

锅炉排烟温度高的原因分析及措施

王东辉

(白音华金山发电有限公司, 内蒙古 锡林郭勒 026200)

摘要:排烟温度的变化对锅炉效率影响较大,白音华金山发电有限公司 600 MW 亚临界直接空冷燃褐煤火力发电机组投运后,一直存在排烟温度偏高的问题,对排烟温度偏高的主要原因进行了深入分析,采取了氧量调整优化、制粉系统优化、燃烧调整等措施,并对省煤器进行了技术改造,使排烟温度基本达到了设计值。

关键词:锅炉;排烟温度;锅炉效率;运行优化;技术改造

中图分类号:TK 227.1

文献标志码:B

文章编号:1674 - 1951 (2017)04 - 0050 - 06

0 引言

对燃煤电站锅炉而言,排烟热损失是锅炉各项损失中最大的一项,一般为 5% ~ 12%,占锅炉热损失的 60% ~ 70%。影响排烟损失的重要因素是排烟温度,一般情况下,排烟温度每增加 10 ℃,排烟损失增加 0.5% ~ 0.8%。据了解,我国许多电站锅炉的排烟温度实际值都比设计值高 20 ~ 50 ℃,尤其是燃用褐煤的锅炉排烟温度普遍较高,偏离设计值的现象更加严重,大幅度降低排烟温度将极大地提高锅炉的经济性,减少污染气体的排放量。

国内外专家学者对排烟温度偏高的原因曾作过大量的研究,发现煤质、炉膛出口过量空气系数、制粉系统及炉膛漏风、磨煤机出力、运行中受热面结渣积灰以及受热面结构设计不合理等均是影响锅炉排烟温度的原因^[1-2]。本文根据锅炉的实际运行情况,对影响排烟温度的主要原因进行分析。

1 机组概况

白音华金山发电有限公司一期工程为 2 × 600 MW 亚临界直接空冷燃褐煤火力发电机组,锅炉为北京巴威有限公司生产的亚临界参数、一次中间再热、平衡通风、前后墙对冲燃烧、单炉膛自然循环汽包锅炉,尾部为双烟道结构,采用烟气调节挡板、喷水调节汽温。锅炉设计燃用高水分、低热值的白音华 #4 露天矿褐煤。

燃烧系统采用中速磨煤机冷一次风机正压直吹式制粉系统,每台锅炉配备 7 台中速磨煤机,其中 1 台备用。配备 B&W 公司研制的低 NO_x 双调风旋流燃烧器,前、后墙对冲布置。燃烧器布置在前、后墙各自的分隔仓大风箱中,前墙布置 4 层,后墙布置 3

层,每层各布置 6 台,共 42 台燃烧器。同墙、同层分隔仓风室内的 6 台燃烧器由同一台磨煤机供应煤粉,每层燃烧器均位于彼此隔离的分隔风仓内。

锅炉自投产以来,一直存在排烟温度高的问题,尤其机组带额定负荷时空气预热器(以下简称空预器)进出口温度严重偏离设计值,机组试运行期间曾因空预器入口烟温过高使空预器卡死,造成锅炉主燃料跳闸(MFT),给机组的安全运行和经济性带来了极大的影响。

2 排烟温度对锅炉效率的影响

锅炉效率一般采用反平衡法进行计算,即锅炉效率 $\eta = 1 - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6)$ (式中: Q_1 为有效利用热量占输入热量的百分数; Q_2 为排烟热损失占输入热量的百分数; Q_3 为化学不完全燃烧热损失占输入热量的百分数; Q_4 为机械不完全燃烧热损失占输入热量的百分数; Q_5 为散热损失占输入热量的百分数; Q_6 为灰渣物理损失占输入热量的百分数)。锅炉排烟热损失是排出锅炉的烟气比焓高于进入锅炉的空气比焓造成的损失,等于排烟比焓与炉空气比焓之差,其公式为^[2]

$$Q_2 = \frac{(h_{py} - \alpha_{py} h_k^0)(1 - Q_4)}{e_r} \times 100\% ,$$
$$\alpha_{py} = \alpha_1 + \sum \Delta \alpha ,$$

