文章编号:1007－6735(2025)06－0655－11　　DOI: 10.13255/j.cnki.jusst.20241105001

转炉烟气全干法余热回收系统数值模拟及结构优化

廖世豪[1,2]，　金　晶[1,2]，　彭臻杰[1,2]，　林文佺[3]

（1. 上海理工大学 能源与动力工程学院，上海 200093；2. 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室，上海 200093；3. 宝钢工程技术集团有限公司，上海 201999）

摘要：针对转炉烟气全干法余热回收系统全流场研究空缺的问题，以 80 t 转炉烟气全干法余热回收系统为研究对象，运用数值模拟结合理论计算的方法，探索了适用于该系统的模型简化方法，进而对烟气全换热流程开展数值模拟及分析，并探讨了系统结构的优化方案。结果表明：建模采用锯齿形壁面代替水冷壁，平行圆管代替换热屏，可以在大量减少网格数的同时，保证数据准确性；烟气在系统流动过程中，烟气均匀度先下降后上升，温度下降先快后慢，管壁附近存在多个低速区。对于采用水冷壁及换热屏进行换热的中温换热段，即余热锅炉Ⅰ、Ⅱ，增加换热屏数量比单纯增大管径对提高换热量更有效。对于只采用换热屏进行换热的低温换热段，即余热锅炉Ⅲ和高低温省煤器，综合压降及换热效果，选择 96～141 mm 为换热屏间距是合理的。

关键词：全干法余热回收；数值模拟；模型简化；传热特性

中图分类号：F 830　　**文献标志码：**A

Numerical simulation and structural optimization of the converter flue gas all-dry waste heat recovery system

LIAO Shihao[1,2],　JIN Jing[1,2],　PENG Zhenjie[1,2],　LIN Wenquan[3]

(1. *School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China*; 2. *Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer of Power Engineering, Shanghai 200093, China*; 3. *Baosteel Engineering Technology Group Co., Ltd., Shanghai 201999, China*)

Abstract: Addressing the research gap in the study of the full flow field of the all-dry flue gas waste heat recovery system for basic oxygen furnaces, a 80 t converter gas all-dry heat recovery system was taken as the research object. Using numerical simulation combined with theoretical calculations, a simplified modeling approach suitable for this system was explored, and a numerical simulation and analysis of the

收稿日期: 2024−11−05

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51976129)

第一作者: 廖世豪（1999—），男，硕士研究生．研究方向：余热回收技术．E-mail：lsh01work@163.com

通信作者: 金　晶（1963—），女，教授．研究方向：碳捕集技术．E-mail：alicejin001@163.com

引文格式: 廖世豪，金晶，彭臻杰，等．转炉烟气全干法余热回收系统数值模拟及结构优化[J]．上海理工大学学报，2025，47（6）：655-665.

Citation: LIAO Shihao, JIN Jing, PENG Zhenjie, et al. Numerical simulation and structural optimization of the converter flue gas all-dry waste heat recovery system[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2025, 47（6）：655-665.

entire heat exchange process of the flue gas was conducted, and the optimization scheme of the system structure was discussed. The results show that replacing the water-cooled wall with a zigzag wall and substituting parallel circular tubes for heat exchange screens can significantly reduce the number of grids while ensuring data accuracy. During the gas flow process in the system, the flue gas uniformity initially decreases and then increases, while the temperature drops rapidly at first and then more slowly, with multiple low-velocity zones near the pipe walls. For the medium-temperature heat exchange section, videlicet waste heat boiler I and II, which use water-cooled walls and heat exchange screens for heat transfer, increasing the number of heat exchange screens is more effective in improving heat transfer efficiency than simply enlarging the pipe diameter. For the low-temperature heat exchange section that only uses heat exchange screens for heat exchange, videlicet waste heat boiler III and high-low temperature economizer, considering the pressure drop and heat exchange effect, choosing the spacing of heat exchange panels of 96～141 mm is reasonable.

Keywords: *all-dry waste heat recovery*; *numerical simulation*; *model simplification*; *heat transfer characteristics*

转炉炼钢是当今世界上最主要的炼钢方法，我国也不例外[1]。目前全球约有 70% 的钢材由转炉炼钢生产，在我国，这一比例更是高达 90%。在转炉炼钢过程中，会产生大量烟气，其中蕴含着丰富的转炉煤气和余热资源，是钢铁厂宝贵的二次能源[2]。

传统转炉烟气余热回收系统主要分为湿法、半干法和干法 3 种。这些方法由于工艺本身的局限性，需要通过喷淋来对烟气进行降温除尘，这导致了中、低温烟气显热浪费和回收煤气热值低的问题[3]。具体而言，湿法、半干法余热回收系统在湿式除尘器处采用了喷淋，干法余热回收系统虽使用无需喷淋的干式除尘器，但由于出口烟气温度过高，加装了煤气冷却塔进行喷淋冷却。

全干法余热回收系统则无需进行煤气冷却塔喷淋冷却操作，仅依靠各式换热器及干式除尘器进行降温除尘。这不仅能够有效回收转炉烟气中的中低温余热，回收的煤气几乎不含水分且热值高，还可以降低风机电耗，具有显著的环境效益和经济效益。因此，烟气全干法余热回收是实现转炉负能炼钢的关键，具有广阔的前景[4]。对于该系统，目前国内外学者主要研究集中在水循环安全性、膜式壁管道的热应力分析等问题上，也有少量对汽化冷却烟道模拟研究的报道，而对全干法余热回收系统的全换热流程的研究非常匮乏。

本文以 80 t 转炉烟气全干法余热回收系统为研究对象，基于传热、传质理论，采用数值模拟与理论计算相结合的方法对该系统进行研究。通过数值模拟，直观了解流动传热中各变量的分布情况，进一步借助理论计算，在一定裕度基础上做保守的近似评估，验证数值模拟的准确性。旨在为相关数值模拟提供有效的计算思路和简化手段，为相关结构的优化与核心设备的开发提供理论指导[5]。

1 模型建立

1.1 系统介绍

转炉烟气全干法回收工艺流程如图 1 所示。烟气以 1 600 ℃ 出转炉炉口后，通过活动冷却烟罩进入汽化冷却烟道，与汽化冷却烟道内的水冷壁换热，降温至 850 ℃ 以下，随即进入余热锅炉及省煤器进行深度余热回收。此后，烟气以不超过 200 ℃ 的温度经过静电除尘器除尘后进入煤气柜进行储存或通过烟囱排放。其中，活动冷却烟罩到省煤器为全干法余热回收系统，是本文的研究对象。

