DOI: 10.19666/j.rlfd.202604033

生物质掺烧条件下660 MW W型火焰锅炉温度场沿程演变规律研究

敬旭业[1]，郭菲凡[2]，袁世通[1]，吴玉新[2]，柴 潇[1]，程金武[3]，姜天驰[2]，霍海江[3]

（1. 中国大唐集团科技创新有限公司，河北 雄安新区 071700；
2. 清华大学能源与动力工程系，北京 100084；
3. 龙滩水电开发有限公司合山发电公司，广西 合山 546501）

［摘 要］【目的】为揭示生物质掺烧对660 MW W型火焰锅炉烟气温度沿程分布的影响机制，为大型W型火焰锅炉生物质掺烧运行优化提供理论依据。【方法】以某660 MW超临界W型火焰直流锅炉为研究对象，在100%THA工况下选取甘蔗叶为生物质燃料，基于锅炉受热面结构构建热力计算模型，采用等效燃料处理方法，以低位发热量为基准设置2%、5%、10%、20%、30% 5种掺烧比例，系统研究锅炉沿程各换热器出口烟温的变化特征。【结果】结果表明：生物质掺烧未改变各换热器出口烟温沿烟气流动方向逐级降低的基本规律，沿程换热器可按烟温变化特征划分为3个组合区域，且同一区域内各换热器出口烟温变化趋势高度一致；随掺烧比例从2%升至30%，炉膛出口、屏式过热器换热器出口烟温同步下降，降幅分别为33、16 ℃，理论燃烧温度降低142 ℃；末级过热器、末级再热器换热器出口烟温呈一致的“先降后升、后期趋稳”特征，波动范围分别为6、9 ℃；低温再热器、低温过热器、省煤器、空气预热器换热器出口烟温均一致升高，其中空气预热器出口烟温从140 ℃升至158 ℃，升幅达18 ℃。【结论】660 MW W型火焰锅炉掺烧生物质时，同一特征区域内各换热器出口烟温变化具有高度一致性，掺烧对炉膛及上部辐射区换热器烟温影响最显著，水平烟道换热器烟温受上游温度与热量再分配共同调控，后烟井各换热器烟温一致升高导致烟气显热向尾部累积，可能降低锅炉热效率。

［关 键 词］W型火焰锅炉；生物质掺烧；甘蔗叶；烟气温度；沿程分布；热力计算

［引用本文格式］（本段作者勿动）作者姓名. 中文标题[J]. 热力发电，年，卷(期)：起始页码-终止页码. 作者姓名. 英文标题[J]. Thermal Power Generation，年，卷(期)：起始页码-终止页码.

Study on the evolution of temperature field along the path of a 660MW W-type flame boiler under biomass co-firing conditions

Jing Xuye[1], Guo Feifan[2], Yuan Shitong[1], Wu Yuxin[2], Chai Xiao[1], Cheng Jinwu[3], Jiang Tianchi[2], Huo Haijiang[3]

(1. China Datang Corporation Science and Technology Innovation Co., Ltd., Xiong'an New Area 071700, China;
2. Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;
3. Heshan Power Generation Company, Longtan Hydropower Development Co., Ltd., Heshan 546501, China)

Abstract: [Objective]To reveal the impact mechanism of biomass co-firing on the flue gas temperature distribution along the flow path in a 660 MW W-flame boiler, and to provide a theoretical basis for optimizing the co-firing operation of large-scale W-flame boilers. [Method]Taking a 660 MW supercritical W-flame once-through boiler as the research object, sugarcane leaves were selected as the biomass fuel under the 100%

收 稿 日 期：2026-04-09 修 回 日 期：2026-05-16 接 受 日 期：2026-05-21 网络首发日期：XXXX-XX-XX
基 金 项 目：清华大学-中国大唐集团有限公司绿色与智慧能源技术联合研究院项目（DTKC-2025-20711）；国家重点研发计划（2023YFB400570）
Supported by：Research and Application of Key Technologies for High-Proportion, Wide-Load Biomass Co-firing (DTKC-2025-20711); National Key R&D Program of China (2023YFB4005701)
第一作者简介：敬旭业（1986），男，博士，高级工程师，主要研究方向为电力领域节能降碳技术，jingxuye@kc.china-cdt.com。
通信作者简介：吴玉新（1980），男，博士，副教授，主要研究方向为煤清洁低碳利用技术，wuyx09@tsinghua.edu.cn。

