

安居水电厂灯泡贯流式 水轮发电机组的试运行

佟文敏 鲁建文 冉德华

(安居水电站工程建设指挥部 铜梁 632564)

提 要 本文对安居水电厂2台灯泡贯流式水轮发电机组自投入试运行以来,出现的受油器壳体开裂、导叶接力器缸体和活塞拉伤、转轮桨叶传动拐臂连接销脱落、导叶外轴承座漏水、主轴工作密封漏水侵入水导轴承、锁锭装置固定螺钉剪断等故障的经过、原因分析及其处理办法进行了叙述。

关键词 灯泡贯流式机组 导叶接力器 转轮桨叶 主轴工作密封 锁锭装置

1 前 言

安居水电厂安装2台单机容量1.5万kW灯泡贯流式水轮发电机组。电厂为径流引水式。

水轮机主要参数

型 号	GZ(SK111B)-WP-550	最大功能	17010kW
最大水头	9.8m	额定流量	214.8m ³ /s
额定水头	8m	额定转速	88.2r/min
最小水头	4m	额定效率	92%
额定功率	15510kW		

发电机主要参数

型 号	SFWG15-68/5700	额定转速	88.2r/min
额定容量	15789.5kVA(1.5万kW)	飞逸转速	255r/min
最大容量	17368kVA(1.65万kW)	额定励磁电压	223.9V
额定电压	6300V	额定励磁电流	759.1A
额定电流	1447A	绝缘等级	F级
额定功率因数	0.95(滞后)		

第一台机组(2[#])于1991年12月26日并网发电,第二台机组(1[#])于1992年6月16日投入运行,迄至1993年9月12日止,2[#]机组共运行8932h,发电量:有功8433.12万kW·h;无功3606.72万kvar·h;1[#]机组区运行4649h,发电量:有功5175.44万kW·h,无功2062.80万kvar·h;总计输送电量:有功12975.2万kW·h,无功3759.31万kvar·h。机组最大运行负荷16000kW,最小运行负荷3000kW。运行小时和发电量低的原因:(1)处理故障停机;(2)深夜低谷时(23时至翌日晨7时)重庆系统限制输入功率,低谷负荷仅3000kW。

机组自运行以来出现一些故障,由于我国第一次自行设计制造如此大容量的机组,也是难免的。本文摘要介绍,目的是总结经验,为推动发展我国灯泡贯流式机组而努力奋进,

2 转轮浆叶回复座壳体开裂

2.1 回复座功能

回复座直连于受油器前端。连接于转轮浆叶接力器活塞缸体端盖上的回复管(恒压管)经主轴中心至受油器前端,其端部经滑轮转换与回复钢丝绳相连接的回复机构装置于回复座内;回复座又是转轮轮毂恒压油的通道,恒压油自高位油箱经恒压管进入回复座内,经恒压油管上的 $2 \times \varphi 25\text{mm}$ 油孔进入转轮轮毂;受油器前浮动瓦的漏油也排至回复座壳体内,然后经截止阀排至漏油箱,见图1。

回复座正常油压,即转轮轮毂恒压油压,按制造厂要求,高位油箱设置于主轴中心线以上17m处,实际安装高差为17.9m。

2.2 开裂情况

1. 2[#]机在启动试运行阶段,由于高位油箱至回复座压力油管上的截止阀未打开,致使回复座壳体内油压升高造成开裂。

2. 1[#]机在启动后月余,回复座壳体又出现开裂。当时2[#]机处于停机修复中,为此将2[#]机的回复座拆下,装到1[#]机上,装好待启动时,回复座壳体再次开裂,而且回复座内的油压反冲至高位油箱,造成高位油箱大量溢油。这次拆除回复座后,微量向受油器给油,发现自浮动瓦间隙向外射油,拆下浮动瓦后,发现浮动瓦(ZChSnSb8-4 锡铋轴承合金)有电腐蚀痕迹(麻点),说明有轴电流通过。拆下浮动瓦,装上备用瓦,测得前浮动瓦间隙0.07mm,后浮动瓦间隙0.1mm,瓦背间隙0.5~1.0mm。再启动运行正常。为监视油压,在辅助运行层以上约1.2m处的油管上安装压力计,该压力计稳定于0.16MPa。

3. 回复座壳体三次开裂位置均于密封盖板长椭圆孔固定螺钉孔中心线上,说明该点是应力集中位置,见图1。

2.3 浮动瓦漏油量

浮动瓦为环形缝隙(δ),其漏油量(Q)计算如表1。

回复座蓄油容积为53.6l。

2.4 回复座强度

该壳体为灰口铸铁(HT200),设计压力0.4MPa,

试验压力0.6MPa。按薄壁圆筒计算,当油压为4MPa时,应力为40MPa,当 $n=3\sim 5$ 时, $\sigma_6=199\text{MPa}$ ($10\text{mm}<\delta<20\text{mm}$)。

