

600 MW 前后墙对冲燃烧锅炉降低排烟温度的试验研究

高远, 秦鹏, 岳峻峰

(江苏方天电力技术有限公司, 江苏南京 211102)

摘要:针对某电厂1号锅炉排烟温度偏高的问题,系统分析了影响排烟温度的各个因素,并开展了一系列降低排烟温度的优化调整试验。结果表明,采用合适的过量空气系数、不同层燃烧器束腰配风、提高二次风分配比率、减弱三次风旋流强度、降低磨煤机入口一次风量和提高磨煤机出口温度可有效降低排烟温度。同层燃烧器风量分配方式对排烟温度的影响较小。空预器换热能力差是导致锅炉排烟温度升高的主要因素。

关键词:超临界锅炉;旋流燃烧器;排烟温度

中图分类号:TK229

文献标识码:B

文章编号:1009-0665(2011)04-0064-04

某电厂1号锅炉自投产后排烟温度较高,平均温度在150℃,对脱硫系统的安全运行构成了威胁,亦对机组的经济性带来不利的影 响。因此,有必要分析造成该锅炉排烟温度偏高的原因,并通过优化调整使锅炉机组的运行工况更趋合理,以达到降低排烟温度,提高锅炉安全、经济运行水平的目的。

1 设备概况

1.1 研究对象

1号锅炉为超临界参数直流炉,锅炉装设脱硝系统,采用固态排渣,型号为HG-1965/25.4-YM5,设计燃用东胜神府煤。采用前后墙对冲燃烧方式,前后墙分别布置3层LNASB型低NO_x轴向旋流燃烧器,每层5只,最上层煤粉燃烧器上方布置1层燃尽风口,前后墙各布置5只,两侧墙各布置3只。采用HP1003中速磨煤机直吹式正压冷一次风制粉系统。燃烧器形式如图1所示。

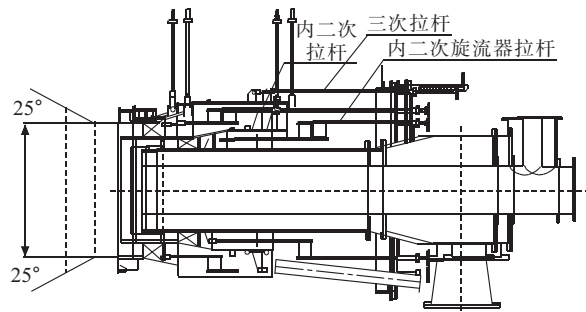


图1 LNASB型轴向旋流燃烧器

1.2 煤质特性

试验期间机组额定负荷运行,试验煤种为混煤。锅炉设计煤种以及试验煤种数据如表1所示。试验所用煤质低位发热量在19.48~21.14 MJ/kg,平均低于设计值14%,原煤水分较设计值高6%。文献[1]指出排烟温度大致与收到基水分 W_{ar} 呈正

比,与发热量 $Q_{net,ar}$ 呈反比。因此,煤质偏离设计值较大是锅炉排烟温度较高的一个主要原因。

表1 煤的特性分析

项目	设计	煤种1	煤种2	煤种3
收到基碳 $C_{ar}/\%$	61.88	54.23	52.90	56.74
收到基氢 $H_{ar}/\%$	3.40	3.49	3.30	3.57
收到基氧 $O_{ar}/\%$	10.78	8.59	8.45	8.98
收到基氮 $N_{ar}/\%$	0.80	0.71	0.61	0.64
收到基硫 $S_{ar}/\%$	0.44	0.41	0.45	0.41
收到基水分 $M_{ar}/\%$	13.6	20.40	20.40	19.20
收到基灰分 $A_{ar}/\%$	9.10	12.17	13.89	10.46
可燃基挥发分 $V_{daf}/\%$	34.08	38.81	37.25	37.60
低位发热量 $Q_{net,ar}/(MJ \cdot kg^{-1})$	23.47	20.04	19.48	21.14