式中: h_{py} 为排烟比焓, kJ/kg; h_k^0 为进入锅炉的冷空气比焓, kJ/kg; α_{py} 为排烟处的过量空气系数; α_1 为炉膛出口处的过量空气系数; $\sum \Delta \alpha$ 为炉膛出口后烟道的漏风系数之和; e_r 为送入锅炉的总比能, kJ/kg。

通过公式可以看出,影响 Q_2 的主要因素是排烟温度和烟气容积,若减少 Q_2 则一定考虑如何降低排烟温度,排烟温度越低,则排烟热损失越小,相应的锅炉效率会得到提高。锅炉能耗分析试验显示^[3],排烟温度每上升 1 ℃,锅炉热效率下降约 0.059 百

分点,机组供电煤耗升高约 0.231 g/(kW·h)。

3 主要原因分析

3.1 煤质变化原因

锅炉燃用煤质较差,偏离设计煤种。锅炉设计天然煤收到基低位发热量为 15 500 kJ/kg,而实际燃用的天然煤收到基低位发热量一般为 13 000 ~ 14 500 kJ/kg,导致机组带额定负荷时总燃煤量为 400 ~ 430 t/h,比设计值高出 40 ~ 70 t/h,额定负荷下 7 台磨煤机需全部投入运行。燃煤发热量低、水分大,满负荷时燃煤总量增大,煤中的水分在燃烧过程吸热变成水蒸气,燃烧生成烟气体量增多,炉膛出口烟温升高,单位辐射热量降低,致使排烟温度升高。显然,煤质较差是锅炉排烟温度高的主要原因,但由于煤源单一,煤矿整体煤质较差,很难通过配煤来控制排烟温度。

3.2 一次风量高,一次风率远超设计值

原煤水分较高,偏离校核煤质较多,最高达到了 35% (校核煤质为 33%),致使磨煤机的干燥出力不足,锅炉在额定负荷下运行时,磨煤机入口温度平均在 370 ℃,已达到设计值,但出口温度平均为 61 ℃,低于设计值 65 ℃,磨煤机的实际风煤比为 2.30 左右,超过设计值 1.93。一次风率达到了 38.8%,远超过 32.0%,由于一次风量较大,煤粉着火推迟,炉膛火焰中心上移,造成排烟温度升高。

3.3 锅炉运行氧量调整不合理

由于燃用的煤质属于易结焦的褐煤,因此运行中选择合理的氧量非常重要。锅炉运行氧量即炉内的氧化或还原性气氛,它对锅炉的结焦有非常大的影响,如果锅炉运行氧量偏低,炉内还原性气氛较强,导致煤的灰熔点降低,易引起锅炉结焦和管子高温腐蚀^[4]。针对煤质易结焦的特性,在机组试运行期间,根据炉内的燃烧情况,在推荐值的基础上对旋流燃烧器的内二次风及套筒开度进行了调整,同时按照锅炉厂提供的氧量控制曲线进行配风调整^[4],炉膛内虽不存在结焦的问题,但炉膛出口烟温偏高,测取的飞灰和炉渣可燃物质量分数极小,空预器入口烟温超过设计值 20 ~ 30 ℃。综合特征表明,锅炉厂提供的氧量控制曲线偏保守,对燃用高水分褐煤锅炉的运行经验不足,控制的风量偏高,使燃烧生成的烟气体量增多,烟气在对流烟道中的温降减小,造成排烟温度升高。

3.4 尾部受热面积灰

受热面积灰也是导致锅炉排烟温度升高的原因,其对排烟温度的影响主要体现在传热方面。从烟气到汽水侧的传热过程中,受热面表面层积物的导热系

数较其他介质要小得多,因而其引起的附加热阻在总传热热阻中占主导地位,较轻度的结焦和积灰便会使传热量大幅度下降。据有关资料介绍,炉膛积灰厚度由 1 mm 增加到 2 mm 时,传热量下降约 28%,受热面积灰达到 3 mm 就可造成炉膛传热量下降约 40%,相应炉膛出口烟温升高近 300 ℃^[1]。