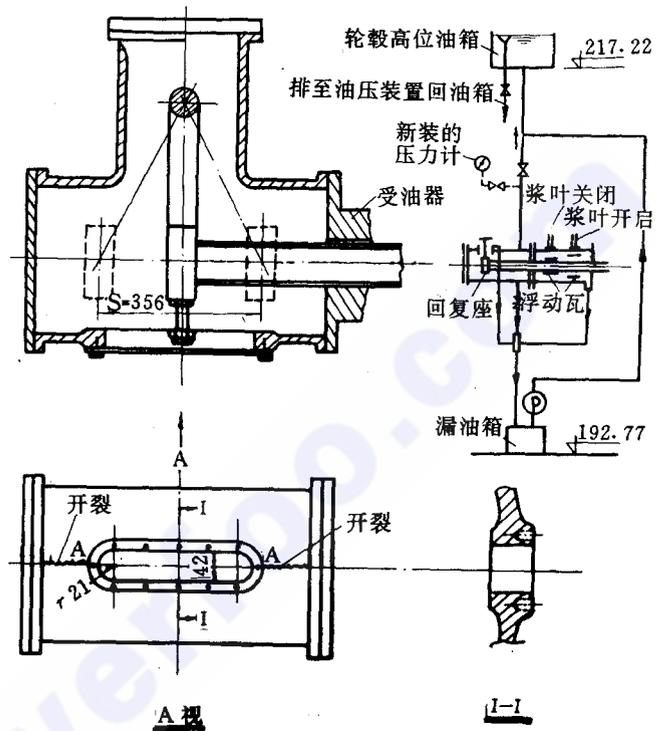


图1 回复座 单位:mm

表1

δ (mm)	Q (l/h)	δ (mm)	Q (l/h)	δ (mm)	Q (l/h)
0.02	1.7	0.05	26.8	0.08	109.9
0.03	5.8	0.06	46.3	0.09	156.5
0.04	13.7	0.07	73.6	0.10	214.6

长椭圆孔尺寸见图 1。椭圆孔受内压面积为 160.2cm^2 ；油压给槽孔的作用力 P_1 ；接受均匀荷载按简支梁计算其两端的作用力 R_1 和 R_2 ；长椭圆孔两端半圆孔受弯矩 M_1 ，该处又有 M10 螺孔，计算 A 点的最大集中应力值示于表 2。

2.5 原因分析

从上述看出，壳体开裂主要是由于油压升高应力最大集中所致。油压升高的油源主要来自前浮动瓦漏油。另外壳体开长椭圆孔，又在应力集中位置钻螺孔，使应力更加集中，上述计算 $K=5$ ，偏小。

2.6 处理措施

在回复座油管上安装 DIF-L20K 单向阀，该阀控制油压在 0.3MPa 左右，防止回复座内油压升高。该压力的确定还应考虑到转轮体和泄水锥。高位油箱至回复座的油管上安装压力计，以便经常监视其油压。

3 转轮桨叶操作机构连接销限位板固定螺钉剪断

3.1 结构和经过

本机转轮桨叶操作机构是活塞缸作往复运动，活塞固定不动，缸体兼作操作十字架功能的结构。于缸体上游面圆周布置 4 只耳环，经连杆传递给桨叶摇臂，带动桨叶旋转。各活动连接点为销轴连接，见图 2。按制造厂说明：“该销轴在安装时不能有松动现象”，这与立轴转桨式水轮机转轮带操作架操作机构相似。

2[#]机在 1992 年 5 月 21 日运行中突然发生强烈振动，并出现转轮桨叶与转轮室碰撞擦边声。紧急停机，进入灯泡体检查未发现异状，随即再启动，主轴振动较大，就此停机。因流道进口检修闸门在 1[#]机封堵正在安装的流道进口，无法进入流道检查，只有停机待处。1992 年 6 月 16 日 1[#]机发电正常后，检修闸门移至 2[#]机封堵 2[#]机流道进口，排出流道汛期的积水与淤沙，进入流道检查发现 4 只桨叶有一只未到全关位置。经分析，可能是操作机构部件损坏所致，随即请制造厂进行检查修复。1992 年 8 月 27 日打开转轮体后检查发现：4 只摇臂与

表 2

P (MPa)	P ₁ (kN)	R ₁ (kN)	M ₁ (kN·m)	W _x (cm ³)		σ (MPa)	集中应力 (MPa)	
				W _{x1}	W _{x2}		K	σ ₁
0.4	62.84	3.142	6.60	11.85	11.17	5.90	5	29.52
1.0	15.71	7.855	16.50	11.85	11.17	14.77	5	73.83
1.5	23.57	11.783	24.75	11.85	11.17	22.14	5	110.73
2.0	31.42	15.71	33.00	11.85	11.17	19.72	5	147.64
3.0	47.13	23.57	49.48	11.85	11.17	44.30	5	221.46
3.8	59.70	29.84	62.68	11.85	11.17	56.10	5	280.47

