

Research on the Impact of Changes in Working Fluid Parameters at the Hot Side Inlet on the Comprehensive Heat Transfer Performance of the Hot Blast Stove

Youkun Cao Chen Yue* Shuang Cao

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, Jiangsu, 210000, China

Abstract

The hot blast stove is a widely used heat exchange equipment in industrial manufacturing and civil heating fields, using the gas-gas heat exchange method to heat the air. This study is based on the situation where the heat transfer performance and heat exchange efficiency of a certain type of three-dimensional horizontal hot blast stove were relatively low under the condition that the inlet air temperature of the shell side was 400K. By increasing the inlet flue gas flow rate from 0.4 kg/s to 0.9 kg/s, the influence of the adjustment scheme of the inlet flue gas flow rate on the heat exchange characteristics and heat efficiency on the hot side was explored. The research results show that when the inlet flue gas flow rate was selected as 0.9 kg/s, the hot air temperature at the outlet of shell side increased by 9.6°C, the exhaust flue gas temperature at the outlet of hot side decreased by 42.3°C, the total heat exchange increased by 13.4%, the total heat exchange coefficient on the hot side increased by 13.8%, but the heat efficiency decreased by 15.1%, and the energy utilization efficiency decreased.

Keywords

Hot blast stove; Numerical simulation; Heat transfer coefficient; Heat efficiency

热侧入口工质参数变化对热风炉综合传热性能影响研究

曹友坤 岳晨* 曹爽

南京航空航天大学, 中国·江苏 南京 210000

摘 要

热风炉作为工业制造及民用供暖等领域普遍使用的热交换设备, 采用气-气换热形式用于加热空气。本研究基于某型三元卧式热风炉在壳程入口空气温度为400K工况条件下传热性能与换热效率较低, 通过控制来流烟气流量由0.4kg/s递增至0.9kg/s, 探讨热侧入口烟气流量调整方案对热侧换热特性及热效率等方面的影响。研究结果显示: 当选定来流烟气流量为0.9kg/s时, 壳程出口热风温度相增长了9.6°C, 热侧出口排烟温度下降了42.3°C, 总换热量提升13.4%, 热侧总换热系数提升13.8%, 但热效率下降了15.1%, 能量利用效率降低。

关键词

热风炉; 数值模拟; 换热系数; 热效率

1 引言

空气加热热风炉作为热能转换装置, 由炉膛结构、燃烧组件及热交换单元三大模块构成, 其核心传热部件采用双层夹套式换热器设计, 离心风机驱动冷空气沿夹层通道流动, 冷空气吸收金属壁面传导的热量, 升温后的洁净热风通过定向风口输送至目标区域实现供热^[1]。对热风炉的研究途径主要包含实验探究与数值模拟, 鉴于本研究选型的热风炉

属于重型热能机械设备, 自身结构及占地面积较大且具有封闭性, 若采用传统实验手段开展研究将面临数据采集难度大、成本投入高等不利因素, 采用数值模拟方法能够规避传统实验的局限性, 且伴随计算机技术的发展, 仿真技术于工程实践领域中已实现大规模应用^[2]。

2 模型建立与数值模拟方法

2.1 物理模型与结构参数

针对热风炉的相关三维结构建模与流体走向见图 2.1。在流体通道布局方面, 壳程空气由顶部矩形开口进入, 经右侧矩形开口排出; 热侧烟气则通过圆形口流入, 从顶部矩形小口流出; 换热管束采用翅片管结构, 呈横向五排错列分布。壳程与热侧主体结构均选用不锈钢材质, 设备外表面覆盖保

【作者简介】曹友坤(1996—), 男, 中国安徽滁州人, 硕士在读, 从事燃烧与传热流动研究。

【通讯作者】岳晨(1979—), 女, 中国陕西咸阳人, 博士, 副教授, 从事传热流动与热能回收研究。

温层以减少热损失。

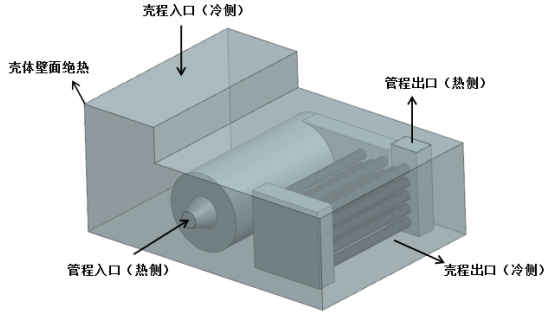


图 2.1 热风炉三维建模及流向示意图

2.2 数值计算模型

2.2.1 控制方程

数值模拟所采用的基础控制方程组包含：质量守恒方程、动量守恒方程及能量守恒方程，其张量形式可表示为：

连续性方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2-1)$$

动量方程：

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (2-2)$$

能量方程：

$$\frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (2-3)$$

式中 ρ 为流体密度； μ 为流体的动力粘度系数； c_p 为定压比热容； T 为温度。

2.2.2 湍流模型

基于 Realizable k- ϵ 湍流输运方程：

k 方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2-1)$$

ϵ 方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\epsilon} S \epsilon - \rho C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S \quad (2-1)$$