全干法余热回收系统中，不同换热器的换热面形式以及换热面长度都不相同，各换热器布置形式见表 1。其中，活动冷却烟罩到转角烟道 Ⅰ 为直径 2.4 m 的圆管烟道，转角烟道 Ⅰ 内含天圆地方结构，转角烟道 Ⅰ 到低温省煤器为 2.4 m×2.4 m 的方管烟道。

全干法余热回收系统结构见图 2。其中，各典

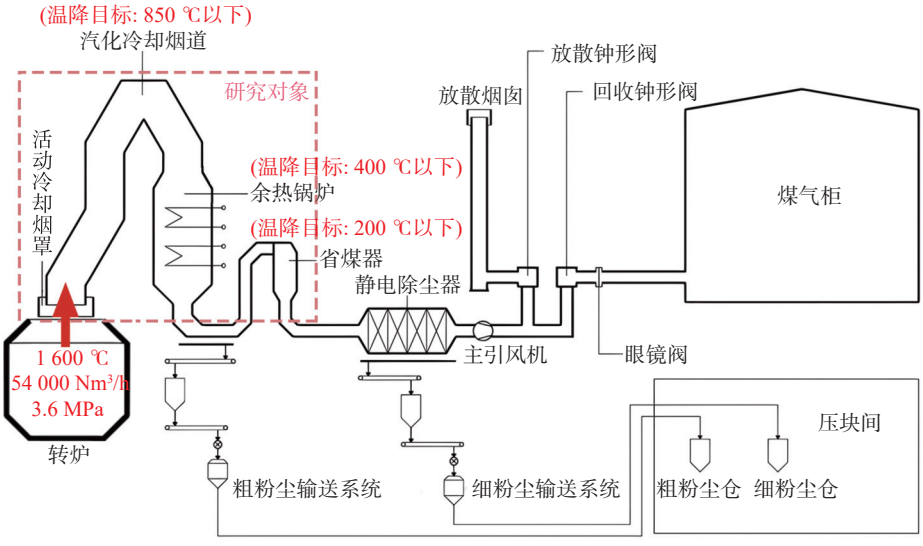


图 1　转炉烟气全干法回收工艺流程图

Fig.1　Flowchart of converter flue gas all-dry recovery process

表 1　换热器布置形式

Tab.1　Layout forms of heat exchangers

换热器名称	换热面形式	换热面长度/m
活动冷却烟罩	密排管	
炉口段烟道	膜式水冷壁	3.5
斜烟段烟道	膜式水冷壁	15.0
转角烟道Ⅰ	膜式水冷壁	10.8
余热锅炉Ⅰ	膜式水冷壁+2块换热屏	10.3
余热锅炉Ⅱ	膜式水冷壁+8块换热屏	14.0
余热锅炉Ⅲ	16块换热屏	6.1
高温省煤器	16块换热屏	5.1
低温省煤器	16块换热屏	6.0

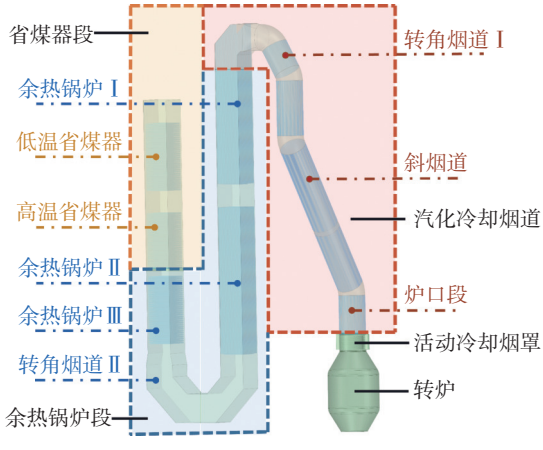
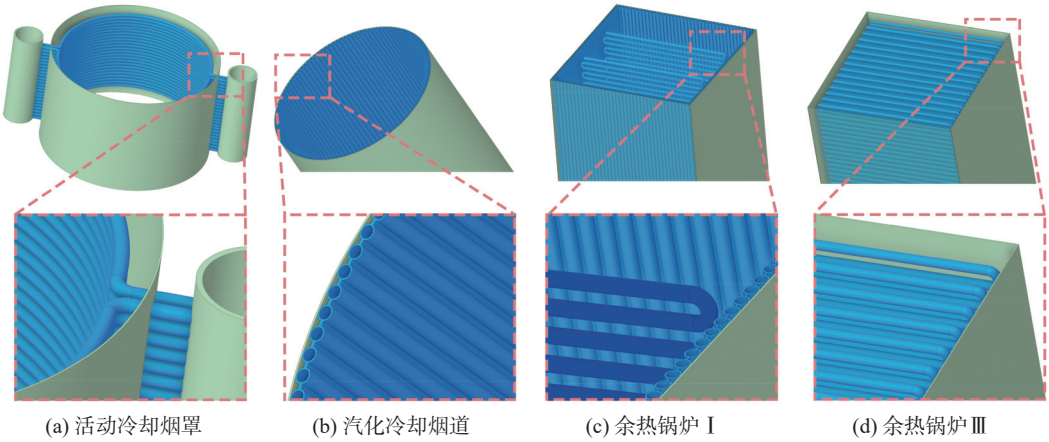


图 2　全干法余热回收系统结构示意图

Fig.2　Schematic of all-dry waste heat recovery system structure

型换热器结构见图 3。活动冷却烟罩的结构如图 3(a)所示，多根受热管布置在烟道内，通过配水联箱和汇水联箱向外输送热量。

汽化冷却烟道的结构包括炉口段、斜烟道、



(a) 活动冷却烟罩　(b) 汽化冷却烟道　(c) 余热锅炉Ⅰ　(d) 余热锅炉Ⅲ

图 3　典型换热器结构示意图

Fig.3　Schematic of typical heat exchanger structure

转角烟道 I。这 3 部分均采用如图 3 (b) 所示的翅片管式膜式水冷壁结构，以高效回收高温烟气的热量。

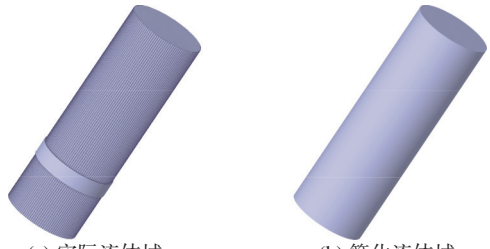
与转角烟道 I 出口相连的是用以深度余热回收的余热锅炉段和省煤器段。余热锅炉段由余热锅炉Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ和转角烟道Ⅱ构成。余热锅炉Ⅰ、Ⅱ结构近似，皆采用翅片管式膜式水冷壁加换热屏，但两者换热屏数量有所不同。余热锅炉Ⅰ的结构如图 3 (c) 所示。余热锅炉Ⅲ处的烟气温度较低，故换热面为密集布置的换热屏，用以加强对流换热，结构如图 3 (d) 所示。转角烟道Ⅱ不布置换热面。