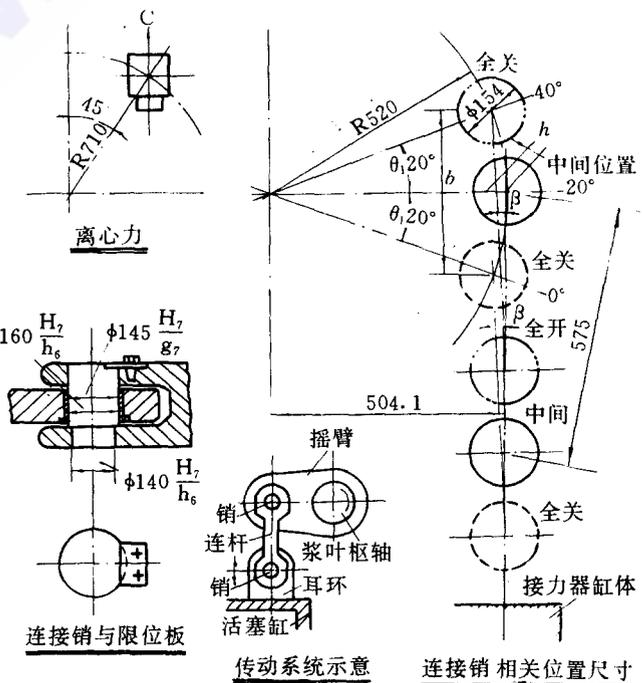


图 2 桨叶传动机构图 单位:mm

连杆连接销限位板的 8 只螺钉 (M 12) 全部被剪断, 被剪断的螺钉头部脱落, 一根销轴脱落。限位板的螺钉孔有的被挤压成椭圆状。

销轴与耳环及铜套采用的是 H_7/h_6 和 H_7/g_7 配合。均为间隙定位配合, 零件可自由装卸, 而工作时一般相对静止不动。轴径 $\varphi 140 \sim 160 \text{mm}$, 最低表面粗糙度 $R_a = 1.6 \mu\text{m}$ 。

3.2 计算与分析

3.2.1 基本数据 活塞直径 $\varphi 1300 \text{mm}$, 活塞内短轴直径 $\varphi 550 \text{mm}$, 轴领外径 $\varphi 302 \text{mm}$, 额定油压 4MPa 。开启时活塞作用力 $P_0 = 4274.7 \text{kN}$, 每只连杆受力 $P_1 = 1068.7 \text{kN}$; 关闭时活塞作用力 $P_0 = 4925.7 \text{kN}$, 每只连杆受力 $P_1 = 1231.4 \text{kN}$ 。

3.2.2 摩擦系数 铜套为铝青铜 ZQA19-4, 有润滑摩擦系数 0.004 ; 但另手册钢对青铜: 有润滑摩擦系数 $0.005 \sim 0.1$ 。

3.2.3 摩擦力 摩擦阻力 (T) 和摩擦扭矩 (M) 计算值见表 3。

3.2.4 铜套承压应力 示于表 4。

3.2.5 耳环轴孔承压应力 示于表 5。

3.2.6 销轴离心力 (C) 正常额定转速时 $C = 1200 \text{N}$, 飞逸转速时 $C' = 10017.5 \text{N}$ 。

3.2.7 限位板固定螺钉 螺钉为 M 12, 中心至限位板边缘距为 30mm , 轴受扭矩矩, 螺钉受剪切力, 螺钉剪切应力示于表 6。

3.3 原因分析

自操作机构连杆与摇臂和缸体耳环连接销在全开与全关的相关尺寸和上述计算中分析得出: 柴叶在全行程过程中摇臂与连杆的连接销和接力器缸体耳环与连杆的连接销都有旋转可能; 但摇臂的连接销弧形拱高及摩擦力矩的控制必将产生旋转。接力器缸耳环与连杆的连接销, 由于基本上处于直线往复运动, 即便旋转, 其转动量微小。连接销一产生旋转, 从上述计算中看出, 固定螺钉定被剪断。打开转轮体检查时发现摇臂与连杆的连接销铜套有一半发黑, 说明它已受强力挤压。

3.4 处理办法

将连接销月牙限位槽改成圆环槽, 使限位板不限制销的旋转, 只限销轴在旋转离心力作用下不脱出。如此, 限位板不受扭切力作用, 固定螺钉也不会被剪断。

建议今后对此类连接销的限位采用环形限位板, 销轴加工成环形槽, 让销轴自由旋转, 但配合精度上要严格保证。

4 导叶接力器缸体和活塞拉伤

4.1 导叶接力器的布置

表 3

	$T(\text{N})$			$M(\text{N} \cdot \text{cm})$		
	$\mu = 0.005$	$\mu = 0.07$	$\mu = 0.1$	$\mu = 0.005$	$\mu = 0.07$	$\mu = 0.1$
开启	5344.6	74807.1	106867	38739.2	542347	774784.2
关闭	6158.6	86198.5	123141	44638.8	660243	898657.0

表 4

	$P_1(\text{kN})$	$\sigma_{cg}(\text{MPa})$
	开启	1086.67
关闭	1231.41	77.2

表 5

	d (mm)	P_1 (kN)	σ_{cg} (MPa)
关闭	145	615.71	77.2
开启	140	534.34	69.4
关闭	140	615.71	80.0

表 6

	$\tau(\text{MPa})$		
	$\mu = 0.005$	$\mu = 0.07$	$\mu = 0.1$
开启	164.5	2302.9	3287.0
关闭	189.6	2653.7	3594.8

