

某 600 MW 机组低压加热器疏水不畅原因分析及处理

钱宇峰

(江苏利港电力有限公司,江苏 江阴 214444)

摘 要:针对利港电力有限公司三、四期 600 MW 机组 3 号低压加热器出现的疏水异常问题,对其危害性及问题产生的原因进行了分析,找到了问题产生的原因是疏水管道布置不够科学,以及运行中加热器水位没有合理控制,对运行中加热器水位调整控制后,低加疏水系统运行基本稳定。并提出下一步重新布置管路的改进方案。

关键词:低压加热器;疏水;加热器水位

中图分类号:TM621

文献标志码:B

文章编号:1009-0665(2012)01-0072-03

利港电力有限公司三、四期工程的 4 台 600 MW 超临界汽轮发电机组,选用上海汽轮机有限公司生产的超临界单轴,三缸四排气、一次中间再热、凝汽式机组;其低压回热系统采用 4 台上海动力设备有限公司生产的卧式低压加热器(其中 1 号、2 号低加为共壳体复合式,内置于凝汽器),加热器疏水采用逐级自流方式,即 4 号低加疏水流向 3 号低加,3 号低加疏水流向 2 号(2 号 A 和 2 号 B)低加,2 号低加疏水流向 1 号(2 号 A 流向 1 号 A,2 号 B 流向 1 号 B)低加,1 号 A 和 1 号 B 分别流向高低压凝汽器。

1 疏水异常的现状

按设计,机组在正常工况下运行时,3 号低加正常疏水调门开度应在 80%~85%之间调节,而危急疏水调门仅在加热器发生泄漏或正常疏水调门不能正常工作的情况下才参与调节;机组在低负荷工况下运行时,危急疏水调门在负荷降至 30%之前不应该开启。目前 4 台机组正常运行时,5 号、6 号、7 号机组的 3 号低加正常疏水调整门,负荷高于 300 MW,调门开度都在 35%左右,危急疏水调门保持关闭。负荷低于 300 MW,需稍开危急疏水调门控制水位。而 8 号机组 3 号低加在负荷低于 500 MW 时,正常疏水调门全开的情况下,危急疏水调门仍需参与调节,一直有 20%的开度,才能控制加热器水位。疏水不畅通的情况最严重。

2 危害分析

加热器疏水不正常,不但降低了机组的经济性,还影响了机组的安全运行,甚至还会引起设备损坏事故。

2.1 对机组经济性的影响

从经济角度分析,疏水不从正常疏水排出口排

出,将造成加热器疏水冷却段部分失效,加热器功能未得到充分利用,导致加热效率降低^[1]。同时部分疏水潜热未完全被凝水吸收,而直接进入凝汽器,被循环水带走,增加了损失,降低了机组真空,这些因素都会增加汽轮机的热耗率,从而降低了机组效率。

2.2 对机组安全性的影响

3 号、2 号低压加热器是机组低压回热系统的重要组成部分,正常情况下是由正常疏水调节阀通过加热器的水位信号,自动调节不同负荷的流量,保持加热器水位在正常范围;而危急疏水阀仅在加热器水位高时自动开启,以保证加热器在正常水位运行。而在疏水异常情况下,正常疏水管路没有正常工作,正常疏水阀为全开,没有达到原设计意图(调节控制水位),反而危急疏水阀充当调节阀(正常或是危急)出现机械故障或者控制故障,加热器内水位无法得到有效控制,将影响整个低压加热器疏水系统的正常运行^[1],甚至影响主机的安全运行。

3 原因分析

3.1 加热器疏水压差的影响

根据 600 MW 机组热平衡图,低加疏水系统疏水量是逐级增加的,而设计压差却逐级减小。实际运行中,3 号、2 号低加的抽汽压力和热平衡图有较大差别,且压差更小,而疏水量也存在不稳定性。运行中随着负荷的减小,压差减小,若整个低加疏水管系及加热器本体因安装或运行中稍有不慎,均会导致阻力增加,造成加热器疏水系统出现异常情况。

3.2 加热器本体结构的影响

加热器的工作流程为:蒸汽由加热器壳体上部的蒸汽进口管进入壳体内,经挡汽板和导流板的分配和导向,蒸汽和主凝汽器排出。本级疏水和上级来的疏水积聚在过壳体的下部被虹吸到疏水冷却段,经疏水冷却段的中间隔板而作曲线流动,被主凝结水进一步冷却,最后由正常疏水管引出。加热器的结

构(如图 1 所示)设计特点:

(1) 过热蒸汽冷却段。过热蒸汽冷却段是利用从汽轮机抽出的过热蒸汽的一部分显热来提高凝结水温度;位于凝结水出口流程侧,并有包壳板密闭。采用过热蒸汽冷却段可提高离开加热器的凝结水温度,使其接近或略高于抽汽压力下的饱和温度。