省煤器段由高温省煤器和低温省煤器组成，其主要换热方式与余热锅炉Ⅲ相同，均以对流换热为主，故三者的换热面形式一致，全采用换热屏。

1.2 物理模型及简化方法

在进行数值模拟时，实体建模所需的网格数量将远超现有计算能力。因此，讨论既减少计算量、缩短计算时间，又保证数据精度和准确性的模型简化方法是十分必要的。系统大部分细节处对烟气的整体流动不会产生较大影响，因此忽略这部分局部部件[6]，仅保留主要影响流动的烟道和各换热面。整个系统换热形式主要有只含水冷壁的圆管烟道、含水冷壁和换热屏的方管烟道、只含换热屏的方管烟道 3 种。

对这 3 种换热形式的物理模型建模方法进行讨论。对于只含水冷壁的圆管烟道，即汽化冷却烟道，有学者在对其进行数值模拟时，将水冷壁围成的烟道结构看作光滑曲面。以斜烟道部分为例，实际模型流体域为图 4(a)，若看做光滑曲面则其流体域为图 4 (b)。采用相同的入口条件，经过模拟得到换热情况见表 2。可以看出，该简化方法可极大地减小网格数量且对辐射换热几乎没有影响，但会减弱对流换热。如表 3 所示，对流换热量偏差超过 10%，温降偏差超过 5%，简化处理所得数据与实际建模所得数据存在较大误差。因此，对只含水冷壁的烟道采用实际建模。



(a) 实际流体域 (b) 简化流体域

图 4 斜烟道实际流体域及简化流体域

Fig.4 Actual and simplified fluid domains of inclined flue

表 2 实际建模与简化建模模拟结果

Tab.2 Simulation results of actual modeling and simplified modeling

方案	对流换热量/W	辐射换热量/W	总换热量/W	入口温度/℃	出口温度/℃	网格数量
实际建模	1 050 763	2 585 266	3 636 029	1 144	1 005.7	4 799 000
简化建模	756 464	2 584 368	3 340 832	1 144	1 018.7	58 000

表 3 实际建模与简化建模模拟结果偏差

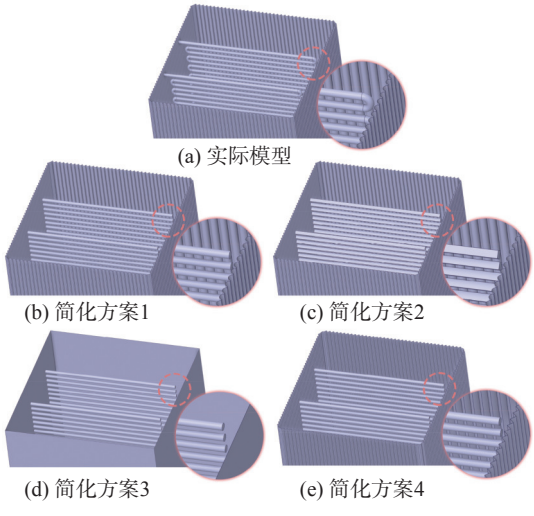
Tab.3 Discrepancy of simulation results between actual modeling and simplified modeling

%

对流换热量	辐射换热量	总换热量	温降	网格数量
28.01	0.03	8.12	9.4	98.79

对于含水冷壁和换热屏的方管烟道，即余热锅炉Ⅰ、Ⅱ，其换热管众多，但换热管排布密度不足以使用多孔介质模型进行替代。以典型复杂换热器余热锅炉Ⅰ为讨论对象，实际模型如图 5 (a)，在保证换热面积近似相同的前提下，建立了 4 种简化模型方案，如图 5(b)～(e) 所示。采用相同的入口条件，经过模拟得到换热情况见表 4 和表 5。

简化方案 1 为对水冷壁进行实际建模，而忽略换热屏中各直管间的圆弧连接，即用平行直管



(a) 实际模型

(b) 简化方案1 (c) 简化方案2

(d) 简化方案3 (e) 简化方案4

图 5 余热锅炉Ⅰ实际流体域及简化方案流体域

Fig.5 Actual and simplified modeling fluid domains of waste heat boiler Ⅰ

表 4　实际建模与简化建模模拟结果

Tab.4　Simulation results of actual modeling and simplified modeling

方案	对流换热量/W	辐射换热量/W	总换热量/W	入口温度/℃	出口温度/℃	网格数量
实际建模	719 758	507 386	1 227 144	798	750.2	4 930 000
简化方案1	718 528	506 803	1 225 331	798	750.2	4 860 000
简化方案2	675 687	523 270	1 198 957	798	751.3	2 330 000
简化方案3	763 989	512 489	1 276 478	798	748.9	1 150 000
简化方案4	721 641	506 322	1 227 963	798	751.1	2 260 000

表 5　实际建模与简化建模模拟结果偏差

Tab.5　Discrepancy between actual modeling and simplified modeling simulation results

方案	偏差/%				
	对流换热量	辐射换热量	总换热量	温降	网格数量
简化方案1	0.17	0.11	0.15	0	1.42
简化方案2	6.12	3.13	2.30	2.30	52.74
简化方案3	6.15	1.01	4.02	2.72	76.67
简化方案4	0.26	0.21	0.07	1.88	54.16

替代原有换热屏位置。简化方案 1 与实际模型模拟数据近似，满足误差要求，证明了平行直管替代原有换热屏是可行的。但该方案网格数量只减少了 1.42%，未达简化预期。简化方案 2 采用与简化方案 1 类似的思路，使用平行方管替代原有换热屏位置。虽然网格数量减少至原来的 52.74%，但对流换热量的精度较差，偏差达到了 6.12%。简化方案 3 在简化方案 1 的基础上，将水冷壁位置用平滑壁面替代，极大地减少了网格数量，仅需实际模型网格数量的 23.33%。但对流换热量、总换热量偏差分别为 6.15%、4.02%，偏差较大。简化方案 4 在简化方案 1 的基础上，采用 90°锯齿形壁面替代原有水冷壁位置。模拟结果表明，简化方案 4 与实际模型模拟数据偏差较小，总换热量偏差、温降偏差分别为 0.07%、1.88%，网格数量减少了 54.16%，达到了简化预期。故选用简化方案 4，即外部锯齿形壁面换热、内部平行直管换热作为含水冷壁和换热屏的方管烟道的简化模型。