克服受热面结焦、积灰最有效的措施之一是吹灰。该工程锅炉炉膛及水平烟道装设蒸汽吹灰器,尾部竖井烟道内全部安装激波吹灰器,为了更好地了解蒸汽吹灰和激波吹灰器的吹灰效果,在负荷保持 600 MW 不变的情况下进行了吹灰试验,分别单独投运水平烟道的蒸汽吹灰器及尾部竖井烟道的激波吹灰器,观察空预器入口烟气温度的变化状况,具体变化趋势如图 1、图 2 所示。

通过趋势图可见,在 600 MW 负荷下,水平烟道蒸汽吹灰器投运 1 次后,空预器入口烟气温度两侧平均下降了 15.0 ℃,竖井烟道激波吹灰器投运 1 次后,空预器入口烟气温度两侧平均下降了 3.5 ℃,蒸汽吹灰的效果明显好于激波吹灰。通常,吹灰器的布置位置越接近空预器入口,吹灰后空预器入口烟温的下降幅度越大。与蒸汽吹灰器相比,竖井烟道的激波吹灰器更接近空预器入口,而吹灰效果远不如蒸汽吹灰器,说明两种吹灰方式在清灰能力方面存在显著差别。

锅炉停炉期间对锅炉的受热面积灰情况进行了检查,发现尾部竖井的受热面积灰明显较重,一些部位甚至存在积灰搭桥的现象,受热面表面沾污影响其换热,造成排烟温度升高。

3.5 锅炉结构设计不合理

锅炉设计时,如果对炉膛的沾污系数估计不准确且未充分考虑煤质变化对锅炉燃烧和受热面吸热分配的影响,就会导致受热面布置不合理,影响受热面的吸热能力,提高空预器入口烟气温度,进而造成锅炉排烟温度升高。

由于实际燃用煤质水分偏高且发热量偏低,为了满足机组带负荷能力需增加燃料消耗量,使得烟气体量增多,尾部烟气热量也随之上升,热量在尾部竖井前后烟道的分配与理论计算存在偏差,若按照锅炉厂提供的尾部烟气调节挡板开度曲线进行操作(即锅炉高负荷时再热器侧的烟道挡板开度较小,而后烟道过热器侧的烟道挡板开度较大或基本全开),运行中将造成空预器入口处的烟温大幅升高,严重威胁空预器安全运行。因此,实际运行中尾部烟气调节挡板开度与锅炉厂推荐的挡板开度趋势不同(或相反)。由此可判断,尾部隔墙两侧布置的受热面不合理,高负荷情况下前后受热面的热量分配