两只导叶接力器布置与 x 轴呈 60° 的立面上, 见图 3。接力器基础座置于机坑两侧大块钢筋混凝土墙上。接力器基础板与基座盒之间尚留有 70mm 高度作调整空间, 待调整完毕后, 充填细石混凝土固牢。为保证混凝土的强度, 要在接力器充油动作试验前 15~20d 填充完毕, 混凝土标号的选择应满足接力器最大作用力的要求。

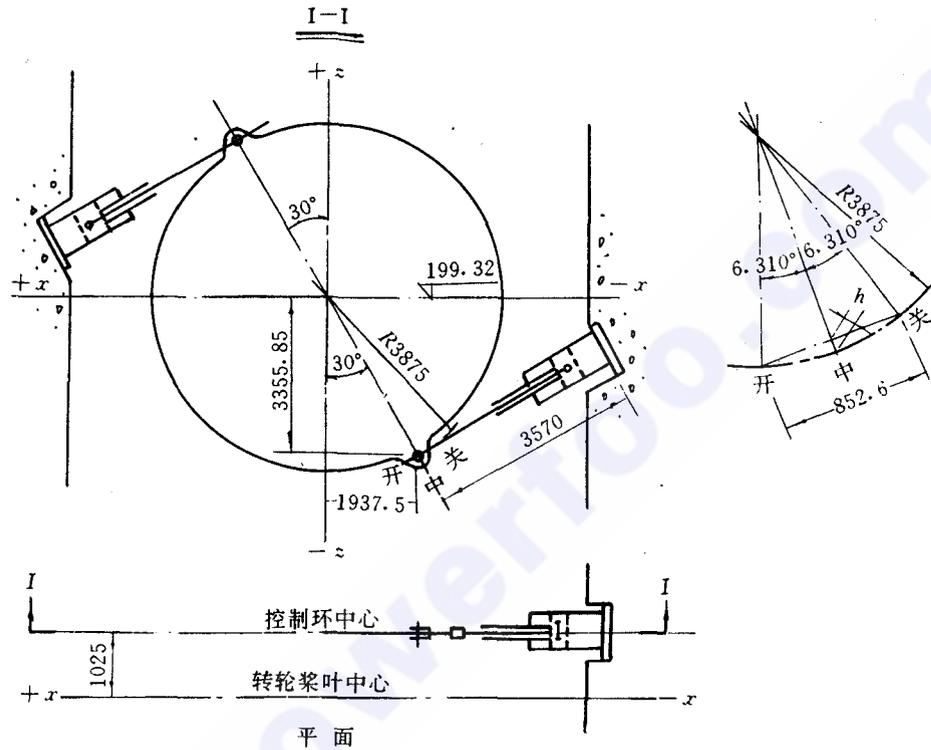


图 3-1. 接力器布置示意

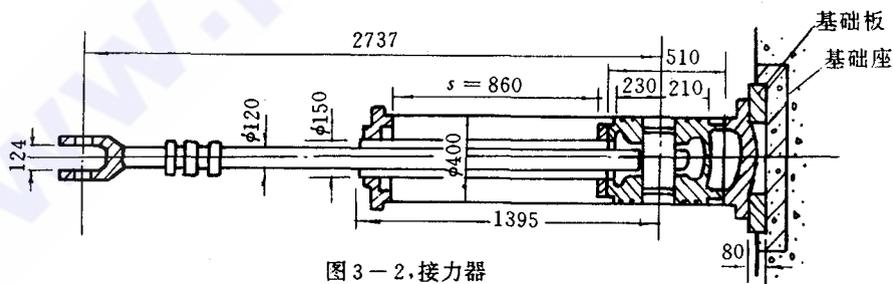


图 3-2. 接力器

图 3 接力器结构布置图 单位: mm

接力器活塞直径 $\phi 400\text{mm}$, 行程 860mm, 直缸式, 操作油压 4MPa, 计算最大作用力为 492.5kN, 混凝土单位压力 0.75MPa, 计入冲击荷载最大单位压力 4MPa, R 250 混凝土 28d 龄期的抗压设计强度 14.2MPa, 普通硅酸盐水泥 7d 龄期的强度为 7.85MPa。

4.2 故障发现的经过

1.2[#] 机 1991 年 12 月 26 日试运行结束并网发电, 1992 年 1 月 2 日 2h50min 发现下接力器(- x 轴侧)关闭腔端盖漏油, 确认接力器出现故障。于当日 23h35min 手动停机。停机后拆

下接力器进行解体,抽出活塞发现位于接力器活塞下半周近 210°范围内缸体与活塞均出现拉伤。缸体拉伤长度为活塞全行程,活塞位于活塞环段上。伤痕为连续沟槽状,最大深度达 5mm,平均深度 2~3mm。已无法修复,由制造厂重新加工,处理完毕后,1992 年 1 月 13 日晨启动。