以上简化模型方案研究对比结果表明，平行直管可以较好地替代原有换热屏。可将此结论应用于只含换热屏的方管烟道中，即对于余热锅炉Ⅲ和高低温省煤器，将平行直管替代原有换热屏作为简化方案。

按照 1∶1 比例对全干法余热回收系统进行建模。由于整体模型较大，将完整模型划分为多段，采用 Fluent 中 Profile 文件形式来实现各段间的数据传递。其原理是，将边界温度等信息通过线性差值方式赋值到物理尺寸相同的目标面节点，从而实现分段模拟[7]。网格划分采用多面体网格，在各段区域的出入口进行网格加密。为了确保计算结果的准确性，对系统的 3 种换热形式分别进行了网格无关性验证。通过不同网格数量下对应烟道总换热量来判断无关性。从图 6 可看出，当水冷壁圆管烟道网格数量/换热面长度达到 2 330 000/3 m、含水冷壁及换热屏方管烟道网格数量/换热面长度达到 2 000 000/2.5 m、换热屏方管烟道网格数量/换热面长度达到 2 700 000/1.5 m 时，总换热量的变化趋于平缓，此时，可认为换热情况与网格数量无关联。

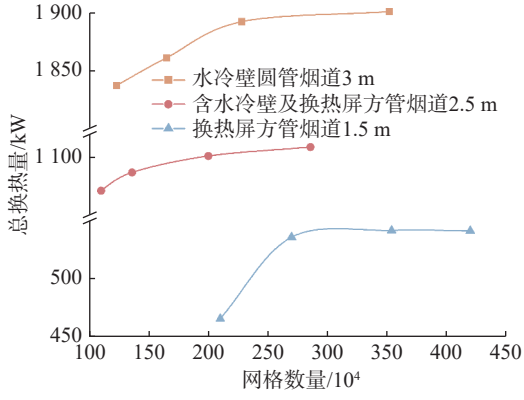


图 6　不同换热形式的网格无关性验证

Fig.6　Grid independence verification of different heat transfer forms

1.3　数学模型及假设

烟气在烟道内的流动过程为三维湍流问题，须遵守基本流动方程，即满足连续方程、动量方程、能量守恒方程[8]。湍流模型选用标准 k-ε 模型[9]，壁面函数选用标准壁面函数，辐射模型选用离散坐标（discrete ordinates，DO）辐射模型[10]。

实际生产过程中的转炉烟气流动是一个复杂的过程，而数值模拟是基于理想状态下进行的。

因此，若要保证模拟的结果与实际更加贴切，需要对部分特定条件及参数作出假设[11]，具体内容如下：

a. 将转炉烟气视作不可压缩粘性流体；

b. 忽略烟尘对流体流场的影响；

c. 忽略烟气体积力的影响；

d. 烟气的流动状态看作是一个稳态的过程。

1.4 边界条件

选择 80 t 转炉炼钢的燃烧期作为研究工况。此时，烟气温度为 1 600 ℃，流量为 54 000 Nm^3/h，烟气中 CO 体积分数为 86%、CO_2 体积分数为 10%、N_2 体积分数为 4%，炉尘直径为 200 μm，炉尘浓度为 0.1 kg/Nm^3。计算可得，综合烟气吸收系数为 0.17。由于黏度和热导率随温度变化较小，各模型段的黏度和热导率可根据各段的平均温度查找选择。密度及比热容以 UDF 形式导入软件，定义为

$$\rho = \frac{273}{T} \times 1.496\,7 \tag{1}$$

$$C_p = 123.97\ln T + 186.56 \tag{2}$$

式中：ρ 为烟气密度；T 为烟气温度；C_p 为烟气比热容。

模型的边界条件类型包括：入口条件、出口条件和壁面条件。根据烟道内各换热器运行情况选取条件如下：

a. 入口条件：选用速度入口条件，速度为 22.75 m/s，入口温度为 1 600 ℃，湍流黏度比和湍流强度比分别设定为 5% 和 10%，入口内部发射率为 0。

b. 出口条件：选用压力出口条件，表压为 0 MPa，压力 Profile 放大系数为 1，出口内部发射率为 0。

c. 壁面条件：壁面类型均为静止无滑移壁面，内部发射率为 0.8。各换热面壁温皆对应各换热面内水的饱和蒸汽温度，活动冷却烟罩内受热管对应壁温为 150 ℃，汽化冷却烟道的水冷壁对应壁温为 244 ℃，余热锅炉Ⅰ、Ⅱ的水冷壁和换热屏对应壁温为 244 ℃，余热锅炉Ⅲ及高低温省煤器的换热屏对应壁温分别为 244、200、110 ℃，除此外的其他壁面皆设置为绝热壁面。

为提高计算精度，计算方法选择使用较少迭代步即可达到收敛且更适合稳态过程的 Coupled 算法[12]，离散格式采用二阶离散。

2 模拟结果

2.1 模拟结果及分析

采用上述数学模型及边界条件对简化后的全干法余热回收系统模型进行模拟，将所得模拟结果分为两段进行分析：活动冷却烟罩至转角烟道Ⅰ作为一段，转角烟道Ⅰ至低温省煤器段作为另一段。这种分段的原因在于，该系统作为一个三维模型，在空间 x、y、z 方向上均有延伸，模型第一段与第二段的中截面不位于同一平面。模型分析截面选取情况如图 7 所示，模型第一段、第二段分别选取 x-z 方向、x-y 方向上的烟道中截面进行流场分析。

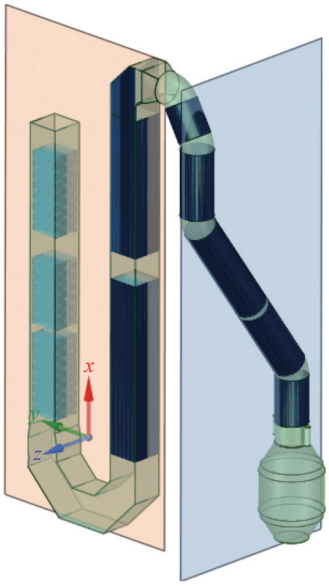


图 7 模型分析截面选取

Fig.7 Selection of model analysis sections

系统第一段的烟气速度和温度分布情况如图 8 所示。图 8(a) 为烟气速度场，烟气在炉口段呈左右对称分布流动，当烟气经过第一个弯曲处进入斜烟道时，烟气受到管壁的约束而被迫做类圆周运动，在离心力及惯性力作用下，烟气流向弯曲处外侧，导致外侧压力增大，流速下降。同时，靠近弯曲处内侧的烟气由于压力下降，而速度增大。此外，大部分烟气在弯曲处外侧贴壁流动，导致内侧壁面附近形成局部低速区，甚至流动滞止区，其中低速区内的最大速度不超过 4 m/s。