THA (Turbine Heat Acceptance) condition. A thermal calculation model was constructed based on the boiler's heating surface structure. Using an equivalent fuel processing method, five co-firing ratios (2%, 5%, 10%, 20%, and 30%) were established based on the lower heating value. The variation characteristics of the flue gas temperature at the outlet of each heat exchanger along the flow path were systematically investigated. [Results] The results indicate that biomass co-firing does not alter the basic rule that the flue gas temperature at the heat exchanger outlets decreases progressively along the flow direction. The heat exchangers along the flow path can be divided into three combined zones based on the temperature variation characteristics, and the trends of outlet flue gas temperatures within the same zone are highly consistent. As the co-firing ratio increases from 2% to 30%, the flue gas temperatures at the outlets of the furnace and the platen superheater decrease simultaneously, with reductions of 33 ℃ and 16 ℃, respectively, while the theoretical combustion temperature drops by 142 ℃. The outlet flue gas temperatures of the final superheater and final reheater exhibit a consistent trend of "initially decreasing, then increasing, and eventually stabilizing," with fluctuation ranges of 6 ℃ and 9 ℃, respectively. Conversely, the outlet flue gas temperatures of the low-temperature reheater, low-temperature superheater, economizer, and air preheater all consistently increase. Notably, the outlet flue gas temperature of the air preheater rises from 140 ℃ to 158 ℃, marking an increase of 18 ℃. [Conclusion] When biomass is co-fired in a 660 MW W-flame boiler, the variation in the outlet flue gas temperature of heat exchangers within the same characteristic zone exhibits high consistency. Co-firing has the most significant impact on the flue gas temperatures in the furnace and the upper radiant zone. The flue gas temperatures of the heat exchangers in the horizontal flue are jointly regulated by upstream temperatures and heat redistribution. Furthermore, the consistent increase in flue gas temperatures across the heat exchangers in the rear pass leads to the accumulation of flue gas sensible heat at the tail, which may reduce the thermal efficiency of the boiler.

Key words: W-flame boiler; biomass co-firing; sugarcane leaves; flue gas temperature; distribution along the flow path; thermal calculation

2024 年 6 月 24 日，国家发改委和能源局印发了《煤炭低碳化改造建设行动方案（2024—2027 年）》[1]，明确提出燃煤机组应具备掺烧 10%以上生物质燃料能力。生物质掺烧因具有改造成本低、投资规模小、设备改造量少及技术成熟度高等优势，成为现役燃煤机组实现低碳化转型的重要技术路径，但在实际工程应用中，生物质掺烧的规模化推广仍受燃料供应半径等因素制约[2-4]。通过生物质与煤耦合发电的方式减少煤炭消耗，已成为当前及未来火力发电领域实现低碳转型的重要发展方向[5-11]。

与纯煤燃烧相比，生物质燃料具有高挥发分、高含氧量及高水分等特性，其参与燃烧后将显著改变炉内燃烧过程与传热特性，会重构炉膛与尾部受热面热负荷分配，进而改变烟气温度沿程分布规律。在机理研究方面，已有学者围绕生物质掺烧开展了多角度研究，主要集中于以下 3 个方面：一是基于数值模拟分析炉内燃烧及温度场特性，孙倩倩等[12]基于 ANSYS 数值模拟研究了生物质气喷口位置对炉内温度分布及 NO_x 生成的影响规律；二是从燃料特性出发，探讨掺烧比例对燃烧行为的影响，李美军[13]分析了不同掺混比例对混合燃料的着火温度、燃尽温度等燃烧特性的影响；三是针对工程运行问题，研究掺烧对受热面结渣、腐蚀及效率的影响，刘志等[14]分析了 CFB 锅炉掺烧生物质对受热面积灰及腐蚀特性的影响。Werther 等人[15]研究了不同粒径生物质颗粒对锅炉燃烧效率的影响。Dong 等人[16]基于 660 MW 燃煤锅炉工况，开展了煤与生物质不同混燃方式的对比研究，分析了其对炉膛结渣倾向及尾部烟气 NO_x 质量浓度的影响。针对工程机组运行，已有研究表明，大比例生物质掺烧会引起减温水量增加、锅炉热效率下降等现象[16]；同时，掺烧生物质还可能导致主燃烧区结渣、受热面腐蚀及燃烧效率下降等问题[17]。

总体来看，已有研究多采用数值模拟方法关注燃烧过程、排放特性及受热面腐蚀等问题，对锅炉整体烟气温度沿程变化关注不足。对于现役大型机组，目前缺乏系统分析真实结构条件下烟气温度在炉膛、水平烟道及后烟井各区域的演变规律及其差异性。基于此，本文以某 660 MW 现役 W 型火焰锅炉为研究对象，在 100%THA 工况下，选取甘蔗叶作为代表性生物质燃料，基于锅炉受热面结构建立热力计算模型，对不同掺烧比例条件下锅炉烟气温度沿程分布特性进行系统分析，揭示生物质掺烧对锅炉温度场分布及热量传递路径的影响机制，为大型燃煤机组生物质掺烧运行优化提供理论依据与工程参考。

1 研究对象与计算工况

1.1 机组概况

本文研究对象为某电厂 660 MW 等级超临界 W 型火焰直流锅炉。锅炉采用单炉膛、一次再热、平衡通风、露天布置、固态排渣的布置形式，额定蒸发量为 2 129 t/h。锅炉采用新型 W 火焰燃烧技术，前后炉拱错列布置 36 只双旋风筒燃料预热型煤粉燃烧器，拱上方对应设置 36 组乏气-燃尽风燃烧器，配套 6 台 BBD4366 型双进双出球磨机（双进双出磨正压直吹制粉系统），燃料在炉膛下部形成典型的 W 型火焰结构。锅炉炉膛四周布置膜式水冷壁管屏，用于吸收炉膛辐射热量。炉膛上部设置屏式过热器以强化高温烟气辐射换热。烟气离开炉膛后，经折焰角进入水平烟道区域，在该区域依次布置末级过热器及末级再热器。

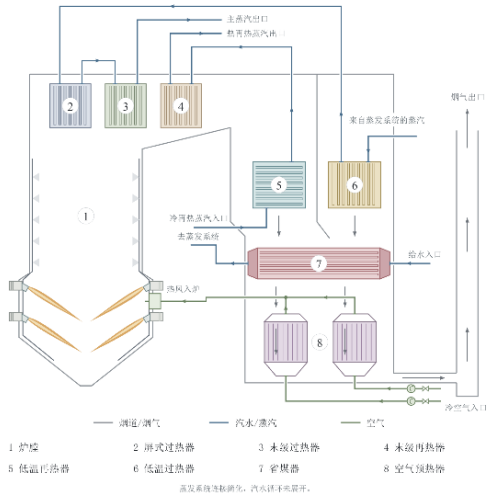


图 1 锅炉烟气流动及受热面布置示意

Fig.1 Schematic of boiler flue gas flow and heat transfer surface arrangement.

