

宝珠寺水电厂推力外循环系统振动问题的研究

王松林

(宝珠寺水力发电厂, 四川 广元 628003)

摘要: 推力外循环系统振动大的问题, 严重地影响着我厂机组的安全运行, 通过对我厂该系统振动原因的分析、振动问题处理的介绍, 希望能为推力外循环系统的设计、发生振动后的处理, 提供借鉴经验。

关键词: 宝珠寺水电厂; 推力外循环; 振动; 处理

中图分类号: TV 734

文献标识码: B

文章编号: 1001-2184(1999)增-0073-04

1 概况

宝珠寺水力发电厂是国家“八五”期间的重点工程, 是四川电网中唯一具有不完全年调节能力的大型水电厂, 在系统中担任调峰、调频和事故备用的重要任务。装机容量 700 MW, 单机容量 175 MW, 设计年发电量为 23.5 亿 kW·h, 水库库容 25.5 亿 m³。1984 年开工, 1991 年底截流, 1996 年底首台机组投产发电, 1998 年全部竣工。厂址位于四川省广元市三堆镇, 是长江支流嘉陵江水系白龙江干流的第二座梯级电站, 距上游碧口水电厂 87 km, 距宝成铁路昭化站约 18 km。为中部坝后式厂房, 由国家电力公司西北勘测设计研究院设计, 中国水利水电第五工程局施工, 主机部分由东方电机厂生产。

发电机推力轴承冷却采用油冷却器置于油槽外侧, 借助于外加泵迫使油循环的冷却方式, 称之为推力外循环系统。我厂该系统由东方电机厂随主机配套提供。主要由 2 台 3GCL S110 X 2W S 型螺杆泵, 4 台 BR0 3A 6/120-40-(1×23+2×22)/(1×23+2×22) 板式换热器, 2 台通径 200 mm 的 H44W-10 旋启式止回阀, 26 只 $\Phi 125$ mm~ $\Phi 250$ mm 的闸阀、油水管路及检测仪表温度计、压力表、流量计、示流器等构成。油泵设计正常运行方式是一台工作, 一台备用。

从板式换热器出来的冷油分两路进入风洞内油槽外侧的环管, 再由环管上的各支管将冷油引至轴承瓦的内径侧喷出。热油通过分布在油槽壁上的各支管经过风洞内油槽外侧的环管被油泵吸出并打入投入运行的板式换热器进行冷却。进、出油管路均装有调节阀用来调节管路流量。见图 1。

2 问题的出现

宝珠寺电站 1 号机投产发电时, 推力外循环系统振动大、噪音大的问题十分突出。一台泵运行时, 该系统振动就很大, 如 2 号油泵运行时, 风洞外设备的振动如下: 油泵电机外壳中上部水平振动达 0.20 mm; 2 号油泵止回阀旁环管处垂直振动达 0.12 mm, 水平振动达 0.06 mm; 1 号油泵侧出油环管末端垂直振动达 0.11 mm, 水平振动达 0.07 mm; 该系统其它部分也有相应的振动。两台油泵同时运行时, 振动和噪音更大。振动振松了阀杆的丝扣和螺丝套筒, 加大了阀门的渗漏, 需用各种容器盛接阀门的漏油, 严重影响了机组的文明生产; 还将风洞外油泵出油环管焊缝振裂两次, 仅第一次就造成机组被迫停运 169.92 h, 严重影响了我厂机组的安全稳定经济运行。

3 原因分析

3.1 机理的分析

在机组运行时, 推力头及镜板在油中旋转, 搅起泡沫, 导致油内挟附的气体(一部分溶解在油中, 另一部分以微气泡的形式存在于油中)较多; 在油泵运行中, 油泵吸油腔内产生一定负压。随着压力的降低, 油中的空气被释放并作为微气泡出现, 当油流通过运行中的螺杆泵的螺杆啮合区进入油泵压油腔时, 这些微气泡突然暴露于较高的压力中, 受到周围液体的压缩, 其中一些迅速溃灭, 此时, 产生极大的压强(近年来有些研究认为此时会产生一种高速的微射流作用)。当这个过程发生在固体边界附近时, 边界面就受到强烈的冲击作用。微气泡不断发生、发展、溃灭, 冲击作用不断产生, 象锤击一样连续敲打