随着烟气在斜烟道的流动，主流烟气向管中心靠近，烟气速度分布逐渐均匀。当烟气流经第二个弯曲处时，内外侧均出现了低速区，其成因与第一个弯曲处相似，皆由惯性力和离心力引

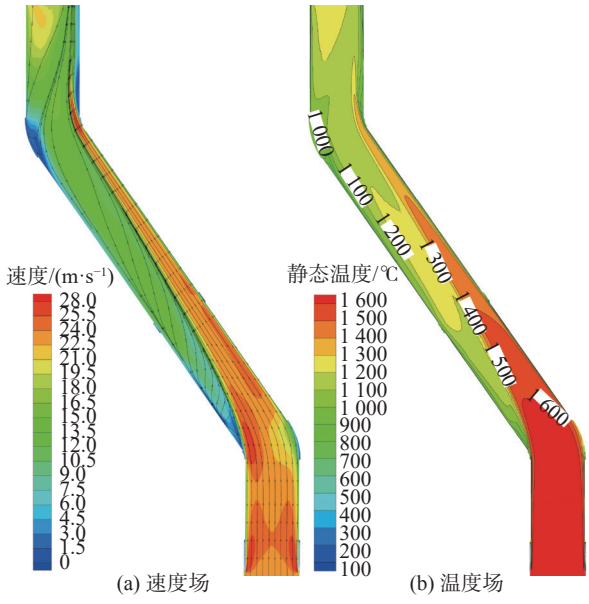


图 8　系统第一段（活动冷却烟罩到转角烟道Ⅰ）流场图

Fig.8　Flow field diagram of the first segment of the system (from movable cooling flue cover to corner flue Ⅰ)

起。不同的是，第二个弯曲处外侧速度下降更加显著，已经形成明显的低速区。

图 8(b) 为烟气温度场，显示烟气自转炉出口均匀进入活动冷却烟罩，与烟罩壁面附近的密排管进行热交换，管壁附近的烟气温度迅速下降，而管中心的主流烟气温度基本不变。烟气从活动冷却烟罩流出时，平均温度从 1 600 ℃ 降至 1 442.4 ℃。当烟气以 1 295.1 ℃ 从炉口段流入斜烟道时，由于弯管效应，烟气外侧的速度明显高于内侧，换热更为迅速。内侧烟气的换热速率虽低，烟气流量也相对较小，换热需求相应减少，故温度更低。随着烟气的流动，主流温度向管中心靠近，烟气温度分布趋于均匀，进入转角烟道Ⅰ时，温度已降为 903.7 ℃。

图 9 展示了烟气在系统第二段的流场分布。图 9 (a) 为烟气速度场，烟气在转角烟道Ⅰ调转流动方向，弯道外侧压力上升，内侧压力降低，压力差使得靠近边界层的烟气脱离烟道壁面，从而在弯道内侧形成回流区和低速区。烟气进入余热锅炉Ⅰ，低速区未得到明显改善，且有扩大趋势。当烟气进入余热锅炉Ⅱ后，由于此处布置了较多垂直于烟道的换热屏，这些换热屏对烟气有着导流作用，该段出口处速度分布逐渐均匀[13]。当烟气通过转角烟道Ⅱ流至余热锅炉Ⅲ和高低温省煤器时，由于此处布置的换热屏众多，流动截面减小，烟气流速增大且分布愈发均匀。其中，

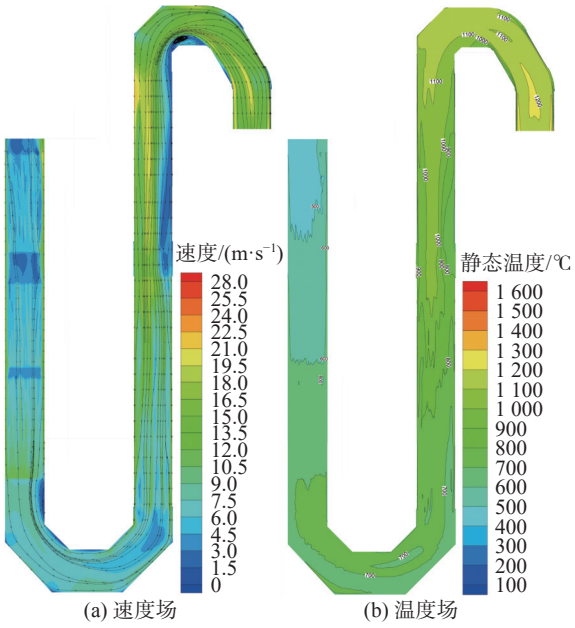


图 9　系统第二段（转角烟道Ⅰ到低温省煤器）流场图

Fig.9　Flow field diagram of the second segment of the system (from corner flue Ⅰ to low-temperature economizer)

在各换热器连接处，出现了因流通截面增大而流速骤降的现象。

图 9(b) 为烟气温度场，显示烟气以 790.4 ℃ 离开转角烟道Ⅰ，刚进入余热锅炉Ⅰ时，局部扰动使得烟气混合，温度梯度减小。接着，烟道壁面处的水冷壁使得附近的烟气温度快速下降，相较之下，管道中心的烟气温度则缓慢下降，温度梯度增大。烟气以温度 652.9 ℃ 进入余热锅炉Ⅱ，此处换热屏相较之前更加密集，管道中心的烟气也可以很好被冷却，故温度均匀性提高。随后，烟气以 434.9 ℃ 流出转角烟道Ⅱ，在众多换热屏的作用下，烟气得以均匀流经余热锅炉Ⅲ、高温省煤器、低温省煤器，温度缓慢下降，最终以 216.5 ℃ 离开系统。