锅炉采用烟气挡板调温，后烟井设置双烟道，前烟道内部布置低温再热器，后烟道内部布置低温过热器。烟气调节挡板布置在低温过热器及低温再热器下方。烟道在烟气调节挡板下方合为单烟道，内部布置有鳍片式省煤器。两台回转式空气预热器布置在后烟井下方，由于 W 火焰本身结构特点所决定，空预器采用半拉出布置。

为清晰展示锅炉内部烟气流动路径以及各受热面的布置位置，图 1 给出了锅炉烟气流动及受热面布置示意图。

沿烟气流动方向，各受热面依次吸收热量，烟气温度逐级降低。不同受热面的吸热能力及其布置方式直接决定了烟气温度的沿程变化特征。因此，在燃料性质发生变化的条件下，烟气温度分布及受热面热负荷可能产生显著变化。研究生物质掺烧条件下烟气温度沿程变化规律，对于分析锅炉受热面热负荷分配及锅炉热力特性具有重要意义。

1.2 燃料特性与生物质掺烧工况

为研究生物质掺烧对锅炉烟气温度分布的影响，本文选取电厂实际燃用煤种作为基准燃料，并与南方典型生物质燃料甘蔗叶进行混合燃烧。煤及 2 种生物质燃料的工业分析、元素分析及低位发热量等基础性质参数见表 1。与煤相比，生物质燃料通常具有挥发分高、含氧量高以及低位发热量较低等特点，其燃烧特性差异可能对炉膛燃烧温度及烟气生成特性产生影响[18]。锅炉运行工况选取 THA（额定负荷）作为研究基准工况。额定负荷条件下锅炉主要运行参数见表 2。

。

表 1 煤粉与甘蔗叶工业分析及元素分析

Tab.1 Proximate and ultimate analysis of pulverized coal and sugarcane leaves

名称	w_{ar}(C)/%	w_{ar}(H)/%$_{ar}$	w_{ar}(O)/%	w_{ar}(N)/%	w_{ar}(S)/%	w_{ar}(A)/%	w_{ar}(M)/%	w_{daf}(V)/%	$Q_{net,ar}$（kJ/kg）
煤粉	55.50	3.20	9.36	1.06	1.44	34.77	4.09	28.06	22.27
甘蔗叶	40.45	5.34	36.44	0.64	0.25	2.78	11.68	69.59	12.17

表 2 锅炉 THA 工况下运行参数

Tab.2 Boiler operating parameters under 100% THA condition

项目	数值
额定蒸发量/(t·h^{-1})	1 866.725
过热蒸汽压力/MPa	24.20
过热蒸汽温度/℃	566
再热蒸汽流量/(t·h^{-1})	1 574.646
再热蒸汽入口压力/MPa	4.167
再热蒸汽入口温度/℃	305.9
再热蒸汽出口压力/MPa	3.75

项目	数值
再热蒸汽出口温度/℃	566
给水压力/MPa	27.7
给水温度/℃	274.6
周围环境温度/℃	20

表 1 中燃料工业分析和元素分析数据均通过实验测试获得，其中工业分析按照相关国家标准方法进行测定。由于不同测试方法及基准换算过程存在一定误差，各组分在四舍五入后总和可能略有偏差，但该偏差对锅炉整体热力计算结果影响较小。

2 计算方法

2.1 热力计算模型构建及输入参数设定

为分析不同生物质掺烧比例对锅炉烟气温度沿程分布的影响，本文基于常规锅炉热力计算方法，结合现役 660 MW W 型火焰锅炉实际结构参数，构建了适用于本机组的整体热力计算模型。模型以能量守恒为基础，在锅炉结构参数、受热面布置形式及燃烧系统结构保持不变的条件下，仅改变燃料输入条件，以考察燃料性质变化对锅炉热力特性的影响。

在计算方法上，模型以锅炉结构参数及混合燃料性质为基础输入，首先根据燃料元素组成及发热量计算理论空气量与烟气生成量，确定燃烧过程的初始烟气状态；在此基础上，通过锅炉整体热平衡计算建立燃料输入与锅炉输出之间的能量关系，并确定燃料消耗量及烟气参数。随后以锅炉实际烟气流动路径为主线，按照炉膛、屏式过热器、末级过热器、末级再热器、低温再热器、低温过热器、省煤器、空气预热器逐级进行热力计算，前一受热面出口烟气参数作为后一受热面的入口条件，通过分段能量平衡求解各级受热面吸热量及出口烟气温度，从而获得烟气温度沿程分布，并通过整体热量平衡校核对计算结果进行修正与收敛。

