

文章编号:1674-7607(2010)02-0083-08

中图分类号:TK223.3

文献标识码:A

学科分类号:470.30

过热器减温水过量的治理改造与实施效果

严林博¹, 何伯述¹, 孟建国², 元怀全³, 许尧⁴, 张爱军³

(1. 北京交通大学机械与电子控制工程学院, 北京 100044; 2. 河北大唐国际王滩发电有限责任公司, 唐山 063611; 3. 内蒙古大唐国际托克托发电有限责任公司, 呼和浩特 010206; 4. 华北电力科学研究院有限责任公司, 北京 100045)

摘要: 针对某电厂5号锅炉实际运行过程中存在的过热器减温水过量的问题, 提出了4种受热面改造方案, 通过对4种改造方案热力计算结果的对比分析, 最终选择方案A对锅炉尾部受热面进行了初步改造。改造后的实际运行和性能试验数据表明: 在不同负荷工况下, 过热器减温水总量明显下降, 平均下降约100 t/h; 省煤器出口欠焓在允许范围内, 保证了锅炉水循环的安全性; 机组整体的经济性、安全性及可调性都得到提高, 改造取得了圆满成功。

关键词: 煤粉锅炉; 过热器; 减温水量; 受热面; 热力计算

Retrofit for Excessive Desuperheating Water of Superheater and Its Implementation Effect

YAN Lin-bo¹, HE Bo-shu¹, MENG Jian-guo², YUAN Huai-quan³, XU Yao⁴, ZHANG Ai-jun³

(1. School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China; 2. Hebei Datang International Wangtan Power Generation Co., Ltd., Tangshan 063611, China; 3. Inner Mongolia Datang International Tuoketuo Power Generation Co., Ltd., Huhhot 010206, China; 4. North China Electric Power Research Institute Co., Ltd., Beijing 100045, China)

Abstract: Aiming at the problem of excessive desuperheating water of the superheater during the actual operation of the boiler No. 5, four retrofit schemes were proposed for the heat-absorbing surface. Through comparison and analysis for the thermal calculation results of the four retrofit schemes, scheme A was finally chosen for the primary retrofit of the tail heat-absorbing surface of the boiler. The actual operation and performance test data after retrofit indicate that the total amount of desuperheating water of superheater decreases obviously, with average drop of 100 t/h under different operational conditions. The enthalpy needed for saturation at outlet of the economizer is within allowable range, which ensures the safety of the water circulation of the boiler. The integral economy, safety and controllability of the unit are improved, and the retrofit is successful.

Key words: pulverized coal-fired boiler; superheater; desuperheating water amount; heat-absorbing surface; thermal calculation

收稿日期:2009-08-12 修订日期:2009-09-13

作者简介:严林博(1987-),男,陕西华阴市人,博士研究生。研究方向为:电站锅炉燃烧理论、技术与数值模拟研究。

何伯述(联系人),教授,博士生导师,电话(Tel.):13651078460; E-mail: hebs@bjtu.edu.cn.

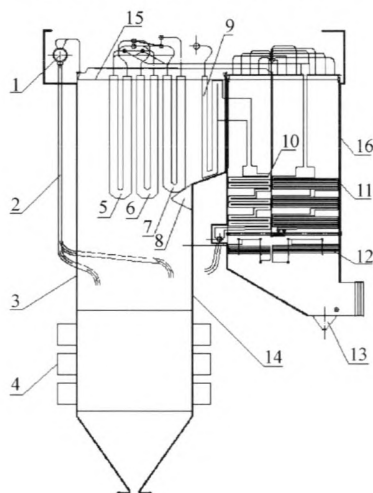
电力工业在整个国民经济中占有十分重要的地位,至 2008 年底,全国发电装机容量已达 792 530 MW,同比增长 10.34%,2008 年全国发电量增长 5.18%,用电量增长 5.23%,当年共新增发电装机容量 90 510 MW. 国内燃煤电站锅炉以 300 MW 和 600 MW 大型机组为主,并有 1 000 MW 机组已经投产.但是,在运行过程中存在各种影响大型机组可靠性、经济性、可调性和环保性能的因素,包括运行管理方面的因素,设计、制造与安装质量方面的因素,以及实际燃烧煤质与设计煤质相差太大等^[1-3]. 针对实际工程中出现的问题,一些研究者进行了大量深入的研究,并取得了实效.