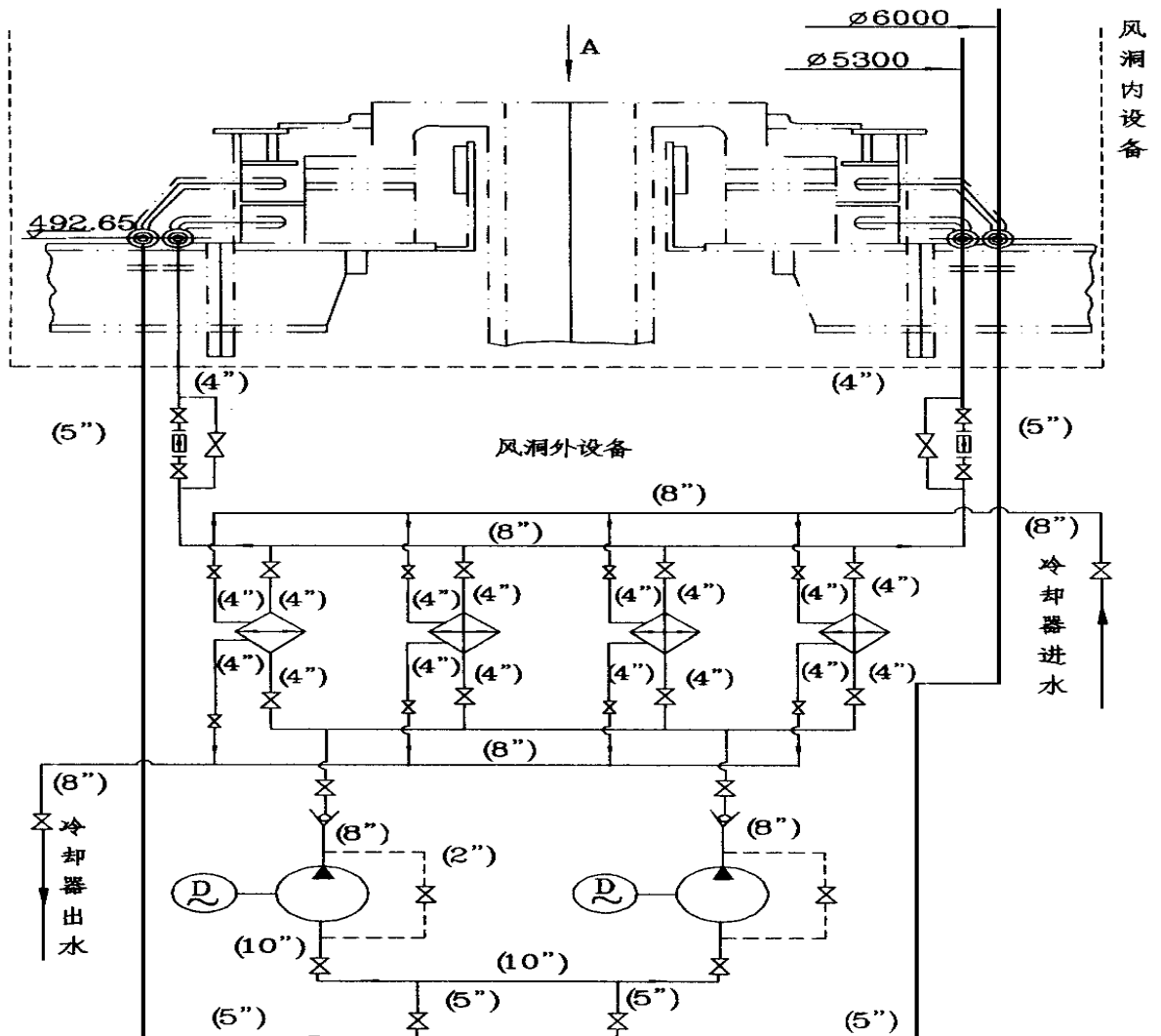


图1 推力外循环系统示意图

着固体边界,发出强烈的噪音,引起材料的断裂或疲劳破坏而发生剥蚀。同时,压强的急剧变化也会引起油泵及其管路、阀门等的振动。因此,引起推力外循环系统振动和噪音的最主要的原因是油中夹附气泡,就是通常说的自由气体。所以,该系统的振动和噪音与抽入油泵的油流中气体的含量、油泵的“破气泡”的能力、吸油管的管径(油泵选定后,吸油管的管径影响吸油管内油流的流速)等有关。