2 影响因素分析

一般情况下,排烟温度升高10~15℃,排烟损失增加1%^[2]。该炉设计排烟温度为128℃,实际排烟温度较设计值高20℃左右,严重制约了锅炉热效率的提升。锅炉排烟温度较高是由于以下原因:(1)漏风(包括炉膛漏风、制粉系统漏风、烟道漏风、空预器漏风)^[3];(2)燃烧调整控制问题;(3)煤质偏离设计值较大;(4)空预器换热能力差。

由于环境温度波动对排烟温度有一定的影响,因此,按照ASME PTC4.1标准对排烟温度进行了修正。

3 试验结果及分析

3.1 燃烧总风量特性分析

过量空气系数 α 能够反应进入炉内的燃烧总风量。 α 过小,则空气供应量少,在空预器换热能力一定的情况下将导致排烟温度的上升; α 过大,则空气供应量大,导致炉内温度下降,增加烟气量,亦导致排烟温度上升^[4]。因此,需要通过燃烧优化调整寻

找一个最佳过量空气系数。总风量的调整是在各台磨煤机进口一次风量基本不变的前提下进行的,即通过送风机的调整来改变总风量大小,试验结果如图 2 所示。

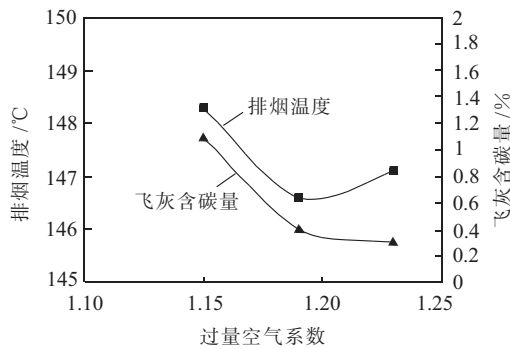


图 2 过量空气系数的影响

随着 α 由 1.15 增加到 1.23,排烟温度先降低后升高。在 α 为 1.19 时,排烟温度达到最低值,说明此时 α 的增加导致空预器对烟气热量的利用率增加。而总风量对飞灰含碳量的影响则是符合预期的,随着 α 的增加,飞灰含碳量总体上较低且逐渐降低,当 α 大于 1.19 时,其变化已不明显。

3.2 不同层燃烧器风量分配特性的影响分析

调整二次风风门开度,可以将燃烧所需风量分阶段送入炉内,改变火焰中心,达到对排烟温度调整的目的。从炉底至炉顶的二次风箱共 4 层,分别取风门开度为 80/75/60/85 (定义为束腰配风)、80/80/80/80(定义为均等配风)以及 75/75/75/100(定义为 T 型配风)进行试验,试验结果如表 2 所示。

表 2 风量分配特性试验数据

参数	束腰	均等	T 型
风门开度 / %	80/75/ 60/85	80/80/ 80/80/	75/75/ 75/100
过热蒸汽温度 / °C	539.1	538.6	538.8
再热蒸汽温度 / °C	568.8	569.2	567.6
空预器进口风温 / °C	26.9	27.9	30.0
空预器进口风温 / °C	351.4	355.0	349.3
实测排烟温度 / °C	150.6	153.7	153.2
修正后排烟温度 / °C	148.6	151.1	149.3
飞灰含碳量 / %	1.09	1.16	0.3

从表 2 中看出,采用束腰配风方式运行,由于下层风量较大,火焰中心向下偏移,燃尽风量较大可以补充中间层完全燃烧所需风量,同时对火焰有一定的压制效果,因此锅炉排烟温度最低。T 型配风燃烧区域风量分布均匀,火焰中心稍高,但由于燃尽风对火焰的压制效果,其排烟温度次低。采用均等配风方式运行排烟温度最高,较排烟温度最低的束腰配风高 2.5 °C。而飞灰含碳量则是 T 型最低,束

腰次之,均等最高,其主要原因是上层风(OFA)的份额增加所致,由于 OFA 沿四壁布置,增加 OFA 即意味着增强了 OFA 的扰动能力,使得焦炭粒子在炉内的停留时间相对延长,对降低排烟温度和灰渣含碳量均比较有利。