2. 1992 年 6 月初 1[#]机安装完毕,在试运行前试转过程中,调速器处于手动状态下运行不稳定;接力器每隔 20s 抽动一次,抽动行程 50mm。手动调整过程中,忽然发现接力器活塞出现卡死现象,无论开、关均不动作。随即强行停机,关闭尾水管出口的事故闸门和流道进口的检修闸门。在拆卸活塞推拉杆与控制环连接销时,呈现严重卡死,用槌敲击,丝毫不动,最后加链式起重机,两者并施,才将该销拔出,将接力器整体吊至安装间,用型钢将缸体固牢,用桥式起重机向外拉活塞也拉不出来,经较长时间拉和槌击,才将活塞拉出。拉出后,看到与 2[#]机类似的拉伤情况,位置在靠下游侧(自端盖看第二象限),而且在全关位置缸体有冲坑和突台,坑深达 5mm。滑痕自关闭腔向开启腔加深,其伤痕以水平中心线为基准,中心线以上约 20°。中心线以下约 70°范围,无法修复,重新制作加工,安装完毕后于 6 月 16 日启动。

4.3 原因分析

接力器为直缸式,即以活塞连接销为中心,推拉杆叉头随控制环耳环作弧线运动时,可以上、下摆动,活塞与缸体呈平行滑动。但当控制环连接销与活塞连接销两者不相互平行;或在水平方向两销中心点有偏移,不在同一平面时,接力器活塞就会产生倾斜。活塞在倾斜力作用下,对缸体产生类似切削的作用。

从对相关几何尺寸分析得出,当活塞连接销扭转不平行于控制环连接销时,耳环连接销作开、关弧线运动时,活塞端部受倾斜力的作用就会对缸体产生破坏作用。两者材料相同(ZG230-450),在相互切削挤压下,金相组织遭破坏成块状剥离;被剥离的金属块又参与挤压摩擦之中,扩大破损面,造成大面积破损,这是 2[#]机接力器拉伤的原因。

1[#]机破损面积较 2[#]机小,但深度却比 2[#]机深,被剥离的金属块也大于 2[#]机。而且在全关位置缸体被冲撞挤压成突台,说明除与 2[#]机相同的原因外,在水平方向也有偏移。

在拧紧调节销锭螺帽时,有可能拧转了活塞连接销,破坏了两销的平行。

直缸式接力器用于灯泡贯流式水轮机上,由于它斜支撑在混凝土墙上,调整困难,必须精心安装。除两销要位于平行外,在水平方向相互偏移应控制在 2~3mm 以下。

4.4 建议

1. 灯泡贯流式水轮机接力器应采用摇摆式。在接力器与基础板及控制环连接点宜装置球面轴承。

2. 减小活塞长度,减小活塞长度与直径的比值。安居活塞长度为 510mm,活塞直径 $\phi 400\text{mm}$,比值 1.275。

3. 改进推拉结构,提高计算与加工精度,宜作成整根推拉杆,取消调节销锭螺帽。

4. 改进机座结构,取消填充混凝土,应提高机座安装精度。

5. 接入接力器的油管末端一段,宜用高压耐油软管,以适应接力器的摆动。

5 导叶外轴承座漏水

5.1 结构及发现

锥形导叶共 16 只,分布在与机组中心线成 60°夹角的圆锥面上。导叶由普通碳素钢板压制

成形,导叶枢轴由锻钢制作,然后组成整体。导叶上端面间隙是通过装在密封盒上的四颗螺栓调整密封环,然后加垫片厚度来达到。导叶下端面间隙是通过安装在支承轴上的导叶下端间隙调整工具来达到。

导叶下轴套为尼龙衬套,安置在钢制下轴套上无需润滑。

导叶外轴承支撑为径向组合球面轴承结构。球面轴承内圈为不锈钢,与导叶上端轴为过渡配合。球面轴承外圈亦为不锈钢,内侧有一层加强的聚四氟乙稀。为防止流道中泥沙冲刷及大量漏水,设置嵌有O形密封圈的密封环;少量漏水则起到润滑作用,故内外轴承均为润滑结构,见图4。

