

## 天荒坪电站1号机振动问题初探

①  
PPC(1)  
1-9

TK730.8

中国水利水电第十四工程局(云南昆明 650041) 何少润

## 1 概况

天荒坪抽水蓄能电站的水泵水轮机型式为单级混流可逆式, 单机容量 300 MW, 额定转速 500 rpm。其相关技术参数如下。

## 1.1 电站水位及运行水头

水位	上水库	下水库
设计最高蓄水位	905.2 m	344.5 m
设计最低蓄水位	863.0 m	295.0 m
正常发电(不顶事故备用)最高水位	905.2 m	338.6 m
正常发电(不顶事故备用)最低水位	865.0 m	295.0 m
运行水头		
水轮机工况(m)		
最大毛水头	610.2	
额定水头(净)	526.0	
最小毛水头	526.5	
非常情况最小毛水头	518.5	
水头变化幅度	95	
水泵工况(m)		
最高毛扬程	610.2	
最低毛扬程	526.5	
非常情况最低毛扬程	518.5	
扬程变化幅度	90	

## 1.2 水泵水轮机(挪威 KVAERNER 公司)

转轮直径  $D_1=4030$  mm,

$D_2=2045$  mm;

转轮叶片数 9;

活动导叶(固定导叶) 26;

水导轴承为稀油润滑筒型瓦, 设计间隙(单侧)为 0.259~0.315 mm。

## 1.3 电动发电机(加拿大 GE 公司)

推力轴承采用预压应力多弹簧支承结构, 自润滑并配有高压油减载装置及十块复合型巴氏合金推力瓦; 上下导轴承均为油浸自润滑可调分块瓦(各 10 块), 设计间隙(单侧)均为 0.25 mm。

## 1.4 机组初期调试简况

1号机自 1998年5月31日首次水轮机工况转动以来, 至9月26日(9月27日进入移交试生产阶段)已启动 192 次, 其中, 水轮机工况 102 次, 水泵工况(含 SFC 启动工况) 90 次。在水轮机工况调试初期, 机组运行水头在 518.52~521 m 之间时, 各导轴承摆度及机架振动都较大, 尤以水导轴承处为最, 甚至出现转动油盆与固定部件碰磨喷射火花的现象, 测录值也严重超过合同及规范要求。按正常程序, 在转子上下部位加置配重(共计 161 kg)并进行了一系列动平衡试验。经配重后的上下导摆度已能满足运行要求, 但水导轴承处的振动和摆度却无较大改善。事实证明, 继续在转子上加置配重已无助于改善水导轴承处的振动和摆度。

## 2 调试进程中的处理分析

2.1 KVAERNER 公司认为, 水导处摆度、振动偏大是由于水导轴承供油量不足, 油膜偏薄所致, 要求将水导瓦拆下按图 1 增加 8 个水导上油盘通往油槽的进油孔, 其依据是欧洲某电站的成功经验。而我们(FCB, 即水电十四局)认为, 运行测录的水导轴瓦温度并无异常, 增加进油孔的措施显然不是对症下药。而 KVAERNER 公司偏执已见。进油孔

的水导瓦装复后投入运行最终都未收到预期效果。

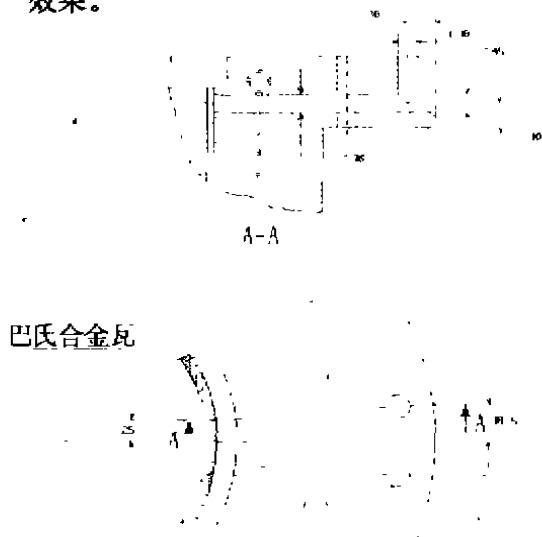


图1 水导上油盘进油孔布置

2.2 随之,FCB建议,适当增加上导间隙,这样可以在一定幅值内缓解水导轴承处的大轴摆度及振动。征得GE公司同意,上导间隙(单侧)增加了0.04 mm。运行工况略有好转,但其效果也不甚显著。

