

高、低压加热器低水位运行的分析研究

孙和泰

(江苏省电力科学研究院生产技术部, 江苏 南京 210032)

摘 要: 阐述了高、低压加热器低水位运行的危害, 应用等效焓降法对高、低压加热器低水位运行的 125MW 及 200MW 机组进行了热经济性研究, 分析出其影响程度, 从结构设计、现场运行等方面指出了引起加热器无水位、低水位运行的原因及改进办法, 对电厂的运行具有很大实用价值。

关 键 词: 加热器; 水位; 经济性; 等效焓降法

中图分类号: TK264.9 文献标识码: B

1 引 言

在电厂生产中, 运行人员对加热器水位偏高都很重视, 因为加热器高水位运行可能引起汽轮机进水事故, 且因部分管束被淹, 有效传热面积减少, 使加热器性能下降, 给水温度降低, 运行经济性降低。运行人员往往过多的从安全角度考虑, 水位一定不能高, 尽量在低水位运行。在电厂中常存在高、低压加热器运行水位偏低的情况, 很多运行人员没有充分认识到高、低加水位合理的重要性, 且部分机组高、低加正常水位的定值就不是很科学, 忽视了高、低加低水位运行的危害。

2 高、低压加热器低水位运行的危害

2.1 机组经济性降低

汽轮机的高、低压加压器如果疏水水位过低或无水位, 蒸汽经疏水管串入相邻较低一级加热器, 虽然蒸汽和热量没有出系统、没有发生明显的热量和工质损失, 但是蒸汽的品位能级却由高变低, 能量发生了贬值, 即蒸汽从上一级加热器串入下一级加热器, 大量排挤低压抽汽, 因而热经济性降低。

2.2 造成加热器管束冲刷, 影响寿命

加热器水位偏低, 水封丧失, 疏水段水中带汽,

管子受高速汽流冲刷, 易引起管子振动和疲劳破坏, 并可能使下一级加热器汽侧超压, 损害严重处多集中在水封进口底层的管排上。

2.3 造成疏水管系振动、冲刷

加热器水位偏低, 疏水段水中带汽, 疏水冷却不充分, 基本上为饱和水, 甚至为汽液共流, 疏水经调节阀后, 压力下降, 疏水部分汽化, 使容积流量增加, 流速加快。遂导致管道及阀门、法兰等产生振动, 冲刷加剧, 极易磨损, 在管束弯头处更严重。

2.4 造成水位波动、疏水不畅

高加水位低时, 疏水可能汽化及汽水共流, 疏水容积流量增大, 有效疏水流量减少, 有可能出现疏水流动不畅现象, 易造成水位波动。此情况在高参数、大容量机组上更易出现, 工况变化时, 危急疏水阀有可能频繁动作。

3 高、低压加热器低水位运行对机组经济性的影响

3.1 用等效焓降法估算高、低压加热器无水位、低水位运行的影响

● 125MW 机组

表 1 125MW 机组等效焓降法计算参数

	抽汽等效焓降 $H_i/kJ \cdot kg^{-1}$	抽汽效率 $\eta_i/\%$	给水焓升 $\tau_i/kJ \cdot kg^{-1}$
7 抽	121.2	0.052 34	74.6
6 抽	328.5	0.129 41	150.0
5 抽	518.2	0.211 16	152.2
4 抽	640.0	0.255 28	95.8
3 抽	755.2	0.285 71	58.1
2 抽	828.2	0.350 41	286.2
1 抽	815.4	0.374 66	46.5