3.2 机组运行和停止时推力外循环油泵运行振动大小的对比分析

引起振动和噪音的最主要原因是油中夹附的气泡较多,这一点从我厂机组运行和停止时推力外循环系统振动的不同情况中清楚的看到。机组运行时,推力外循环油泵运行振动大、噪音大;但在机组停止时,推力外循环油泵运行平稳,振动噪音都很

小。在机组运行时,推力头及镜板在油中旋转,搅起泡沫,导致油内夹附的气体(一部分溶解在油中,另一部分以微气泡的形式存在于油中)较多;同时使油槽内油面成旋转抛物面分布,四周高、中间低。由于油槽内抽油管高度偏高、方向向着大轴中心、且长度过长,见图2,使机组运行时,抽油管口处于油与空气的临界面,抽入大量空气进入油泵。这些是引起油泵及推力外循环系统振动大、噪音大的最主要原因。

3.3 油系统循环速度较快恶化了这一问题

我厂推力外循环系统在正常运行时,总油量约 11 m^3 ,油泵的额定流量是 $196 \text{ m}^3/\text{h}$,油系统进行一个循环需要 3.4 min ;而瑞典 MO 公司等油泵生产厂家推荐的油系统一个循环的时间在 12 至 18 min 之间。MO 公司认为,当油系统一个循环的时间短于 12 min 时,需要很好的设计系统。然而,在一般水

电厂要满足 MO 公司等油泵生产厂家推荐的一个循环时间的要求是很不现实的。推力外循环油系统一个循环的时间较短,循环速度较快的现状恶化了噪音和振动问题。

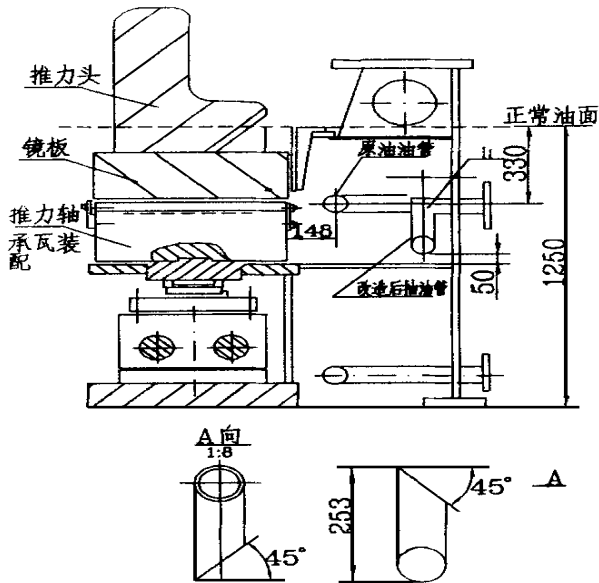


图2 推力轴承油槽内抽油管示意图

3.4 油泵吸油管管径的对比分析

原油泵是国产的 3GCL S110 型螺杆泵(额定流量 $196 \text{ m}^3/\text{h}$, 压力 0.6 MPa , 额定转速 970 r/min)。油泵吸油管为 $\varnothing 250 \text{ mm}$, 而与之连接的两根吸油管管径均为 $\varnothing 125 \text{ mm}$, 且与 $\varnothing 250 \text{ mm}$ 吸油管为垂直连接, 见图 1; 油泵在正常额定运行方式时, $\varnothing 125 \text{ mm}$ 管路中油的流速为 2.22 m/s , 雷诺数 $Re = V_d/\nu = 2.22 \text{ m/s} \times 0.125 \text{ m} \div (32 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}) = 8672$ (式中油在 50°C 的运动粘滞系数 $32 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 为某次实测值), 大于圆管流动的下临界雷诺数 2300 , 故该管中油的流动型态为紊流。再加上该管与油泵 $\varnothing 250 \text{ mm}$ 的吸油管为垂直连接, 两根 $\varnothing 125 \text{ mm}$ 管子的总过流面积仅为为一根 $\varnothing 250 \text{ mm}$ 的 50% 。当油流经过两根 $\varnothing 125 \text{ mm}$ 的管子进入 $\varnothing 250 \text{ mm}$ 的管子时, 管子的垂直连接使油流变的更为紊流; 同时, 过流断面的突然放大, 使油的压力降低。压力的降低加剧了油中气体的释放和微气泡的产生及膨胀, 这些都将是加剧推力外循环系统的噪音和振动。按油泵生产厂家的建议, 要求与该型号油泵匹配的两根吸油管管径均应不小于 $\varnothing 200 \text{ mm}$ 。当这两根吸油管采用 $\varnothing 200 \text{ mm}$ 的管子时, 管中油流的流速为 0.87 m/s , 雷诺数为 5438 , 比原管子的雷诺数下降较多; 且两根 $\varnothing 200 \text{ mm}$ 管子的总过流面积是 $\varnothing 250 \text{ mm}$ 管子的 128% , 过流断面的收缩有利于抑制油中微气泡的产生及膨胀。原油泵 $\varnothing 125 \text{ mm}$ 的吸油管, 其过流面积仅为厂家推荐的 $\varnothing 200 \text{ mm}$ 管子的 39% , 油泵吸油