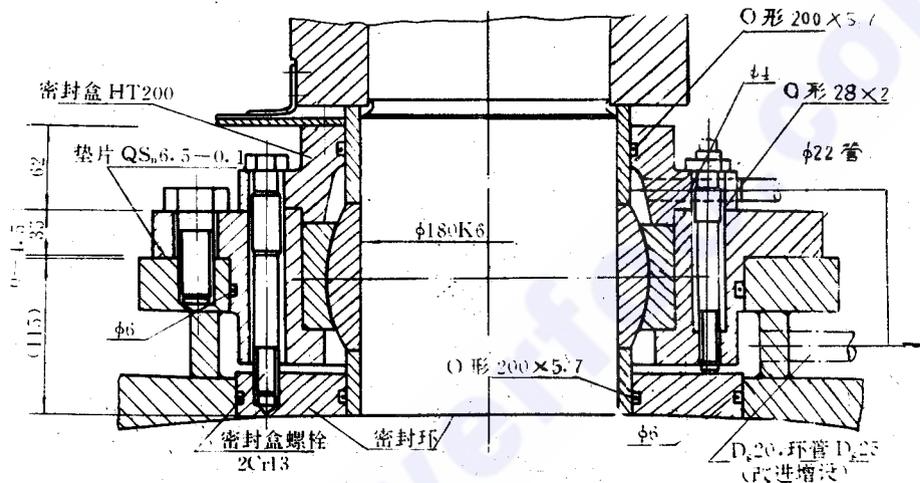


图4 导叶上轴承结构 单位:mm

球面轴承可补偿运行中导叶的挠度和安装误差。

设计考虑在流道充水状态下,经过外轴承下部密封环的漏水进入球面轴承部位,对球面轴承聚四氟乙稀起润滑作用,然后通过密封盒上的φ22mm排水管排往集水井。

但2#机充水时就发现外轴承座漏水,其主要部位在密封盒法兰,排水总管接头处也有漏水。为投入试运行,暂设接漏槽,估计漏水量大于5l/s。

5.2 处理办法

2#机处于发电工况,为此在1#机安装时提出改进措施。由于密封盒法兰处漏水,该处装有密封圈,又漏水量随充水压力增大而增加,说明外轴承内部水压基本上与上下游水位平衡;为此,在漏水起始段设置排水泄压装置。因此提出在外轴承基座上加排水管的办法,征得厂家和安装队同意后写出通知。在各导叶外轴承座法兰中部最低点开孔,安装 $D_s 20$ mm短管,然后外接 $D_s 25$ mm环管,排至集水井;短管与环管可采用丝扣三通连接。1#机经如此改进后,充水和运行后证实,滴水不漏,改进成功。2#机因工程量大迄今还未改进。

6 主轴工作密封漏水侵入水导轴承

6.1 主轴工作密封结构

主轴工作密封设三道密封:第一道为梳齿密封,第二道为检修密封;第三道为柔性石墨径向填料密封,见图5。梳齿密封主要起降压和防止大颗粒杂质进入,对后二道密封起保护作用。

检修密封为橡胶空气围带,主要作用是停机止水。柔性石墨径向填料密封前后各设两层柔性石墨填料,中间设填料润滑水的供水环。按设计石墨填料润滑水量小于 20l/min。

水轮机导轴承在下游侧设有甩水环,防止漏水侵入轴承。

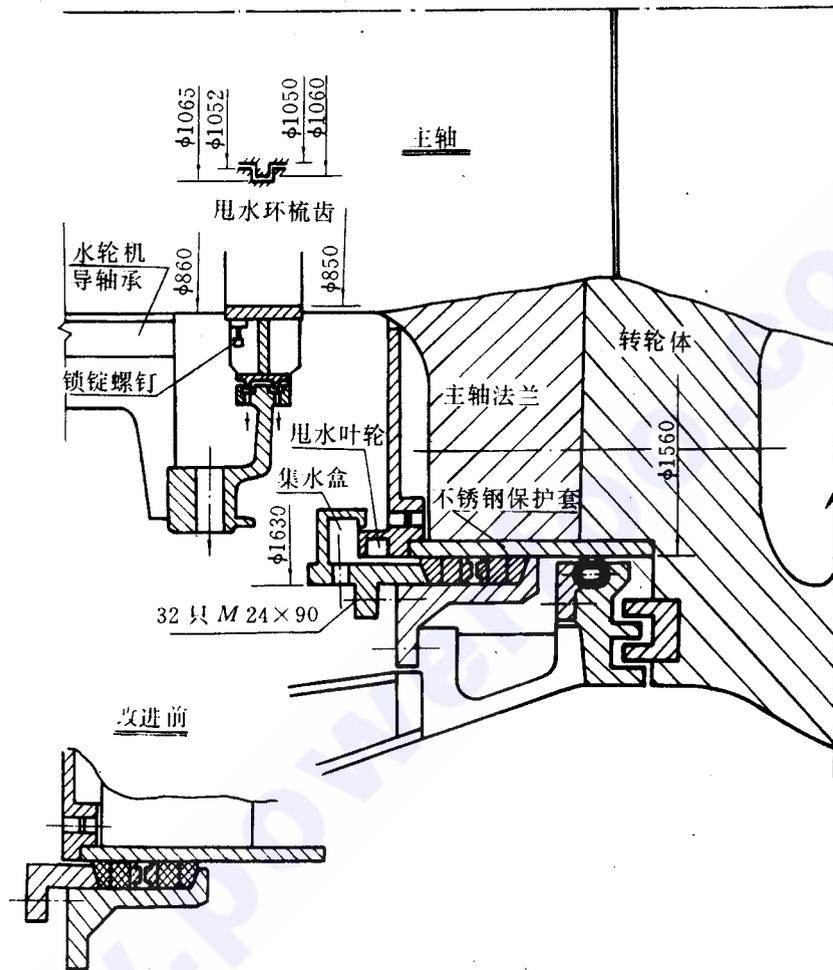


图 5 主轴工作,检修密封图 单位:mm

6.2 故障的发现与原因分析

2[#]机运行一段时间后,在运行中发现轴承回油箱油位上升。对各部位观察查明是主轴工作密封大量漏水侵入所致。继续运行后润滑油已呈现乳化,但轴承瓦温正常,直至因它故障停机。按常规润滑油进水瓦温会上升,甚至于发生烧瓦事故,这里瓦温未因润滑油进水乳化而升高的现象。

柔性石墨经检查确认质量欠佳,石墨只表面一层,比例太少,出现脱落现象。在 2[#]机首次启动时,由于卡兰压紧而产生大量冒烟现象,经放松卡兰紧度漏水量增大,估计达 100l/min,远大于 20l/min。