(2) 凝结段。凝结段是利用蒸汽冷凝时的潜热加热凝结水,一组隔板使蒸汽沿着加热器长度方向均匀分布。进入该段的蒸汽在隔板导向下,流向加热器的尾部。位于壳体两端的排气接管可排除非凝结气体。因为非凝结气体的积聚减少有效面积,降低传热效率并造成腐蚀。

(3) 疏水冷却段。疏水冷却段是把离开凝结段的疏水的热量传给进入加热器的凝结水,而使疏水降至饱和温度以下。疏水温度的降低使疏水流向下一级压力较低的加热器时,在管道内发生汽化的趋势得到减弱。保持一定的疏水水位,使疏水冷却段密闭。疏水进入该段,由一组隔板引导流动,从疏水出口管疏出。

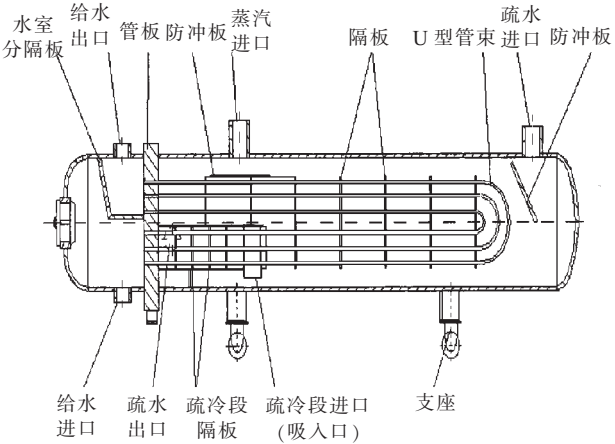


图 1 加热器结构示意图

再由加热器水位示意图(如图 2 所示)可知,正常水位在加热器中心线下 518.5 mm,高水位线在正常水位线上 38 mm 处,刚好不淹没最下排管子,低水位线在正常水位线下 38 mm 处,此时疏水刚好浸没疏水冷却段入口。另外,正常疏水口在加热器中的位置较高(疏水管中心线距加热器中心线 154.5 mm),要想让疏水从正常疏水出口排出,疏水冷却段异常水位至少应淹没正常疏水出口,以利于在疏水冷却段内形成虹吸。而按照现有控制逻辑,当水位未灌到正常疏水口时,事故疏水阀已开启,因而无法形成虹吸。另外,疏水冷却段中的空气按设计由疏水管排向凝汽器,如果此条管路有堵塞(无法形成水封),则空气无法被排出,同样使虹吸无法建立。

3.3 疏水管道布置的影响

综合上述分析,疏水管道的布置对加热器疏水

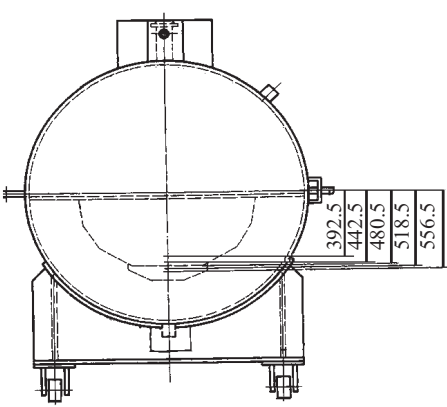


图 2 加热器水位示意图

的正常运行也存在影响,疏水管道的最佳布置要求阻力尽量小,且连续向下倾斜,中间最好不要存在水封部分。但从现场布置来看,3 号低加正常疏水管路阀门和弯头数量较多,单路管道的弯头数量有 14 个,且管道太长,过长的管道和过多的弯头大大增加了疏水的阻力;另外,布置上还存在两处垂直向上管段,进入 2 号低加之前疏水管由标高 7.4 m 向上抬高至少 3 m 后进入加热器,这不仅增加了阻力,使 3 号低加冷却段的空气无法顺利排出,从而影响整个疏水系统的正常运行。