本研究不同甘蔗叶掺烧比例工况下，锅炉过量空气系数、各项热损失及基础运行参数均保持恒定。

其中，炉膛出口烟温的计算采用考虑火焰辐射强度沿炉膛截面方向减弱的热有效系数计算方法。表达式如下：

$$\theta''_{\mathrm{f}}=\frac{T''_{\mathrm{f}}}{T_{\mathrm{th}}}=\left[\frac{1}{1+3\left(1-x_{\mathrm{m}}\right)\varepsilon_{\mathrm{f,syn}}/B_0}\right]^{1/3} \tag{1}$$

式中：θ''_{t} 为无量纲出口烟气温度；T_{th} 为理论燃烧温度，K；T''_{t} 为炉膛出口温度，K；B_0 为玻尔兹曼特征数；$\varepsilon_{\mathrm{f}}^{syn}$ 为炉膛黑度；x_{m} 为炉膛火焰最高温度位置的相对高度，近似于燃烧器布置的相对高度。

炉内传热量根据炉内传热与烟气放热平衡所得，表达式如下：

$$Q_{\mathrm{R}}=\varphi C_{\mathrm{av}}T_{\mathrm{th}}\left(1-\frac{T''_{\mathrm{f}}}{T_{\mathrm{th}}}\right) \tag{2}$$

式中：Q_{R} 为炉内传热量，kJ/kg；φ 为保热系数；C_{av} 为平均比热容。

屏式受热面作为半辐射受热面，既吸收炉内的直接辐射，又吸收空间辐射，还吸收接触烟气的纯对流热。

屏式受热面热量平衡满足：屏式受热面总吸热量 ΣQ_{p} 为对流吸热量 $Q_{\mathrm{p,c}}$ 与炉内直接辐射热 $Q_{\mathrm{p,r}}$ 之和，且等于屏内工质从进口焓 i' 加热至出口焓 i'' 所需吸热量，表达式如下：

$$\frac{D}{B_{\mathrm{cal}}}\left(i''-i'\right)=\Sigma Q_{\mathrm{p}}=Q_{\mathrm{p,c}}+Q_{\mathrm{p,r}} \tag{3}$$

式中：D 为流经屏式过热器的蒸汽流量，kg/s；B_{cal} 为锅炉计算燃料消耗量，kg/s。

其中，屏式受热面吸收的炉内直接辐射热 $Q_{\mathrm{p,r}}$、对流吸热量 $Q_{\mathrm{p,c}}$ 分别为：

$$Q_{\mathrm{p,r}}=\left(1-\varphi_{\mathrm{p}}\right)Q'_{\mathrm{p}} \tag{4}$$

$$Q_{\mathrm{p,c}}=KH_{\mathrm{p}}\Delta t/B_{\mathrm{cal}} \tag{5}$$

式中：φ_{p} 为穿透角系数；Q'_{p} 为落入屏区的炉膛出口热流，kJ/kg；K 为屏式受热面传热系数；H_{p} 为屏式受热面计算受热面积；Δt 为屏式受热面的传热温压。

对于后部纯对流受热面，对流传热量按式(5)计算，通过烟气侧放热量等于工质侧吸热原理计算工质出口焓，表达式如下：

$$Q_{\mathrm{c}}=\frac{D}{B_{\mathrm{cal}}}\left(i''-i'\right)-Q_{\mathrm{r}} \tag{6}$$

式中：Q_{r} 为上级受热面落入本级受热面的辐射热，kJ/kg。

本文中生物质掺烧比例以低位发热量为基准进行定义，即掺烧比例表示生物质燃料在锅炉总输入热量中所占的比例，而非质量掺混比例。在燃料参数加权前，需首先根据各燃料低位发热量将热量比例换算为质量比例，再对元素分析、工业分析及低位发热量等参数进行质量加权，得到混合燃料的

综合性质参数。

本文生物质掺烧比例设置为 2%、5%、10%、20%和 30%，以覆盖由低比例掺烧至高比例掺烧的典型工况范围。针对生物质不同掺烧工况，本文采用等效燃料处理方法，将煤与生物质混合燃料折算为单一等效燃料参与计算。

不同掺烧比例下混合燃料的主要性质参数见表 3。由表 3 可知，随着生物质掺烧比例的提高，燃料含氧量及挥发分逐渐增加，而灰分及低位发热量呈下降趋势，这些变化将直接影响燃烧放热特性及烟气生成过程。

表 3 不同掺烧比例下混合燃料主要性质参数
Tab.3 Key properties of blended fuels under different co-firing ratios

掺烧比例	w_{ar}(C)/%	w_{ar}(H)/% $_{ar}$	w_{ar}(O)/%	w_{ar}(N)/%	w_{ar}(S)/%	w_{ar}(A)/%	w_{ar}(M)/%	w_{daf}(V)/%	$Q_{net,ar}$/(kJ • kg^{-1})
2%	54.96	3.40	10.33	1.05	1.40	33.61	4.36	29.56	21 906
5%	54.18	3.39	11.73	1.02	1.34	31.96	4.76	34.17	21 382
10%	52.96	3.56	13.93	0.99	1.24	29.36	5.37	39.82	20 563
20%	50.78	3.87	17.85	0.93	1.07	24.73	6.47	41.09	19 100
30%	48.89	4.14	21.26	0.88	0.92	20.71	7.42	46.31	17 831