工作密封漏水侵入水轮机导轴承有二条途径:(1),漏水喷射入轴承甩水环梳齿而侵入;(2)漏水落至主轴表面,沿轴面经甩水环内套与主轴之间的缝隙侵入。在停机时,后者可能性较大。

另水轮机导轴承下游油盒下方设一排水孔,排水孔径 φ10mm,发现该孔有堵塞现象,孔径

偏小。

6.3 改进情况

查明系主轴工作密封漏水侵入原因后,经研究采用设甩水叶轮和集水盒措施。主轴工作密封的漏水,经甩水叶轮甩出进入集水盒,集水盒收集后,经排水管排至集水井,改进后效果较好,见图 5。

6.4 供水环脱落

该供水管按圆周等分 6 块。在拆卸主轴工作密封时发现主轴不锈钢衬套有两道深 5mm 的沟槽。经检查确认是供水环上部的 2 块脱落摩擦所致。拆下后拼合起来出现梅花形,即拱形半径不是圆环半径,接头处半径小,中间大。经校正后出现 15mm 间隙,打入楔板固牢。

7 发电机冷却系统

7.1 冷却方式

发电机为二次冷却密闭循环轴向通风冷却方式。通风系统鉴于定子铁芯长度较短,采用单侧轴流通风。安装有 4 台轴流通风机,每台风量 16200m³/h,风压 830~882Pa,电动机功率 11kW,转速 1450r/min,风机叶片直径 φ680mm。每台通风机风道上设 2 只空气冷却器,空冷器热交换容量为 62.5kW。

7.2 故障和处理

轴流通风机电动机的支座用 4 只 M12 螺栓固定在风机筒壁上,由于运行中风机自身和外界的振动,该螺栓逐渐松动和剪断。螺栓松动后,电动机带动风机叶片在离心力作用下上移,致使叶片与筒壁摩擦,以至风机不能旋转。螺栓剪断后则脱落,甚至于掉进定子线棒端部,嵌入线棒之间的缝隙里,在机组运行中造成刮伤线棒端部绝缘。检查后用 M16 螺栓加锁锭垫板固牢,迄今未再出现松动现象。

7.3 温度升高

据运行记录查得 1993 年 7 月 9 日 15h20min 机组带 1.5 万 kW 负荷,定子铁芯温度 123℃,负荷减至 1.4 万 kW,定子铁芯温度降到 119℃,空气冷却器冷风温度 55℃,热风温度 69℃。原因可能是:(1)通风机制造质量较差,达不到设计参数;(2)冷却套与河水的换热容量降低。据对冷却水质的化验分析发现水中有大量的沉淀和红色小块状物,认为是水垢和金属锈蚀物。安居机组的冷却水采用的是锅炉蒸汽水冷却后的蒸馏水,另外加有防腐剂(福尔马林),出现上述现象还待观察研究。

8 锁锭装置基础螺钉剪断

8.1 锁锭控制原理

在水轮机导叶控制环上装设有导叶机械液压锁锭装置。其缸体固定在转轮室壳体上,控制环上开有锁锭轴孔。其简单的相互系统示于图 6-1。

机组启动前,在自动化二次回路里,首先给电磁配压阀一个脉冲电流,电磁阀开启,压力油通过电磁配压阀进入锁锭装置的开启腔;当锁锭活塞走完完全行程,锁锭轴已全部从锁锭孔退出。压力油通过锁锭开启腔进入液压操作阀活塞下方,液压操作阀开启;从压力油罐来的压力

油进入调速器控制管路系统。反之,压力油通过锁锭关闭腔进入液压操作阀,关闭阀门。

8.2 故障及原因分析

锁锭装置活塞为三环式,中间环有密封,其两侧端环外圆四周开有节流槽。因此,在活塞到达全行程位置前,压力油亦同时经节流槽流进端环与中间环的环形空腔,并进入液压操作阀的开启腔;锁锭轴还未退出轴孔,主配压阀已动作,控制环已转动。如此,锁锭装置基座的固定螺钉被剪断。

8.3 处理办法锁锭装置活塞轴设有端开关(限位开关)。将端开关的全开接点,并联到事故配压阀的 DF24-8 的电磁配压阀线圈回路上(图 6—2);即控制事故配压阀在关闭导叶位置。使导叶接力器的开启腔在锁锭轴未退出前不进控制压力油。锁锭轴完全退出后,电磁配压阀线圈断电;电磁配压阀复归,事故配压阀亦随之复归。如此改进后,迄今安全运行。二次回路原理图示于图 6—2。