式中 k 为湍动能； ϵ 为湍流耗散率； σ_k 为湍动能相关的普朗特数； G_k 为平均速度梯度引发的湍动能生成项； G_b 为浮力效应引起的湍动能生成项； S 为平均应变率张量的模量； Y_M 为湍流脉动膨胀对总耗散率的影响；模型常数 $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.9$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.2$ 。

2.2.3 边界条件设置

本研究基于 Ansys Fluent 开展稳态模拟分析，将壳程流体设为空气，热侧流体设为烟气，热侧换热部件采用不锈钢材质，近壁面区域处理选用标准壁面函数法，速度 - 压力耦

合求解采用 simple 算法，空间离散采用二阶迎风差分格式，收敛残差设定为 $1e-06$ 。

入口边界设定为质量流量边界类型，壳程入口空气流量设定为 9.3kg/s ，温度由 300K 递增至 400K ；热侧入口烟气流量为 0.64kg/s ，温度为 900K 。出口边界设定为压力出口边界条件。壁面设定换热管壁厚为 1.5mm ，管程外壁厚为 3.0mm 。

2.2.4 网格划分与无关性验证

模型网格划分通过 ANSYS Fluent 平台中的 Fluent Meshing 模块完成。本研究采用混合网格策略，结合四面体与六面体网格对模型的流体域进行网格划分，可适应不同复杂程度的流场仿真需求，为后续数值模拟的准确性提供了网格层面的基础保障^[3]。

网格无关性验证通过验证测试网格密度和精度对模拟结果的影响，可确保输出参数在网格精度和密度变化时保持稳定，从而增强结果的可信度。针对原始热风炉模型开展网格无关性验证，分别采用网格数量为 930W 、 1126W 、 1333W 、 1578W 的四组不同网格系统进行对比分析，结果显示当网格数量从 1333W 增至 1578W 时，热侧对流换热系数与出口温度的增幅分别为 0.96% 和 1.02% 。综合考量计算成本与模拟精度后，最终选用 1333W 网格量的网格系统，在保证关键参数模拟精度的同时，实现了计算资源的高效利用。

3 初始热风炉数值模拟计算

3.1 热侧温度分布对比

热风炉在不同初始预热工况下，控制入口来流空气温度由 300K 递增至 400K ，可以得出：热侧出口烟气温度随壳程入口来流温度增长呈递增趋势，但增幅逐渐变缓。当壳程入口来流空气温度为 300K 时，热侧烟气的进出口温度差为 239.3K ，壳程空气的进出口温度差为 26.5K ；当壳程入口来流空气温度为 400K 时，热侧烟气的进出口温差降为 190.5K ，壳程空气的进出口温差下降至 14.8K 。

热侧烟气的进出口温差随来流空气温度递增而逐渐降低，壳程空气的进出口温差也逐渐下降。由单次热交换循环机制可知，高温烟气中的热量通过金属壁面实现定向传输，当热侧烟气流经换热界面时，其热能会有效传导至壳程内的冷空气介质，此时热侧出口排烟温度降低，壳程出口空气温度则相应升高。在壳程来流空气温度较低时，因冷热端温差显著，温度变化幅度较大，随着壳程来流空气温度的增长，进出口温差变化速率因传热温差缩减而降低，最终形成温度梯度逐渐平缓的状态。值得注意的是，在热侧入口工质参数保持恒定的条件下，随着壳程入口来流空气温度的持续升高，冷热流体之间的平均传热温差逐渐缩减，这会直接导致壳程空气的进出口温差及热侧烟气的进出口温差均逐渐降低。

3.2 热侧换热特性对比

当热风炉在来流空气温度由 300K 递增至 400K 不同工况下的换热量对比可得：随着壳程入口来流空气温度增

加,炉膛区域换热量和热侧整体换热量均呈现持续下降趋势。当来流空气温度为300K时,炉膛区域换热量达到最大值38.4kW,热侧总换热量也达到峰值157.3kW。当来流空气温度为400K时,炉膛区域换热量为32.4kW,下降了15.6%;总换热量为133.2kW,降幅达到15.3%。由此得出:炉膛局部和热侧整体换热量在低来流空气温度条件下更大,而在高来流空气温度条件下相对较低。

当热风炉在来流空气温度由300K递增到400K不同工况下的换热系数对比可观测到:随着来流空气温度递增,炉膛换热系数和热侧总换热系数均基本维持不变。当来流空气温度为300K时,炉膛换热系数达到 $38.3W/(m^2 \cdot K)$,热侧总换热系数达到 $36.7W/(m^2 \cdot K)$;当来流空气温度为400K时,炉膛换热系数和热侧总换热系数维持不变。经分析可得出:热风炉的换热系数不受来流空气温度变化影响,炉膛换热系数维持 $38.3W/(m^2 \cdot K)$ 不变,热侧总换热系数维持 $36.7W/(m^2 \cdot K)$ 不变。