2.2 模型准确性验证

为验证所构建热力计算模型的可靠性，以锅炉设计煤种为输入条件进行热力校核计算，并将计算结果与设计计算值进行对比分析，具体如图 2、表 4 所示。结果表明，各级受热面出口烟气温度沿程变化趋势与设计值基本一致，温度分布呈现相同的阶梯变化特征，说明模型能够合理反映锅炉内部热量传递过程。

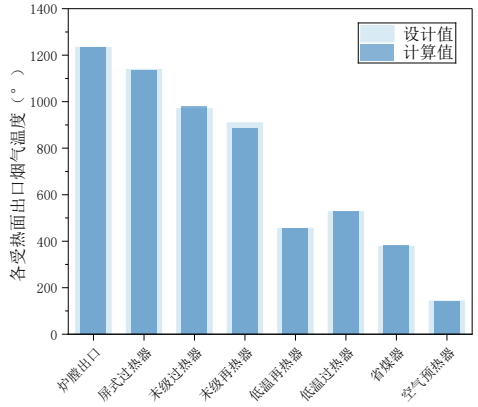


图 2 各受热面出口烟气温度计算值与设计值对比
Fig.2 Comparison of calculated and design flue gas outlet temperatures for each heating surface

此外，在各受热面热力计算过程中，通过整体热量平衡校核对计算结果进行误差控制，各受热面吸热量及关键参数的计算误差均控制在±2%以内，满足工程热力计算精度要求。由此表明，所建立模型具有较好的准确性和可靠性，可用于不同生物质掺烧比例条件下锅炉烟气温度沿程分布特性的分析。

表 4 各受热面出口烟温计算误差统计
Tab.4 Statistical table of calculation errors of flue gas outlet temperature for each heating surface

项目	设计值/℃	计算值/℃	误差
炉膛出口	1 234	1 232	-0.16%
屏式过热器	1 139	1 135	-0.35%
末级过热器	970	978	0.82%
末级再热器	909	891	-1.98%
低温再热器	455	456	0.22%
低温过热器	526	528	0.38%
省煤器	378	380	0.53%
空气预热器	143	142	-0.70%

3 研究结果

3.1 烟气温度沿程总体变化特征

为从整体上揭示生物质掺烧条件下锅炉烟气温度的空间分布特征，绘制了不同掺烧比例下各受热面出口烟气温度的三维分布，具体如图 3 所示。

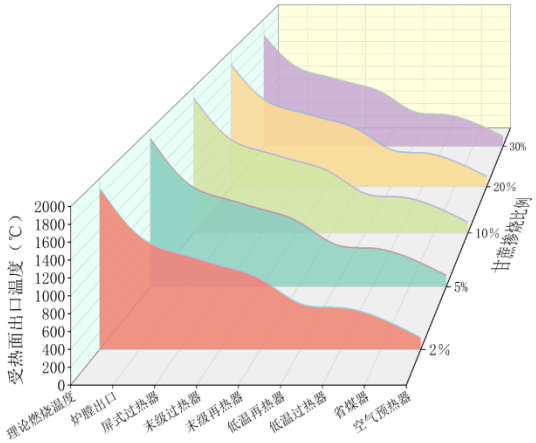


图 3 THA 工况下不同掺烧比各受热面出口烟气温度

Fig.3 Flue gas outlet temperatures for each heating surface at different co-firing ratios under the THA condition

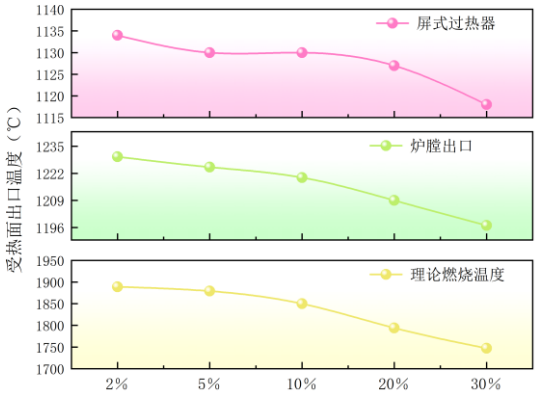


图 4 炉膛及上部辐射区出口烟温

Fig.4 Flue gas temperatures at the furnace outlet and upper radiation zone outlet

由图 3 结果可见，在所有掺烧比例条件下，烟气温度均沿烟气流动方向呈现逐级降低的变化规律，从炉膛高温区依次经过炉膛上方屏式过热器、水平烟道中的末级过热器和末级再热器及后烟井各受热面，最终在空气预热器出口处降至最低温度水平。这一特征反映了锅炉内部典型的分级换热过程，即烟气在流动过程中不断向各级受热面传递热量。同时可以看出，不同掺烧比例对应的温度曲线在空间上呈现出整体分层分布特征，各掺烧比例下温度变化路径基本一致，说明生物质掺烧并未改变锅炉烟气温度沿程分布的基本结构。

3.2 炉膛及上部辐射区温度变化特征

炉膛区域为锅炉主要辐射换热区，烟气温度水平最高，其温度变化直接反映燃料燃烧特性及热量释放位置的变化。不同掺烧比对炉膛及上部辐射区烟气出口温度影响如图 4 所示。由图 4 可知：随着甘蔗叶掺烧比例由 2%提高至 30%，理论燃烧温度由 1 889 ℃降低至 1 747 ℃，降幅达 142 ℃；对应炉膛出口烟气温度由 1 230 ℃降低至 1 197 ℃，降幅为 33 ℃；而屏式过热器出口烟温由 1 134 ℃降低至约 1 118 ℃，降幅进一步减小至约 16 ℃。三者沿烟气流动方向依次衰减，且降幅逐级减小，反映出掺烧比例变化对温度场的影响在炉膛内部区域最为显著，向屏式受热面逐渐减弱。