4 处理方案

要解决低压加热器疏水不畅通的问题,可从两方面入手。第一,检查校验各个低压加热器运行水位,是否在正常水位运行,并进行调整。第二,对正常疏水管路进行改进,尽量降低标高,减少管路阻力。首先,要检查的是低压加热器的运行正常水位。正常水位就是设计中的最佳水位,在加热器的总图和加热器水位指示板上都清楚标明了。热态的最佳水位需要在运行中调整确定。当加热器达到运行工况并稳定运行时,尽可能保持在正常水位,通过疏水调节阀控制水位。一般允许水位偏离正常水位上下 38 mm。超出该范围会影响加热器运行。在正常水位以下 38 mm,即低水位。低于此水位时,对于这种有疏水冷却段的加热器,会使疏冷段进口露出水面,而使蒸汽进入该段,会破坏疏冷段的正常工作而造成故障。容易造成疏水端差的增大;由于蒸汽泄漏,蒸汽潜热损失,使加热器性能恶化;在疏冷段进口和整个段内造成冲蚀性危害,将使管子损坏。根据现场加热器本体的水位指示板标示值以及加热器总图标明的正常水位高度,在加热器水位计面板处标定正常水位值、低水位值及高水位值,以便调整水位时观察。在 8 号机组正常启动后,检查正常疏水管路有振动,加热器内有汽水两相流水锤声,检查发现低加水位偏低。与正常疏水畅通的 7 号机 3 号低加相比水位

低了 70 mm。说明加热器水位偏低,造成疏冷段入口露出水面,破坏虹吸,蒸汽进入疏水管路,造成正常疏水不畅通。况且长期低水位运行对加热器也不利,容易导致泄漏。调整水位后,8 号机 3 号低加疏水不畅严重的问题得到解决。3 号低加两个正常疏水调门由原来 100% 全开,降至目前 35% 左右开度,危疏调门在负荷高压 300 MW 以前都保持关闭。与其余 3 台机组基本一致。目前 3 号低加运行水位比就地标定的正常水位值略低,根据加热器端差情况还可作进一步调整,以观察各个负荷下疏水情况。

另外在加热器运行水位控制到位的情况下,还可以对正常疏水管路布置进行改进,进一步解决疏水不畅的问题。结合现场管路等布置实际情况,本着只要能达到效果,尽量少作改动的原则,改造时尽量利用现有条件,尽量减小疏水管道阻力,减少疏水系统的疏水阻力,让系统能正常运行。

现场检查管路布置,由于 2 号低压加热器疏水入口位于凝器南侧,而 3 号低加位于凝器北侧,管道在布置上不得已绕行而导致疏水管道长度长、弯头数量多,且爬升较高。布置到凝器西南角后,为了避开低旁管路,又再次爬升了一段,影响较大。利用机组检修机会,将该处疏水管道进行重新布置,避开低旁管道在下方穿过,并减少了弯头的使用,以减小管路阻力,使布置更为合理。以 8 号机 3 号低加为试

验进行管路改进,效果良好,其他 3 台机组也陆续进行了改进,较好解决疏水不畅的问题。

管路及低加水位调整后,目前高于 300 MW 负荷,均不用开启危机疏水调门控制加热器水位,为使负荷低于 300 MW 时,2 号低加至 1 号低加正常疏水也可以保持畅通,在之前已经将疏水管路作了合理改进,缩短管路,降低了标高,疏水不畅问题有所改进,在更低负荷下,疏水不畅仍然存在。考虑到低负荷 2 号低加至 1 号低加压差相当小,在水位调整到位的情况下,低负荷时疏水情况就不再多作考虑。

5 结束语

由此可见,影响低加正常疏水的因素除加热器本体结构的原因外,还与管道布置情况有很大关系,为保证整个疏水系统有足够的压差,应尽可能减少疏水流程的阻力,并且需要保证加热器水位在正常水位附近运行。

参考文献:

- [1] 张灿勇. 火电厂热力系统[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007.

作者简介:

钱宇峰(1981),男,江苏无锡人,助理工程师,从事电厂设备管理工作。

Analysis and Disposal of Low Pressure Heater Drainage Issues in 600 MW Power Plant

QIAN Yu-feng

(Jiangsu Ligang Power Generation Co.Ltd., Jiangyin 214444, China)

Abstract: Focusing on the drainage issues which occurred in #3 low pressure heaters of 3rd and 4th 600 MW power plant, this paper analyzes the damage as well as the relevant causes in detail. The analysis results show that the main reason is that the drainage pipes have not been reasonably arranged and the water level in the heater has also not been effectively controlled. After adjustments are implemented, a stable low pressure heater drainage system has been constructed. The further reform scheme aiming at a more reasonable arrangement is also proposed.

Key words: low pressure heater; drainage; heater water level

(上接第 71 页)

Analysis on Reform Experiment of Condenser in 340 MW Power Plant

MA Lan-xiang, WEI Hong-qi

(School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: The heat exchange performance of condensers has significant effect on the plant economy. A condenser of one 340 MW thermal power plant is analyzed in the paper to figure out the issues associated with the condenser and the circulating water system. Based on the obtained conclusion, a comprehensive reform scheme is proposed. The comparison results show that the performance indexes of the condenser and the power plant have been markedly improved, and a higher economic benefit has been achieved.

Key words: steam turbine; condenser; reform; performance experiment; economy analysis