doi: 10.3969/j.issn.1005-7854.2026.02.016
引用格式：于志伟，曲俊月，王纪兴，杨承璐，周卫辛，胡杰，杨世亮. 铜冶炼余热锅炉高效换热及颗粒回收机制[J]. 矿冶，2026，35(2)：301-312.
YU Zhiwei, QU Junyue, WANG Jixing, YANG Chenglu, ZHOU Weixin, HU Jie, YANG Shiliang. Efficient heat exchange and dust recovery mechanisms for copper smelting waste heat boiler[J]. Mining and Metallurgy, 2026, 35(2): 301-312.

铜冶炼余热锅炉高效换热及颗粒回收机制

于志伟[1,2] 曲俊月[1] 王纪兴[1] 杨承璐[1]
周卫辛[1] 胡 杰[2] 杨世亮[2]
（1. 中国十五冶金建设集团有限公司，武汉 430075；
2. 昆明理工大学 冶金与能源工程学院，昆明 650093）

摘 要：余热锅炉是铜火法冶炼高温烟气余热回收的关键装备，但其炉内高温环境与复杂气固两相流动显著增加了烟气-烟尘体系动力学与热力学耦合机理的解析难度。本研究采用多相粒子单元法对工业余热锅炉内的气固流动与传热行为进行数值模拟，在验证模型可靠性后，对凝渣管屏结构进行了优化设计，以提升炉内换热效率与粉尘回收率。研究结果表明：下降烟道内的涡旋流动及灰斗区域明显的烟气旁路现象是削弱气固传热效能的主因，导致锅炉排烟温度高达636 K。此外，颗粒与换热管束间的有效碰撞概率较低，限制了气固分离效率，初始颗粒沉降率仅为41.07%。通过优化，将凝渣管屏增至3组，流场分布得到显著改善，换热管屏入口及锅炉出口烟气温度分别降低了70 K和30 K，颗粒沉降率提升了6.98%。进一步研究发现，将凝渣管屏管间距扩大至 400 mm可促进烟气与管束的充分接触，更有利于强化换热。本研究成果可为铜冶炼余热锅炉的结构优化设计与运行调控提供理论支撑与工程参考。

关键词：余热锅炉；气固流动；烟气换热；颗粒沉降；数值模拟
中图分类号：TF811 **文献标志码：**A **文章编号：**1005-7854(2026)02-0301-12

Efficient heat exchange and dust recovery mechanisms for copper smelting waste heat boiler

YU Zhiwei[1,2] QU Junyue[1] WANG Jixing[1] YANG Chenglu[1] ZHOU Weixin[1]
HU Jie[2] YANG Shiliang[2]
(1. China 15th Metallurgical Construction Group Co. Ltd., Wuhan 430075, China;
2. School of Metallurgical and Energy Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, China)

Abstract: Waste heat boiler (WHB) is the core equipment for recovering waste heat from high-temperature flue gas in the copper pyrometallurgical process. However, the strongly coupled high-temperature environment and complex gas-solid two-phase flow within WHB significantly increase the difficulty of elucidating the coupled mechanisms governing the gas-dust system. In this study, the Multiphase Particle-in-Cell (MP-PIC) method was employed to numerically simulate the gas-solid flow and heat transfer behavior within an industrial WHB. After verifying the reliability of the model, the structure of the slag-screen tube banks was optimized to improve heat exchange efficiency and dust recovery rates. The results indicate that vortex flow in the radiation section and a pronounced gas bypassing phenomenon in the hopper area are the primary factors weakening gas-solid heat transfer performance, resulting in a boiler exhaust temperature as high as 636 K. Furthermore, the low probability of effective collision between particles and heat exchange tubes limits gas-solid separation efficiency, with an initial

收稿日期：2025-05-13 **修回日期：**2025-06-09 **录用日期：**2025-06-24
基金项目：有色冶炼余热锅炉结渣机制及结构优化研究(KKF0202552041)
第一作者：于志伟，学士，高级工程师。E-mail：1427709665@qq.com
通信作者：杨世亮，博士，教授；E-mail：314097341@qq.com
©Mining and Metallurgy Editorial Department 2026. This is an open access article under the CC-BY-NC-ND 4.0 License.

particle sedimentation rate of only 41.07%. By increasing the number of slag-screen tube banks to three, the flow field distribution was significantly improved. This optimization led to a temperature reduction of 70 K at the inlet of the heat exchange section and 30 K at the boiler outlet, while the particle sedimentation rate increased by 6.98%. Further investigation revealed that expanding the tube pitch to 400 mm promotes sufficient contact between the flue gas and the tube bundles, which is more conducive to enhancing heat transfer. The findings of this study provide theoretical support and engineering references for the structural optimization and operational control of waste heat boilers in copper smelting.

Key words: waste heat boiler; gas-solid flow; flue gas heat exchange; particle deposition; numerical simulation

铜火法冶炼过程常伴随着大量高品位高温烟气排放，其高效回收与梯级利用对于提升系统能效、降低冶炼成本及推动行业绿色低碳转型具有重要支撑作用[1]。余热锅炉通过回收烟气余热产出中低压蒸汽用于发电或供热[2,3]，并且能捕集烟气中的有价金属颗粒，促进资源循环利用[4]。但在复杂的冶炼生产中，烟气携带的熔融态颗粒极易在余热锅炉换热表面沉积并形成结渣，严重削弱换热效率，影响运行稳定性并显著增加维护成本[5]。因此，开展余热锅炉抗结渣与高效换热结构的优化研究具有重要意义。

国内外学者在余热锅炉的设计理论、结渣机理及结构优化等方面已开展了广泛的实验研究。例如，王一丰等[6]分析了烟气物性及进气流速对余热锅炉系统性能的影响，探讨了环境温度及燃料预热温度的作用机制。刘博等[7]考察了烟气浓度、入口速度、灰样特性与管束结构等因素对锅炉积灰的影响，发现熔融态颗粒堆积量随着烟气速度的增大而减小。DING等[8]针对管道腐蚀问题，结合扫描电镜与能谱分析指出，硫酸露点腐蚀与运行温度偏低是导致换热管失效的主因。阳自霖等[9]研究了余热锅炉内积灰结焦的组成、形成机理及成因，并提出了减少结焦的优化方案。然而，余热锅炉内部气-固两相流动过程极为复杂，涉及高温烟气与颗粒的相互作用、涡旋结构演变及颗粒沉降等多重物理现象。特别是在工业尺度下，实验手段难以直接观测局部流动与传热细节，相关机理研究仍面临较大挑战。

数值模拟技术在余热锅炉结构优化中正发挥着日益重要的作用，其能够深入分析炉内烟气的流动与传热特性，进而优化流场分布、缓解结渣[10]。在气-固两相流模拟中，CFD-DEM（离散元法）[11]与MP-PIC（多相粒子单元法）[12]是两种常用方法。虽然CFD-DEM能准确描述颗粒轨迹与物理参数，但其高昂的计算成本限制了在工业级设备中的应用；相比之下，MP-PIC方法通过计算颗粒模型简化碰撞计算，在保证精度的同时显著降低了计算负荷，更适于高效预测大规模颗粒的分布与碰撞行为。已有学者利用CFD方法开展了相关研究：郭晨等[13]模拟了不同导流板结构下锅炉内流场变化，分析了气流速度的均匀性；穆林等[14]探讨了飞灰沉积特性，指出粒径是影响沉积行为的关键因素；王风录等[15]通过优化导流板结构，使平均传热系数提升1.98%，烟气速度标准差显著降低。然而，目前针对余热锅炉内部气固流动机制与传热特性的系统性研究仍相对匮乏，余热锅炉运行机理尚存较大空白。

鉴于此，本文采用MP-PIC方法构建了工业尺度铜冶炼余热锅炉内气固两相流动与传热过程的数值计算模型，并利用实验数据对模型预测精度进行了验证，确保模拟结果可靠。在此基础上，深入研究了关键内构件（凝渣管屏）结构参数对炉内流场分布、颗粒轨迹及换热特性的耦合影响机制。通过对比不同工况下的气固流动行为，提出适余热锅炉结构优化策略，以期缓解积灰结渣难题，并显著提升系统热回收效能。