2.2　计算结果验证

为验证模拟结果的准确性，将各换热器进行理论计算，其流程见图 10。通过不断调整假设出口烟气温度，当换热面的换热能力与烟气的放热能力的综合试差为 0～0.15 时，即可认为热值结果符合传热条件。假设出口温度就是实际的出口温度[14]，主要计算公式为

$$Q_c = \psi \Delta T (\alpha_f F + \alpha_d H) \tag{3}$$

$$\Delta T = \frac{T' - T''}{\ln \dfrac{T' - T_d}{T'' - T_d}} \tag{4}$$

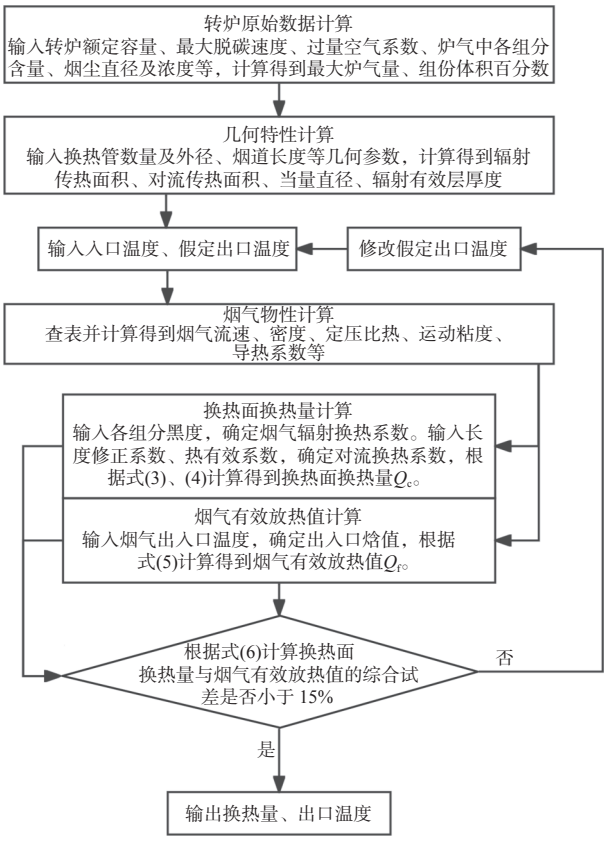


图 10 理论计算流程图

Fig.10 Flowchart of thermal calculation

$$Q_f = \left[\phi\left(I' - I'' + \Delta I_F\right)V_l\right]/3\,600 \tag{5}$$

$$E = 100(Q_c/Q_f - 1) \tag{6}$$

式中：Q_c为换热面换热量；ψ为热有效系数；ΔT为温压；α_f、α_d分别为辐射换热系数、对流换热系数；F、H分别为辐射传热面积、对流传热面积；T'、T''、T_d分别为入口烟气温度、出口烟气温度、管内汽水介质温度；Q_f为烟气有效放热值；ϕ为保热系数；I'、I''、ΔI_F分别为入口烟气焓值、出口烟气焓值、出入口分解热差；V_l为最大炉气量；E为综合试差。

以烟气经过换热面的流程长度 S 为自变量，统计烟气从活动冷却烟罩流出后到各换热器的数值模拟与理论计算结果，对比结果如图 11 所示。由图可知，模拟结果和理论结果拟合较好。这表明模拟结果具有较高的可信度，可以有效反映系统的实际运行情况，也可以证明所采用的数学模型和边界条件是合理的。

进一步分析可知，在不同换热器中，模拟与理论的计算结果存在一定差异，这些差异的主要原因如下：

a. 活动冷却烟罩入口到转角烟道Ⅰ出口这段流程中，存在多处弯管结构，出现了烟气贴壁流动及低速流动区的情况，烟气的不均匀流动，使得对流换热量远小于理论值，故此段理论计算温度下降更快。

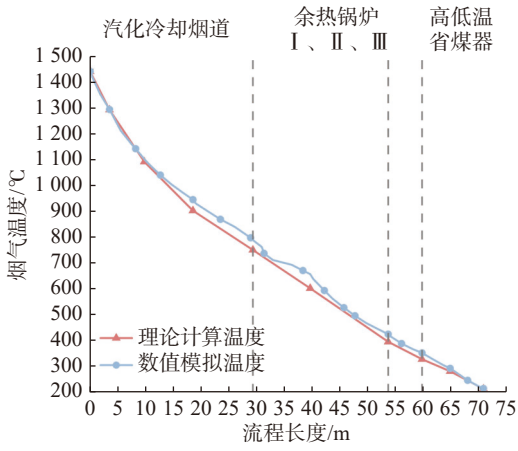


图 11 烟气理论计算温度、数值模拟温度与烟气流程的关系

Fig.11 Relationship between theoretical calculation temperature, numerical simulation temperature and flue gas flow

b. 转角烟道Ⅰ出口到低温省煤器出口这段流程中，烟气刚进入余热锅炉Ⅰ，局部扰动加强使得温度突降。此外，换热屏的存在提高了烟气流速，加大了屏管附近烟气的扰动，换热强度优于理论计算数值，故此段数值模拟温度下降更快。

3 结构优化

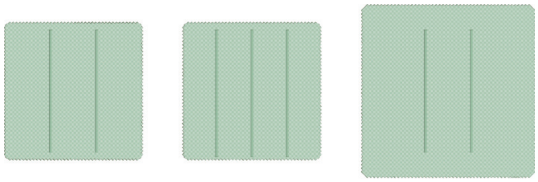
在该系统的换热过程中，换热量主要由烟气自身的属性决定，除此以外，还与换热材料、冷却介质、接触面积等相关。对于该系统的研究，烟气、材料等因素暂只能当作已知条件来处理，故研究重点应放在探究烟道尺寸对换热影响上。选择合理的烟道尺寸，以达到转炉烟气余热的高效回收，从而符合工程要求的目的。

根据温度划分：可将汽化冷却烟道视为高温换热段，即 850 ℃ 以上的烟气换热；将余热锅炉Ⅰ到余热锅炉Ⅱ视为中温换热段；余热锅炉Ⅲ到低温省煤器视为低温换热段，即回收 400 ℃ 以下的热量。对不同温度换热段的烟道结构进行研究。

对于高温换热段，考虑到实际应用中，转炉炉口口径是固定的，汽化冷却烟道的管径须与炉口口径匹配，故不考虑改变管径以提高换热量。在相同的入口条件下，延长换热面的长度可以增加烟气在汽化冷却烟道中的换热量，因此，选择

合适的换热面长度是关键。工艺要求规定，烟气在离开汽化冷却烟道时温度须降至 850 ℃。在本文的研究工况下，通过理论计算得到，烟气从活动冷却烟罩离开后，至少需要经过长度为 21.6 m、管径为 2.4 m 的汽化冷却烟道，才能达到温降要求。