某电厂三期工程安装的 2×600 MW 国产燃煤机组自投运以来,2 台锅炉都存在过热器减温水严重

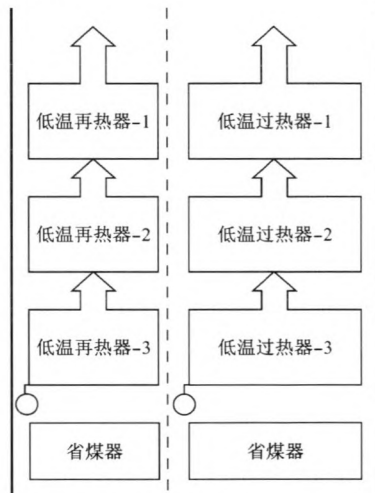
过量的问题,对机组运行的安全性和经济性构成威胁,急需对其进行优化改造.国内其他电厂也出现过热器减温水过量的问题^[4-8].

1 设备简介

某电厂三期工程采用 2×600 MW 直接空冷燃煤发电机组,其中锅炉为东方锅炉集团股份有限公司与三井巴布科克公司合作生产的亚临界参数、自然循环、前后墙对冲燃烧方式、一次中间再热、单炉膛平衡通风、倒 U 型布置、固态排渣、紧身封闭、全钢构架的 II 型汽包炉,型号为 DG-2070/17.5-II4. 锅炉设计煤种为准格尔烟煤,校核煤种为准格尔矿劣质煤和东胜煤. 锅炉的纵剖面图及过热器和再热器的流程图见图 1.



(a) 锅炉纵剖面图



(b) 水平低温过热器、低温再热器和省煤器受热面布置示意图

1—汽包;2—下降管;3—前墙;4—燃烧器;5—屏式过热器(前屏);6—屏式过热器(后屏);7—末级过热器;8—折焰角;9—末级再热器;10—低温再热器;11—低温过热器;12—省煤器;13—灰斗;14—后墙;15—顶棚过热器;16—包墙过热器.

图 1 锅炉纵剖面图及尾部对流受热面布置示意图

Fig. 1 Schematic of longitudinal section of the boiler structure and arrangement of the tail convective heat-absorbing surfaces

锅炉的过热系统由顶棚过热器、包墙过热器、低温过热器、屏式过热器和高温过热器组成.其中,低温过热器共有 3 组,每组有 178 片;屏式过热器共有 2×16 片,分为前屏和后屏;高温过热器悬挂在炉膛折焰角上方,共有 32 片.

2 5 号锅炉存在的主要问题及分析

该电厂三期工程 5 号锅炉自投产以来,一直存在过热器减温水量大大超出设计值的问题,满负荷时过热器减温水量达到 330~350 t/h,远远超过设计值 77.8 t/h (100% 汽机热耗验收工况 (THA)),直接影响机组的安全与经济运行.

针对锅炉减温水量过大的问题,前期已经进行了大量的试验和尝试,包括校准燃烧氧量、调整燃烧

氧量、调整燃尽风 (OFA) 配风方式、改变燃烧器中心风门运行方式、改变一次风率、调整煤粉细度、调整燃烧器燃烧强度等,但都没有从根本上解决该问题.部分调整措施及调整后的结果见表 1~表 5^[9]. 定性理论分析指出,锅炉减温水量过大的根本原因是:锅炉蒸发受热面面积相对于锅炉过热受热面面积偏小,造成锅炉蒸发出力相对不足,从而使锅炉减温水量严重超出设计值^[10-12].

