

DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2023.20221882

# 白沙水电站电机主轴与转子支架松动的处理

宁丽华<sup>1</sup>, 邵春兵<sup>2</sup>, 陈浩鑫<sup>3</sup>, 郑吉斯<sup>3</sup>

(1. 四会市白沙水电站, 广东 肇庆 526299; 2. 江苏航天水力设备有限公司, 江苏 扬州 225127;  
3. 深圳市恩莱吉能源科技有限公司, 广东 深圳 518133)

**摘要:**白沙水电站#1灯泡贯流式机组,因转子支架与主轴热套预应力消失而松动,造成定、转子刮碰,定、转子之间的间隙不均匀导致单边磁拉力过大。可能会在飞逸工况和甩负荷工况下,酿成严重事故。根据经验和理论分析,采用在转子支架与主轴之间配置销钉的办法进行紧固联接。此后该机组一直稳定运行,且经历了各种工况考验。研究成果可供类似工程参考。

**关键词:**转子支架;发电机主轴;热套过盈联接;强度校核;有限元分析

**中图分类号:**TV547.3;TK7 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-7709(2023)02-0215-03

## 1 引言

白沙水电站位于广东省四会市绥江河畔,装有两台单机10 MW的灯泡贯流式机组,转轮直径5.5 m,水轮机型号为GZTF08-WP-550,发电机型号为SFWG10000/4870,最大水头7.0 m,设计水头5.5 m,最小水头3.0 m。2022年1月大修时拆出转轮发现定转子“扫膛”,转子支架径向位移了38.0 mm(弦长),轴向位移了2.4 mm(转子支架与主轴止口间)。在拆卸前,测得定、转子之间的最大间隙6.8 mm,最小间隙3.4 mm,平均间隙4.0 mm。这些现象说明原转子支架与主轴热套产生过盈配合的预紧量消失,经复核计算,原设计预紧力为4 096 t,预紧量为0.380~0.526 mm,检查安装记录,完全满足要求。预紧量消失的可能原因为该机组26年从未大修,原热套预紧应力在机械疲劳、温度疲劳等破坏下消失,引起定、转子之间间隙不平衡,产生较大不平衡磁拉力,又产生电磁力疲劳,这几种因素相互影响,形成恶性循环,造成了松动。对此,提出两种解决方案:①方案1。将支架与主轴分离,重新热套。②方案2。在支架与主轴间配合“骑缝销”。如采用方案1,符合常规过盈配合方案,但由于支架孔与主轴产生了“偏心销”效应,已经紧固定位,支架与主轴很难分离,且分离过程中存在被“卡死”的风

险,则不得不“锯掉”主轴,产生较大的返工费用和较长的返工周期,严重影响发电效益。对于方案2,风险相对较小,如将转子支架与主轴联接装配的整体运回工厂加工,则加工周期短,可满足电站需求。故选择方案2,用10个 $\phi 50$  mm、长180 mm的骑缝销沿支架与主轴相交的圆周均匀分布(图1),以材料力学方法计算结构强度,同时为防止应力集中对结构造成破坏,采用有限元方法对结构进行校验,确定结构可靠性;机组在调试过程中,经过了外力矩较大的超速、甩负荷工况,经测试,定转子间隙相对稳定,结构安全可靠。2022年5月19日投运至今,又经历了各种工况考验,说明所采取措施和计算方法具有一定借鉴意义。



图1 转子支架与主轴联接方案示意图

Fig. 1 Connection scheme between rotor support and spindle

## 2 工况计算

为保证安全,计算工况应取最不利工况,即紧

收稿日期:2022-09-09,修回日期:2022-10-10

作者简介:宁丽华(1965-),男,工程师,研究方向为水利工程设备,E-mail:471271228@qq.com

通讯作者:郑吉斯(1985-),男,博士、工程师,研究方向为水处理、水利工程设备,E-mail:drzhengjisi@126.com

固所受外力矩最大的工况,对外力矩比较敏感的工况有正常运行工况、甩负荷工况、飞逸工况、短路工况,取其转矩的最大值作为计算转矩。

(1)正常运行工况。刚体绕定轴转动的微分方程为:

$$J\epsilon = \sum M_z(F) \quad (1)$$

对于水轮发电机组,可写为:

$$J d\omega/dt = M_t - M_q \quad (2)$$

式中, $J$  为转动惯量; $\epsilon$  为角加速度; $\sum M_z(F)$  为绕  $z$  轴转动刚体的合外力矩; $\omega$  为角速度; $M_t$  为水轮机转矩; $M_q$  为发电机电磁转矩。

当正常运行时,水轮机主动力矩与发电机制动力矩相平衡,即  $M_t = M_q$ ,此刻角加速度  $d\omega/dt = 0$ , $\omega$  为常数,即转速  $n = 78.9 \text{ r/min}$ ,此刻紧固所受转矩  $1\,210\,266 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