1　数值模型

1.1　气相控制方程

在欧拉框架下，将余热锅炉内烟气视为连续相，其质量和动量守恒方程可以表述为：

$$\frac{\partial\left(\varepsilon_{\mathrm{g}}\rho_{\mathrm{g}}\right)}{\partial t}+\nabla\cdot\left(\varepsilon_{\mathrm{g}}\rho_{\mathrm{g}}\boldsymbol{u}_{\mathrm{g}}\right)=0 \tag{1}$$

$$\begin{aligned}&\frac{\partial\left(\varepsilon_{\mathrm{g}}\rho_{\mathrm{g}}\boldsymbol{u}_{\mathrm{g}}\right)}{\partial t}+\nabla\cdot\left(\varepsilon_{\mathrm{g}}\rho_{\mathrm{g}}\boldsymbol{u}_{\mathrm{g}}\boldsymbol{u}_{\mathrm{g}}\right)=\\&-\nabla P+\rho_{\mathrm{g}}\varepsilon_{\mathrm{g}}\boldsymbol{g}+\nabla\cdot\left(\varepsilon_{\mathrm{g}}\tau_{\mathrm{g}}\right)+\boldsymbol{F}_{\mathrm{gs}}\end{aligned} \tag{2}$$

烟气的能量守恒方程可表述为：

$$\begin{aligned}&\frac{\partial\left(\varepsilon_{\mathrm{g}}\rho_{\mathrm{g}}h_{\mathrm{g}}\right)}{\partial t}+\nabla\cdot\left(\varepsilon_{\mathrm{g}}\rho_{\mathrm{g}}\boldsymbol{u}_{\mathrm{g}}h_{\mathrm{g}}\right)=\\&\varepsilon_{\mathrm{g}}\left(\frac{\partial p_{\mathrm{g}}}{\partial t}+\boldsymbol{u}_{\mathrm{g}}\cdot\nabla P\right)-\nabla\cdot\left(\varepsilon_{\mathrm{g}}q\right)+Q_{\mathrm{D}}+S_{\mathrm{gs}}+S_{\mathrm{gw}}\end{aligned} \tag{3}$$

式中，ε_g和代表气相的体积分数；h_g，$\boldsymbol{u}_g$和ρ_g分别表示气相的焓、速度矢量和密度；P为气相的压力；$\boldsymbol{F}_{gs}$代表相间的动量变化。气体的热通量q和焓扩散Q_D项方程式为：

$$q=\lambda_g\nabla T_g \tag{4}$$

$$Q_D=\sum_{k=1}^{N_k}\nabla\cdot(h_k\varepsilon_g\rho_g D_{g,k}\nabla Y_{g,k}) \tag{5}$$

式中，T_g代表气相的温度。$D_{g,k}$是与黏度相关的湍流质量扩散率，可计算为：

$$D_{g,k}=\frac{\mu_g}{\rho_g Sc} \tag{6}$$

式中，Sc为湍流施密特数，在本研究中其值为0.9。

方程式（2）中，气体应力张量τ_g可计算为：

$$\tau_{g,ij}=\mu_g\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\mu_g\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} \tag{7}$$

$$\mu_g=\mu_l+\mu_t \tag{8}$$

式中，μ_l为层流黏度；μ_t为湍流黏度。

在本研究中，高速烟气的湍流运动在大涡模拟框架下进行求解[16]，其中μ_t表达式为：

$$\mu_t=C_S\Delta^2\rho_g\sqrt{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)^2} \tag{9}$$

式中，C_s为模型常数。

方程式（3）中气体与壁面间的对流换热S_{gw}和气固相间的对流换热S_{gs}的方程式分别为：

$$S_{gs}=\iiint f_s\left\{m_s\left[D_s\left(\boldsymbol{u}_g-\boldsymbol{u}_s\right)^2-C_V\frac{\mathrm{d}T_s}{\mathrm{d}t}\right]-\frac{\mathrm{d}m_s}{\mathrm{d}t}\left[h_s+\frac{1}{2}\left(\boldsymbol{u}_g-\boldsymbol{u}_s\right)^2\right]\right\}\mathrm{d}m_s\mathrm{d}\boldsymbol{u}_s\mathrm{d}T_s \tag{10}$$

$$S_{gw}=h_{gw}A_{gw}(T_w-T_g) \tag{11}$$

式中，T_w为壁面温度。h_{gw}和A_{gw}分别代表气-壁间对流换热系数和换热面积。

1.2 离散相控制方程

基于MP-PIC方法，本研究采用粒子分布函数（Probability Density Function，PDF）方法求解固相颗粒的动力学[17]，其方程如下：

$$\frac{\partial f_s}{\partial t}+\frac{\partial\left(f_s\boldsymbol{u}_s\right)}{\partial x}+\frac{\partial\left(f_s\Gamma_s\right)}{\partial\boldsymbol{u}_s}=\frac{f_D-f_s}{\tau_D} \tag{12}$$

式中，$\boldsymbol{u}_s$代表颗粒速度；f_D和τ_D分别表示在粒子分布函数中局部质量平均粒子速度和碰撞阻尼时间。Γ_s是用于评价颗粒速度的加速度方程，可计算为：

$$\Gamma_s=\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{u}_s}{\mathrm{d}t}=D_s\left(\boldsymbol{u}_g-\boldsymbol{u}_s\right)-\frac{1}{\rho_s}\nabla p-\frac{1}{\varepsilon_s\rho_s}\nabla\tau_s+\boldsymbol{g}+\frac{\bar{\boldsymbol{u}}_s-\boldsymbol{u}_s}{2\tau_D} \tag{13}$$

式中，D_s代表了阻力系数。ρ_s代表颗粒密度；$\bar{\boldsymbol{u}}_s$代表固相的局部质量平均速度。ε_s代表固相浓度，通过式（14）进行计算：

$$\varepsilon_s=\iiint f_s\frac{m_s}{\rho_s}\mathrm{d}m_s\mathrm{d}\boldsymbol{u}_s\mathrm{d}T_s \tag{14}$$

式中，m_s和T_s分别代表颗粒的质量和温度。在颗粒加速度方程中，τ_s是粒子碰撞的法向应力，计算如下：

$$\tau_s=\frac{P_s\varepsilon_s^{\beta}}{\max\left[\left(\varepsilon_{cs}-\varepsilon_s\right),\alpha(1-\varepsilon_s)\right]} \tag{15}$$

式中，常数P_s=1 Pa，ε=10^{-8}，β=2~5。ε_{cs}为紧密堆积状态下固相的浓度。

在余热锅炉中，颗粒倾向于聚集并表现出局部非均匀分布，而EMMS的阻力模型[18]可以结合流场分解和能量最小化来识别固相的局部不均匀分布。基于传统的EMMS Yang阻力模型[19]，WANG等[18]提出的EMMS Matrix阻力模型可显著提高对颗粒流动的预测精度，故用于本文的计算研究，其可以表述为：

$$D_s=\frac{3}{4}C_D\frac{\rho_g\left|\boldsymbol{u}_g-\boldsymbol{u}_s\right|}{\rho_s d_s}\varepsilon_g^{-2.65}H_D \tag{16}$$

$$H_D=\alpha\left(\mathrm{Re}_s+b\right)^c \tag{17}$$

$$C_D=\begin{cases}\dfrac{24}{\mathrm{Re}_s}\left(1+0.15\,\mathrm{Re}_s^{0.687}\right) & \mathrm{Re}_s<1\,000\\ 0.44 & \mathrm{Re}_s\geqslant 1\,000\end{cases} \tag{18}$$

式中，Re_s为固相颗粒雷诺数，计算如下：

$$\mathrm{Re}_s=\frac{\rho_g\varepsilon_g\left|\boldsymbol{u}_g-\boldsymbol{u}_s\right|d_s}{\mu_g} \tag{19}$$