其中: H_i 为抽汽等效焓降, 即排挤 1 kg 抽汽做功的增加值; η_i 为抽汽效率; τ_i 为加热器中 1 kg 的给水焓升 kJ/kg

收稿日期: 2002-12-27; 修订日期: 2003-02-25

作者简介: 孙和泰(1972-), 男, 江苏连云港人, 江苏省电力科学研究院工程师。

新汽等效焓降 $H = 1\,280.5 \text{ kJ/kg}$

新蒸汽等效焓降损失为 $\Delta H = \tau_i (\eta_{i-1} - \eta_i)$

装置热经济性相对降低 $\delta_i = \Delta H / (H - \Delta H) \times 100\%$

式中： α —串汽份额； τ_i —影响级焓升； η_{i-1} —上一级抽汽效率； η_i —影响级抽汽效率。

6号高压加热器运行水位偏低，一段抽汽会串入5号高压加热器，假定疏水中含汽量 $\alpha = 0.3$ ，部分取代二段抽汽，使得5号加热器的给水焓升 τ_2 由一段抽汽代替，抽汽效率由上一级的 η_1 降至本级的 η_2 。

5号高加新蒸汽热降损失为： $\Delta H_2 = 0.3 \times 286.2 \times (0.37466 - 0.35041) = 2.114 \text{ kJ/kg}$

装置效率相对降低： $\delta_2 = 2.114 / (1\,280.5 - 2.114) \times 100\% = 0.165\%$

同理，5号高加低水位运行串汽($\alpha = 0.3$)至除氧器的影响：

$\Delta H_3 = 0.3 \times 58.1 \times (0.35041 - 0.28571) = 1.128 \text{ kJ/kg}$
 $\delta_3 = 0.088\%$

两台高加运行水位过低，装置效率也相对降低

$\delta = 0.165\% + 0.088\% = 0.253\%$

装置效率相对变化率 δ_i 等于煤耗相对变化率 δ 的数值，所以，机组煤耗降低0.253%。

取发电煤耗 $350 \text{ g/(kW} \cdot \text{h)}$ ，则煤耗相对变化 $\Delta b = 350 \times 0.253\% = 0.886 \text{ g/(kW} \cdot \text{h)}$

若年发电量为8亿 $\text{kW} \cdot \text{h}$ ，则两台高加低水位运行一年将多耗煤 $8 \times 0.886 \times 100 = 708.8 \text{ t}$ 。

低压加热器无水位运行的影响是同样的：

4号低加无水位运行串汽 $\alpha = 0.3$ 到3号低加时，装置效率相对降低0.158%；

3号低加无水位运行串汽 $\alpha = 0.3$ 到2号低加时，装置效率相对降低0.288%。

运行水位过低，使得装置效率相对降低 $\delta_i = 0.158\% + 0.288\% = 0.446\%$

取发电煤耗 $350 \text{ g/(kW} \cdot \text{h)}$ ，则煤耗相对变化 $\Delta b = 350 \times 0.446\% = 1.561 \text{ g/(kW} \cdot \text{h)}$

若机组年发电量为8亿 $\text{kW} \cdot \text{h}$ ，则3号和4号低加低水位运行一年将多耗煤 $8 \times 1.561 \times 100 = 1\,248.8 \text{ t}$ ，可见125 MW 机组高、低加热器运行水位过低，对经济性的影响是很大的。

●200 MW 机组

表2 200 MW 机组等效焓降法计算参数

	抽汽等效焓降 $H_i/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	抽汽效率 $\eta_i/\%$	给水焓升 $\tau_i/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
8 抽	253.3	0.099 306	165.1
7 抽	433.9	0.168 01	134
6 抽	488.8	0.098 86	66.2
5 抽	650.1	0.257 52	130.1
4 抽	751.6	0.284 78	30.9
3 抽	816.3	0.314 17	126.8
2 抽	944.4	0.439 34	138.3
1 抽	973.8	0.465 51	105.5

新汽等效焓降 $H = 1\,226.0 \text{ kJ/kg}$

3号高压加热器运行水位偏低，一段抽汽会串入2号高压加热器，假定疏水中含汽量 $\alpha = 0.25$ ，部分取代二段抽汽，使得2号加热器的给水焓升 τ_2 由一段抽汽代替，抽汽效率由上一级的 η_1 降至本级 η_2 。