3.3 燃烧器调整分析

LNASB 型低 NO_x 轴向旋流燃烧器二次风旋转射入炉膛,先与一次风射流作用形成回流区,抽吸高温烟气,煤粉颗粒较早的进入回流区时,煤粉可以在回流区内着火燃烧,放出的热量可以提高回流区的烟温^[5],在回流区尾部进入回流区的煤粉,若在进入炉内后还未着火,则随煤粉带入回流区的是大量低温气流,致使回流区温度下降^[6,7]。因此,煤粉较早进入回流区可以强化煤粉的着火燃烧^[8]。回流区的强度可通过二次风量和二次风旋流强度进行调节。此后,带有强烈旋流的三次风随之喷入,与含煤粉气流的二次风进行强烈的混合,以稳定燃烧,供给煤粉颗粒进一步燃烧所需氧量。

通过试验合理配置燃烧器二、三次风配比、旋流强度以及同层燃烧器总风量的分配,可以使各燃烧器热负荷均匀,优化各燃烧器燃烧,降低排烟温度。

3.3.1 二次风比率调整分析

二次风比率由二次风拉杆控制,调整二次风拉杆可以改变燃烧器的二、三次风分配比例及二次风的旋流强度。由于燃煤为较易结渣的烟煤,二次风比率过大将导致严重的结渣,故安排将二次风率置于中等比率和最低比率进行试验,试验结果见表 3。

表 3 二次风分配比率调整试验数据

参数	中等	最低
过热蒸汽温度 / °C	538.8	538.6
再热蒸汽温度 / °C	567.6	566.8
空预器进口风温 / °C	30.0	30.4
空预器进口风温 / °C	349.3	353.6
实测排烟温度 / °C	153.2	156.6
修正后排烟温度 / °C	149.3	152.5
飞灰含碳量 / %	0.3	0.21

二次风分配比率降低,中心回流区减小,二次风进入燃烧气流的时间延迟。对于易燃烧煤种,要求在燃烧器出口迅速补充二次风^[9],否则会影响到煤粉初期燃烧,煤粉燃烧行程增加,火焰中心上移,排烟温度升高。二次风分配比率最低的排烟温度较中等比率的排烟温度升高了 3.2 °C。在二次风比率改变的试验中,飞灰含碳量变化较小,均保持在较好的燃尽效果。

3.3.2 三次风旋流强度调整分析

随着三次风旋流强度的增大,回流区的长度和

直径均增大,回流区直径比增大,射流扩展角也增大,当扩展角过大,容易产生飞边现象或开式中心回流,造成燃烧不稳^[10],容易烧坏燃烧器和产生结渣。分别将三次风旋流强度调整至中等强度及最弱位置进行试验,试验结果如表4所示。

表4 三次风旋流强度调整试验数据

参数	旋流中等	旋流最弱
过热蒸汽温度/℃	538.6	537.8
再热蒸汽温度/℃	566.8	572.5
空预器进口风温/℃	30.4	26.6
空预器进口烟温/℃	353.6	345.8
实测排烟温度/℃	156.7	150.0
修正后排烟温度/℃	152.6	148.2
飞灰含碳量/%	0.21	0.22

从表4中看出,随着三次风旋流强度的减弱,排烟温度降低。其主要原因是三次风占燃烧空气份额较大,加强三次风旋流,加剧了炉内燃烧,提高了炉膛温度,相应地也影响到锅炉尾部烟道烟气温度的上升,进而排烟温度升高。此外,从火焰形态看,在三次风旋流强度中等时气流在旋口内迅速扩展,火焰根部扩展角大,火焰当中的高温煤灰粒子易接触炉墙并沉积,有结渣现象。因此,减弱三次风的旋流强度不仅对降低排烟温度有利,而且对燃烧器结渣的预防也有好处。由于燃煤为较易着火的烟煤,2个工况中的飞灰含碳量均较低。

3.3.3 同层燃烧器风量分配方式变化的影响

进入燃烧器的总风量由三次风挡板控制,该炉同层布置5个燃烧器(从左至右编号1—5号),共用一个大风箱。为有效指导试验,先利用CFX数值模拟软件对同层燃烧器间的流场进行了模拟。同层燃烧器间速度分布如表5所示。