从表 1 中可以看出,炉膛氧量对过热器减温水量的影响很小.当炉膛氧量较低时,燃料燃烧不完全,导致燃料量增加,烟气量增加,从而使过热器和再热器减温水量增加.随着炉膛氧量的增加,燃料燃烧越来越充分,燃料量也相应减少,过热器和再热器减温水量有所下降.当炉膛氧量增加到一定程度时,

表 1 炉膛氧量变化对减温水量的影响

Tab. 1 Influence of changes in oxygen content in the furnace on the amount of desuperheater water

炉膛氧量/%	2.8	3.0	3.5	4.0
机组负荷/MW	601	602	600	600
过热器总减温水量/(t·h ⁻¹)	362	323	336	374
再热器减温水量/(t·h ⁻¹)	64	52	58	70
总燃料量/(t·h ⁻¹)	301	298	295	306

表 2 一次风率变化对减温水量的影响

Tab. 2 Influence of changes in the primary air ratio on the amount of desuperheater water

机组负荷/MW	598	601	600
总一次风率/(t·h ⁻¹)	502	558	601
炉膛氧量/%	3.1	3.2	3.1
过热器总减温水量/(t·h ⁻¹)	306	328	345
再热器减温水量/(t·h ⁻¹)	50	57	64
总燃料量/(t·h ⁻¹)	308	310	309

由于烟气量增加,过热器和再热器减温水量又呈增加趋势。

从表 2 中可以看出,改变一次风率对减温水量的影响很小,在炉膛氧量能保证燃料充分燃烧的前提下,随着一次风率的升高,烟气量增加,过热器和再热器减温水量相应增加。

表 3 烟气调节挡板开度变化对减温水量的影响

Tab. 3 Influence of changes in the flue gas baffle opening on the amount of desuperheater water

机组负荷/MW	600	600	600	600	600	600
低温再热器侧烟气调节挡板开度/%	30	30	30	20	40	50
低温过热器侧烟气调节挡板开度/%	100	90	70	100	80	60
过热器总减温水量/(t·h ⁻¹)	326	320	313	331	317	292
再热器减温水量/(t·h ⁻¹)	53	59	64	40	68	79
总燃料量/(t·h ⁻¹)	303	302	303	305	302	301

从表 3 中可以看出,随着烟气调节挡板开度的减小,再热器和过热器减温水量都减小,低温再热器侧烟气调节挡板开度对再热器减温水量的影响较大,而低温过热器侧烟气调节挡板开度对过热器减温水量的影响很小,而且低温过热器烟气调节挡板开度不能过小,否则会严重影响锅炉的正常工作。

从表 4 中可以看出,磨煤机组合方式对减温水量的影响很小。

从表 5 中可以看出,燃尽风量与二次风比例变化对减温水量的影响比较明显:在炉膛氧量一定的

条件下,当增大燃尽风量、减小二次风量时,减温水量呈上升趋势;当减小燃尽风量、增大二次风量时,减温水量呈下降趋势。但燃尽风量与二次风量的配比关系不是影响减温水量的主要因素。

表 4 磨煤机组合方式对减温水量的影响

Tab. 4 Influence of the combination mode of the mills on the amount of desuperheater water

机组负荷/MW	597	604	602	600
磨煤机组合方式	ABCDE	ABFCD	ABFCDE	BFCDE
炉膛氧量/%	3.3	3.2	3.4	3.3
过热器总减温水量/(t·h ⁻¹)	321	336	315	348
再热器减温水量/(t·h ⁻¹)	52	61	59	65
总燃料量/(t·h ⁻¹)	313	310	311	309

表 5 燃尽风量与二次风比例变化对减温水量的影响

Tab. 5 Influence of changes in the ratio of the amount of over-fire air to that of the secondary air on the amount of desuperheater water

机组负荷/MW	600	601	599
燃尽风量/(t·h ⁻¹)	60	144	267
炉膛氧量/%	3.3	3.3	3.2
过热器总减温水量/(t·h ⁻¹)	324	357	386
再热器减温水量/(t·h ⁻¹)	59	65	72
总燃料量/(t·h ⁻¹)	302	298	301