表1 盘车测量摆度值  $\mu\text{m}$

测量部位	上导轴承	下导轴承	下轴法兰	中间轴	水导轴承
X方向	—	0.02	0.05	0.12	0.05
Y方向	—	0.11	0.09	0.14	0.09

2.3 KVAERNER公司派遣工程师携带FFT测振仪器到工地进行了一系列检测。根据其所检测的资料可以看出,在大部分运行工况下水导轴承的振动频率均体现为机组转频。所以,KVAERNER及EDF(建设单位聘请的法国咨询专家)等相关人士认为,水导振动是由轴系或轴承间隙调整不当等机械方面的原因造成的。但有关各方从2月6日盘车

测录摆度值(见表1)的分析中又都认为,机组轴线调整的效果是良好的。

于是,根据KVAERNER公司提议,在33次转动后对轴瓦间隙进行了检测,即当大轴相对于上导、水导及上下迷宫均调整处于中心位置时,转动 $180^\circ$ 测得下导轴承处大轴与导瓦的间隙值如图5所示:

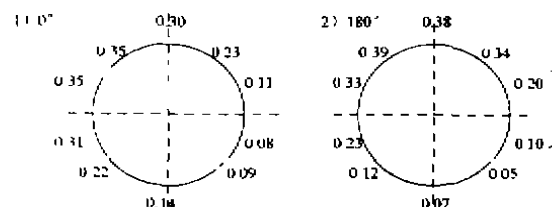


图2 大轴与导瓦的间隙

这就表明,由于多方面的原因,三道轴瓦的不同心是存在的,其幅值在0.13~0.17 mm之间。KVAERNER公司认为这是引起机组振动的主要原因并对之进行了调整。调整的结果为:

①上导轴承间隙均在0.27~0.29 mm之间;

②下导轴承间隙调整为0.28 mm,其最大调整量达0.19 mm。

调整后机组在水轮机空载工况下进行了验证,当时上库水位已增至EL866.67,下库水位降至EL343.39,即运行水头为523.28 m。在额定转速时的运行参数如表2所示。

分析表2测录数据可明显看出,在运行水头为523.28 m,即接近设计水头526 m时机组仍然无法在额定转速正常运转。其时,钢管水压、转轮与底环之间压力脉动尤为显著,转轮与导叶间的压力脉动也很大,机组转速还出现了振荡。运行结果正如FCB和GE公司所预见,即上述对轴承间隙的调整是不能从根本上解决水轮机工况在低水头段空载运行振动问题的(事实上,当上库水位为873.5 m,下库水位为341.8 m,即运行水头达到

531.7 m 时运行状况仍无大的改善)。

表2 额定转速时的运行参数

项目名称	检测值	项目名称	检测值
钢管水压(MPa)	4.6~7.0	水导轴承摆度( $\mu\text{m}$ )	$\geq 500$
蜗壳水压(MPa)	6.0~6.4	顶盖振动(mm/s)	4.0
导叶开度(%)	20	上导轴承摆度( $\mu\text{m}$ )	135
转轮与底环间压力(MPa)	0~6.0	下导轴承摆度( $\mu\text{m}$ )	251
转轮与顶盖间压力(MPa)	~4.0	推力轴承摆度( $\mu\text{m}$ )	160
转轮与导叶间压力(MPa)	3.0~6.4	尾水管压力(MPa)	1.13~1.27

\* 表内该数为机组转速 500 rpm 时测录读数的最大值;

\*\* 表中数据采自 1998 年 7 月 24 日 20:18 第 62 次启动记录资料。

2.4 在这种情况下,KVAERNER 公司又认为,由于上下导轴瓦运行温度较高,使轴瓦在热状态下的间隙趋于偏小,大轴摆度也随瓦温的升高而减小。这时,水导轴瓦温度相对较低,轴瓦间隙又偏大,因此比较集中地体现轴系的摆度。根据其分析,解决振动和摆度问题的办法是:

- ① 继续增大上下导轴瓦的间隙;
- ② 适当减小水导轴承的瓦间隙。

FCB 则认为,尽管随瓦温的升高上下导轴瓦间隙变小引发水导轴承处大轴摆度振动加大的趋势是存在的,适当增大上下导轴瓦的间隙可能缓解水导轴承处大轴振动和摆度的困扰,但这决不是引发水导轴承处大轴摆度和振动的根本原因。当然,也不能从根本上解决水轮机的振动问题。

(1) 从水轮机工况所测录的资料分析

从表 3 可以看出,机组在冷状态下启动并立即升速至 475 rpm 时,水导轴承处大轴摆度达到 410  $\mu\text{m}$ ,顶盖振动达到 2.3 mm/s。而随着上下导瓦温的升高,上下导轴承处大轴摆度虽有所降低,但变化幅度不大,上下机

架的振动基本上没有变化,水导轴承处大轴摆度略增,达到并超过了 500  $\mu\text{m}$ 。这说明了上下导轴瓦间隙随瓦温升高而减小在一定程度上加剧了水导轴承处大轴的摆度,但是其影响的程度是有限的。

表3 各部位轴承瓦温及摆度

上导轴承		下导轴承		推力轴承		水导轴承	
瓦温 ( $^{\circ}\text{C}$ )	摆度 ( $\mu\text{m}$ )	瓦温 ( $^{\circ}\text{C}$ )	摆度 ( $\mu\text{m}$ )	瓦温 ( $^{\circ}\text{C}$ )	摆度 ( $\mu\text{m}$ )	瓦温 ( $^{\circ}\text{C}$ )	摆度 ( $\mu\text{m}$ )
39.7	128	53.9	172	53.4	182	34	410
76.2	83	71.8	115	69.9	120	51.36	$\geq 500$

\* 表中数据采自 1998 年 7 月 27 日 22:40 第 69 次启动记录资料。

(2) 从 SFC 启动机组及水泵调相工况运行资料分析

从表 4 可以看出,在该工况下,尽管上下导轴瓦的间隙随瓦温升高有所减小(即摆度相对变小),而水导轴承的摆度也因之略增,但其变化幅度都不大。同时,上下机架振动的

变化基本上与轴瓦的冷热状态无关。

**表4 启动机组及水泵调相时  
各部位瓦温摆度**

上导轴承		下导轴承		推力轴承		水导轴承	
瓦温 (°C)	摆度 (μm)	瓦温 (°C)	摆度 (μm)	瓦温 (°C)	摆度 (μm)	瓦温 (°C)	摆度 (μm)
37	160	34	120	32	163	39	62
81	35	77	45	71	64	53	97

\* 表中数据采自1998年7月23日16:59第60次启动记录资料。

(3)从水泵抽水工况所测录的资料分析:

**表5 水泵工况时轴承各部位瓦温及摆度**

上导轴承		下导轴承		推力轴承		水导轴承	
瓦温 (°C)	摆度 (μm)	瓦温 (°C)	摆度 (μm)	瓦温 (°C)	摆度 (μm)	瓦温 (°C)	摆度 (μm)
59.9	102	61	61	62	45	46	398
78.1	42	75.1	53	69.2	45	52	430

\* 表中数据采自1998年7月24日23:11第64次启动记录资料。

从表5可以看出,除上导轴承处大轴摆度随瓦温的升高有所减少(变化幅度不大)外,下导、推力轴承处几乎看不出有什么差异。而水导轴承处大轴摆度虽增大约0.04mm,但仍在同一数量级上。同时,上下机架的振动也不随瓦温的升高发生变化。可以认为,因瓦温导致瓦间隙减小从而引发水导轴承处摆度和振动的情况在水泵抽水工况下是不存在的。所有这些都证实了要彻底解决水导振动的问题还得另辟蹊径。

FCB认为,由于迷宫间隙偏小且均匀而引发的压力脉动是常见的,对于 $D_1 = 4030$

mm的水轮机,其上下迷宫间隙如图3所示是偏小的。

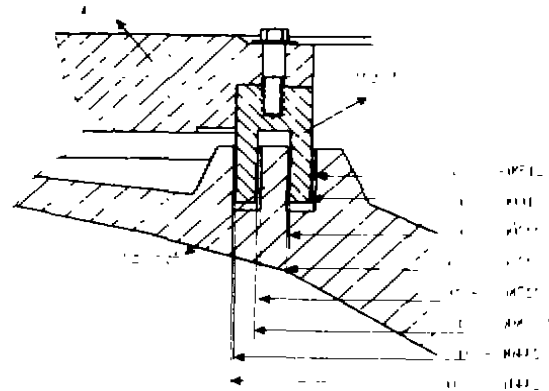


图3 上下迷宫间隙

因此,在安装过程中,FCB对水导轴承与上下迷宫的同心度调整倍加小心,尽可能调整至比较理想的程度,参见表6、7:

① 上下迷宫(见图4)

**表6 上下迷宫 mm**

项目名称	"I"	"II"	"III"	"IV"
上迷宫间隙	1.26	1.30	1.27	1.30
上迷宫内间隙	0.44	0.53	0.60	0.53
下迷宫间隙	1.27	1.25	1.27	1.21

\* 表中上迷宫间隙是水导轴颈处测得的相对值。

② 水导轴承(见图4)

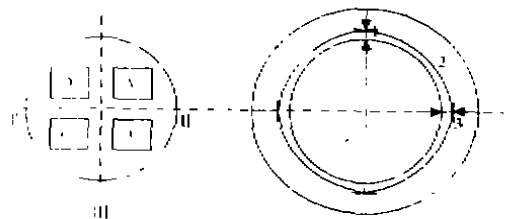


图4 上下迷宫及水导轴承间隙

表7 水导轴承间隙 mm

部位	测值	部位	测值	部位	测值	部位	测值
A <sub>1</sub>	0.72	B <sub>1</sub>	0.72	C <sub>1</sub>	0.72	D <sub>1</sub>	0.70
A <sub>2</sub>	0.35	B <sub>2</sub>	0.35	C <sub>2</sub>	0.30	D <sub>2</sub>	0.32
A <sub>3</sub>	0.72	B <sub>3</sub>	0.72	C <sub>3</sub>	0.73	D <sub>3</sub>	0.71

但尽管如此,由于上梳齿迷宫的单侧间隙较小,现所采用的水导轴承间隙(0.31~0.35 mm)略嫌偏大,在瓦温允许的情况下,适当减小水导间隙是可以改善水导轴承处大轴摆度的。

于是,在77次转动之后,KVAERNER公司决定,将上下导间隙调整为0.32 mm,水导间隙调整为0.22 mm。并于8月10日投入运行,其时上下库水位分别为EL873.5和EL341.83。水轮机工况运行的各轴承振动情况,上下导轴承处的大轴摆度有所上扬,水导处的大轴摆度略有好转,但正如FCB所预料的,终究不能从根本上解决问题。

### 3 对机组振动起因的初步分析

#### 3.1 自机组动平衡试验以来,FCB一直认

为,水力不平衡引发的压力脉动可能是振动的主要原因。在一般情况下水力不平衡所引发的压力脉动,其频率为:

$$f=Z_1 \cdot fn \text{ 或 } f=Z_2 \cdot fn$$

$Z_1$ ——转轮叶片数;

$Z_2$ ——导叶叶片数;

$fn$ ——转速频率。

从FFT(KVAERNER公司提供)检测资料(图5)可以看出,在70%~95%额定转速时,转轮靠近外缘测测得的振动频谱里可能含 $9 \times fn$ 及 $26 \times fn$  Hz谐波的成分。这说明在70%以上工况时由水力不平衡因素所引发的压力脉动是存在的。另外,在01LCU录制的振动波形图(参见图6)中又可以清楚地看到,当机组采取事故紧急停机方式时,球阀和导水叶紧急关闭造成转轮室失水瞬间机组振动骤然剧减,这又是脱水即减振的有力佐证。再者,我们在用SFC启动机组并在压水工况下转动机组至额定转速时对转动部件各部振动进行了检测,结果表明,机组各部位的振动值均较理想。以上这些事例都能够说明水力因素是振动之源的重要部分。