管及其风洞内油槽外侧环管管径过小, 是加剧油泵及推力外循环系统正常运行时振动大、噪音大的一个主要原因。

3.5 油泵性能的比较

我厂使用的国产螺杆泵与瑞典生产的“破气泡”能力较强的 LPQ 110N1, RYP 油泵(额定流量 $190 \text{ m}^3/\text{h}$, 压力 0.6 MPa , 额定转速 1450 r/min)相比, 油泵的内部无连接进出口的带可调阀的旁通管。而这个旁通管, 一方面可以使压力沿着叶轮逐步平稳的增加, 另一方面可以提高油泵吸油管内的压力。效果是将缩小存在于油中的任何微气泡的尺寸, 以致于当它们暴露于充满压力的压力腔时较少破裂。微气泡的大小和压力是成反比的, 通过尽可能平稳地减小油中微气泡的尺寸, 各种振动和噪音会逐渐的减小。换句话说, 瑞典泵的带可调阀的旁通管, 起着显著减小油泵振动和噪音的作用。

3.6 与其它电厂推力外循环系统的比较

与其它电厂的推力外循环系统相比, 我厂推力外循环系统油泵、板式换热器、阀门等设备(见图 1)布置在水轮机层(491.50 m 高程), 机墩墙外, 紧挨着机墩墙; 且管路大部分支撑不够牢固(大部分管路固定在用膨胀螺丝固定于墙上的铁支架上)。油循环管道过短且支撑不够牢固, 难以起到稳定油流, 吸收振动的作用, 是造成推力外循环系统振动大、噪音大的一个原因。

3.7 油泵与电机配套的问题

油泵采用的是天津市工业泵总厂生产的 3GCL S110 X 2W S 型螺杆泵, 额定转速 970 r/min ; 电动机采用的是长沙电机厂生产的 Y250M-4 型三相异步电动机, 额定转速是 1480 r/min 。油泵与电机额定转速不匹配的问题, 可能是引起油泵振动大、噪音大的又一原因。

3.8 其它因素

推力油槽油位的变化、机组运行的工况的变化也能在一定程度上引起推力外循环系统振动的变化。另外, 在机组运行中, 两台推力油泵同时运行, 振动和噪音会急剧增大, 因这种运行方式不是设计的正常运行方式, 在实际运行中也很少出现, 在此就不过多分析。

4 处理方法及其效果

(1) 在 1 号机投入运行后, 通过对振动原因的详细分析, 首先从较容易做的方面入手。受瑞典泵内部的连接进出口的旁通管的启发, 在 2 号油泵的前后

增加了 $\varnothing 25$ mm 的旁通管(即在油泵吸油管和出油管的侧面中部增加了一个 $\varnothing 25$ mm 的连通管),并在旁通管中间安装了一个通径为 25 mm 的球阀(见图 1),以增加油泵的“破气泡”能力。当 2 号油泵旁通管的球阀全开运行时(机组在运行中),2 号油泵电机外壳中上部水平振动降为 0.15 mm;2 号油泵止回阀旁环管处垂直振动降为 0.08 mm,水平振动降为 0.04 mm;1 号油泵侧出油环管末端垂直振动降为 0.08 mm,水平振动降为 0.05 mm;同时噪音也有所减小。可见此方法取得了一定的效果。

(2)在 1997 年 12 月开始的 1 号机检查性大修中,我们对推力外循环系统振动大、噪音大及因此引起的泄漏问题进行了综合处理,具体做法如下:

对推力油槽内 14 根 $\varnothing 76$ mm 抽油管进行了改造,降低了抽油管吸油口高度,增大了抽油管距大轴中心的距离,改变了抽油管吸油口方向(由垂直指向大轴中心改为垂直向下)。详见图 2。

将原油泵更换为瑞典 L PQ 110N1 IRYP 油泵。

在 1 号油泵的进出口处增设了 $\varnothing 50$ mm 的可调旁通管,将 2 号油泵的可调旁通管管径增大为 $\varnothing 50$ mm。

将推力外循环系统所有油水阀门由闸阀改为对夹式蝶阀。

综合处理后,1 号机推力外循环系统至今再未出现过管路焊缝振裂的问题,振动显著减小,阀门油泵已无渗漏现象,但噪音仍较大。处理后 1 号油泵运行时(1 号机在运行中),1 号油泵及其电机水平振动小于 0.02 mm,1 号油泵止回阀旁环管处垂直振动小于 0.05 mm,水平振动小于 0.03 mm;1 号油泵侧出油环管末端垂直振动小于 0.03 mm,水平振动小于 0.02 mm。

5 遗留问题

1 号机推力外循环系统综合处理后噪音虽有所减小,但仍很大。主要是由于与 $\varnothing 250$ mm 油泵吸油管相连接的 $\varnothing 125$ mm 吸油管及其风洞内油槽外侧

环管未加粗造成的。该管穿过 1 m 多厚的机坑承重水泥墙,加粗难度大,其风洞内油槽外侧环管加粗也有一定难处,故这次大修暂未加粗。

现在 1 号机的油泵是两根 $\varnothing 125$ mm 的吸油管,过流面积只有其它机组(是两根 $\varnothing 200$ mm 的吸油管)的 39%,难以满足油泵正常运行的需要,是处理后噪音仍很大的主要原因。

6 遗留问题处理的建议方案

(1)给油泵增加变频器,通过降低油泵电机运行转速的方法减小油泵的输油量,从而减小噪音和振动。我厂 1 号、2 号推力轴承使用的是俄罗斯塑料瓦,3 号、4 号使用的是东方厂塑料瓦。1998 年夏天带满负荷长期运行时,其最高推力瓦温低于 46 $^{\circ}$ C,各机组日平均推力瓦温均低于 42 $^{\circ}$ C;一年中有 270 d 以上日平均推力瓦温低于 38 $^{\circ}$ C;而推力瓦温的报警温度为 60 $^{\circ}$ C,停机温度为 65 $^{\circ}$ C,裕度较大。所以可以考虑使用这种方法,此方法简便易行;且增加变频器后,增加了油泵电机的保护,油泵启动时对厂用电冲击小,并能大量节约厂用电。

(2)利用将油泵原 $\varnothing 125$ mm 的吸油管加粗为 $\varnothing 200$ mm,其风洞内油槽外侧环管也相应加粗的方法可以有效的解决这一问题。这一点在其它机组上得到了证明,但其施工难度较大。

7 结束语

经过检查性大修综合处理后,1 号机组推力外循环系统振动显著减小,噪音虽有所减小但仍很大,我们正在进一步设法解决。其它机组更改了设计,将油泵 $\varnothing 125$ mm 的吸油管加粗为 $\varnothing 200$ mm,其风洞内油槽外侧环管也相应加粗,其它改造基本同 1 号机;改造后效果较好,振动、噪音都相对较小。

作者简介:

王松林(1969 年-),男,陕西铜川人,宝珠寺水力发电厂生技部,工程师,学士,主要从事水电厂运行及机修工作。

(上接第 72 页)

后,应有设备厂家人员一同参加验收,检查外观是否完好,部件是否齐全,并应详细列出到货清单,参加验收人员应签字确认。已到现场的设备,应尽快组织安装,暂时无法安装的,应放仓库保管或租用仓库保管,防止设备被盗或露天雨淋损坏。

3 责任落实到人,严格合同签订审批手续

为利于企业实行标准化管理,明确责任,现推荐一个审批表,见表 1,供读者参考。

如果完善各项基础管理工作,可以保证订货质量,降低设备采购成本,达到控制工程造价的目的。

作者简介:

潘旭东(1969 年-),男,四川仁寿人,宝珠寺水电建设管理局财务部副部长,会计师,现从事财务会计工作。