3 改造方案及其分析

3.1 改造方案简介

要解决过热器减温水过量的问题,主体策略应是增加蒸发受热面面积及减少过热受热面面积。根据两者面积变化的情况设置图 2 所示的 4 种改造方案。改造方案 A(图 2(a)):水平低温过热器换热面积减少 1/3,所减少的原低温过热器面积布置省煤器,即将第 3 组水平低温过热器改为省煤器。改造方案 B(图 2(b)):水平低温过热器换热面积减少 4/9,所减少的空间布置 1/3 原低温过热器面积的省煤器;水平低温再热器换热面积减少 1/2,所减少的空间布置 1/3 原低温再热器面积的省煤器;所增加的省煤器面积大致与原布置省煤器的面积相当。改造方案 C(图 2(c)):水平低温过热器换热面积减少 2/3,所减少的空间布置 1/3 原低温过热器面积的省煤器;水平低温再热器换热面积减少 2/3,所减少的空间布置 1/3 原低温再热器面积的省煤器。与改造方案 B 相比,方案 C 进一步去除了第 2 组水平低温过热器和第 2 组水平低温再热器,仅保留 1 组水平低温再热器和 1 组水平低温过热器。改造方案 D(图 2

(d): 水平低温过热器换热面积减少 $2/3$, 所减少的空间布置 $1/2$ 原低温过热器面积的省煤器; 水平低温再热器换热面积减少 $2/3$, 所减少的空间布置 $1/2$ 原低温再热器换热面积的省煤器 (增加的省煤器面