上述变化的主要原因在于生物质燃料低位发热量较低、水分和含氧量较高等特性。掺混越多生物质使混合燃料的低位发热量（kJ/kg）降低，单位质量燃料带入炉内有效热降低，烟气焓（kJ/kg）降低，从而使理论燃烧温度降低，单位质量燃料释放的有效热量减少，炉膛辐射换热强度削弱，导致高掺烧比下高温区整体温度水平下降。同时，随着生物质掺烧比例提高，混合燃料中水分和含氧量增加，一方面燃烧过程中需消耗更多热量用于水分蒸发及气体加热，降低了火焰温度水平；另一方面，燃料内含氧量提高削弱了对外供氧需求，使炉膛整体温度下降。同时，生物质燃烧生成的烟气量增加、烟气比热增大，在相同热输入条件下导致单位质量烟气温升降低。

总体来看，在生物质掺烧比例增大的情况下，炉膛出口、屏式过热器的出口烟温变化呈现出“同步下降、沿程响应递减”的一致特征，掺烧比例对换热器出口烟温的影响程度沿烟气流动方向逐渐衰减。

3.3 水平烟道温度变化特征

水平烟道位于炉膛出口之后，内部布置末级过热器和末级再热器，是连接辐射区与尾部对流受热面的过渡区域，其烟气温度变化反映了炉膛出口热量向后续受热面传递过程中的再分配特征，水平烟道各受热面出口烟温变化如图 5 所示。由图 5 可知，随着甘蔗叶掺烧比例的提高，各受热面出口烟气温度未呈现单调变化，而表现出一定的波动特征。

从数值变化来看，末级过热器出口烟温由

976 ℃（2%掺烧）先降低至 974 ℃（5%掺烧），随后逐步升高至 980 ℃（20%掺烧），在 30%时略回落至 978 ℃；末级再热器出口烟温亦呈类似变化规律，由 882 ℃小幅降低至 881 ℃后逐步升高至约 890 ℃并趋于稳定。整体来看，随掺烧比例增大两者均表现为以 5%为临界掺烧比例先降后升、20%后趋于平稳的变化趋势，且变化幅度较小，最大波动范围分别约为 6 ℃和 9 ℃。

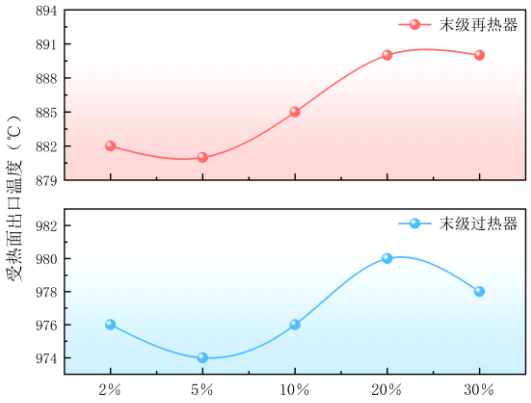


图 5 水平烟道各受热面出口烟温

Fig.5 Flue gas outlet temperatures of heating surfaces in the horizontal flue

该非单调变化特征主要受炉膛出口烟气温度变化及受热面间热量分配调整的共同影响。在低掺烧比例阶段（2%～5%），随着掺烧比例的提高，屏式过热器出口烟温逐渐降低，使进入水平烟道的烟气初始温度相应下降，从而导致末级过热器及末级再热器出口烟温均呈现随掺烧比例增加而降低的变化趋势。在掺烧比例 10%～20%阶段，随着掺烧比例进一步提高，炉膛辐射换热减弱，使得掺烧比增大时更多热量向后烟井的对流受热面转移，烟气在该区域的下降趋势得到抑制，并在一定范围内出现回升。当掺烧比例继续增大至 30%时，由于炉膛整体放热水平进一步降低，与低掺烧比例相比进入水平烟道的烟气温度基础值下降，该效应再次占主导，使得末级过热器出口烟温相比低掺烧比例略有回落，而末级再热器出口温度则变化不明显。

总体来看，水平烟道内末级过热器和末级再热器 2 个换热器的出口烟温变化呈现出高度一致的“弱响应+非单调波动”特征，整体遵循以 5%为临界拐点、随掺烧比例增大先降后升、20%后趋于稳定的演变规律。这表明该区域烟气温度不仅受上游炉膛温度影响，还与受热面间的热量分配及换热过程密切相关，是锅炉温度场由辐射主导向对流主导过渡的典型区域。

3.4 后烟井温度变化特征

后烟井区域以对流换热为主，包括低温再热器、低温过热器、省煤器及空气预热器等受热面。后烟井各受热面出口烟温变化如图 6 所示。由图 6 可知：随着甘蔗叶掺烧比例增加，低温再热器出口烟温由 455 ℃升高至 467 ℃，低温过热器出口烟温由 527 ℃升高至 537 ℃；省煤器出口烟温由 381 ℃升高至 392 ℃，空气预热器出口烟温由 140 ℃升高至 158 ℃。该区域各受热面出口烟温均呈现出整体升高趋势。