2号高加新蒸汽热降损失为： $\Delta H_2 = 0.25 \times 138.3 \times (0.46551 - 0.43934) = 0.9061 \text{ kJ/kg}$

装置效率相对降低： $\delta_2 = 0.9061 / (1\,226 - 0.9061) \times 100\% = 0.074\%$

同理，2号高加低水位运行串汽($\alpha = 0.25$)至1号高加的影响：

$\Delta H_3 = 0.25 \times 126.8 \times (0.43934 - 0.31417) = 3.968 \text{ kJ/kg}$ ； $\delta_3 = 0.325\%$ 。

1号高加低水位运行串汽($\alpha = 0.25$)至除氧器的影响：

$\Delta H_4 = 0.25 \times 30.9 \times (0.31417 - 0.28478) = 0.227 \text{ kJ/kg}$ ； $\delta_4 = 0.019\%$ 。

3台高加运行水位过低，使得装置效率相对降低：

$\delta_i = 0.074\% + 0.325\% + 0.019\% = 0.418\%$
 故使得机组煤耗降低0.418%。

取发电煤耗 $340 \text{ g/(kW} \cdot \text{h)}$ ，则煤耗相对变化 $\Delta b = 340 \times 0.418\% = 1.421 \text{ g/(kW} \cdot \text{h)}$ ；

若机组年发电量为14亿 $\text{kW} \cdot \text{h}$ ，则3台高加低水位运行一年将多耗煤 $14 \times 1.421 \times 100 = 1\,990.8 \text{ t}$ ，可见200 MW 机组高加热器运行水位过低，对经济性的影响相当大。

低压加热器无水位运行的影响是同样的，限于篇幅不再列出。

3.2 轴加无水位运行对机组经济性的影响

高、低加水位偏低对经济性有显著影响，同样，轴加水位的高低对经济性也有很大影响。轴加无水

位运行的主要原因是轴加疏水管道上疏水调门开度太大,未起调整水位作用,大部分来汽未经凝结直接排入凝汽器,致使轴封漏汽流量变大,造成相当大的做功损失,目前机组运行中需注意调整维持轴加水位,避免无水运行情况发生。某200MW机组,在试验期间,轴封加热器一直是低水位或无水运行,致使轴加进汽量远超设计值,实际上额定工况试验时为7.5 t/h(设计为2.6 t/h)。计算出等效热降损失多9.58 kJ/kg,热耗将增大0.778%,相当于66.13 kJ/(kW·h),因此轴加无水运行造成的经济性损失很大。

部分机组轴加疏水安装了可以切换到1号低加的管线,实际运行常有以下情况,如果疏水完全切换到1号低加,轴加汽侧凝结的水不能及时疏出,因而有的运行人员采取去凝汽器和去1号低加的门各开一些的折衷方式,实际上这样大部分疏水直接去了凝汽器,应加以重视。

4 高压加热器水位高低对运行的影响实例

以某135 MW机组为例(125 MW机组通流增容改造),该机组通流改造后额定工况运行,相关数据见表3。

表3 135MW 额定工况下的相关数据

	试验工况	设计工况
一抽流量/t·h ⁻¹	19.9	13.2
6号高加出口升温/℃	246.2	238.9
一抽压力/MPa	3.77	3.55
二抽流量/t·h ⁻¹	50.6	42.3
5号高加出口水温/℃	223.1	222.9
二抽压力/MPa	2.57	2.5
三抽流量/t·h ⁻¹	2.3	10.6
除氧器出口水温/℃	159.6	163.5