积暂定为原低温再热器面积的 $1/2$). 与改造方案 C 相比, 方案 D 进一步增加了前后烟道省煤器的布置量。

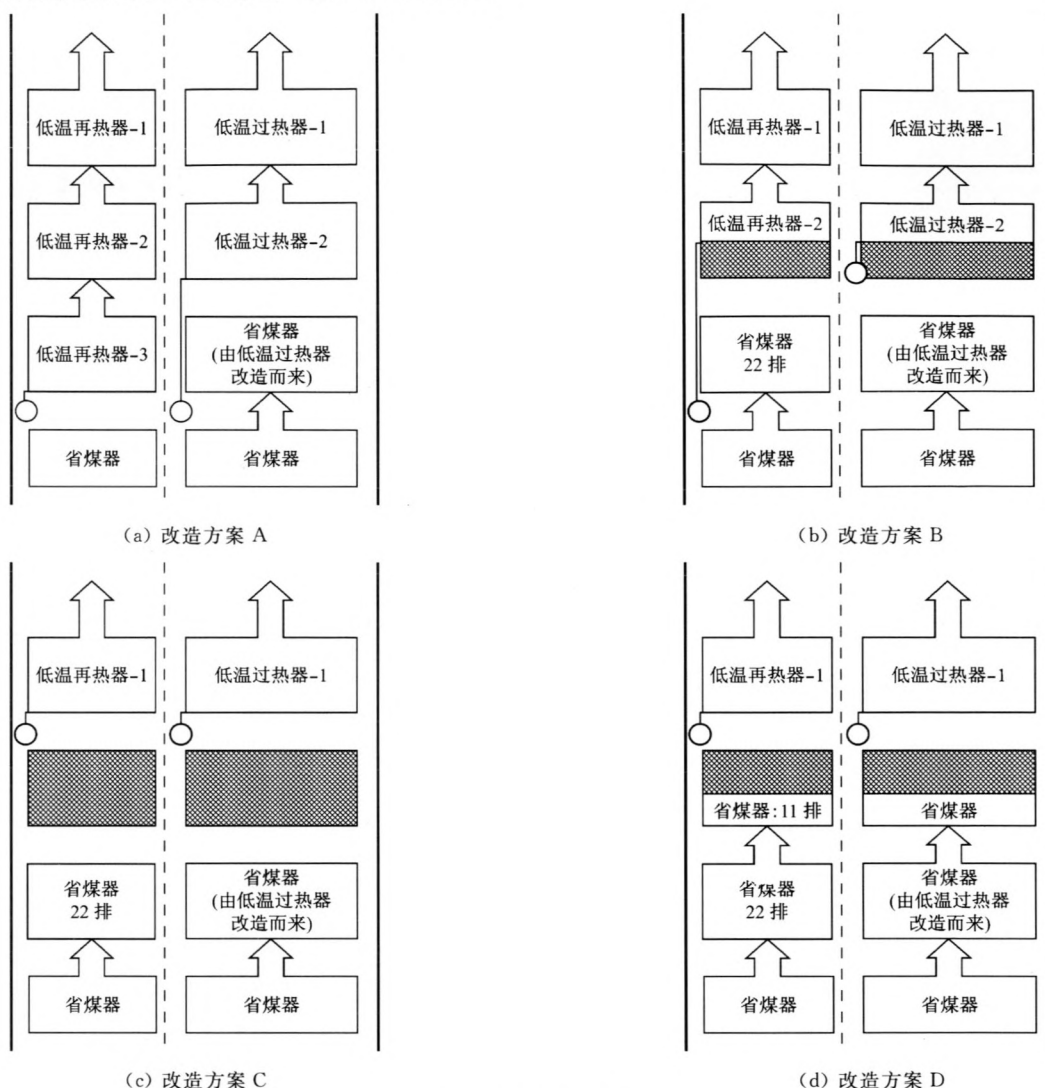


图 2 改造方案示意图

Fig. 2 Schematic of the retrofit scheme

3.2 热力校核计算结果及分析

根据锅炉热力计算的原理, 编写热力校核计算程序^[9]对锅炉进行了全面的热力校核计算. 为了使改造前后锅炉的主要热力参数更具可比性, 所使用的参数 (包括校核工况下的各个参数) 全部为程序的热力计算结果, 而并不是将改造后的计算结果与改造前的实际运行结果进行比较. 为节省篇幅, 仅列出校核工况 (其受热面布置示意图见图 1(b)) 和改造方案 A 的部分热力计算结果. 在热力计算中, 煤种为设计煤种准格尔矿烟煤, 预热器进风温度为 19.85°C . 在 100% THA 下, 校核工况和改造方案 A 锅炉关键热力参数的计算结果见表 6 和表 7.

对比表 6 和表 7 可以看出, 将部分尾部烟道低温过热器的受热面去掉, 并为了防止排烟温度过高而增加一定省煤器受热面积后, 锅炉的过热器减温水量有一定程度的减少. 根据热力校核计算下各个改造方案对锅炉经济性和过热器减温水量的影响以及改造工程量的大小等因素, 最终决定在 5 号锅炉上首先实施改造方案 A, 即在保证锅炉水动力安全的情况下, 将低温过热器的 $1/3$ 受热面积改为省煤器, 以在降低一次汽系统对流吸热份额的同时, 提高省煤器出口水温度、降低排烟温度、增加锅炉蒸发量, 进而达到减少过热器减温水量的目的。

表 6 在 100 %THA 下,校核工况的热力参数计算结果

Tab. 6 Results of thermal calculation under checking operational condition at 100 %THA

热力参数	数值	热力参数	数值
一次汽出口压力 p_1 /MPa	17.43	排烟损失 $Q_2/\%$	3.75
一次汽出口温度 $T_1/^\circ\text{C}$	540.88	化学不完全燃烧损失 $Q_3/\%$	0.00
二次汽进口压力 p_i /MPa	3.81	机械不完全燃烧损失 $Q_4/\%$	0.63
二次汽出口压力 p_o /MPa	3.65	散热损失 $Q_5/\%$	0.22
二次汽出口温度 $T_2/^\circ\text{C}$	540.84	灰渣物理热损失 $Q_6/\%$	0.08
锅筒工作压力 p /MPa	18.79	锅炉效率 $\eta_1/\%$	95.32
炉膛出口烟气温度 $T_c/^\circ\text{C}$	1 049.94	过热器一级减温水 $\Delta D_1/(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	187.16
过热器二级减温水 $\Delta D_2/(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	124.77	喷水总量 $\Delta D/(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	311.93