式中，d_s代表颗粒粒径。

在余热锅炉内，颗粒的换热考虑其与环境间的辐射传热，与气相间的对流传热，其能量方程表示为：

$$m_sC_V\frac{\mathrm{d}T_s}{\mathrm{d}t}=Q_{sg}+Q_{radi} \tag{20}$$

式中，C_V为固相颗粒的比热容。Q_{sg}和Q_{radi}分别为来自气体对流的热传递和来自辐射的热传递。颗粒的辐射传热可以表示为：

$$Q_{radi}=\sigma\theta_sA_s\left(T_{b,local}^4-T_s^4\right) \tag{21}$$

式中，σ代表斯蒂芬-玻尔兹曼常数。θ_s代表颗粒的辐射发射率。$T_{b,local}$是局部区域温度。气-粒温度间对流传热可以计算为：

$$Q_{sg}=\frac{\lambda_g Nu_s}{d_s}A_s(T_g-T_s) \quad (22)$$

式中，Nu_s代表颗粒的努塞尔数，其表达式为：

$$Nu_s=2+0.6\,Re_s^{1/2}\,Pr^{1/3} \quad (23)$$

式中，Re_s和Pr分别代表颗粒雷诺数和普朗特数。

2 计算设置

2.1 模型设置

本文研究的余热锅炉三维几何模型参照工业原型，具体结构如图1所示。锅炉整体尺寸为27.75 m × 4 m × 29.15 m，主体由上升烟道（高23.8 m）、下降烟道（高22 m）及对流室（高7.15 m）构成。对流室内配置有1组凝渣管屏、4组换热管屏及灰斗。其中，凝渣管屏用于捕集烟气中的熔融或半熔融灰渣，以延缓后续换热面的磨损与腐蚀；换热管屏承担余热回收与辅助颗粒分离的功能；灰斗则用于收集沉降颗粒。

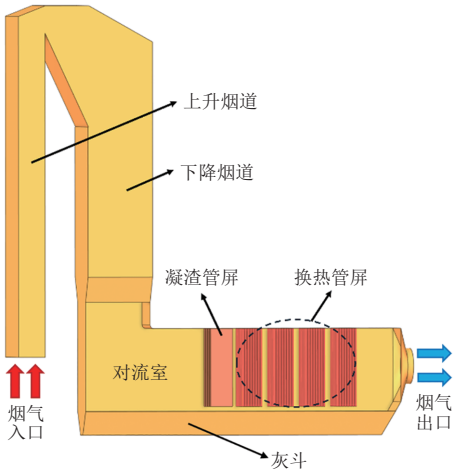


图1 立式余热锅炉几何结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the geometric structure of a vertical waste heat boiler

边界条件设置如下：上升烟道底部设为速度入口，烟气及颗粒入口温度为1 473 K，流速为12 m·s^{-1}；对流室出口设为压力出口。壁面采用无滑移条件，且恒定温度为450 K，近壁区采用标准壁面函数处理。基于颗粒粒径分布特性（80%位于0~100 μm），本文计算中选取50 μm为特征粒径。本计算研究中所涉及到的锅炉结构参数和气固两相流动物理参数细节见表1和表2。此外，为探究余热锅炉结构参数的影响，本研究在基准工况上对凝渣管屏的布置位置、管排数量及管间距进行了优化调整，详细参数见表3。

表1 余热锅炉结构参数

Table 1 Structural parameters of waste heat boiler

结构尺寸/m	数值
入口直径	1.86
出口直径	2.40
凝渣管屏长度	1.53
凝渣管屏宽度	0.04
凝渣管屏高度	5.30
凝渣管屏管间距	0.30

表2 气固两相物性参数

Table 2 Physical property parameters of gas-solid two-phase

物理性质		烟气	烟尘颗粒
速度/(m·s^{-1})		12	12
温度/K		1 473	1 473
组份/mol	CO_2	12.35	–
	O_2	5.3	–
	SO_3	0.1	–
	SO_2	9.66	–
	N_2	47.11	–
	H_2O	25.48	–
颗粒粒径/μm			50
颗粒密度/(kg·m^{-3})			4 000

表3 余热锅炉基础工况的结构优化设计

Table 3 Structural optimization based on base conditions of waste heat boiler

工况	结构设计
工况1	凝渣管屏位置前移1 m
工况2	凝渣管屏位置前移2 m
工况3	凝渣管屏数量增加至2
工况4	凝渣管屏数量增加至3
工况5	减小凝渣管屏管间距至200 mm
工况6	增大凝渣管屏管间距至400 mm

2.2 模型验证

2.2.1 气固流动验证

为验证MP-PIC方法在描述复杂气-固两相流动及其动量传递行为方面的适用性与准确性，本研究选取经典的循环流化床提升管实验系统作为基准算例开展数值模拟验证。通过对比模拟结果与实验测量数据中气相空隙率、颗粒轴向速度及固相体积分数等关键流动参数，系统评估模型的预测能力。所采用的提升管实验系统参数如下：管道内径为0.411 m，高度为8.5 m；实验选用颗粒的平均粒径为300 μm，颗粒密度为2 500 kg·m^{-3}；气体的密度为1.225 kg·m^{-3}。更为详细地计算模型及气固参数设置，可参考已发表的研究工作[17]。对比结果表明，数值模拟所得各物理量在整体变化趋势上与实验数据保持良好一致性[17]。需要指出的是，在提升管顶部区域，气相空隙

率的模拟结果与实验值存在一定偏差，主要源于出口区域几何结构的突然变化（如流向转折），引发了显著的末端效应和局部复杂流动结构。

2.2.2 气固两相换热验证

本研究选取流化床换热实验系统作为验证对象，通过对比模型预测结果与实验数据来验证模型的传热计算准确性。模拟的实验装置总高度为1 030 mm，其结构参数如下：反应器上部、底部及入口直径分别为242、52和25 mm；夹带区高度为80 mm；导流管高度与静止床层高度一致，均为280 mm。实验所用颗粒材料的平均粒径为1.05 mm，颗粒密度为2 550 kg·m^{-3}。模拟结果表明，所建立的MP-PIC模型能够较为准确地预测换热系数的大小及其变化趋势[17]。当壁面温度分别为734.15 K和823.15 K时，模型预测误差分别为3.94%和4.12%，均处于数值模拟研究中可接受的误差范围内，具体模型验证细节可参考已发表的相关研究[17]。

3 结果与讨论

3.1 烟气流动特性

烟气在余热锅炉内的流场分布直接决定气固接触状态、传热效率与颗粒分离效果。图2给出了以x方向速度着色的烟气速度云图及流线轨迹。结果表明，上升烟道与下降烟道内烟气运动主要沿z方向发展，x方向速度较小。在上升烟道与下降烟道的连接区域，烟气与顶部炉壁发生冲击后，流动方向由z向转变为x向。由于流通截面突变及曲率诱导的离心效应，局部气流出现加速，峰值速度超过8 m·s^{-1}。随后，烟气与下降烟道右侧炉壁再次碰撞并发生偏折，诱发涡旋结构。涡旋的形成改变了下降烟道内的速度分布，导致明显的偏流现象。烟气进入对流室后在惯性作用下沿旁路直接指向灰斗区域。灰斗区域上方受凝渣管屏与换热管屏的阻挡，流通空间收缩，使烟气速度沿程升高并超过5 m·s^{-1}。该旁路高流速烟气绕过主要换热管束表面，削弱有效对流换热与辐射换热贡献，进而降低余热锅炉整体换热能力。在灰斗上方区域，烟气与凝渣管屏碰撞后发生回旋并形成局部涡流，部分烟气流向被重新分配并逐渐汇入灰斗区域。对流室末端，来自灰斗区域的烟气回流至灰斗上方并与主流汇合，两股气流叠加后加速排出余热锅炉。