当烟气处于中温换热段时，此时对流换热已不弱于辐射换热。余热锅炉Ⅰ为典型的中温换热段，故将其作为研究对象。实际建模、方案 1、方案 2 模型俯视图如图 12(a)～(c) 所示。方案 1 为在实际建模基础上增加一张换热屏，相比实际建模增加了 13% 的换热面积；方案 2 为加大烟道管径，增加 13% 的换热面积于水冷壁。使用相同的入口条件，探讨换热最优方案。



(a) 实际建模　(b) 方案1　(c) 方案2

图 12　余热锅炉Ⅰ实际流体域及改进方案流体域俯视图

Fig.12　Top view of the actual fluid domain and improved scheme fluid domain of waste heat boiler I

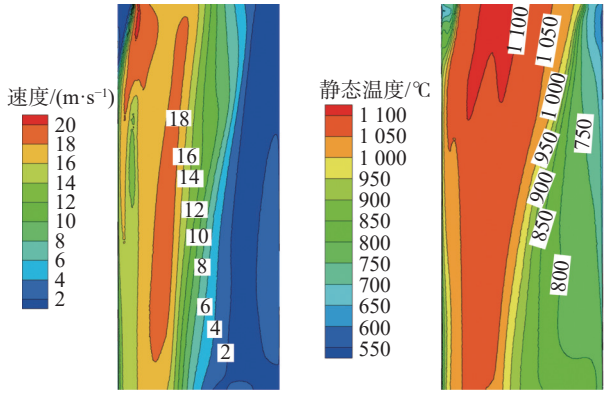
各方案模拟结果如表 6 所示。由表可知，在中温换热段，对流换热强度略强于辐射换热。方案 1 通过增加换热屏数量，增强了烟气在烟道内的局部扰动，可以很好地提升换热强度，相比原来提升了 19.2% 的换热量。而对于方案 2，烟气在烟道中的速度场和温度场见图 13，可看出转角烟道Ⅰ流出的烟气存在较大的低速区，提高管径不仅无法改善低速区，反而使平均流速下降，降低对流换热强度，因此换热效果与实际建模差不多。相比之下，在中温换热段增大管径，对提高总体换热量的作用不如增加换热屏数量。过大的管径不仅使许多水冷壁未能充分发挥作用，造成浪费，甚至可能降低总换热效果。

低温换热段是全干法余热回收系统的重点讨论对象，此时烟气温度已降至 400 ℃ 左右，主要通过对流换热进行热交换。低温省煤器是低温换热段的重要一环，故以此为研究对象。低温省煤器以 16 块换热屏作为换热面，在保证各换热屏间距和换热屏与烟道壁面间距相等的前提下，减小换热屏间距，同时减小烟道横截面宽度。对图 14 所示的 4 种不同间距 72、96、141、192 mm 分别进行讨论。由图 9 可知，低温省煤器入口的烟气

表 6　实际建模与简化建模模拟结果

Tab.6　Simulation results of actual modeling and simplified modeling

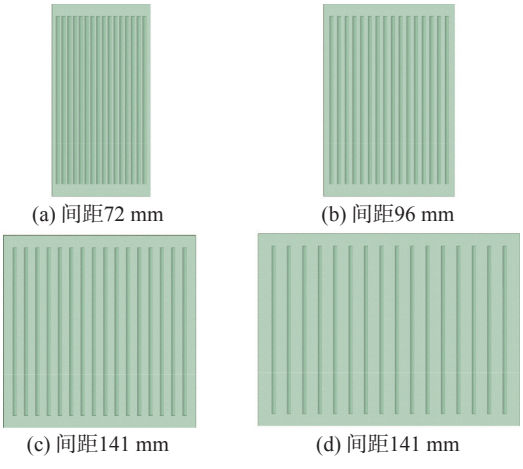
方案	烟气温降/℃	总换热量/W	对流换热量占比/%
实际建模	103.9	2 649 208	60.80
方案1	123.8	3 159 598	67.03
方案2	103.3	2 643 912	56.61



(a) 速度场　(b) 温度场

图 13　方案 2 中截面流场

Fig.13　Flow field of the middle section in scheme 2



(a) 间距72 mm　(b) 间距96 mm

(c) 间距141 mm　(d) 间距141 mm

图 14　低温省煤器各方案流体域俯视图

Fig.14　Top view of fluid domain for various schemes of low-temperature economizer

速度及温度分布均匀，平均温度约为 300 ℃。故以入口烟气流量 32.84 kg/s、温度 300 ℃ 作为入口条件，对不同换热屏间距的低温省煤器模型进行模拟计算。

不同换热屏间距的模拟结果见图 15，结果表明，换热屏间距对换热效果有显著影响。随着换热屏间距的减小，烟气温降逐渐增大，对流换热量占比也呈上升趋势，且相应的单位长度压降也在快速上升。综合考虑换热效果和系统稳定性，换热屏间距为 96～141 mm 时，综合性能表现最

佳，换热效果较好且压降维持在较低水平，能够在保证换热效率的同时维持系统运行的稳定。相比之下，72 mm 换热屏间距时，虽然换热量最高，但压降过大，不利于系统运行的稳定性；而 192 mm 换热屏间间距时，总换热量相对最低，换热效率较差，达不到工艺要求。

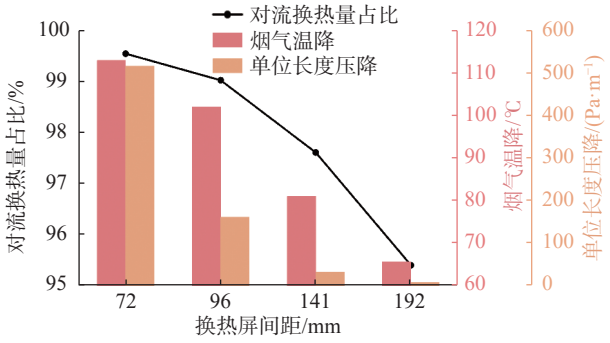


图 15 不同换热屏间距模拟结果

Fig.15 Simulation results of various spacing of panels

4 结 论

转炉烟气全干法余热回收系统尺寸巨大，难以进行数值模拟，故此前尚未有人开展相关尝试。本文通过合理简化模拟计算的技术路径和方案，获得不同换热面的简化方法，在保证较高计算精度的前提下，大大减小了计算量，首次获得了完整的流场，精确反映了不同区域内烟气流动和换热的情况。此外，对主要换热段结构进行了优化探究，获得了换热效率更优的结构参数。这为实际工程应用提供了重要设计参考，并推动全干法余热回收系统的结构优化与应用推广。