表5 同层燃烧器风速及静压模拟数据

参数	1号	2号	3号	4号	5号
静压/Pa	712.8	717.9	727.6	718.0	913.0
风速/(m·s ⁻¹)	32.48	32.29	31.03	32.29	32.45

从流体模拟计算情况看,1号、5号燃烧器风速最高,3号燃烧器风速最低。为了优化同层燃烧器间各只燃烧器的燃烧效果,分别将1号、3号、5号燃烧器三次风挡板关25%(定义为双峰)与将5只燃烧器三次风挡板调整至全开(定义为均等)进行对比试验,试验结果如表6所示。

从试验结果看,同层燃烧器三次风采用双峰型较采用均等型排烟温度下降0.8℃,效果不明显。其主要原因是1号、3号、5号燃烧器三次风挡板关小后,同层燃烧器总风量更趋均匀,各燃烧器热负荷均匀,可以消除局部高温现象,改善燃烧效果,进而降

表6 同层三次风量调整试验数据

参数	均布	双峰
过热蒸汽温度/℃	536.7	534.4
再热蒸汽温度/℃	570.4	568.3
空预器进口风温/℃	25.7	26.6
空预器进口烟温/℃	340.3	342.5
实测排烟温度/℃	145.7	145.0
修正后排烟温度/℃	144.0	143.2
飞灰含碳量/%	0.23	0.16

低排烟温度。但不管同层燃烧器风量分配如何改变,由于相邻异向旋转的火炬有相互作用,热质交换强烈,燃烧不致明显变差,因此,同层燃烧器风量分配方式的变化对排烟温度的影响有限。如前所述由于燃煤为较易着火的烟煤,同层燃烧器风量的改变未对飞灰含碳量造成明显影响,2个工况中的飞灰含碳量均较低。

3.4 制粉系统的影响

3.4.1 一次风量的影响

一次风量主要满足煤粉的前期燃烧,与煤质挥发分关系密切,对制粉系统的运行和煤粉颗粒的着火影响很大^[11]。该炉额定出力运行期间,磨煤机入口一次风量在108 t/h左右,而其设计通风量为98 t/h,实际运行风量超出设计值约10%,这是导致锅炉排烟温度较高的原因之一。磨煤机一次风量调整试验数据如表7所示。

表7 一次风量调整前后试验数据

参数	调整前	调整后
一次风量/(t·h ⁻¹)	108	100
过热蒸汽温度/℃	537.8	536.7
再热蒸汽温度/℃	572.5	570.4
空预器进口风温/℃	26.6	26.5
空预器进口烟温/℃	345.8	346.0
实测排烟温度/℃	150.0	147.3
修正后排烟温度/℃	148.2	145.5
飞灰含碳量/%	0.22	0.2

在磨煤机出口温度一定的情况下,一次风量降低,其中掺杂的冷一次风量也减少,制粉系统漏风率变小,流经空气预热器的风量增加,从而导致排烟温度下降^[12]。同时,一次风量增加后,煤粉细度变粗,火焰中心上移,对降低排烟温度不利。试验期间,磨煤机入口一次风量由108 t/h调整到100 t/h后,排烟温度下降2.7℃。

3.4.2 磨煤机出口温度的影响

从燃烧的角度看,一次风温越高越好,但实际运行中为了保证制粉系统安全运行,需对一次风温有所限制。该锅炉燃煤为高挥发分易燃混煤,出于磨煤

机安全运行的考虑,电厂过于保守的把磨煤机出口运行温度控制在 65 °C,低于普通烟煤锅炉一次风温的控制值,有必要通过提高磨煤机出口温度来降低排烟温度。试验期间将磨煤机出口温度从 65 °C 提高到 75 °C,具体结果如表 8 所示。

图 8 磨煤机出口温度调整前后试验数据

参数	调整前	调整后
一次风温 /°C	65	75
过热蒸汽温度 /°C	537.0	536.9
再热蒸汽温度 /°C	570.5	570.2
空预器进口风温 /°C	27.0	27.2
空预器进口烟温 /°C	346.1	346.2
实测排烟温度 /°C	147.0	143.1
修正后排烟温度 /°C	144.9	140.8
飞灰含碳量 /%	0.21	0.2