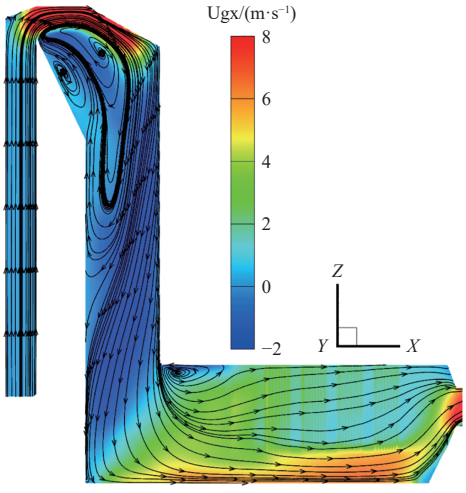


图2 余热锅炉内烟气速度云图及流线

Fig. 2 Flue gas velocity and trajectory in the waste heat boiler

凝渣管屏用于快速冷却熔融态颗粒、降低后续换热管屏结渣风险，其布置位置、设置数量与管间距会显著改变烟气流动特性与锅炉换热性能。因此，凝渣管屏结构的优化设计至关重要。图3对比了凝渣管屏位置前移、数量增加及管间距调整后的对流室流动特征。可以看出，灰斗上方区域的烟气主要来自下降烟道右侧；而从下降烟道左侧进入对流室的烟气更倾向沿灰斗区域流动（图3(a)）。凝渣管屏前移后，灰斗上方区域的涡旋强度逐步减弱，从灰斗上方回流进入灰斗区域的烟气量减少。然而，管屏前移也缩短了烟气在管屏前的流动路径并提高局部阻力，使烟气在下降烟道内向左侧汇聚。进入对流室后，更多烟气转而沿阻力较小的灰斗区域通过（图3(b)和图3(c)）。因此，相较原始工况，管屏前移会显著提高凝渣管屏下部及灰斗后段区域的流速。新增一组凝渣管屏后，管屏前的涡旋得到削弱。但由于烟气更早与管屏发生碰撞，部分烟气未充分穿越管屏而直接汇入灰斗区域，导致凝渣管屏下部流速高于原始工况（图3(d)）。当凝渣管屏数量增至3组时，第一组管屏位于下降烟道与对流室连接处，显著改变入口射流轨迹，使烟气与管屏的碰撞方向向$-z$方向偏移。同时，碰撞位置进一步提前，多数烟气沿灰斗区域旁路通过，灰斗区域负荷增加（图3(e)）。如图3(f)所示，减小管间距会增大烟气穿越管屏的阻力，从而促进烟气向灰斗区域分流，并提高该区域流速。相反增大管间距可抑制烟气向灰斗区域偏移，引导更多烟气冲刷凝渣管屏与换热管束表面；与原始工况相比，换热管屏受冲刷速度增大，而灰斗区域流速降低（图3(g)）。

图4给出了不同凝渣管屏结构下灰斗上方区域烟气速度的变化规律。由图4(a)可见，x为12、13与

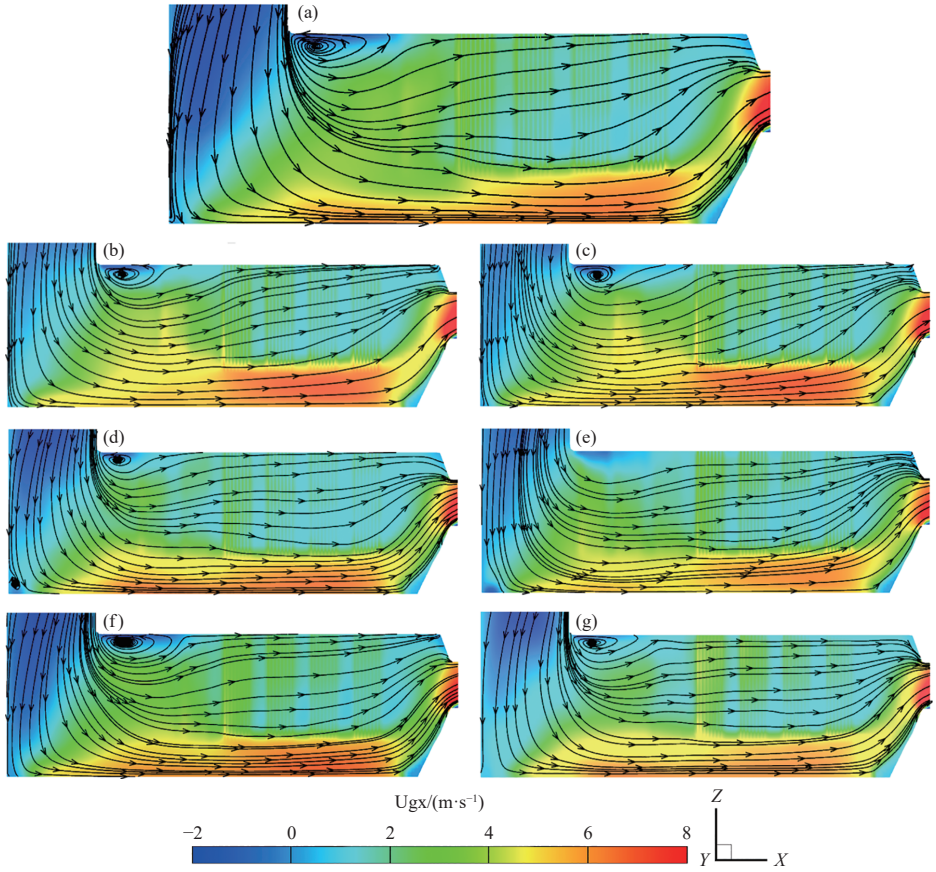


图3　对流室烟气流线图：(a)原始工况；(b)凝渣管屏位置前移1 m；(c)凝渣管屏位置前移2 m；(d)凝渣管屏数量增加至2；(e)凝渣管屏数量增加至3；(f)减小凝渣管屏管间距至200 mm；(g)增大凝渣管屏管间距至400 mm

Fig. 3　Streamline diagram of flue gas in the convection chamber: (a) baseline; (b) slag screen moved forward 1 m; (c) moved forward 2 m; (d) two screens; (e) three screens; (f) spacing 200 mm; (g) spacing 400 mm

14 m处烟气速度较高，原因在于烟气穿越凝渣管屏时有效流通面积减小，从而产生局部加速。凝渣管屏前移削弱了灰斗上方区域的涡旋结构，并提高了管屏前的来流速度。在凝渣管屏后方，前移管屏使更多烟气分流至灰斗区域，导致灰斗上方区域的烟气量减少，局部速度随之降低。然而，当x>19 m时，灰斗上方速度随前移量增加而升高，表明灰斗区域的高速烟气在下游回流并进入后两组换热管屏，从而抬升灰斗上方区域的速度水平。如图4(b)，当凝渣管屏数量增加至3组时，x=14 m之后的速度整体低于原始工况。一方面，多次碰撞会增强动量耗散并降低主流速度；另一方面，第一组管屏过于靠前，显著压缩上升烟道进入对流室后的可用流通空间，使烟气在管屏下方的局部加速不再明显。由图4(c)可知，减小管间距会减少在灰斗上方区域发展的烟气量，使该区域速度低于原始工况；增大管间距则使灰斗上方速度升高。以x=18 m为例，速度达到2.6 m·s^{-1}，较原始工况提高0.3 m·s^{-1}。

图5进一步定量统计了灰斗区域烟气速度随凝渣管屏结构变化的响应规律。如图5(a)所示，凝渣管屏前移2 m后，第四组换热管屏下方速度峰值达到6.8 m·s^{-1}，较原始工况增加0.7 m·s^{-1}，意味着换热管屏底端将承受更强的动压冲击。如图5(b)所示，新增一组凝渣管屏使烟气提前发生碰撞并向灰斗区域分流，灰斗区域速度随之升高；但当新增至两组时，灰斗区域速度反而低于原始工况。这是由于烟气进入对流室后原本会与灰斗底部碰撞并沿灰斗区域发展，而新增两组管屏后，与底部发生碰撞的烟气比例降低；更多烟气沿−z方向穿越管屏后进入灰斗区域，其动量水平较低，导致灰斗区域速度下降。调整管间距后，灰斗区域速度的变化趋势与灰斗上方区域基本一致。

3.2　烟气换热特性

针对烟气在灰斗区域过度集聚、导致主换热区参与换热的烟气量不足从而限制换热能力的问题，本节深入分析凝渣管屏的布置位置、组数及管间距对对流室内烟气流动与换热的影响，以确定合理的结构参数组合。图6给出了不同凝渣管屏结构条件下对流