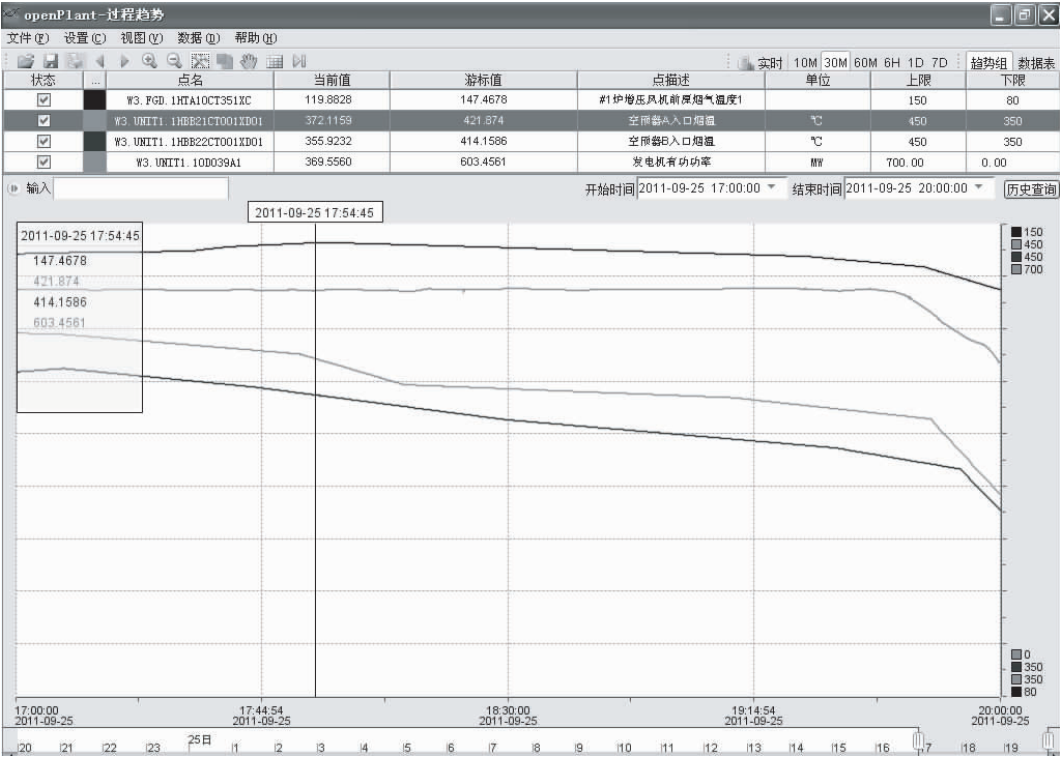


图 1 空预器入口烟气温度变化趋势(仅投入水平烟道蒸汽吹灰)

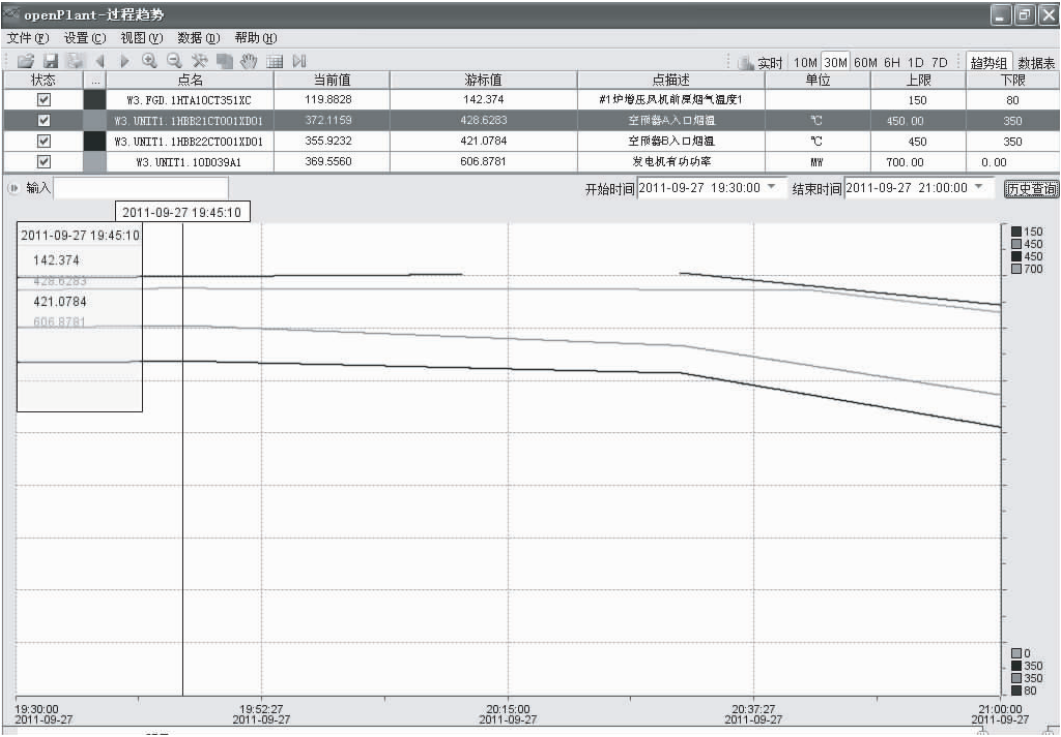


图 2 空预器入口烟气温度变化趋势(仅投入激波吹灰)