a. 换热面为水冷壁的圆管烟道，即汽化冷却烟道建模应采用实际模型；换热面为水冷壁与换热屏的方管烟道，即余热锅炉Ⅰ、Ⅱ可采用锯齿形壁面替换水冷壁、平行圆管代替换热屏的简化模型；换热面为换热屏的方管烟道，即余热锅炉Ⅲ、高低温省煤器的换热屏可采用类似简化方法。

b. 对系统进行换热理论计算，通过对理论结果与数值模拟结果的比对，发现两者拟合较好，证明模拟结果可信度高。两种结果存在一定差异的原因，主要源于烟气流动状态的复杂性：流动前半程，弯管较多使得烟气流动不均匀，导致对流换热量低于理论值；流动后半程，换热屏较多，烟气扰动及流速提高，对流换热强度高于理论值。

c. 烟气在炉口段呈左右对称分布流动；烟气流动至斜烟道弯曲处将形成 3 处局部低速区，甚至滞止区；在转角烟道Ⅰ处，烟气流动方向调转，烟道内侧形成回流区和低速区；烟气在余热锅炉Ⅰ处出现了贴壁低速流动，且低速范围逐渐扩大；在余热锅炉Ⅱ及后续换热器中，由于换热屏数量增多，烟气流速分布逐渐趋于均匀，仅在转角烟道Ⅱ附近存在少量低速区。系统内烟气速度分布由均匀转变为不均匀，又逐渐向均匀过渡，可在速度不均匀位置布置适当导流结构来减小壁面磨损。

d. 受烟气流动的影响，汽化冷却烟道与余热锅炉Ⅰ未能充分发挥换热作用，温度梯度先增加再减少，最后又增加；烟气以 652.9 ℃ 进入余热锅炉Ⅱ，换热屏密集程度增加，烟气温度均匀性提高；烟气由转角烟道Ⅱ以 434.9 ℃ 进入余热锅炉Ⅲ及高低温省煤器时，烟气温度分布均匀，温度缓慢下降。离开系统时，烟气温度降至 216.5 ℃。系统内烟气温降速度先快后慢，换热方式由以辐射换热为主向以对流换热为主过渡。可在非对流换热为主的位置合理设置换热面尺寸，增加换热面利用率；在对流换热为主的位置布置扰流装置，增强换热效果。

e. 合理选择烟道结构和尺寸，以匹配不同温度段的换热需求，这是实现高效余热回收的关键。对于汽化冷却烟道，在炉口口径固定的情况下，可通过延长换热面长度来达到需求换热效果。在 80 t 转炉燃烧期标准工况下，至少需要长度 21.6 m、管径 2.4 m 的汽化冷却烟道，烟气才可降温至 850 ℃。对于余热锅炉Ⅰ、Ⅱ，增加换热屏数量比单纯增大管径对提高换热效率更有效。对于余热锅炉Ⅲ及高低温省煤器，通过减少换热屏间距和烟道横截面宽度，可显著提高对流换热量，但压降也会快速上升，选择 96～141 mm 为换热屏间距是比较合理的。

参考文献：

[1] STEFANINI L, WALKLEY B, PROVIS J L. Basic oxygen furnace (BOF) slag as an additive in sodium carbonate-activated slag cements[J]. Materials and Structures, 2024, 57(7): 153.

[2] ZHANG J S, SHEN J L, XU L S, et al. The CO_2 emission reduction path towards carbon neutrality in the Chinese steel industry: a review[J]. Environmental Impact Assessment Review, 2023, 99: 107017.

[3] 崔敏. 炼钢转炉汽化冷却烟道热力性能模拟与计算 [D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
[4] 周涛, 侯祥松, 谢建, 等. 转炉烟气中低温余热回收工艺研究 [C]//第十二届中国钢铁年会论文集——8. 能源、环保与资源利用. 北京: 中国金属学会, 2019: 194–198.
[5] 宋全刚, 王琦, 张承, 等. 基于 ANSYS 分析的水冷散热器多目标优化 [J]. 流体机械, 2022, 50(4): 65−70.
[6] GÓMEZ A, FUEYO N, DÍEZ L I. Modelling and simulation of fluid flow and heat transfer in the convective zone of a power-generation boiler[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(5/6): 532−546.
[7] 凌桂龙. Fluent 2020 流体计算从入门到精通 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2021.
[8] 龚红兰, 李凌. 某发动机喷管内流动与换热的瞬态模拟 [J]. 上海理工大学学报, 2020, 42(4): 320−325.
[9] JIANG Z, CHEN P, LIU P, et al. Numerical simulation and structure optimization of converter gas evaporative cooler[C]//Proceedings of Heat Transfer Summer Conference. Minneapolis: ASME, 2013: V002T07A030.
[10] 史光梅, 刘朝. 工业炉内辐射换热模型研究进展 [J]. 工业加热, 2004, 33(5): 9−12.
[11] 王彦刚, 王洪利, 梁精龙, 等. 转炉汽化冷却烟道数值模拟 [J]. 化学工程, 2022, 50(10): 69−73.
[12] 赵浩然, 黄嗣罗, 林梅. 余热锅炉入口管箱底面沉积特性 [J]. 化工学报, 2024, 75(10): 3464−3476.
[13] 李榕. 转炉余热锅炉炉内工况的数值模拟 [D]. 辽宁: 东北大学, 2011: 21−22.
[14] 王猛. 转炉烟道式余热锅炉热力计算及数值模拟 [D]. 大连: 大连理工大学, 2012: 39−40.

（编辑：董　伟）

（上接第 621 页）

[23] LI Y L, WANG D, LI N N, et al. Fast hologram generation method based on the optimal segmentation of a sub-CGH[J]. Optics Express, 2020, 28(21): 32185−32198.
[24] HASEGAWA N, SHIMOBABA T, KAKUE T, et al. Acceleration of hologram generation by optimizing the arrangement of wavefront recording planes[J]. Applied Optics, 2017, 56(1): A97−A103.
[25] PHAN A H, ALAM M A, JEON S H, et al. Fast hologram generation of long-depth object using multiple wavefront recording planes[C]//Practical Holography XXVIII: Materials and Applications. San Francisco: SPIE, 2014: 223–230.
[26] OKADA N, SHIMOBABA T, ICHIHASHI Y, et al. Fast calculation of computer-generated hologram for RGB and depth images using wavefront recording plane method[J]. Photonics Letters of Poland, 2014, 6(3): 90−92.
[27] SIFATUL ISLAM M, PIAO Y L, ZHAO Y, et al. Max-depth-range technique for faster full-color hologram generation[J]. Applied Optics, 2020, 59(10): 3156−3164.

（编辑：董　伟）