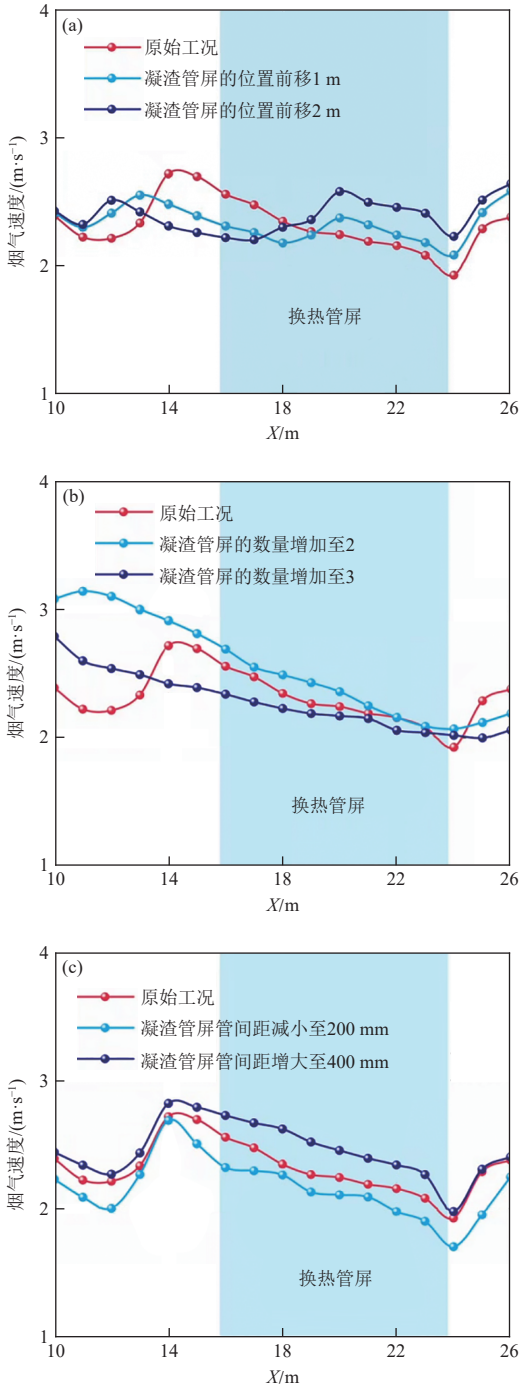


图4　灰斗上方区域烟气速度：(a)凝渣管屏前移；(b)增加凝渣管屏数量；(c)改变凝渣管屏管间距

Fig. 4　Flue gas velocity above the ash hopper: (a) moving screens forward; (b) increasing screen number; (c) changing tube spacing

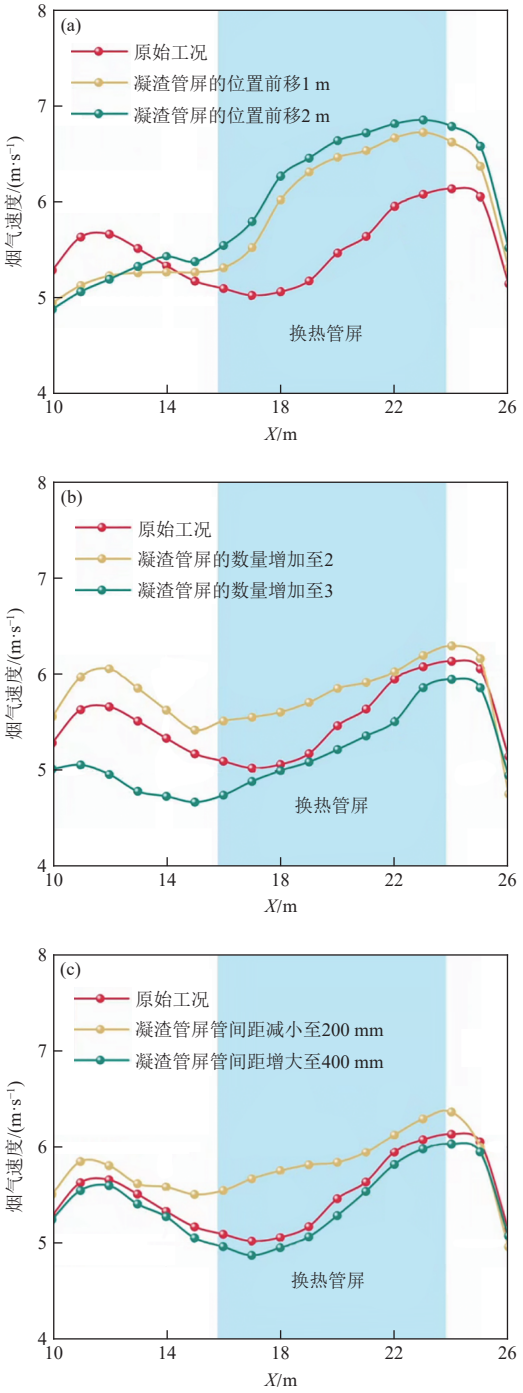


图5　不同凝渣管屏结构下灰斗区域烟气速度变化：(a)凝渣管屏前移；(b)增加凝渣管屏数量；(c)改变凝渣管屏管间距

Fig. 5　Flue gas velocity in the ash hopper region under different screen configurations: (a) moving forward; (b) increasing number; (c) changing spacing

室内烟气温度场分布。可以看出，烟气更早与凝渣管屏发生接触并产生明显偏转，部分气流受阻后沿旁路绕流进入灰斗区域。与原始工况相比，凝渣管屏后方烟气温度降低；与此同时，由于灰斗区域旁路高温烟气比例增加，换热管屏下方局部温度反而升高。

在图6(c)中，凝渣管屏前移2 m后，凝渣管屏与换热管屏之间的轴向间距增大至2.7 m。此时，部分绕过凝渣管屏的旁路烟气由灰斗区域回流至凝渣管屏后方，改变了凝渣管屏后方的温度分布。需要指出的是，凝渣管屏前移会提高进入灰斗区域的烟气质量流率，

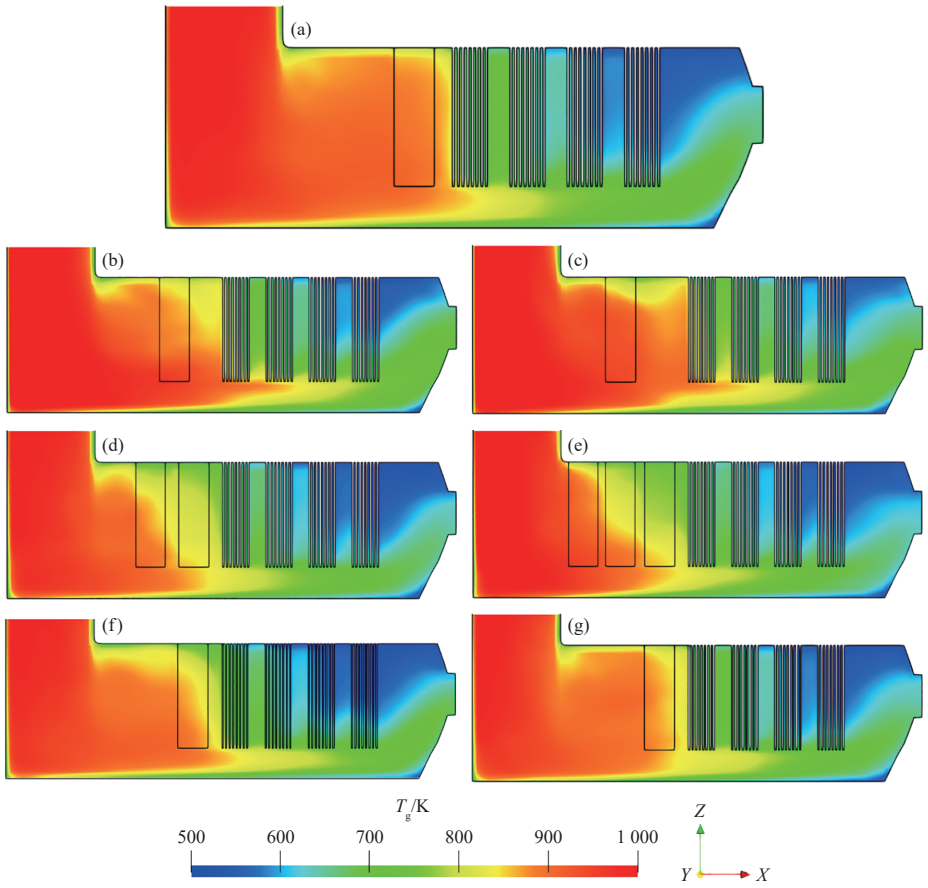


图6　不同凝渣管屏结构下对流室内烟气温度分布：(a)原始工况；(b)管屏前移1 m；(c)管屏前移2 m；(d)管屏组数为2；(e)管屏组数为3；(f)管间距200 mm；(g)管间距400 mm