与设计值偏差较大。为了控制空预器入口烟温不至于过高,负荷较高时,控制水平过热器侧的调温挡板开度不超过 45%,再热器侧调温挡板的开度不低于 65%,使空预器入口烟温基本维持在 425℃ 以下(锅炉最大连续蒸发量(BMCR)工况下为 415℃),但再热蒸汽减温水量却高达 30 ~ 50 t/h,机组经济性较差。

4 优化措施

4.1 运行优化措施

4.1.1 制粉系统的运行优化

控制合理的一次风量,从而降低一次风率,具体措施如下。

磨煤机正常运行时保持冷风插板门关闭,控制

出口温度在 60 ~ 62 ℃ (设计值为 65 ℃),如果入炉煤的水分过高,出口温度按低限控制。通过试验,制订了磨煤机的煤量和一次风量的对应曲线(如图 3 所示),要求运行人员按曲线进行调整,增减煤量时一次风量应及时加减,保证合适的风煤比。

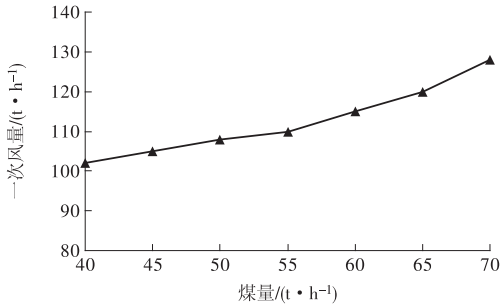


图 3 单台磨煤机煤量与一次风量的对应曲线

根据实际运行情况对磨煤机厂家提供的碾磨压力和反作用压力控制曲线^[5]进行了修正(如图 4 所示),运行中可根据内部给定值进行偏置设定。通过优化磨煤机的碾磨压力,可提高磨煤机的通风及干燥效率,从而有助于一次风率的降低。

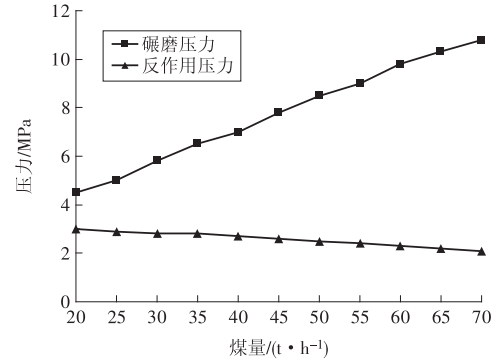


图 4 磨煤机碾磨压力和反作用压力与煤量的对应曲线

通过采用以上措施,一次风率基本控制在 34% 以下,已接近设计值。

4.1.2 氧量的优化

在锅炉厂提供的负荷与氧量对应曲线基础上^[6],不断调整锅炉的配风,降低氧量。分别在 600 MW 和 400 MW 负荷下进行变氧量试验,试验中通

过逐步降低氧量,观察烟气中 CO 质量浓度的变化趋势,测量飞灰及炉渣含碳量,分别计算锅炉效率,具体试验结果见表 1。

通过试验数据可见,飞灰可燃物质量分数较小,锅炉燃尽效果较好,降低氧量后,虽然机械不完全燃烧损失及化学不完全燃烧损失稍有增加,但由于排烟温度降低明显,锅炉效率最终是增加的。根据试验数据,选择锅炉效率最高的氧量,并制订了氧量修正曲线(如图 5 所示),要求运行中按此曲线进行调整。

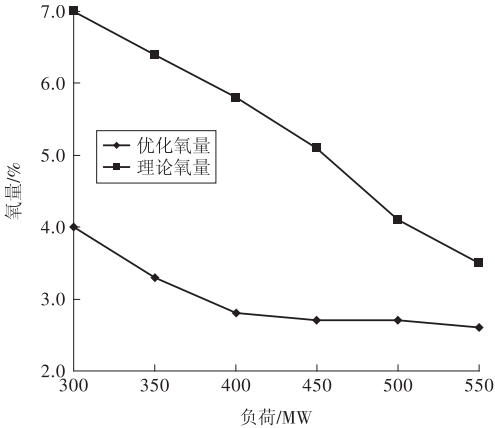


图 5 负荷与氧量的对应曲线

4.1.3 受热面吹灰运行的优化

停炉后检查受热面的积灰情况及运行中温度变化情况,制订更为合理的定期吹灰策略,详细规定了不同负荷以及不同烟温下,长、短蒸汽吹灰器及激波吹灰器的组合方式及吹灰时间。针对激波吹灰器吹灰效果差的问题,调整其吹灰强度,加强激波吹灰器吹灰期间的巡检及维护,出现哑炮应及时处理,当出现连续高负荷情况或烟温达到预设值时,在原有吹灰的基础上增投 1 次激波吹灰。