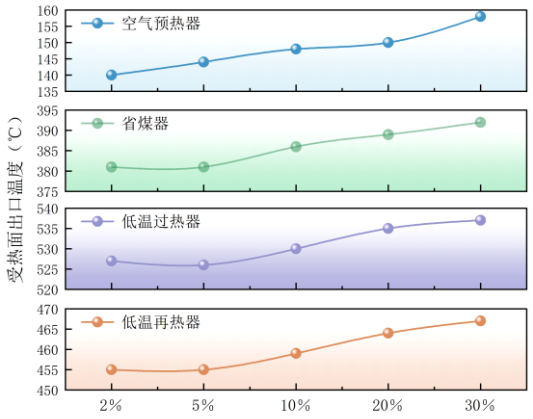


图 6 后烟井各受热面出口烟温

Fig.6 Flue gas outlet temperatures of heating surfaces in the rear pass

在低温再热器与低温过热器区域，尽管低温过热器在布置上位于后侧，但其出口烟温在不同掺烧比例下始终略高于低温再热器。这一现象主要由受热面布置形式及换热能力差异共同决定。一方面，后烟井采用双烟道结构，低温再热器与低温过热器分别布置于前、后烟道中（图 1），在烟气调节挡板下方呈并列布置关系，非严格的前后串联关系；另一方面，低温再热器管径（57 mm）相较于低温过热器管径（51 mm）更大，从而其受热面积及换热强度更大，出口烟温相对较低。由此可见，该区域烟温分布主要受并列布置结构与换热强度差异控制，而非单纯由烟气流动顺序决定。

后烟井各受热面温度随掺烧比例增大整体升高，这说明炉膛辐射换热减弱，更多热量向下游传递。同时掺烧比例的升高使单位热量对应的烟气生成量增加，提高了对流换热能力，烟气中水蒸气含量的增加，也会提高烟气比热。总体来看，后烟井

内低温再热器、低温过热器、省煤器、空气预热器各换热器的出口烟温，随甘蔗叶掺烧比增大均呈现出一致的整体抬升特征。空气预热器出口排烟温度由 140 ℃升高至 158 ℃，表明尾部烟气显热损失增加。在工程应用中，排烟温度升高将直接提高排烟热损失，进而降低锅炉热效率。同时，尾部烟温升高还可能改变空气预热器换热温差分布，对其换热性能及运行稳定性产生影响。此外，生物质掺烧导致烟气中水蒸气及碱金属含量增加，在较高排烟温度条件下，可能加剧尾部受热面沉积与高温腐蚀风险。因此，在提高生物质掺烧比例的同时，应综合考虑排烟温度控制及尾部受热面运行安全，保障机组经济性与安全性。

4 结论及展望

1）锅炉负荷（THA）一定时，随生物质掺烧比例（2%～30%）增大，锅炉沿程各换热器出口烟温的变化可按特征划分为炉膛及上部辐射区、水平烟道和后烟井 3 个组合区域。同一区域内各换热器出口烟温变化趋势高度一致，不同区域间的换热器烟温变化特征存在显著差异。

2）随着掺烧比例由 2%提高至 30%，炉膛及上部辐射区烟气温度整体下降，其中理论燃烧温度降低 142 ℃，炉膛出口烟温降低 33 ℃，屏式过热器出口烟温降幅约 16 ℃，且温度降幅沿程递减，说明生物质掺烧对高温辐射区影响最显著。

3）水平烟道内 2 个换热器出口烟温对掺烧比例变化的响应特征高度一致，均表现为弱响应，且整体以掺烧比例 5%为临界拐点、出口烟温随掺烧比增大先降后升、20%后趋于稳定。两者出口烟温波动范围分别约为 6 ℃和 9 ℃，该波动受上游烟温降低与受热面间热量再分配共同作用，反映了炉内传热机制由辐射主导向对流主导过渡过程中，温度场调节方式发生的变化。

4）随生物质掺烧比例增加，在后烟井区域，所有受热面烟气出口温度均呈上升趋势。其中空气预热器出口排烟温度由 140 ℃升高至 158 ℃，升幅达 18 ℃，为各受热面中变化最为显著的。该结果表明，生物质掺烧使烟气显热向尾部累积，导致排烟温度升高。

随着燃煤机组低碳化转型与生物质大比例掺烧技术不断推广，针对 W 型火焰锅炉生物质掺烧下温度场演变及运行安全性的研究，将成为后续研究的重要方向。后续可在本文全流程热力计算基础上，结合数值模拟开展变负荷工况研究，并进一步量化分析受热面腐蚀、排烟热损失与机组经济性的关联规律，形成更完善的生物质掺烧运行调控理论，为同类型 660 MW W 型火焰锅炉生物质掺烧运行优化与低碳改造提供参考。

［参 考 文 献］

［1］ 中华人民共和国国家发展改革委. 国家能源局. 关于印发《煤电低碳化改造建设行动方案(2024—2027 年)》的通知 发改环资〔2024〕894 号[EB/OL]. (2024-07-15). https://www.ndrc.gov.cn/xxgk/zcfb/tz/202407/t20240715_1391663.html.

National Development and Reform Commission, National Energy Administration. Notice on issuing the action plan for low-carbon retrofitting and construction of coal power (2024—2027) FGHZ 〔2024〕No.894[EB/OL]. (2024-07-15). https://www.ndrc.gov.cn/xxgk/zcfb/tz/202407/t20240715_1391663.html.