Fig. 6　Temperature field of flue gas in the convection chamber under different slag screen configurations: (a) original; (b) moved forward 1 m; (c) moved forward 2 m; (d) two screens; (e) three screens; (f) spacing 200 mm; (g) spacing 400 mm

从而增加灰斗区域沿z方向进入换热管屏区域的烟气量。因此，两组换热管屏底端的烟气温度相较原始工况显著升高，表明旁路高温烟气对下游温度场的影响增强。

在图6(d)与图6(e)中，随着凝渣管屏组数增加，烟气整体降温速率加快。然而，凝渣管屏区域的温度分布呈现明显非均匀性：上部区域温度低于下部区域。尤其当凝渣管屏增加至3组时，第三组凝渣管屏上部烟气温度低于700 K。其原因在于三组管屏布置下第一组管屏位置过于靠前，使烟气进入对流室后更倾向于沿下部主流通道通过，导致上部区域与凝渣管屏的有效换热不足。在图6(f)中，减小凝渣管屏管间距会显著提高流动阻力，从而增强旁路效应，使更多烟气偏向灰斗区域流动，导致灰斗区域温度升高。相反，在图6(g)中，管间距增大至400 mm后，流道阻力降低，烟气更易穿透凝渣管屏并与其发生更充分的对流换热。凝渣管屏与换热管屏之间的烟气温度明显低于原始工况，表明对流室换热效率得到提升。

为定量评估凝渣管屏结构对换热过程的影响，图7统计了换热管屏前后以及余热锅炉出口处烟气的平均温度。如图7(a)所示，凝渣管屏前移后，换热管屏前后烟气平均温度均高于原始工况。该结果表明，管屏前移增强了烟气向灰斗区域集聚的趋势，削弱了烟气与凝渣管屏之间的有效换热。同时，凝渣管屏与换热管屏间距增大后，灰斗区域烟气更易沿z方向进入换热管屏附近，干扰凝渣管屏与换热管屏之间的主流通道连续性，进一步降低该区域的换热强度。随着凝渣管屏组数增加，烟气降温增强，因此换热管屏前后平均温度整体低于原始工况。需要注意的是，当凝渣管屏增加至3组时，烟气在换热管屏前的平均温度较原始工况降低59 K，而在换热管屏后方仅降低20 K。这表明三组管屏工况下灰斗区域旁路流占比上升，使部分高温烟气绕过上游换热区并在下游重新混合，从而削弱了“前后温差”的改善幅度。

凝渣管屏管间距变化同样影响旁路流比例，减小管间距会降低灰斗上方区域的质量流率并增强旁

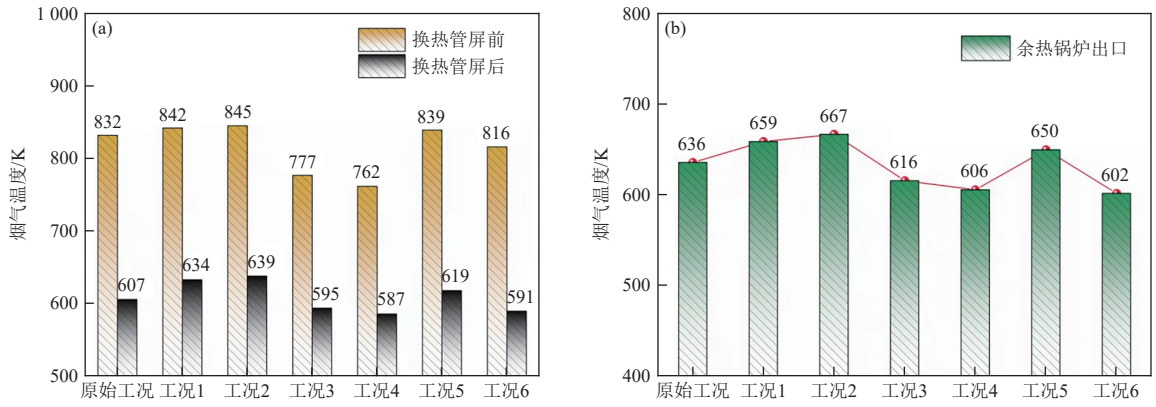


图7　不同凝渣管屏结构下烟气平均温度：(a)换热管屏前后；(b)余热锅炉出口

Fig. 7　Average flue-gas temperature under different slag screen configurations: (a) upstream and downstream of heat-exchange tube bundles; (b) at the outlet of waste heat boiler

路效应，导致换热管屏后方平均温度较原始工况升高12 K；相反，当管间距增大至最大值时，旁路效应减弱，换热管屏后方平均温度较原始工况降低16 K。如图7(b)所示，原始工况下余热锅炉出口烟气平均温度为636 K，较换热管屏后方高29 K，说明存在较多高温烟气经灰斗区域旁路进入出口通道，从而抬升了出口平均温度。凝渣管屏前移与管间距减小均会增强旁路效应，导致出口温度升高。相比之下，增加凝渣管屏组数或增大管间距均有助于强化对流室换热并降低出口温度。其中，管间距增大至400 mm时出口烟气温度最低，为602 K。

3.3　颗粒换热及沉降特性

图8展示了不同凝渣管屏结构下对流室中颗粒的温度变化和空间分布。如图8(a)所示，从下降烟道

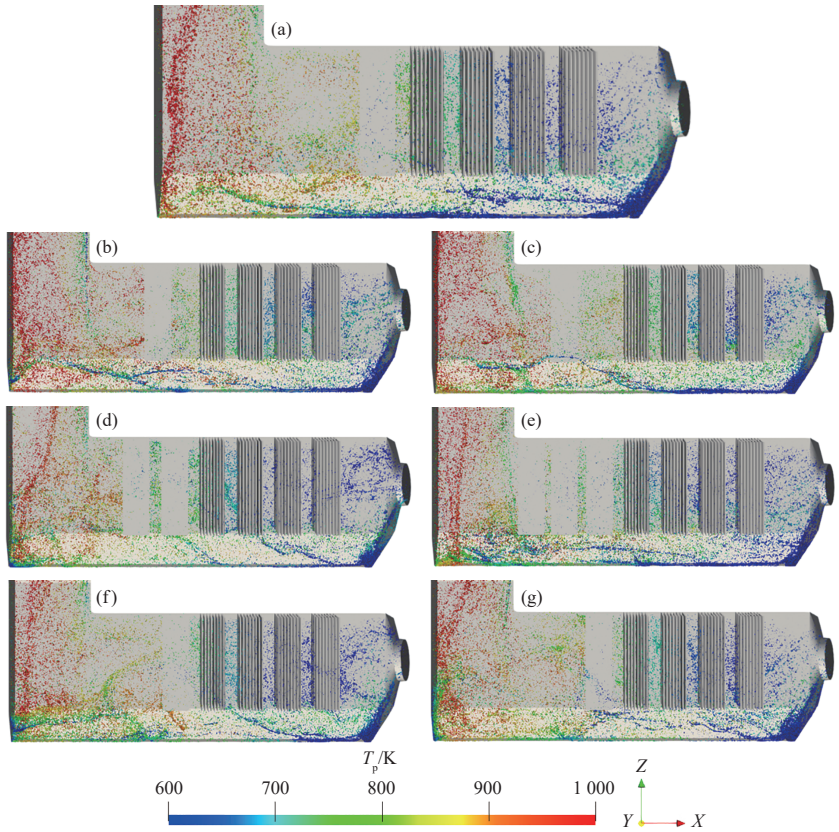


图8　不同凝渣管屏结构下颗粒温度与空间分布：(a)原始工况；(b)管屏前移1 m；(c)管屏前移2 m；(d)管屏组数为2；(e)管屏组数为3；(f)管间距200 mm；(g)管间距400 mm