4.1.4 优化效果

机组调试、试运行期间,因空预器入口烟温过高,不得已采取限制总煤量不超过 420 t/h 的措施,多次因煤质差而不能满负荷运行。采取上述运行调整措施后,空预器入口烟温基本控制在 425 ℃ 以内,

表 1 变氧量试验数据

试验负荷/MW	运行氧量/%	排烟中 CO 质量浓度/(mg · m ⁻³)	排烟温度/℃	飞灰可燃物质量分数/%	锅炉效率/%
600	2.9	62.5	149.3	0.01	92.69
	2.7	237.5	148.9	0.03	92.71
	2.5	475.0	148.0	0.09	92.76
400	4.1	0	134.1	0.02	92.77
	3.2	0	133.4	0.04	93.05
	2.8	150.0	132.0	0.07	93.15
500	2.7	75.0	139.7	0.10	93.09

解除了总煤量不超过 420 t/h 的限制,煤质极差的情况下依然能满负荷安全稳定运行,但因再热器的减温水量较大,经济性较差。

4.2 受热面改造措施

4.2.1 改造方案

基于目前锅炉的实际运行情况(实际运行煤种热值比设计煤种低,水分比设计值高,与校核煤种比较接近),通过运行情况分析和热力校核计算,制订了相应的改造方案。

为了确保既无(或较小)再热器喷水,又能使空预器入口烟温不升高(在燃用类似校核煤种时,维持或接近 BMCR 工况空预器入口烟温 420℃ 左右,额定负荷(BRL)工况空预器入口烟温 410℃ 左右),综合考虑现有空间和现场施工的简便,在省煤器下方空间增加 10~12 排管排,在低温过热器下方增加 10~12 排管排,将省煤器悬吊管切割,省煤器中间集箱上移,改造示意图如图 6 所示。

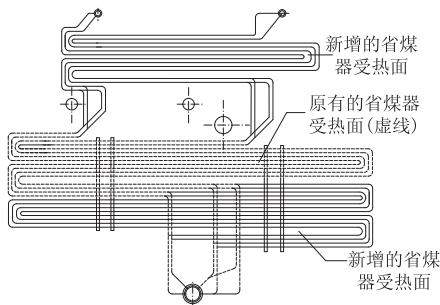


图 6 省煤器改造示意

通过模拟计算,该方案最多可使空预器入口烟温降低 15~25℃。该方案既考虑了将空预器入口烟气降低到合理的温度,也可保证空预器出口一次风温不至于因入口烟温太低而难以满足制粉系统干燥出力的要求。

4.2.2 改造后的效果^[7]

分析省煤器改造前、后各 15 d 的分散控制系统(DCS)运行数据可以看出:增加省煤器面积后,不同负荷下空预器入口烟温平均下降了 10℃,空预器一次风温温升平均下降了 6~8℃。

通过图 7 可以看出,增加省煤器面积后,再热器减温水量明显减少,喷水调节的频次也明显降低。深入分析改造后的运行情况发现,很多情况下都是由于快速调节负荷,而再热器烟气挡板调节有较大的惰性,造成了再热器减温水的瞬时投入,正常运行时再热器已不用开启减温水。

省煤器改造后,再热器烟气挡板调节区间明显增大了(挡板开度范围由 60%~100% 变化为 45%~100%)。若设总烟气流量为 1,空预器进口烟气流量即为 1,入口烟气温度为 t_0 ;前烟道(再热器侧)烟