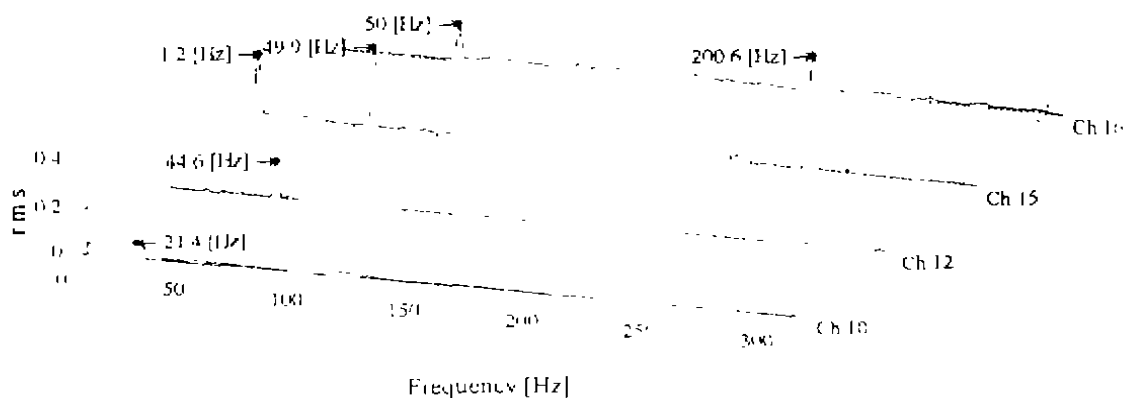


图5 振动频谱图

Ch. 10—上迷宫压力脉动;

Ch. 12—下迷宫压力脉动;

Ch. 16—转轮/顶盖间压力脉动

Ch. 15—转轮/底环间压力脉动;