3.3 热效率对比

热风炉在不同的初始预热工况下运行过程中,控制壳程入口来流空气温度由300K递增到400K,由热效率对比可得:热风炉的能量利用效率随壳程入口来流空气温度递增而逐渐下降。当来流空气温度为300K时,热效率达到62.1%;当来流空气温度为400K时,热效率仅为36.7%。由此得出:热风炉在低来流空气温度条件下能量利用效率较高,而在高来流空气温度条件下能量利用效率相对较低。这一现象体现了热风炉在不同初始预热条件下的热效率变化规律,为优化运行参数配置提供了重要依据。

4 热侧入口烟气流量调整方案对热风炉换热特性影响

4.1 烟气流量调整方案设计

针对热风炉的热侧换热量随来流空气温度递增而逐渐衰减,传热效率在高来流空气温度下亟待提高的问题。通过控制热侧预热速率变化,提出调整来流烟气流量由0.4kg/s递增至0.9kg/s的方案,针对综合传热效率最低的来流空气温度为400K条件下的热风炉,开展六种不同工况条件下的CFD数值模拟研究,对比分析调整来流烟气流量变化后对热侧温度分布、换热特性及热效率的影响。

4.2 热侧温度分布对比

调整热侧入口烟气流量由0.4kg/s递增至0.9kg/s,热侧出口的排烟温度逐渐降低,壳程出口空气温度逐渐上升。当来流烟气流量为0.4kg/s时,热侧出口烟气温度由710.5K上升至740.3K,壳程出口空气温度由414.6K下降至405.7K;当来流烟气流量0.9kg/s时,热侧出口烟气温度下降至668.1K,壳程出口空气温度升高至424.3K。由此可得出:当来流烟气流量为0.9kg/s时,壳程出口空气温度相较于初始方案增长了9.6℃,热侧出口排烟温度下降了42.3℃。采用调整热侧入口烟气流量为0.9kg/s的方案不仅可以提升壳程出口热风温度,也可以有效降低热侧出口排烟温度。

4.3 热侧换热特性对比

由热风炉的炉膛局部和热侧整体换热量变化对比可得:炉膛换热量和热侧总换热量均随来流烟气流量递增呈上升趋势。当来流烟气流量为0.9kg/s时,炉膛换热量由32.4KW提升至37.9KW,实现17.1%的增长幅度;热侧总换热量由133.2KW增至153.7KW,增幅达到了15.1%。炉膛换热量和热侧总换热量这两个换热指标的最大值均出现在来流烟气流量为0.9kg/s的设计工况点,且换热量的增幅相较于原方案超过了15%。

由炉膛局部和热侧总换热系数变化对比可得:炉膛和热侧换热系数均随着热侧入口烟气流量递增而增大。当来流烟气流量为0.9kg/s时,炉膛的换热系数由 $38.3W/(m^2 \cdot K)$ 提升至 $44.2W/(m^2 \cdot K)$,实现15.4%的增幅,热侧总换热系数由 $36.7W/(m^2 \cdot K)$ 增至 $40.9W/(m^2 \cdot K)$,增幅达到了13.8%。炉膛换热系数和热侧总换热系数这两个换热指标的最大值均出现在来流烟气流量为0.9kg/s的设计工况点,说明了热侧入口烟气流量为0.9kg/s的调整方案对炉膛局部及热侧整体的换热效能具有最佳提升效果。

4.4 热效率对比

控制热侧入口烟气流量由0.4kg/s递增至0.9kg/s,热风炉的热效率随热侧入口烟气流量变化可以得出:热风炉的热效率随热侧入口烟气流量递增逐渐降低。当来流烟气流量为0.4kg/s时,热利用效率达到了43.7%,相较于初始方案上升了18.2%;当来流烟气流量为0.9kg/s时,热效率仅为31.4%,相较于初始方案下降了15%。这说明热风炉在高来流烟气流量条件下热效率较低,而在低来流烟气流量条件下热效率相对较高。

5 结语

本研究通过数值模拟分析得出:原型热风炉在高来流空气温度条件下炉膛局部和热侧整体换热量、热效率相对较低,换热性能和综合传热效率亟待提升,通过控制来流烟气流量由0.4kg/s递增至0.9kg/s,探究热侧入口烟气流量调整方案对热风炉的综合换热特性影响。结果显示:调整热侧入口烟气流量递增,可提升壳程出口热风温度并有效降低热侧出口排烟温度,增大炉膛和热侧整体换热量与换热系数值,提升热风炉传热效能,但考虑到增大来流烟气流量会使燃料流量增加,导致总输入热量持续增长,热损失增大,最终造成热风炉的热利用效率呈现降低趋势,从经济性指标考虑是不利的。

参考文献

- [1] 李颖.热风炉温度控制系统的智能化改造与实践[J].工业加热,2025,54(06):61-64.
- [2] 李琪飞,任慧刚,黄腾,等.生物质热风炉换热器传热性能数值分析及实验研究[J].热能动力工程,2022,37(02):137-147.
- [3] Shiralinezhad V, Moslemi H. An optimized mesh partitioning in FEM based on element search technique [J]. Computers and Concrete,2019,23(5):311-320.