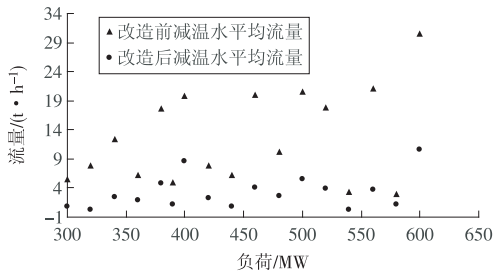


图 7 调整前、后再热减温水流量

气流量占总流量的比例为 X ,则后烟道(省煤器侧)流量占总流量的比例为 $1 - X$;前烟道烟气温度为 t_1 ,后烟道烟气温度为 t_2 ;列能量平衡方程为 $t_0 = X t_1 + (1 - X) t_2$, $X = (t_0 - t_2) / (t_1 - t_2)$ 。

通过图 8 可以看出:低负荷(350~450 MW)时前烟道的烟气流量大于后烟道,约占总流量的 75%;高负荷(500~600 MW)时前烟道的烟气流量小于后烟道,约占总流量的 25%;后烟道的开度随负荷增大而增大,前烟道的开度随负荷增大而减小,烟气挡板随负荷的变化趋势与计算得到的分流比趋势一致。

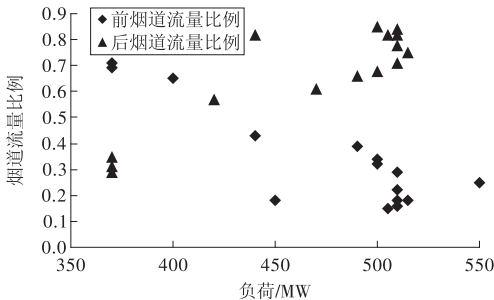


图 8 改造前、后烟道分流比随负荷变化趋势

4.2.3 改造后出现的问题

由于锅炉增加了省煤器受热面,使热风温度下降了 6~8℃,根据磨煤机热平衡计算结果,对于燃用煤种,在假定煤粉水分不变的前提下,磨煤机出口温度将下降 3.6~4.8℃,降低了磨煤机的干燥出力,对燃烧高水分褐煤锅炉的运行极为不利。

当增加煤粉细度时,煤粉水分会相应增加,根据磨煤机热平衡计算结果,磨煤机出口煤粉水分增加 1 百分点,可使磨煤机出口温度增加 5.5℃,因此,可以通过调整煤粉细度来抵消热风温度降低给磨煤机干燥出力带来的不利影响。磨煤机变煤粉细度试验显示,当某台磨煤机的煤粉细度 R_{90} 由 32.60% 增加到 37.32% 时,煤粉水分增加了 1 百分点;同时,通过实测的飞灰可燃物变化趋势(如图 9 所示)可以看出,3 个不同煤粉细度下的飞灰可燃物并无明显差别,说明白音华褐煤具有极佳的燃尽特性,在 $R_{90} = 38\%$ 的细度下依然能取得很好的燃尽效果;因此,通过降低煤粉细度来提高煤粉水分是可行的,从

而解决了改造的不利影响。

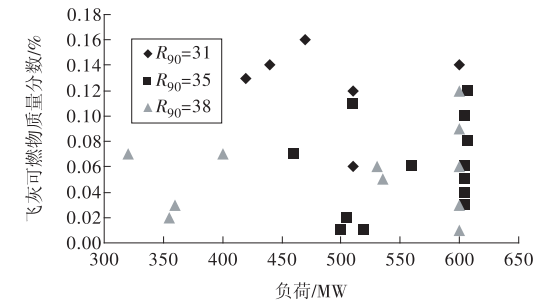


图 9 3 个煤粉细度下的飞灰可燃物变化趋势

5 结论

白音华金山发电有限公司锅炉在增加了省煤器受热面后,空预器入口烟气温度平均下降了 10℃,空预器一次风温温升平均下降了 6~8℃;再热器烟气挡板的调整区间增加,再热减温水量基本为零,再热蒸汽温度能够达到设计值。

通过增加省煤器的受热面,使排烟温度得到了明显的改善,但由于省煤器布置空间的限制,受热面的增加量还没有达到最佳状态,为了更好地节能降耗,回收尾部的余热,今后可考虑在空预器后增加低压省煤器^[8]。