磨煤机出口温度越低,则在磨煤机入口前掺入的冷一次风比例越大,即流过空预器进行换热的风量降低,引起排烟温度升高。同时,磨煤机出口温度低,使进入炉膛的风粉混合物温度降低,燃烧延迟,也会造成排烟温度升高。该锅炉燃煤全水分较高,平均值在 20%,在煤粉干燥过程中会吸收大量汽化潜热。因此,提高磨煤机进、出口温度可大幅降低排烟温度。调整后,排烟温度下降 4.1 °C,效果显著。

3.5 空预器换热能力分析

通过优化调整,锅炉最低排烟温度较最高排烟温度降低 11.8 °C,排烟温度偏高的现象得到了缓解,但仍高于设计值。空预器性能分析如表 9 所示,试验工况的空预器进口烟温远低于设计值,二者相差 13.8 °C,空预器出口一、二次风温较设计值明显偏低,而排烟温度在经过基准温度修正后仍高于设计值 15.8 °C,试验工况传热温压较设计值偏低将近 20 °C。需特别指出的是,试验工况是在试验煤种水分较设计煤种水分高 6%的前提下进行的,为了保证磨煤机的出口温度,此时的制粉系统掺冷风量已低于设计冷风量。期间,电厂专业人员也对炉膛和烟道进行了细致地查漏,未发现明显的漏风点。因此,可以推断排烟温度偏高的问题与空预器的换热性能未达设计值有关。其可能主要是以下原因所致:(1)空预器换热面积不足;(2)锅炉设计装设脱硝装置,为减轻空预器腐蚀而在冷端加涂陶瓷,使空预器热交换能力下降;(3)设计中简单地把空预器进口一、二风温等同,实际中空预器进口一次风温较二次风温有较大提高。

4 结束语

通过分析、调整对锅炉排烟温度有所影响的各

表 9 空预器换热性能分析 °C

参数	设计工况	试验工况
空预器进口一 / 二次风温	23/23	34.2/25.2
空预器进口平均风温	23	27.2
空预器出口一 / 二次风温	336.7/309.4	307.9/269.1
空预器进口烟温	360	346.2
实测排烟温度	125	143.1
修正后排烟温度	125	140.8
温压	90.0	69.6

种因素,得出如下结论:(1)过量空气系数由 1.15 增加到 1.23,排烟温度先降低后上升。(2)在不同层燃烧器风量分配方式中,束腰配风方式运行时,锅炉的排烟温度最低;同层燃烧器风量分配方式变化对排烟温度的影响较小。(3)提高燃烧器二次风分配比率和降低三次风旋流强度均可降低锅炉排烟温度。(4)制粉系统运行方式对排烟温度影响较大。降低磨煤机入口一次风量和提高磨煤机进、出口温度均对降低排烟温度有益,其中提高磨煤机进、出口温度的影响尤为明显。(5)空预器换热能力不足是导致锅炉排烟温度偏高的主要因素之一。

参考文献:

[1]孙中国.煤质水分、热值变化对排烟温度及锅炉效率的影响[J].锅炉制造,2010,220(2):19-22.
 [2]陈学俊,陈听宽.锅炉原理(第2版)[M].北京:机械工业出版社,1991.
 [3]夏志强,李雨辰,朱新源.降低煤粉锅炉排烟温度研究进展[J].电站系统工程,2009,25(6):55-57.
 [4]刘福国.电厂锅炉变氧量运行经济性分析及经济氧量的优化确定[J].中国电机工程学报,2003,23(2):172-176.
 [5]YIN C G, ROSEDAHL L, CONDAR T J. Further Study of the Gas Temperature Deviation in Large-scale Tangentially Coal-fired Boilers [J]. Fuel, 2003, 82(9):1127-1137.
 [6]FAN J R, QIAN L G, MA Y L, et al. Computational Modeling of Pulverized Coal Combustion Processes in Tangentially Fired Furnaces [J]. Chemical Engineering Journal, 2001, 81(13): 261-269.
 [7]陈刚,郑楚光.锅炉炉膛上部容积热负荷与煤粉锅炉烟温偏差的关系[J].中国电机工程学报,2002,22(11):146-148.
 [8]赵玲玲,周强泰,赵长遂.煤粉旋流燃烧器掺混系数的研究与分析[J].中国电机工程学报,2006,26(23):95-99.
 [9]岑可法,周昊,池作和.大型电站锅炉安全及优化运行技术[M].北京:中国电力出版社,2003.
 [10]林正春,范卫东.一种低 NO_x 旋流燃烧器流场特性的研究[J].动力工程,2008,28(3): 355-360.
 [11]黄新元.电站锅炉运行与燃烧调整[M].北京:中国电力出版社,2003.
 [12]王培萍,赵世伟,岳希明,等. ZGM113G 型中速磨煤机运行问题分析[J].热力发电,2010,39(1):56-57,60.

信息送往集控室,用户可以看到所有设备的运行,诊断维护信息,便于分析故障的原因并快速排除,同时由于系统结构简化,使得连线简单而减少了维护的工作量。

3 结束语

在输煤环境较差的情况下,江苏新海发电有限公司输煤程控系统采用菲尼克斯的 PROFIBUS-DP 总线产品,集成最佳的生产过程控制系统,减少控制电缆,提高可靠性,简化了系统安装、简化了设备的维护和检修,降低了工程项目的建造和运营成本,有效地提高了经济效益。随着现场总线技术的不断完善和电厂信息化要求的不断提高,基于现场总线的

控制系统必将为电力行业自动化系统提供越来越好的选择,它将不断地推动电厂的节能降耗,推动绿色电厂的建设。

参考文献:

- [1] 阳宪惠. 现场总线技术及其应用[M]. 北京:清华大学出版社,1999.
- [2] 邬宽明. 现场总线技术应用选编[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2003.
- [3] 罗红福,胡斌,钟存福,等. PROFIBUS-DP 现场总线工程应用实例解析[M]. 北京:中国电力出版社,2008.

作者简介:

何俊松(1981-),男,江西宜春人,助理工程师,从事电厂热控设备维护管理工作。

Application of Field Bus in Programmed Coal Handling System of Thermal Power Plants

HE Jun-song

(Jiangsu Xinhai Power Generation Co., Ltd., Lianyungang 222012, China)

Abstract: The characteristics as well as the practical operation conditions of field bus technique adopted by Xinhai Power Generation Company have been introduced in the paper. Due to the advantages of PROFIBUS field bus in reliability and installation methods, it's believed that this technique will be applied much widely in future.

Key words: PROFIBUS; field bus; PLC; programmed coal handling

(上接第 67 页)

作者简介:

高远(1978-),男,江苏丰县人,工程师,从事电站机组调试和管理工作;

秦鹏(1983-),男,山东烟台人,工程师,从事电站锅炉性能试验研究工作;

岳俊峰(1976-),男,内蒙鄂尔多斯人,高级工程师,从事电站锅炉燃烧优化及性能试验工作。

Experiment Research on Effects of Opposed Firing on Exhaust Flue Gas Temperature of 600 MW Boilers

GAO Yuan, QIN Peng, YUE Jun-feng

(Jiangsu Fangtian Electric Power Technology Co.,Ltd., Nanjing 211102, China)

Abstract: Aiming to decrease the high exhaust flue gas temperature, associated factors are analyzed systematically, and experiments designed for the optimization have also been carried out. The results suggest that with the adoption of reasonable excess air coefficient, higher ratio of secondary air, lower swirl intensity, lower primary air flow into coal mills and higher outlet air temperature, the exhaust gas temperature can be decreased effectively. The conclusion also indicates that the air distribution of the same layer combustors has little effect on the exhaust flue gas temperature, while the poor heat exchange efficiency of air preheaters may be the root cause.

Key words: supercritical boiler; swirl burner; exhaust flue gas temperature

欢迎投稿 欢迎订阅