(2)甩负荷工况。机组甩负荷,电磁力矩  $M_q = 0$ ,转速上升,调速器动作,关闭导叶,经历一个大波动的过渡过程,最终使转速稳定在额定转速上,记导叶的关闭力矩为  $M_e(t)$ ,则导叶关闭过程的微分方程为:

$$J d\omega/dt = M_t(t) - M_q(t) \quad (3)$$

在关闭过程中,其所受外力矩的最大值为:

$$J \left( \frac{d\omega}{dt} \right)_{\max} = \frac{\pi}{30} J \left( \frac{d\omega}{dt} \right)_{\max} \quad (4)$$

因此,只要在关闭过程曲线上找到  $(d\omega/dt)_{\max}$  就可求得最大转矩。

白沙水电站(机组的转动惯量为  $309\,081 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ )100%负荷的过渡过程见图2,由此可得

$$M_{\max} = \frac{\pi}{30} J \left( \frac{d\omega}{dt} \right)_{\max} = 492\,873.24 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

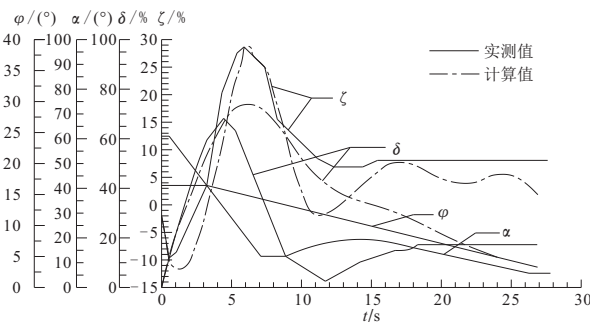


图 2 甩负荷过渡过程

Fig. 2 Transition process of load rejection

(3)飞逸工况。由式(2)知,当甩负荷时,发电机的电磁制动力矩  $M_q \approx 0$ ,最不利情况为水轮机导叶仍在额定开度,电机水头处在最大水头,这时水流的全部驱动功率矩使机组升速,达到飞逸转速。由于介质的影响,飞逸转速为额定转速的3倍(根据厂家资料),因此相应的转矩  $M_t =$

$403\,422 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

(4)短路工况。发电机定子绕组突然短路时,短路电流可达额定电流的5~10倍,这时由于定、转子绕组电流周期分量与非周期分量的相互作用,产生电枢反应,由于各自的磁场轴线不对称而产生巨大的电磁转矩,最严重状况发生在线与线不对称即两相短路工况,按通用的标准电磁计算软件计算,白沙水电站二、三相短路扭矩  $M^{(2)}$ 、 $M^{(3)}$  分别为  $5.447 \times 10^6$ 、 $4.213 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

综上所述,选择最大扭矩的二相突然短路工况作为计算工况。

### 3 结构计算

转子支架与主轴用销钉联接的结构,应能承受最大扭矩时对应的挤压应力与剪切应力,且有足够安全系数。

根据结构的重要程度、工作环境及材质,参考《水轮机、水轮发电机大轴锻件技术条件》(JB/T 1270-2014)<sup>[1]</sup>与《水轮机基本技术条件》(GB/T 15468-2020)<sup>[2]</sup>规范,确定相应的许用应力值,如实际最大应力不超过许用应力值,则结构安全,这就是经典材料力学方法,该方法应用较多,且有较多比较经验和数据,但处理问题的方法比较“宏观”,不能发现因局部应力集中而导致的结构失效,故宜用有限元方法进一步分析。

(1)材料力学方法。二相短路工况产生了最大的电磁扭矩  $M^{(2)}$ ,而原有结构在正常工况运行时稳固,说明主轴与支架中心孔通过位移达到了新的平衡状态,如同机械工程中常用的偏心销的作用,所以其摩擦副的摩擦力矩至少等于机组额定工况时的扭矩。因此,结构承载的合外力矩  $4\,273\,045.7 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,由于10个销钉均布在主轴与支架的交线上,故求得结构的应力值见表1,由表1可知,结构安全。

表 1 转子支架紧固结构应力计算表

Tab. 1 Stress calculation table of rotor bracket fastening structure

项目	主轴	转子支架	销
材料	45A	20SiMn	35CrMo
尺寸/mm	907	1 250	$\phi 50 \times 180$
许用挤压应力 $[\sigma]_p/\text{MPa}$	313.3	313.3	326.6
最大挤压应力 $\sigma_p/\text{MPa}$	225.64	225.64	225.64
安全系数	1.39	1.39	1.45
许用剪切应力 $[\tau]/\text{MPa}$	329	329	343
最大剪切应力 $\tau/\text{MPa}$	104.92	104.92	104.92
安全系数	3.14	3.14	3.27

(2)有限元方法。通过Creo Parametric 8.0

软件对转子支架结构建模,使用 ANSYS Workbench 2022 R1 进行有限元分析,将结构划分为 332 496 个单元、567 205 个节点(图 3),边界条件如下:①轴上端面和轴下端面施加全约束;②考虑自重;③轴与转子支架间的接触面、轴和直销接触面、转子支架和直销接触面等设置 contact 边界(图 4)。由于计算扭矩时已减去摩擦力矩,故应忽略主轴与转子支架的过盈紧量。