(上接第 47 页)

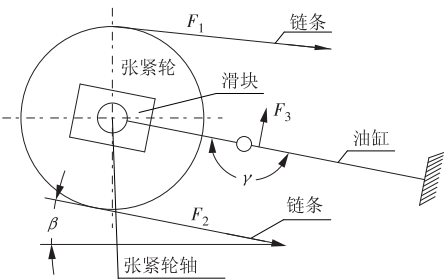


图 4 采样值比率差动作特性曲线

通过上述分析可知,取料机油缸底座开焊的主要原因是,取料机取料完成后操作人员并未手动缩回主耙油缸伸缩杆,导致主耙链条一直处在张紧状态,以至于在下降过程中造成油缸底座与缸体的拉应力大于缸底座与缸体焊接材料应力,油缸缸体与底座焊接处开焊。具体的解决方案为:取料完成后,先启动主耙收回按钮,再启动油泵,2 min 后按油缸停止按钮和油泵停止按钮,让伸缩杆在取料机下降的过程中缩回油缸,当取料机下降到具体位置时,再重新启动油缸按钮使其运行。

3 结论

(1)通过预紧力和最小预紧力的计算公式可以

参考文献:

[1] 邱中,梁进林,邱兵. 电站锅炉排烟温度高的原因分析及改进措施[J]. 能源研究与管理,2013(3):32-35.
[2] 崔海鹏. 电站锅炉排烟温度高原因及其改进措施[D]. 北京:华北电力大学,2012.
[3] 东北电力科学研究院有限公司. 白音华金山电厂 #1 锅炉能耗诊断分析试验报告[R]. 沈阳:东北电力科学研究院有限公司,2010.
[4] 黄新元. 电站锅炉运行及燃烧调整[M]. 北京:中国电力出版社,2007.
[5] 长春发电设备有限责任公司. MPS225HP-II 型中速磨煤机说明书[Z].
[6] 北京巴布科克·威尔科克斯有限公司. B&WB-2080/17.5-M 锅炉运行说明书[Z].
[7] 西安热工研究院有限公司. 白音华金山电厂 #1 锅炉性能试验报告[R]. 西安:西安热工研究院有限公司,2011.
[8] 丁乐群,张镭,于捷. 火电厂加装低压省煤器经济效益分析[J]. 东北电力大学学报,2006(1):26-30.

(本文责编:刘芳)

作者简介:

王东辉(1970—),男,内蒙古赤峰人,工程师,从事火力发电厂运行技术及管理工 作(E-mail:nmcfdwh@163.com)。

对张紧油缸进行选型,选择合适的缸径和油缸压力。通过可伸缩机尾紧链油缸对刮板链进行准确、安全紧链等操作,及时调整链条预张力。

(2)主耙张紧轮脱轨和油缸底座开焊,是由于主副耙从高限位向下下降的过程中未手动缩回主耙油缸,具体处理方法为先启动主耙收回按钮,再启动油泵,2 min 后按油缸停止按钮和油泵停止按钮,使取料机在下降过程中伸缩杆缩回到油缸中。

参考文献:

[1] 张海鳌. 刮板输送机链条的初张力和紧链力[J]. 煤矿机械,2003,24(10):40-41.
[2] 徐广明,毛君. 刮板输送机链条张力分析与计算研究[J]. 煤矿机械,2007,28(7):1-2.
[3] 唐兴华. 圆形料场取料机链条张紧分析研究[J]. 煤矿机械,2013,34(10):116-117.
[4] 丁守坤. 重型刮板输送机预张力的计算及伸缩机尾紧链油缸的确定[J]. 煤矿机械,2010,31(10):3-6.

(本文责编:白银雷)

作者简介:

杨功晓(1978—),男,河南伊川人,工程师,从事重钢结构及散料输送机械的设计和研究工 作(E-mail:yangxg@chec.com.cn)。

马倩(1988—),女,河南新乡人,工程师,工学硕士,从事散料输送机械的设计和研究工 作。