表 7 在 100%THA 下,改造方案 A 的热力参数计算结果

Tab. 7 Results of thermal calculation of scheme A at 100 %THA

热力参数	数值	热力参数	数值
一次汽出口压力 p_1 /MPa	17.43	排烟损失 $Q_2/\%$	4.89
一次汽出口温度 $T_1/^\circ\text{C}$	541	化学不完全燃烧损失 $Q_3/\%$	0.00
二次汽出口流量 $D_2/(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	1 612.3	机械不完全燃烧损失 $Q_4/\%$	0.63
二次汽进口压力 p_i /MPa	3.81	散热损失 $Q_5/\%$	0.22
二次汽出口压力 p_o /MPa	3.66	灰渣物理热损失 $Q_6/\%$	0.08
二次汽出口温度 $T_2/^\circ\text{C}$	541	锅炉效率 $\eta_1/\%$	94.17
锅筒工作压力 p /MPa	18.79	过热器一级减温水 $\Delta D_1/(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	110.14
过热器二级减温水 $\Delta D_2/(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	73.42	喷水总量 $\Delta D/(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	183.56

4 改造效果

为了比较改造前后锅炉的运行状况,分别采集了改造前后 600 MW、450 MW 以及 300 MW 负荷工况下的锅炉表盘参数,并对改造前后锅炉的主要运行参数进行了对比与分析。

表 8 改造前后不同负荷工况下省煤器出口平均水温及其不饱和度

Tab. 8 The average water temperature and its unsaturation at the economizer outlet under different loads before and after retrofit

参 数	改造前	改造后	改造前	改造后	改造前	改造后
机组实际负荷/MW	309	300	430	450	573.2	589.6
主蒸汽流量/ $(\text{t}\cdot\text{h}^{-1})$	1 031.0	930.8	1 353.0	1 397.9	2 020.0	1 940.0
省煤器出口平均水温/ $^\circ\text{C}$	282.3	293.9	289.3	305.1	304.0	313.1
低温再热器侧省煤器出口不饱和度/K	64.5	67.4	68.0	67.8	58.7	57.9
低温过热器侧省煤器出口不饱和度/K	47.0	24.1	51.5	23.5	48.3	21.0

由表 8 可知,在不同负荷工况下,改造后低温再热器侧省煤器出口不饱和度基本在 58~60 K,与改造前基本一致;在 450 MW 负荷以下,改造后低温过热器侧(即省煤器面积增加侧)省煤器出口不饱和度基本在 24 K 左右,在 600 MW 负荷下为 21 K,而改造前低温过热器侧省煤器出口不饱和度基本在

4.1 改造的安全性

在改造前进行了详细的热力计算和水动力计算,以保证改造后锅炉水动力运行的安全性.改造前后不同负荷下省煤器出口平均水温及其不饱和度见表 8。

48 K 左右.低温再热器侧与低温过热器侧省煤器出口混合后进入汽包的给水温度有所降低,最终进入汽包的给水不饱和度大于 30 K.东方锅炉厂还对改造后的锅炉进行了水循环校核计算,结果见表 9.由表 9 可知,水循环系统未丧失自补偿能力,是安全的。

表 9 锅炉水力循环的校核计算结果
Tab. 9 Checking calculation results for the boiler
hydrodynamic circulation

参 数	数值
整炉的平均循环倍率	2.760
最小回路循环倍率	2.055
整炉平均水冷壁单位截面蒸发量/ $(\text{t} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2})$	1 313.147
最大回路单位截面蒸发量/ $(\text{t} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2})$	1 781.578
水冷壁管组最大出口干度	0.487
水冷壁管组最小重量流速/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2})$	694.861
水冷壁管组最大出口内壁向火侧 热负荷/ $(\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2})$	7 122.737
内螺旋管膜态沸腾含汽率最小安全裕度	0.346

4.2 改造对锅炉效率的影响

改造前后不同负荷工况下的锅炉效率见表 10。由表 10 可知,改造后,5 号锅炉的锅炉效率较改造前在 600 MW 和 300 MW 负荷下都有所上升,在 450 MW 负荷下有所下降(由于改造后机组在 450 MW 负荷下运行时间不长,因此该负荷下的统计结果不具代表性),从整体上看,改造后锅炉的效率有所提高。

