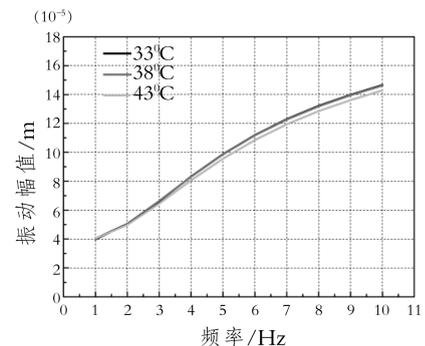
(b) 下导轴承



(a) 上导轴承



(b) 下导轴承



(c) 水导轴承
转轮不平衡

图 8 进油温度对各导轴承谐响应的影响

界对轴承振动的影响。谐响应分析表明,轴承振动大小随转速升高而逐渐增大,发电机不平衡对下导轴承影响最大;转轮不平衡对水导轴承影响最大。考虑不平衡磁拉力时,随负刚度系数增加,各测点振动的幅值也不断增加。轴瓦间隙越大,油膜承载能力和温升都越小,反之则越大。轴瓦间隙越大、进油温度越高,导轴承振动幅值越大。轴瓦间隙是影响导轴承振动大小的主要因素。在水轮机轴承振动大,而动平衡又很好的情况下,应首先检查调整导瓦间隙,从而降低轴承振动。

参考文献:

- [1] 徐永. 大型水轮发电机组轴系动力学建模与仿真分析[D]. 华中科技大学, 2012.
- [2] 姚大坤,赵树山,杨晓君. 抽水—蓄能水轮发电机组轴系临界转速分析[J]. 东方电气评论. 2006(03): 6—9.
- [3] 罗成宗,张飞. 大型抽水蓄能机组水力稳定性分析及其预控措施[J]. 水电站机电技术. 2018, 41(03): 1—5.
- [4] 翟黎明. 蓄能机组轴系振动及推力轴承三维热弹流耦合特性研究[D]. 清华大学, 2016.
- [5] 李苹,窦海波,王正. 水轮发电机组主轴系统的建模及其非线性瞬态响应[J]. 清华大学学报(自然科学版). 1998(06): 124—129.
- [6] 王青华. 大型水泵水轮机组转子动力学模型研究[A]. 抽水蓄能电站工程建设文集. 2011.
- [7] 王正伟,喻疆,方源,等. 大型水轮发电机组转子动力学特性分析[J]. 水力发电学报. 2005(04): 62—66.
- [8] 温占营,梁睿光. 水泵水轮发电机组轴系刚度与振动特性分析[J]. 水电与抽水蓄能. 2017, 3(06): 79—82.

- [9] 孟龙,刘孟,支发林,等. 机械不平衡及轴瓦间隙对水轮机运行稳定性的影响分析[J]. 机械工程学报. 2016(03): 49—55.
- [10] 刘焯. 水轮发电机组轴的建模及有限元分析[D]. 华中科技大学, 2017.
- [11] 张伟. 水轮发电机组轴系统动力学研究[D]. 大连理工大学, 2008.

作者简介:

狄洪伟(1980-),男,江苏溧阳人,高级工程师,工学学士,现供职于华东宜兴抽水蓄能有限公司,主要从事抽水蓄能电站管理工作;

莫亚波(1987-),男,江苏常州人,工程师,工学学士,现供职于华东宜兴抽水蓄能有限公司,主要从事抽水蓄能电站运维工作;

张政(1980-),男,江苏张家港人,高级工程师,工学学士,现供职于华东宜兴抽水蓄能有限公司,主要从事抽水蓄能电站运维工作;

姚航宇(1991-),男,陕西宝鸡人,助理工程师,工学学士,现供职于华东宜兴抽水蓄能有限公司,主要从事抽水蓄能电站运维工作;

陈裕文(1987-),男,江苏宜兴人,工程师,工学学士,现供职于华东宜兴抽水蓄能有限公司,主要从事抽水蓄能电站运维工作;

李哲(1987-),男,内蒙古赤峰人,工程师,工学学士,现供职于华东宜兴抽水蓄能有限公司,主要从事抽水蓄能电站运维工作;

张承强(1969-),男,安徽黄山人,高级工程师,工学学士,现供职于上海安乃基能源科技有限公司,主要从事电力设备故障诊断与测试工作。

(责任编辑:卓政昌)

金沙水电站实现三期截流 预计明年底实现首台机组发电

11月28日上午10时10分,随着最后一车石料倾入金沙江,国家重大建设项目——金沙水电站成功实现三期截流,标志着工程建设将进入发电机组安装高峰期,预计明年底实现首台机组发电。

金沙水电站位于金沙江中游攀枝花西区河段,2012年前期工程开建,2016年被确定为国家重大建设项目,同时也被列为国家西部大开发的30项重点工程之一。项目由四川能投集团控股开发建设,是第一个由省属国企在大江大河干流控股开发的水电站。电站是金沙江中游10级水电枢纽规划的第9级,最大坝高66米,总装机容量56万千瓦,工程投资约74.23亿元。

四川省能投攀枝花水电开发有限公司董事长何林说,电站2021年全部建成后年发电量将达21.77亿度,可满足60万户居民、约一半以上攀枝花家庭一年的用电需求。电站建成发电后,平均每年可节省标煤约79万吨,减少二氧化碳年排放量200万吨。同时具有供水、改善城市水域景观和取水条件、对观音岩水电站进行反调节等综合效益。

白鹤滩地下洞室群关键技术荣获岩石力学学会特等奖

2019年11月21日,在刚刚结束的CHINA ROCK 2019——第十六次全国岩石力学与工程学术大会上,由中国三峡建设管理有限公司白鹤滩工程建设部组织申报的《白鹤滩水电站巨型地下厂房洞室群岩石力学关键问题及其防控技术》项目经过初评和会评,从70余个项目中脱颖而出,荣获了第十届中国岩石力学与工程学会科学技术进步奖中的唯一一项特等奖!