从表3可发现机组一抽、二抽流量比设计值明显偏大,这减少了高品质蒸汽在通流部分继续做功,排挤了下一级抽汽,蒸汽的品位能级发生了贬值,热经济性降低。5号高加疏水温度比设计值偏高较多,疏水量偏大,在一定程度排挤了除氧器进汽。该机组除氧器定压运行,由于电厂规程规定压力不能超过0.5 MPa,正常运行时,三抽进汽门开度很小,在做通流改造后的性能鉴定试验时,开度仅5%,进汽量2.3 t/h,而设计为10.6 t/h,这还包括了汇至三抽的门杆漏气和高压轴封一段进汽,故从汽机三抽来的蒸汽基本为零,除氧器温升完全靠5号高加疏水。经分析研究,调高高加水位,专门做了定压

137.5 MW 工况的高加水位调整试验,数据见表4。

表4 高加水位调整后的相关数据

	6号高加	5号高加
调整前水位(DAS)/mm	150	170
调整后水位(DAS)/mm	270	336
抽汽压力/MPa	3.72	2.52
抽汽流量/t·h ⁻¹	18.1	43.5
给水出口温度/℃	236.6	215.0
3号抽调门开度 (除氧器压力投自动)/%	5(水位调整后) 25(水位调整后)	
主蒸汽流量/t·h ⁻¹	419	
热耗率/kJ·(kW·h) ⁻¹	8642	
真空/kPa	7.15	

将高加水位抬高后,在其它参数基本不变情况下,一抽和二抽流量降低,疏水温度也明显降低,尤其二抽更为明显,降低了7 t/h,这样减少了高品质蒸汽的能量贬值,也减少了对除氧器进汽的排挤,提高了回热系统的经济性,而且使得3号抽至除氧器蒸汽能正常投运。

当前国产老型汽轮机通流改造,制造厂仅仅改汽轮机本体,热力系统往往忽略了,实际上热力系统的潜力很大,汽轮机通流改造应该结合热力系统优化来进行,这样能得到更高的效率。

5 高、低压加热器无水运行原因分析及改进措施

(1) 造成高、低加无水运行的原因之一是不能对水位自动调整,水位不便于监视,运行人员为方便省事,维持加热器低水位运行。要加强运行监视,要经常检查维护水位自动装置,保持设备完好。运行人员要加强责任感,注意水位调整和监视,使高加和低加的疏水调整维持在正常水位,水位不能太高,也不能太低,以便高、低加既安全又经济的运行。

(2) 疏水器设备落后、老化,疏水调整门磨损,泄漏量大,造成加热器低水位运行。建议采用汽液两相流原理的疏水自调节液位控制装置取代目前仍普遍采用的由机械运动部件和电气控制部件组成的液压调节系统,该装置具有水位稳定、无卡涩、无泄漏、运行维护简单等优点。其工作原理如下:调节汽由进汽口进入阀体内部(见图1),当调节汽进入阀腔与疏水混合后,调节汽随疏水一起向阀腔喉部流动,而喉部截面不变,疏水的有效通流面积则相应减少,使疏水量降低,调节汽量的多少决定了疏水量的大小,而调节汽量的大小则由加热器液位高低来决定,液位调节器工作系统见图2。

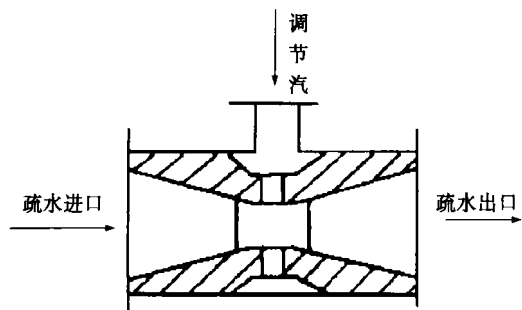


图 1 调节器示意图

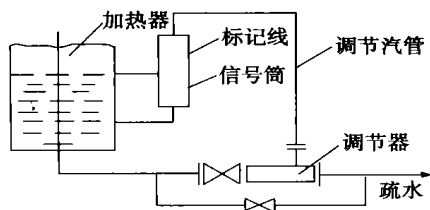


图 2 液位调节器系统图

(3) 部分机组高、低加正常水位的定值不是很科学, 偏低。现各高加水位一般都按照制造厂设计控制水位的零点定, 制造厂规定的控制水位是按静态设计的, 在运行时加热器筒体内实际水位和水位计显示的水位可能并不相同, 由于部分型号的高加结构特点(如 Foster Wheeler 加热器), 疏水在靠近管板的疏水口疏出, 造成疏冷段进口水封处水位最