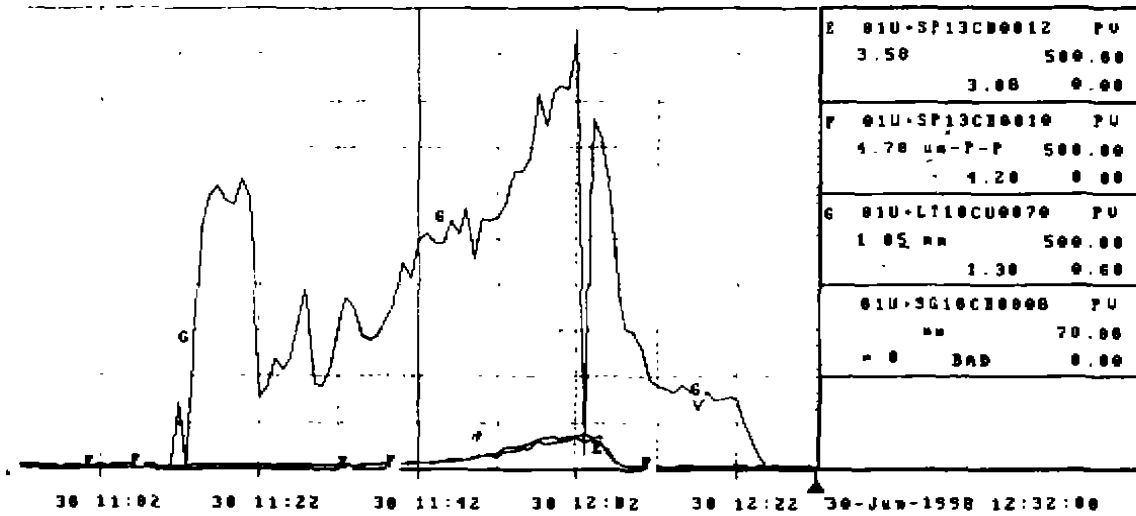


图6 振动波形图

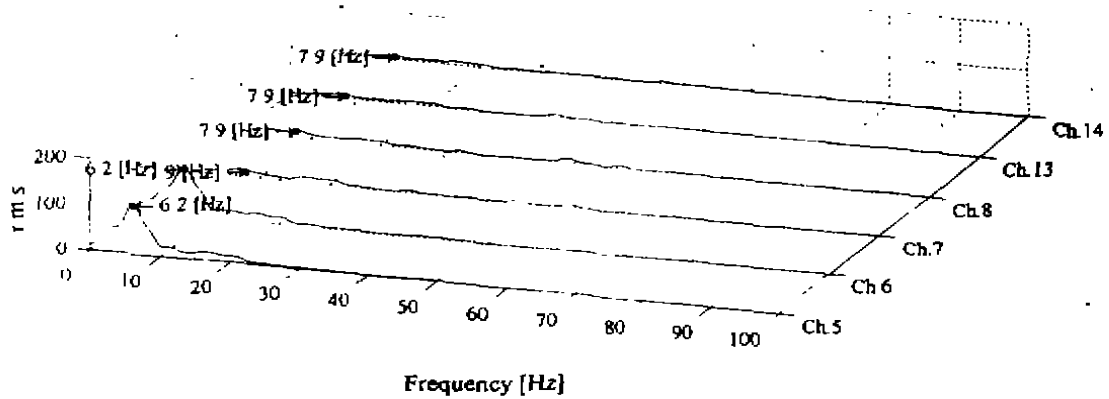


图7 频谱图

3.2 众所周知,水泵水轮机转轮的叶片为适应水泵运行,其压力面是凸的,不象常规水轮机那样是凹的。而该机组由于水头高,其凸面在水轮机工况进口处更为明显,这对水轮机工况小开度的水流是有影响的。又由于本机组的导水叶高度仅 262 mm (广蓄一期为 364.7 mm,广蓄二期为 371.6 mm),转轮和导叶之间的空间相对较小,即可供消耗动量交换能量的空间较小,对减少涡流、脉动振动

及其相互作用是不利的。所以,水流速度、流速、转轮直径、叶片数和导叶数等是有可能构成共振条件的。而由此产生的振动其频率不定,这与 DVF3 所检测几无规律性的瞬间最大值有吻合之处。从图 7 检测的示波图及频谱分析表明,上下导轴承大轴振动的主频率始终反映机组转频  $f_n$ ,而水导轴承处大轴振动在转速低于 70% 额定转速时转频系主频率,转速在 80% 以上时则开始紊乱,一般较

转频低5%左右,而在95%转速时,其振频剧降至6.2Hz,较转频低了近25%。所以,我们认为在低水头段导水叶接近空载开度时由于转轮叶片进口及相邻部位脱流所产生的转轮、导叶之间紊流动量交换(机械能和水能全

部或部分转换成热能),也可能是水轮机振动的重要原因。机组在转轮与底环间、转轮与顶盖间及转轮和导叶之间都分别装有测量用的压力表。运行过程中,测录的数据为:

表8 转轮与底环、顶盖和导叶间压力

MPa

运行工况	$Q_1$	$Q_2$	$P_1$	$P_2$	$T_1$	$T_2$
450rpm	4.0~4.4	3.4~3.6	3~4	3.6~4.4	3.5~6.1	4.1~5.3
475rpm	4.2~4.5	3.6~3.8	3~4	3.6~4.8	3.4~6.2	4.0~5.4

\*  $Q_{1,2}$ ——转轮与底环间压力;  $P_{1,2}$ ——转轮与顶盖间压力;  $T_{1,2}$ ——转轮与导叶间压力。

上表所录示的水轮机工况运行参数中转轮与底环、转轮与导叶之间剧烈的压力脉动应能证明紊流动量交换的存在。在调试过程所发现的导叶端部与下(或上)抗模板严重摩擦损伤的痕迹也是与导叶在紊流动量交换过程中受热膨胀有直接关联的。

3.3 在调试过程中,KVAERNER公司曾分别向转轮与导叶之间及尾水管部位补入压缩空气,但均未取得实效。而且,运行过程中尾水管亦未出现过高的压力脉动或强烈噪音,由发生于尾水管的偏心或不稳定涡带引发压力脉动和振动的可能是可以排除的。

综上所述,可以把水导振动纳入水泵水轮机空载工况下失稳问题。天荒坪电站水泵水轮机的比转速  $n_{sp} = 31.2 \text{ m} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ,属于低比转速可逆机。从KVAERNER公司于1995年提供的最终模型试验报告所附全特性~流量特性曲线可以看出,在水轮机工况运行水头范围内空载开度线( $\alpha = 4.8^\circ \sim 2.7^\circ$ )具有明显的“S”特性。即在受到其自身惯性驱动而进入制动区后,由于水流对转轮的阻挡作用,于流量减小的同时转速也略下降,导叶等开度线出现向  $n_1'$  值反弯的现象。如果惯性力仍不消失,转轮离心力将使水反向流出进入反水泵区,此后转速再增大,使开度线向  $n_1'$  方向弯曲,形成一个通称为“S”特性曲线