［2］ 刘家利, 王志超, 邓凤娇, 等. 大型煤粉电站锅炉直接掺烧生物质研究进展[J]. 洁净煤技术, 2019, 25(5): 17.

Liu J L, Wang Z C, Deng F J, et al. Research progress on direct blending biomass in pulverized coal fired boilers of large power plants[J]. Clean Coal Technology, 2019, 25(5): 17.

［3］ 张东旺, 范浩东, 赵冰, 等. 国内外生物质能源发电技术应用进展[J]. 华电技术, 2021, 43(3): 70.

Zhang D W, Fan H D, Zhao B, et al. Development of biomass power generation technology at home and abroad[J]. Huadian Technology, 2021, 43(3): 70.

［4］ Agbor E, Zhang X L, Kumar A. A review of biomass co-firing in North America[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 40: 930.

［5］ 杨勇平, 董长青, 张俊姣. 生物质发电技术[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2007: 30.

Yang Y P, Dong C Q, Zhang J J. Biomass power generation technology[M]. Beijing: China Waterpower Press, 2007: 30.

［6］ Basu P, Butler J, Leon M A. Biomass co-firing options on the emission reduction and electricity generation costs in coal-fired power plants[J]. Renewable Energy, 2011, 36(1): 282.

［7］ 毛健雄, 郭慧娜, 吴玉新. 中国煤电低碳转型之路: 国外生物质发电政策/技术综述及启示[J]. 洁净煤技术, 2022, 28(3): 1.

Mao J X, Guo H N, Wu Y X. Road to low-carbon transformation of coal power in China: a review of biomass co-firing policies and technologies for coal power abroad and its inspiration on biomass utilization[J]. Clean Coal Technology, 2022, 28(3): 1.

［8］ 兰凤春, 李晓宇, 龙辉. 欧洲大型燃煤锅炉耦合生物质发电技术综述[J]. 华电技术, 2020, 42(10): 88.

Lan F C, Li X Y, Long H. Review of biomass power generation technology coupled with large coal-fired boilers in Europe[J]. Huadian Technology, 2020, 42(10): 88.

［9］ 陈秀芳, 阎寒冰, 柳逢春. 燃煤耦合生物质发电在火电机组技术改造中的应用前景[J]. 化学工程与装备, 2019(7): 255.

Chen X F, Yan H B, Liu F C. Application prospects of coal-fired coupled biomass power generation in technical retrofitting of thermal power units[J]. Chemical Engineering & Equipment, 2019(7): 255.

［10］佟力. 生物质颗粒与燃煤耦合发电技术研究[J]. 锅炉制造, 2019(1): 34.

Tong L. Study on the coupled power generation technology of biomass particles and coal[J]. Boiler Manufacturing, 2019(1): 34.

［11］周凌宇, 陈罡, 杨高波, 等. 生物质直燃耦合燃煤发电技术路线对机组影响[J]. 洁净煤技术, 2023, 29(增刊 2): 269.

Zhou L Y, Chen G, Yang G B, et al. Influence of biomass direct combustion coupled coal-fired boiler technical routes[J]. Clean Coal Technology, 2023, 29(S2): 269.

［12］孙倩倩, 刘迎春, 卿山, 等. 600MW 机组煤粉混燃生物质气锅炉燃烧特性研究[J]. 热力发电, 2021, 50(5): 75.

Sun Q Q, Liu Y C, Qing S, et al. Combustion characteristics of a 600MW unit boiler co-firing coal with biomass gas[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(5): 75.

［13］李美军. 煤粉大比例掺混不同生物质的混燃特性研究[J]. 洁净煤技术, 2020, 26(2): 86.

Li M J. Study on co-combustion characteristics of pulverized coal and different biomass at large mixing ratios[J]. Clean Coal Technology, 2020, 26(2): 86.

［14］刘志, 雷秀坚, 汪佩宁, 等. 循环流化床锅炉生物质与煤混烧积灰腐蚀试验[J]. 热力发电, 2015, 44(7): 50.

Liu Z, Lei X J, Wang P N, et al. Experimental study on ash deposition and corrosion in a CFB boiler co-firing biomass with coal[J]. Thermal Power Generation, 2015, 44(7): 50.

［15］Werther J, Saenger M, Hartge E U, et al. Combustion of agricultural residues[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2000, 26(1): 1.

［16］Dong C Q, Yang Y P, Yang R, et al. Numerical modeling of the gasification based biomass co-firing in a 600MW pulverized coal boiler[J]. Applied Energy, 2010, 87(9): 2834.

［17］王一坤, 邓磊, 贾兆鹏, 等. 燃煤机组大比例直接耦合生物质发电对机组影响研究[J]. 热力发电, 2021, 50(12): 80.

Wang Y K, Deng L, Jia Z P, et al. Influence of large-scale direct coupled biomass power generation on coal-fired units[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(12): 80.

［18］郭慧娜, 吴玉新, 王学斌, 等. 燃煤机组耦合农林生物质发电技术现状及展望[J]. 洁净煤技术, 2022, 28(3): 12.

Guo H N, Wu Y X, Wang X B, et al. Current status of power generation technology of the agriculture and forest biomass co-firing in coal-fired power plants[J]. Clean Coal Technology, 2022, 28(3): 12.

（责任编辑 邓玲惠）