Fig. 8　Temperature and spatial distribution of particles under different slag screen configurations: (a) original; (b) moved forward 1 m; (c) moved forward 2 m; (d) two screens; (e) three screens; (f) spacing 200 mm; (g) spacing 400 mm

进入对流室的颗粒与对流室底部发生碰撞，随后分别流向凝渣管屏和灰斗。在此过程中颗粒与对流室的水冷壁进行热量交换，大部分颗粒的温度降至900 K以下。在重力的影响下颗粒主要在凝渣管屏下部和灰斗区域流动，极少的颗粒会与凝渣管屏上部冲刷。在灰斗上方区域，与凝渣管屏和换热管屏进行热量交换后，颗粒在第二组换热管屏处降至700 K以下。同时，部分颗粒从烟气中分离出来，最终沉降在灰斗处，并且温度降至600 K左右。另一部分悬浮颗粒则是随着烟气离开余热锅炉。值得注意的是，由于颗粒在灰斗区域的换热效率较低，导致灰斗处的悬浮颗粒在与灰斗上方区域的颗粒汇聚时，其温度仍然处于700 K以上。在图8(b)和8(c)中，前移凝渣管屏的位置减小了颗粒在对流室前端的流动空间，从下降烟道进入对流室的颗粒更多的流向灰斗区域。而凝渣管屏和换热管屏之间间距的增大，导致部分颗粒不与凝渣管屏冲刷，而是从凝渣管屏底端流动至换热管屏前方。由于灰斗区域的颗粒缺乏与换热管屏的碰撞和换热，更难从烟气中分离出来。所以凝渣管屏位置前移后温度降至600 K的颗粒在灰斗底部的分布少于原始工况。同时，在灰斗后段区域内，温度高于700 K的悬浮颗粒显著增多。这些颗粒会随着烟气直接离开余热锅炉，导致颗粒沉降率的降低。

从图8(d)可见，颗粒与对流室底部碰撞后往灰斗上方区域聚集，在多组凝渣管屏的作用下，颗粒温降速度更快，并且更容易从烟气中分离。所以相比于原始工况，颗粒更多的聚集在灰斗前端，并且更少的悬浮在灰斗区域。但是继续增加凝渣管屏数量后，第一组凝渣管屏位置过前，导致大部分颗粒从下降烟道进入对流室后，集中于凝渣管屏的下部或者直接流向灰斗区域。在图8(e)中可看到，相比于凝渣管屏位置前移2 m，颗粒在灰斗前端的聚集进一步增多，但是凝渣管屏和换热管屏下方的悬浮颗粒也在增多。在图8(f)中，随着凝渣管屏间距的减小，颗粒通过凝渣管屏的阻力增加，导致颗粒往灰斗区域聚集。同时，更少的颗粒与换热管屏冲刷，不利于颗粒从烟气中分离出来，因此颗粒在灰斗后端的沉降显著少于原始工况。在图8(g)中，增大凝渣管屏的管间距至400 mm后，更多的颗粒可以穿过凝渣管屏并到达换热管屏内，灰斗后端的颗粒沉降随之增多。

图9给出了不同凝渣管屏结构下对流室内颗粒对流换热系数(HTC)的变化规律图示。可以看出，凝渣管屏前移后，颗粒在管屏前方更易发生聚集并伴随频

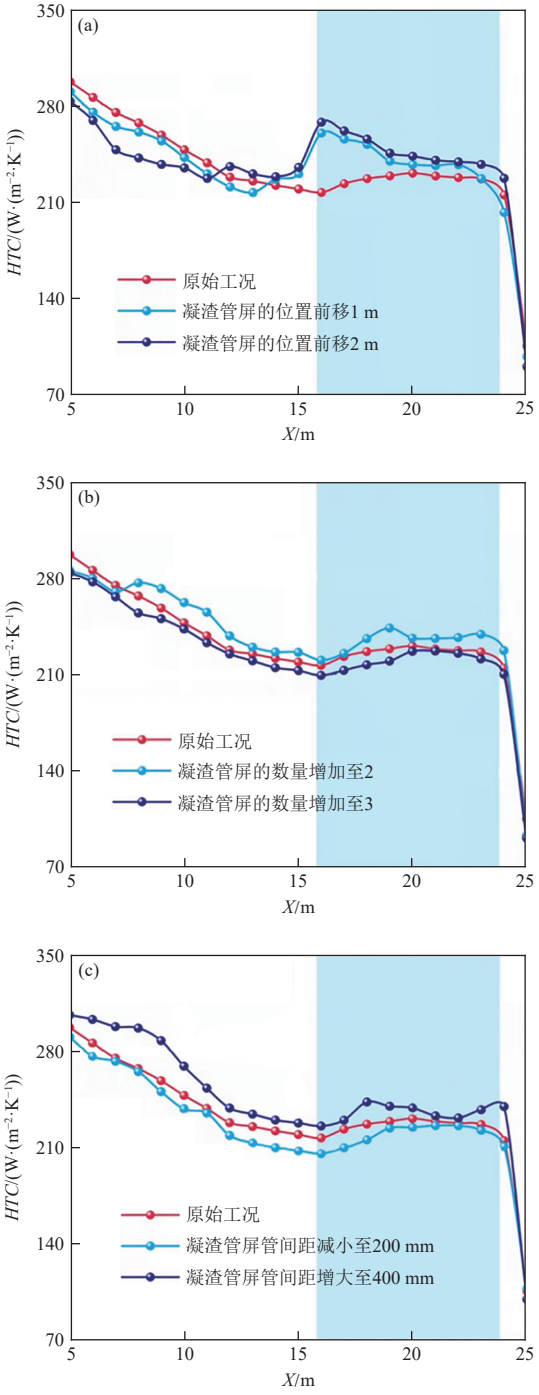


图9 不同凝渣管屏结构对颗粒HTC的影响：(a)前移管屏位置；(b)增加管屏组数；(c)改变管间距

Fig. 9 Effects of slag screen configurations on particle HTC: (a) moving the screen forward; (b) increasing the number of screens; (c) changing the tube spacing

繁碰撞—回弹，导致颗粒与水冷壁的有效接触受限，因此管屏前方颗粒HTC低于原始工况。例如，当管屏前移2 m时，x=7 m处颗粒HTC为247 $W\cdot(m^{-2}\cdot K^{-1})$，较原始工况降低33 $W\cdot(m^{-2}\cdot K^{-1})$。另一方面，由于沉降在对流室底部的颗粒HTC相对较低，而管屏前移

减少了中段颗粒沉降，使得x=13~23 m区间颗粒HTC整体高于原始工况。与此同时，底部颗粒的局部聚集仍可能造成HTC降低。在图9(b)中，新增一组凝渣管屏后，颗粒随烟气向灰斗上方主换热区输运增强，使得x=7 m之后颗粒HTC普遍高于原始工况。然而，继续增加管屏组数反而使颗粒HTC下降。其原因在于第一组管屏位置过前后，大量颗粒与底部碰撞后直接进入灰斗区域，减少了与换热表面的有效接触，从而削弱整体换热能力。在图9(c)中，减小管间距会降低进入换热管屏区域并参与换热的颗粒数量，导致颗粒HTC下降；增大管间距则产生相反效果。