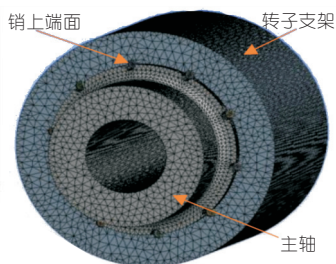


图 3 有限元模型

Fig. 3 Finite element model diagram

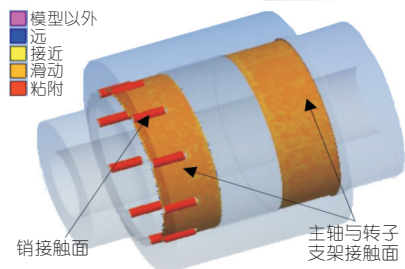


图 4 接触定义模型

Fig. 4 Contact definition model

根据多个电站的计算实例,按此边界条件计算精度足够。

应力云图见图 5,计算分析结果见表 2。由图 5、表 2 可知,最大应力发生在二相短路工况,销钉底部,最薄弱点发生在支架上与之对应位置,由于机组内部的二相短路属于小概率事件,且继电保护动作时间加上固有分闸时间一般不超过 35 ms,可见结构有一定安全裕量。

由表 1、2 可知,材料力学方法与有限元方法计算结果相差较大,主要由于材料力学方法未考虑应力集中现象,未求出最大局部应力。

## Treatment of Motor Spindle and Rotor Bracket Looseness in Baisha Hydropower Station

NING Li-hua<sup>1</sup>, SHAO Chun-bing<sup>2</sup>, CHEN Hao-xin<sup>3</sup>, ZHENG Ji-si<sup>3</sup>

(1. Sihui Baisha Hydropower Station, Zhaoqing 526299, China; 2. Jiangsu Aerospace Hydraulic Equipment Co., LTD., Yangzhou 225127, China; 3. Shenzhen Energy Science and Technology, Shenzhen 518133, China)

**Abstract:** For the 1# bulb tubular unit of Baisha Hydropower Station, the prestress vanishment of the rotor bracket and hot sleeve of the spindle could results the scratching of the generator and the uneven air gap between stator and rotor, which generates the excessive unilateral magnetic pull. This problem may lead to a serious accident in runaway or load rejection conditions. According to the experiential and theoretical analysis, the solution points to the fastening connection by a pin arrangement between rotor bracket and main shaft. Consequently, the unit has been running steadily under various working conditions. As there are numerous large, medium and small units in China facing the similar problem, the treatment scheme and design calculation methods proposed in this paper could be considered as a typical solution reference.

**Key words:** rotor bracket; generator spindle; heat sleeve interference connection; strength check; finite element analysis

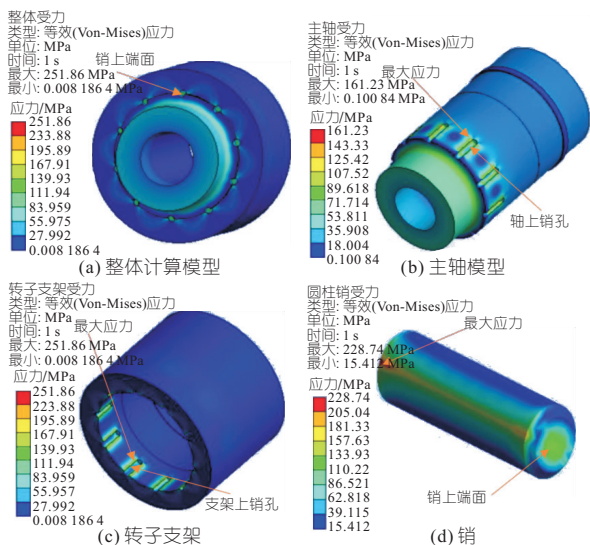


图 5 应力云图

Fig. 5 Force cloud diagram

表 2 有限元计算结果

Tab. 2 Finite element calculation results

构件	材料	屈服强度 $\sigma_s$ /MPa	最大应力值 /MPa	最大应力位置	安全系数
主轴	45A	255	161.23	轴上销孔处	1.581 59
支架	20SiMn	255	251.86	支架上销孔处	1.012 46
销	35CrMo	490	228.46	销下端面的靠轴侧	2.144 79

## 4 结论

- 考虑转子支架与主轴的返工成本,采用骑缝直销联接方案。
- 采用扭矩最大的二相短路工况作为计算扭矩。
- 通过经典力学方法对销的挤压、剪切强度进行校核后,宜再通过有限元方法确定结构应力集中处的最大应力,已证安全。

### 参考文献:

[1] 中华人民共和国工业和信息化部. 水轮机、水轮发电机大轴锻件 技术条件: JB/T1270-2014[S]. 北京: 机械工业出版社, 2014.  
 [2] 全国水轮机标准化技术委员会. 水轮机基本技术条件: GB/T15468-2020[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020.