由于改造后锅炉效率提高,使得供电煤耗下降,按平均负荷率为 70%、锅炉效率提高 0.71 % 计算,改造后由于排烟温度下降使得发电和供电煤耗分别下降 2.51 g/(kW·h)和 2.66g/(kW·h)。

表 10 改造前后不同负荷工况下的锅炉效率
Tab. 10 Boiler efficiencies under different loads before and after retrofit

参 数	600 MW	600 MW	450 MW	450 MW	300 MW	300 MW
	改造前	改造后	改造前	改造后	改造前	改造后
排烟热损失 $q_2/\%$	6.00	4.81	6.36	5.68	6.93	6.11
可燃气未完全燃烧热损失 $q_3/\%$	0.11	0.14	0.00	0.00	0.00	0.00
固体未完全燃烧热损失 $q_4/\%$	1.52	0.80	0.37	0.37	0.30	0.30
锅炉散热损失 $q_5/\%$	0.34	0.34	0.49	0.47	0.64	0.71
灰渣物理热损失 $q_6/\%$	0.24	0.23	0.21	0.20	0.17	0.16
总热损失 $\Sigma q_i/\%$	8.20	6.33	7.43	6.72	8.04	7.28
锅炉热效率 $\eta/\%$	91.80	93.67	92.57	93.28	91.96	92.72

4.3 改造对减温水量的影响

改造后,由于一次汽系统受热面积减小,使得过热器减温水量明显下降,从而大大提高了机组的安全运行能力.通过对改造前后负荷和煤质接近的稳定工况进行比较,来分析改造前后减温水量的变化。

表 11 给出了改造前后不同负荷工况下过热器减温水量的对比. 由 11 表可见,在不同负荷下,改造后的过热器减温水量比改造前减少了约 100 t/h(由于改造后机组在 450 MW 负荷下运行的时间不长,故其减温水量的代表性不强)。

表 11 改造前后不同负荷工况下的减温水量
Tab. 11 Flow rates of desuperheating water under different loads before and after retrofit

参 数	改造前	改造后	改造前	改造后	改造前	改造后
机组负荷/MW	309	300	430	450	573.2	589.55
过热器减温水总量/ $(\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$	208.0	109.8	347.0	187.6	330.0~350.0	220.0~250.0
改造后过热器减温水总量的减少量/ $(\text{t} \cdot \text{h}^{-1})$	约 100		约 150		约 100	

按平均负荷率为 70%、改造后过热器减温水总量下降约 100 t/h 计算,改造后发电和供电煤耗分别下降 0.33 g/(kW·h)和 0.35 g/(kW·h)。

4.4 改造对排烟温度的影响

改造后,排烟温度较改造前有了较大幅度下降(表 12). 由于省煤器受热面积增加、吸热增加,使得空气预热器入口烟温下降,从而使排烟温度下降约 13 K,当不考虑改造前后飞灰可燃物的影响时,在

表 12 改造前后不同负荷工况下排烟温度的对比
Tab. 12 Comparison of exhaust flue gas temperatures under different loads before and after retrofit

工 况	改造前排烟 温度/℃	改造后排烟 温度/℃	改造前后排烟温度 的差值/K
600 MW	153.35	140.38	12.97
450 MW	145.80	135.20	10.60
300 MW	153.40	140.30	13.10

600 MW 负荷下锅炉效率提高 1.16 %, 在 450 MW 和 300 MW 负荷下锅炉效率约提高 0.73 %。

4.5 改造前后锅炉其他运行参数的对比

改造前后锅炉其他运行参数的对比见表 13。从表 13 中可以看出,改造后,低温过热器侧与低温再热器侧省煤器出口水温的偏差有所上升,这是将部分低温过热器改为省煤器造成的。这个偏差可能导致低温过热器侧省煤器出口欠焓过低,甚至沸腾,从而影响锅炉水动力循环的安全性。但是,从改造后锅炉长期运行的结果来看,虽然在满负荷下低温过热