图10定量给出了不同结构参数下对流室内颗粒沉降率的变化。结果表明，凝渣管屏前移对颗粒沉降具有不利影响。当管屏前移1 m时，颗粒沉降率降至38.09%，较原始工况降低2.98%。其机理在于管屏前移改变了局部流动通道与流量分配，使流经灰斗上方主换热区（换热管屏区域）的烟气通量减少。由此，携带颗粒的烟气与管束之间的惯性碰撞分离效应减弱，更多颗粒随高速烟气直接排出，导致沉降率下降。随着凝渣管屏组数增加，余热锅炉的颗粒捕集能力增强。多层管屏结构提高了颗粒与壁面/管束的碰撞概率，促进动能耗散与沉降分离。当凝渣管屏增至3组时，颗粒沉降率提升6.98%。此外，颗粒沉降率与凝渣管屏管间距呈正相关关系：管间距增大时沉降率升高，减小时则降低。其原因在于较大管间距降低主流通道阻力，抑制低分离效率的旁路流比例，使更多颗粒进入主换热区并通过碰撞实现分离。

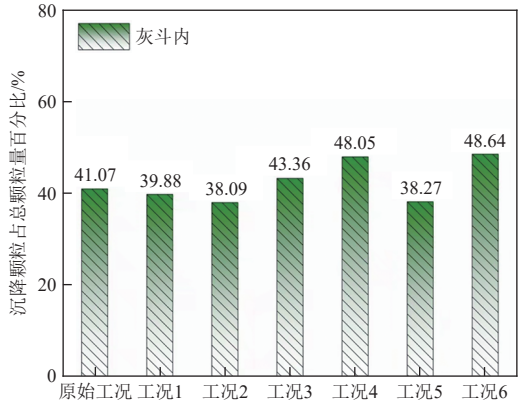


图10　不同凝渣管屏结构下余热锅炉内颗粒沉降率

Fig. 10　Particle deposition rate in the waste heat boiler under different slag screen configurations

4　结论

1) 下降烟道内形成的大尺度涡旋显著重构对流室入口处流场分布，致使部分高温烟气绕开主换热区并沿旁路流动进入灰斗，从而降低气固对流换热效率。原始工况下，锅炉排烟温度为636 K，颗粒分离效果较差，灰斗处颗粒沉降率仅为41.07%。

2）凝渣管屏位置对流场导向作用显著。将凝渣管屏前移（向下降烟道出口方向）会增强烟气向灰斗区域的偏转与集聚，导致换热性能进一步劣化。与原始工况相比，管屏前移2 m后排烟温度升高31 K。

3）增设凝渣管屏并优化管间距可有效提升锅炉性能。将管屏数量增至3组可通过增强流动扰动并扩大换热面积，使排烟温度降至606 K，颗粒沉降率提高至48.05%。进一步将管间距增大至400 mm可降低管束区流动阻力，抑制旁路流动并促使主流烟气充分冲刷换热管屏；在该工况下，烟气离开余热锅炉时温度降至602 K。

参考文献

[1] ARDEH A Z, FATHI S, ASHTIANI F Z, et al. Kinetic modeling of a Claus reaction furnace and waste heat boiler: effects of H_2S/CO_2 and H_2S/H_2O ratio on the production of hazardous gases in an industrial sulfur recovery unit[J]. Separation and Purification Technology, 2024, 338: 126173.

[2] 史彦辉，武海军，杨国强，等. 粒化—气基直接还原回收铜渣余热和有价金属[J]. 矿冶，2023, 32(1): 83-87.
SHI Y H, WU H J, YANG G Q, et al. Recovery of residual heat and valuable metals from copper slag by granulation and gas-based direct reduction[J]. Mining and Metallurgy, 2023, 32(1): 83-87.

[3] 杨国强，刘硕，史彦辉，等. 高温铜渣余热回收技术研究进展[J]. 矿冶，2023, 32(1): 77-82.
YANG G Q, LIU S, SHI Y H, et al. Research progress of waste heat recovery technology of high temperature copper slag[J]. Mining and Metallurgy, 2023, 32(1): 77-82.

[4] MEN Y, LIU X, ZHANG T. A review of boiler waste heat recovery technologies in the medium-low temperature range[J]. Energy, 2021, 237: 121560.

[5] WANG T, LIU X, ZHANG Y, et al. Thermodynamic and emission characteristics of a hydrogen-enriched natural gas-fired boiler integrated with external flue gas recirculation and waste heat recovery[J]. Applied Energy, 2024, 358: 122614.

[6] 王一丰, 翟春华, 黄庆, 等. 大功率燃气轮机联合循环机组三压再热余热锅炉建模及变负荷运行规律研[J]. 热力发电, 2023, 52(1): 79-89.
WANG Y F, ZHAI C H, HUANG Q, et al. Modeling and variable load operation analysis of triple-pressure reheat heat recovery steam generator for high-power gas turbine combined-cycle units[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(1): 79-89.

[7] 刘博, 李辉, 李娜, 等. 余热锅炉对流受热面积灰特性的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(2): 290-293.
LIU B, LI H, LI N, et al. Experimental study on ash deposition characteristics of convective heating surfaces in waste heat boiler[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(2): 290-293.

[8] DING Q, TANG X, YANG Z. Failure analysis on abnormal corrosion of economizer tubes in a waste heat boiler[J]. Engineering Failure Analysis, 2017, 73: 129-138.

[9] 阳自霖, 闫友, 陈坤, 等. 铅冶炼富氧侧吹炉余热锅炉积灰结焦分析及预防[J]. 绿色矿冶, 2023, 39(2): 53-57.
YANG Z L, YAN Y, CHEN K, et al. Analysis and prevention of ash deposition and coking in waste heat boiler of oxygen-enriched side-blown furnace in lead smelting[J]. Sustainable Mining and Metallurgy, 2023, 39(2): 53-57.

[10] KHAN H, LEHNIGK R, RZEHAK R. Euler-Euler simulation of absorption and desorption in co-and counter-current bubble column flows[J]. Chemical Engineering Science, 2023, 267: 118313.

[11] WANG S, LUO K, HU C, et al. CFD-DEM study of the effect of cyclone arrangements on the gas-solid flow dynamics in the full-loop circulating fluidized bed[J]. Chemical Engineering Science, 2017, 172: 199-215.

[12] ANDREWS M J, O'ROURKE P J. The multiphase particle-in-cell (MP-PIC) method for dense particulate flows[J]. International Journal of Multiphase Flow, 1996, 22(2): 379-402.

[13] 郭晨, 李慧梅, 董辉, 等. CCPP余热锅炉入口烟道烟气流动的数值模拟研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(10): 93-100.
GUO C, LI H M, DONG H, et al. Numerical simulation study on flue gas flow in inlet duct of CCPP waste heat boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(10): 93-100.

[14] 穆林, 赵亮, 尹洪超. 废液焚烧余热锅炉内气固两相流动与飞灰沉积的数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(32): 30-37.
MU L, ZHAO L, YIN H C. Numerical simulation of gas-solid two-phase flow and fly ash deposition in waste liquid incineration heat recovery boiler[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(32): 30-37.

[15] 王风录, 虞斌, 吕林, 等. 新型余热锅炉冷却水流动及传热特性模拟和优化[J]. 石油化工设备, 2023, 52(1): 16-22.
WANG F L, YU B, LYU L, et al. Simulation and optimization of cooling water flow and heat transfer characteristics in a novel waste heat boiler[J]. Petrochemical Equipment, 2023, 52(1): 16-22.

[16] DANIS M E, DURBIN P. Hybrid RANS/LES modeling of hypersonic turbulent boundary layers with cold walls[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2024, 107: 109334.

[17] HU J, YANG S, WANG H, et al. Flue gas-dust two-phase heat transfer characteristics and corrosion behavior in industrial-scale waste heat boilers[J]. Energy, 2024, 308: 132830.

[18] WANG W, LI J. Simulation of gas-solid two-phase flow by a multi-scale CFD approach of the EMMS model to the sub-grid level[J]. Chemical Engineering Science, 2007, 62(1): 208-231.

[19] YANG N, WANG W, GE W, et al. CFD simulation of concurrent-up gas-solid flow in circulating fluidized beds with structure-dependent drag coefficient[J]. Chemical Engineering Journal, 2003, 96(1): 71-80.