低, 离水封越远, 水位越高; 水位计一般装在水封附近, 而该处蒸汽流速较大, 水位计汽平衡管进口处由于抽吸作用, 使水位计显示水位比筒体内实际水位高; 水封进口易产生涡流, 使得水位虚假升高(约影响 65 mm), 故按静态确定的控制水位偏低, 易破坏水封。要确保水位计指示准确。注意防止出现以下问题: 汽平衡管太长, 保温不好, 蒸汽在其中凝结形成附加水位; 水平平衡管堵塞, 阻碍凝结水回流入筒内, 使指示偏高; 水位计联络管安装位置偏高等。

(4) 通过水位调整试验, 确定合理的运行水位。由于部分机组的水位定值就不是很科学, 建议进行水位调整试验, 确定合理的运行水位。试验很方便, 工况稳定后, 保持各参数不变, 逐步提高高加水位, 观察疏水温度下降情况, 当水位提高到疏水温度不再降低的时候, 说明此时已无蒸汽进入水封, 然后再考虑适当裕量即为最低水位值, 而高水位则以不淹没排空气管为限。

参考文献:

[1] 徐奇焕. 加热器运行状态对机组积极性的影响[J]. 华中电力, 1998, 11(3): 40-42.
 [2] 徐 明. 高加无水位运行的能耗分析[J]. 汽轮机技术 1998, 40(4): 239-241.
 [3] 孔令聪. 宣威发电厂 2 号机高加疏水系统改造[J]. 云南电力技术, 1998, 26(1): 8-10.
 [4] 杨冬野. 火电厂回热系统改造对整机热经济性的影响[J]. 汽轮机技术, 2000, 42(4): 226-228.

(何静芳 编辑)

(上接第 514 页)

[3] KAVANAUGH S P. Simulation and experimental verification of vertical ground-coupled heat pump systems[D]. Stillwater: Oklahoma State University, 1984.
 [4] KAVANAUGH S B, RAFFERTY K. Ground source heat pumps-design of geothermal systems for commercial and institutional building[M]. Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1997.
 [5] YUM Z, DIAO N R, SU D C, et al. A pilot project of the closed-loop ground source heat pump system in China[A]. 7 th International Energy Agency Heat Pump Conference 2002 Proceedings[C]. 北京: 建筑工业出版社, 2002. 356-364.
 [6] 崔 萍, 刁乃仁, 方肇洪. 地热换热器间歇运行工况分析[J]. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1): 52-57.
 [7] 曾和义, 方肇洪. U 型管地 热换热器 中介质轴 向温度的 数学模 型[J]. 山东建筑工程学院学报, 2002, 17(1): 7-11.
 [8] 魏唐棣, 胡鸣明, 丁 勇, 等. 地源热泵冬季供暖测试及传热模

型[J]. 暖通空调, 2000, 30(1): 12-14.

[9] KAVANAUGH S P. Field tests for ground thermal properties-methods and impact on ground-source heat pump design[J]. ASHRAE Transactions 1992 98(9):607-615.
 [10] 于明志, 方肇洪. 现场测试地下岩土平均热物性参数方法[J]. 热能动力工程, 2002, 17(5): 489-492.
 [11] 于明志, 方肇洪. 现场测量深层岩土热物性方法[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(3): 354-356.
 [12] AUSTIN W A. Development of an in-situ system for measuring ground thermal properties[D]. Stillwater: Oklahoma State University, 1998.
 [13] SHONDER JA, BECK J V. Field test of a new method for determining soil formation thermal conductivity and borehole resistance[J]. ASHRAE Transactions 2000 106(1): 843-850.
 [14] SHONDER J A, HUGHES P J, BECK J V. Determining effective soil formation thermal properties from field data using a parameter estimation technique[J]. ASHRAE Transactions, 1999, 105(1): 458-466.