S形。在此区域内,机组对应于一定水头和转速(即单位转速  $n_1'$ ),单位流量  $Q_1'$  有两个或三个不同的流量,而且其中一个还是负值。这一现象意味着机组易于由飞逸状态进入反水泵区,其时转轮进口产生回流,同时具有特定方向、大小的相对速度的转轮进口水流在叶片进口边附近的正面或背面还会形成脱流区。该回流和脱流区紊流所产生的交变力作用于叶片都将引发强烈的压力脉动和机械振动,这种压力脉动往往都是随机性的,即振幅变化无规律,频谱不固定。上述情况在转轮模型验收时已经发现并向KVAERNER公司提出。但十分遗憾的是,KVAERNER公司并未对此采取有效的措施。

根据运行记录,可以看出,在水头519~564m区间,机组水轮机工况额定转速的空载开度均在18%~20%范围内,亦即  $\alpha = 4^\circ \sim 4.75^\circ$ 。随着上库水位渐次上升,机组在水轮机空载工况的运行参数也逐步好转,参见表9:

表9 水轮机空载工况的运行参数

水头(m)	519	523	529	532	538	542	545
水导摆度( $\mu\text{m}$ )	$\leq 500$	$\geq 500$	460	420	380	360	310
顶盖振动(mm/s)	4.0	4.0	3.9	3.9	3.6	3.2	2.9

从上表可以看出,当水头上升至 538 m 及以上时,水导处的大轴摆度亦降至  $350 \mu\text{m}$  上下,其时手动控制的机组已基本进入正常运行状态。但当调速器切换至自动工况时,机组仍因转速难以稳定而不能正常同期并网,直至水头上升至 555 m 及以上时调速器切至自动机组转速才趋于稳定并能正常并网。尤其是机组负荷上升至 140 MW 及以上时,振动、噪音骤然减少,机组运行状况十分平稳(例如,负荷升至 250 MW 时,水导主轴摆度仅  $130 \sim 150 \mu\text{m}$ ,顶盖振动  $0.7 \sim 0.8 \text{ mm/s}$ )。调试运行结果表明,机组在水轮机并网前的临界点即飞逸线运行时,由于低水头段空载开度相应较大,未能避开“S”不稳定区,就给机组的并网发电或由调相工况转发电运行以及水轮机工况的甩负荷停机造成了极大困难。

#### 4 设想和建议

在调试期间,KVAERNER 公司多次采取改变起动程序以期抑制空载转速失稳达到并网所需的条件,主要的方法有:

(1)在低水头区延长开机时间,即控制导叶开启速度的常规办法。

(2)用大于正常额定转速的开度开机,然后关小开度在缓慢下降转速过程中实施并网。

(3)以连续往复操作导叶的方式使机组处于快速调节过程,形成钢管和尾水管的压力脉动与“S”曲线叠加并相互抑制,达到相对稳定的并网条件。

(4)以压力钢管的压力脉动作为调速器的主要反馈信号。

以上多种方法均未能摆脱水机振动、机组失稳(如逆功率保护动作)等的困扰而取得实效。

现根据参阅的有关文献资料和电站的现实情况并与 KVAERNER 公司等有关方面认真磋商,我们认为采取以下途径可能更为

有效:

##### (1)预开启导叶法

可以设想,如果少数导叶能够比其他导叶预先打开一个较大的开度,那么,在其他导叶较小开度时就能得到相应的流量和速度。由于在导叶较小开度时避开了“S”不稳定区的机组明显是稳定的。VOITH 公司在对比利时 COO—II 抽水蓄能电站的水泵水轮机进行模型试验时确认,先把两个圆周上对称的导叶打开  $23^\circ$  且保持到其他导叶打开至某一特定开度后再进入同步操作,其运行稳定性得到明显改观,即运行范围已不在“S”区。新特性曲线在给定的运行范围内,除了最低水头的一个极小区域外不再出现反水泵运行工况。在运行水头范围内导叶所有开度线与各种负荷的转矩线都只有一个清晰的交点,亦即相对应的  $n_1 = \text{常数}$ ,这意味着运行工况必然是稳定的。机组并网后,为了保持负载工况下的稳定性,其他导叶在控制环的操作下继续开启而两个预开启导叶仍保持不变。当达到某一功率(COO—II 电站为 80 MW)或导叶开启至一个特定角度后,预开启导叶才与其他导叶同步随功率增大继续开启至最大。在机组卸负荷时,两个预开启导叶先于其他导叶设定在相应负荷的一个特定开度(COO—II 电站 65 MW)。当然,预开启导叶对机组的效率会产生一定的影响,例如,在选定的预开启角为  $23^\circ$  的情况下,效率会下降约 2%,但是,因为预开启仅发生在部分负荷的工况下,此时 2% 的下降率相对于部分负荷时的低效率已经微不足道了。