器侧省煤器出口欠焓较低(表 8),低温再热器侧和低温过热器侧省煤器出口混合后进入汽包的给水温度欠焓有所降低,但最终进入汽包的给水不饱和度仍大于 30 K,锅炉水循环系统尚未失去自补偿能力,因此可认为水循环系统是安全的。此外,改造后空气预热器入口烟气温度有所下降,使一、二次风温略有下降,但从改造后的锅炉效率、燃烧状况及制粉系统的运行情况看,改造后一、二次风温下降对炉膛燃烧无明显影响。改造后,锅炉其他主要热力参数无明显变化。

表 13 改造前后锅炉其他运行参数的对比

Tab. 13 Comparison of other operation parameters of the boiler before and after retrofit

参 数	300 MW		450 MW		600 MW	
	改造前	改造后	改造前	改造后	改造前	改造后
机组负荷 / MW	309	300	430	450	573	589
凝汽器真空 / kPa	-75.9	-82.2	-80.3	-84.0	-62.1	-79.2
主汽压力 / MPa	14.3	14.0	15.6	16.0	16.8	16.6
主汽温度 / °C	536.0	537.6	530.0	542.0	539.7	541.9
汽包压力 / MPa	14.6	14.4	16.3	16.7	18.1	17.8
锅炉给水流量 / (t·h ⁻¹)	739.0	787.0	1 158.0	1 215.0	1 656.0	1 628.3
锅炉给水温度 / °C	243.0	237.0	260.0	258.8	283.5	275.7
锅炉给水压力 / MPa	14.9	14.8	16.7	17.0	18.6	18.3
再热器出口蒸汽温度 / °C	540.0	533.0	532.0	542.0	539.5	537.0
再热蒸汽压力 / MPa	1.95	1.80	2.58	2.60	3.80	3.40
左侧一级减温水流量 / (t·h ⁻¹)	96.3	51.4	105.3	86.6	149.3	95.9
右侧一级减温水流量 / (t·h ⁻¹)	82.6	47.9	102.0	79.3	149.2	74.8
左侧二级减温水流量 / (t·h ⁻¹)	11.2	0.0	10.3	0.0	14.7	4.9
右侧二级减温水流量 / (t·h ⁻¹)	17.5	10.4	25.4	14.4	23.2	11.0
低温再热器侧省煤器出口水温 / °C	276.5	272.2	281.0	283.0	298.8	298.8
低温过热器侧省煤器出口水温 / °C	294.0	315.5	297.5	327.3	309.2	335.7
左侧空气预热器入口平均烟温 / °C	346.9	306.2	342.0	337.8	359.4	342.0
右侧空气预热器入口平均烟温 / °C	367.1	350.2	350.0	342.5	354.4	309.3

5 结 论

针对某电厂 5 号锅炉实际运行过程中存在的过热器减温水过量的问题,提出了 4 种改造方案,并最终选择方案 A 对 5 号锅炉的尾部受热面进行了初步改造。改造后的实际运行和性能试验数据表明,不同负荷工况下过热器减温水总量明显下降,平均下降约 100 t/h。改造后省煤器出口欠焓在允许范围内,保证了锅炉水循环的安全性。机组整体的经济性、安全性及可调性都得到了提高,改造取得了圆满成功,所取得的经验值得借鉴推广。

参考文献:

- [1] 袁益超,陈之航.大容量电站锅炉过热器及再热器系统研究的现状与发展[J]. 动力工程, 1993, 13(6): 42-46.
- [2] 周振起,李保峰,张炳文.喷水减温对机组热经济性的影响[J]. 锅炉技术, 2006, 37(3): 15-18.
- [3] 陆方,罗永浩,许琦,等.1025t/h 锅炉高温过热器超温分析及改造[J]. 动力工程, 2003, 23(6): 2769-2772.
- [4] 李旭.巴基斯坦木扎法戈电站 4 号机组过热汽温和再热汽温的控制——兼论过热器和再热器的可控性[J]. 动力工程, 1999, 19(5): 406-409.