(何静芳 编辑)

Conductivity of Deep-layer Rock Soil [刊, 汉] / YU Ming-zhi, PENG Xiao-feng (Thermal Engineering Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), FANG Zhao-hong (Shandong Institute of Architectural Engineering, Jinan, China, Post Code: 250014) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(5). — 512 ~ 514, 518

To facilitate the on-site measurement of physical properties of media in engineering applications, a simplified heat-transfer analytical method is proposed to determine the thermal conductivity of deep-layer rock soil. The method under discussion does not need exact information about the following parameters: the specific location of an embedded tube in a borehole, the distance between a riser tube and a downcomer, and the physical properties of the embedded tube and backfill material, etc. As a result, all errors brought about by the measurement of the above parameters can be eliminated. An on-site measurement was taken of the heat flux of an embedded tube loop, the loop circulating water flow rate and the time-dependent change of inlet and outlet water temperature of the loop. On this basis and by utilizing a simplified analytical and optimized evaluation method the thermal conductivity of underground rock soil on a certain working site was determined, thus verifying and confirming the practicality and reliability of the recommended method. **Key words:** heat transfer model, measurement, rock soil, thermal conductivity

高、低压加热器低水位运行的分析研究 = Analytical Research on the Low Water-level Operation of High and Low Pressure Heaters [刊, 汉] / SUN He-tai (Steam Turbine Department, Jiangsu Provincial Research Academy of Electric Power, Nanjing, China, Post Code: 210032) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(5). — 515 ~ 518

The harmful effects of low water-level operation of high and low-pressure heaters are presented and discussed. By using an equivalent enthalpy-drop method a thermo-economic analysis was performed of 125MW and 200MW units involving low-pressure heaters operating at a low water level with the extent of negative influence being evaluated. From the viewpoint of structural design and on-site operating conditions, etc the causes leading to heaters operating at a low and even an absence of water level are identified with some measures for improvement being proposed. All the above may have a significant practical value for the guidance of power plant operation. **Key words:** heater, water level, economy, equivalent enthalpy-drop method

CC12 MW 供热汽轮发电机组热力系统简化设计及应用 = Simplified Design of a Thermodynamic System for a CC12 MW Heat-supply Turbogenerator and its Implementation [刊, 汉] / JIN Bao-hua, CAO Yu (Power Generation Department, Liaoning Electric Power Exploration and Design Institution, Shenyang, China, Post Code: 110005), QIN Yan (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(5). — 519 ~ 522

The simplified design philosophy and technical features of a CC12MW turbogenerator thermodynamic system for heat supply are described. Moreover, the economic benefits and operating conditions after the simplification of the thermodynamic system are also presented with an analysis of the still existing problems and relevant measures taken for their resolution. **Key words:** thermodynamic system, simplification, thermal load, rotating-film deaerator

能量分析与一次风煤粉浓度测量 = Energy Analysis and Measurement of Pulverized-Coal Concentration in Primary Air [刊, 汉] / YIN Jing, YANG Xing-sen (Thermal Energy Research Institute under the Shandong Provincial Electric Power Academy, Jinan, China, Post Code: 250002) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18(5). — 523 ~ 525

During the boiler operation of a thermal power plant the uniformity of pulverized-coal flow of a pulverized-coal burner in primary air plays a key role in ensuring the safe and economic operation of a boiler. The accurate measurement of the concentration of pulverized coal in primary air is a problem of great importance, which has yet to be effectively solved. This is especially so in the case of pulverized coal monitoring in a boiler using exhaust gas for pulverized-coal transport. The mixed process of primary-air flow and pulverized coal particles is analyzed. On this basis and proceeding from the en-