COO—II 电站的成功经验可以应用于同样是接力器操作控制环的天荒坪电站,其工作原理为(参见图 8):

(a)预开启导叶上装有一个象剪刀一样的双连杆结构,连杆 I 中部铰接于导叶上,其一端连接在控制环上,另一端与单接力器的活塞杆相连接。连杆 II 的一端固定在导叶上,另一端连接在单接力器的缸体上。



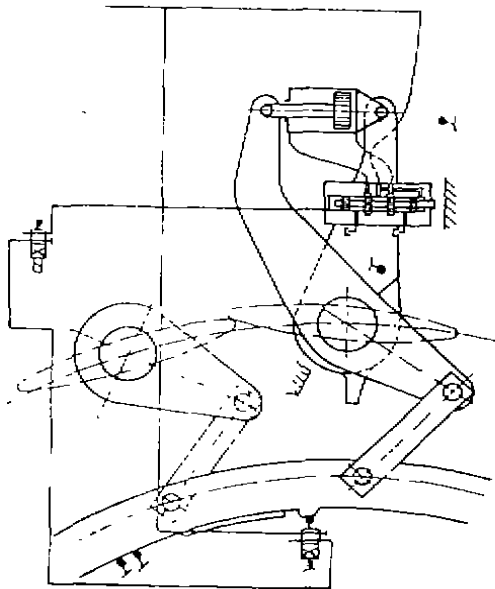


图8 接力器操作控制环

(b)单接力器只能运动至两端部位置,在其运动时,连杆 I、II 可以相对转动,从而引起所控制导叶相对于其他导叶的预开启(关闭)或者与其他导叶一起动作。

(c)控制环的所有动作同时传递给包括这两个预开启导叶在内的所有导叶。

(d)通过一组压油管路、一组电磁阀及一个控制阀,将控制环的位置传递辅助信号至各接收部位以达到预开启相关特定导叶的目的。

(e)预开启导叶上装有限位块,能够对控制阀的阀杆起限位作用,当机组自部分负荷至满负荷区间运行时能够防止预开启导叶超过其最大开度。

所以,预开启导叶法能够在低水头段稳定空载时的转速,缩短机组并网所需的时间,既减小了工况转换期间的能量消耗,又提高了做旋转备用的稳定性。尽管某些动力参数

相对无预开启导叶的大,但模型试验和真机试验的测定值都证实没有超过设计值。同时,带两个预开启导叶的 COO—II 机组的由调相转发电及关机时的运行条件也大改善。这在欧洲卢森堡的维也丹(Vianden)抽水蓄能电站也曾有过成功的实践。

(2)通过球阀和导叶的联动使机组起动曲线比较平稳,且升至空载额定转速时实现稳定、可靠的并网,其方式有:

(a)预先开启球阀至一个特定的开度(一般为 15%~25%),而后用开启导叶的方式起动机组;

(b)预先开启导叶至一个特定的开度,而后用小开度开启球阀的方式起动机组。

印度赫拉(Bhira)抽水蓄能电站(单机容量 150 MW,毛水头 500~516 m,转速 500 rpm)试运行期间就曾采用上述的方法改善了控制失稳的问题。尽管这种方法属于非设计运行工况,可能引起球阀和导叶的振动,也会带来球阀等过流部件的空蚀之患,预后性较差。但由于此举可直接进行真机试验,而且不影响机组结构,投入也少,见效较快。可谓既简单又经济,应是值得一试的。

当然,为长远计,“预开导叶法”应系首选方案。而目前,机组运行工况的完善还在实施过程中,上述设想和建议仅供参考。

## 参考文献

1 Dieter Klemm. Stabilizing the Characteristics of a Pump-turbine in the Range between Turbine Part-load and Reverse Pumping Operation, Voith Research and Construction, (1982)28e, Pap. 2.

2 梅祖彦. 抽水蓄能技术,清华大学出版社。