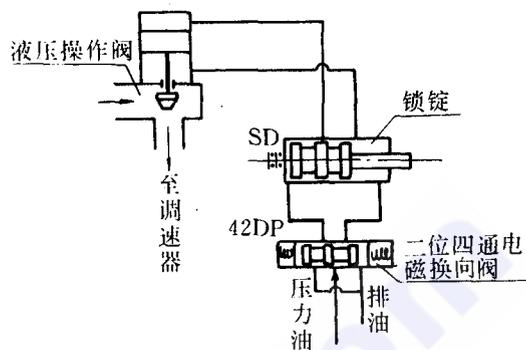


图 6—1 锁锭控制系统

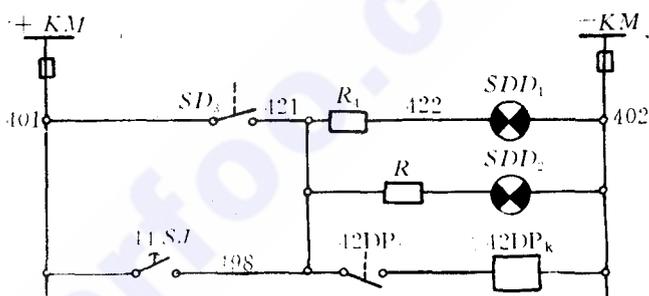


图 6—2 改进的接线原理

9 漏油箱与高位油箱的管路连接

9.1 原理

制造厂制造的漏油箱容积为 0.3m^3 ,漏油泵为齿轮油泵。油泵压力 0.5MPa ,输油量 36l/min ,轴功率 0.6kW ,电动机功率 0.75kW ,转速 1390r/min ,A 型三角皮带传动。轮毂高位油箱容积 1m^3 。管路连接示于图 7—1。其意图是漏油泵将油打入轮毂高位油箱,高位油箱向回复座供恒压油。

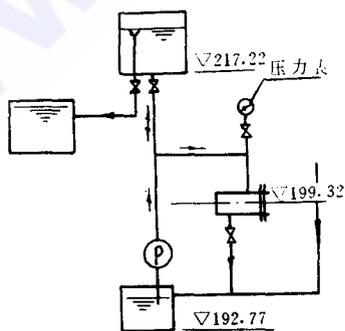


图 7—1 原系统

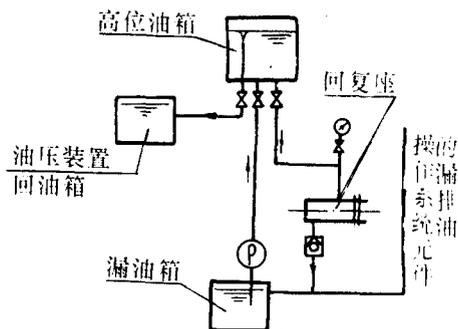


图 7—2 改进后

9.2 实际情况与改进

自操作系统各部件的漏油与排油以及回复座的排油均排至漏油箱,因此漏油量较大。回复座高程 199.32m,高位油箱安装高程 217.22m,漏油箱安装在 192.77m 高程。漏油泵打油首先进入回复座,致使回复座内油压与漏油泵油压接近;现回复座装上了单向泄油阀,控制油压 0.3~0.35MPa,该油又排回漏油箱,造成循环。因此,漏油箱容积和漏油泵容量都嫌偏小;故将漏油箱容积加大到 0.7m^3 ,漏油泵输油量加大到 $75\text{l}/\text{min}$,并改为直连式。高位油箱容积也增大到 2m^3 。此办法并不能根本解决问题。为此,将漏油泵向高位油箱的输油管与回复座给油管分开,各行其道。如图 7—2,如此解决了漏油箱、回复座、高位油箱互通和相互干扰的缺陷,轮毂的恒压油不受漏油泵打油的影响。

10 结 语

上述情况是机组启动试运行以来,主机方面所出现的一些问题和改进处理的办法。辅机方面,如调速器和励磁装置也出现多次故障造成停机。为此,向东方电机厂订购了 2 台套由 DFDST-100-4 型机械液压框和 DFWT-I 型微机——模拟双通道互为备用的调节控制装置所组成的电液调速器。随后又向机械工业部广州电器科学研究所电力电子分所订购 2 台励磁装置。目前厂内调试已完毕,1[#]机更换的调速器已投入运行 4 个多月;2[#]机调速器已到货,计划 1993 年枯水季进行更换。从 1[#]机试运行来看,无论是参与重庆电网或县电网运行能维持稳定,情况正常。励磁装置也计划 1993 年底枯水季进行轮流更换。调速器和励磁装置更换后,1994 年起机组将走向正常化运行。所遗憾的是铜梁县电网无大负荷用户,每日深夜低谷(23 时至翌晨 7 时)重庆电网限制输入功率,安居水电厂只带 3000kW 负荷。这样电厂的经济效益大为降低,估计每年少发电量 5000 万 kW·h;按电价 0.16 元/kW·h 计,年损失 800 万元。铜梁地处重庆百余公里,交通方便,希有识之士前来铜梁投资办企业,大有可为。

Test Operation of Bulb Tubular Turbine Generating Units at Anju Power Plant

Tong Wenmin Lu Jianwen Ran Dehua
(Anju Waterpower Project Headquarters)

Abstract The paper describes the courses, case studies and treatment methods for troubles occurred since test operation of two bulb tubular turbine generating units at Anju Power Plant. These troubles include cracking of oil catcher casing, tensile failure of servomotor cylinder and piston of guide vane, removal of driving knee coupling pin of runner paddle, seepage of external bearing seat of guide vane, water leakage from main shaft working seal into bearing of turbine guide vane, shear fracture of fixed screw for locking device.

Key Words bulb tubular turbine generating units, servomotor of guide vane, runner paddle, main shaft working seal, locking device.