

燃煤锅炉三维 CFD 数值模型水冷壁热边界条件 设定方法

牛 涛¹, 尹珩宇², 刘 欣¹, 王赫阳²

(1. 烟台龙源电力技术股份有限公司, 山东 烟台 264006; 2. 天津大学 机械工程学院, 天津 300350)

摘 要: 目前, 燃煤锅炉三维 CFD 数值模拟中对炉膛水冷壁传热分布的预测大都基于给定的壁面温度边界条件。然而, 此方法无法体现锅炉运行状态对壁面传热与壁温分布的影响。提出了一种基于锅炉烟气侧放热与汽水侧吸热间热平衡关系的壁面传热计算方法, 并重点讨论了壁面传热系数的物理意义及取值方法。研究发现, 壁面传热系数基本由壁面结渣状态决定, 因此可根据壁面渣层的传热系数确定。本文方法将影响壁面传热的关键因素合理地体现在计算过程中, 同时在模型复杂性与工程适用性之间保持了合理的平衡。采用此方法对一台 320 MW 锅炉的燃烧与传热分布进行了数值模拟, 水冷壁吸热量的预测结果与锅炉运行数据吻合良好。

关 键 词: 燃煤锅炉; 水冷壁; 数值模拟; 传热计算; 结渣

中图分类号: TK16 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.01.019

[引用本文格式] 牛 涛, 尹珩宇, 刘 欣, 等. 燃煤锅炉三维 CFD 数值模型水冷壁热边界条件设定方法[J]. 热能动力工程, 2022, 37(1): 143-149. NIU Tao, YIN Heng-yu, LIU Xin, et al. Setting method of thermal boundary condition of water wall for three-dimensional CFD numerical model of coal-fired boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(1): 143-149.

Setting Method of Thermal Boundary Condition of Water Wall for Three-dimensional CFD Numerical Model of Coal-fired Boiler

NIU Tao¹, YIN Heng-yu², LIU Xin¹, WANG He-yang²

(1. Yantai Longyuan Power Technology Co. Ltd, Yantai, China, Post Code: 264006; 2. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin, China, Post Code: 300350)

Abstract: Currently, the prediction of the heat transfer distribution of the water wall in the furnace is mostly based on the given wall temperature boundary condition in three-dimensional CFD numerical simulation of coal-fired boiler. However, this method cannot reflect the impacts of boiler operating conditions on the wall heat transfer and wall temperature distribution. A calculation method of the wall heat transfer based on the heat balance relationship between the boiler flue gas side heat release and steam water side heat absorption is proposed. The physical significance and evaluation method of the wall heat transfer coefficient are discussed emphatically. The research results show that the wall heat transfer coefficient is largely determined by the slagging condition of furnace wall, so that its value can be determined in accordance with the heat transfer coefficient of the slag layer on the wall. The key factors affecting wall heat transfer are reasonably reflected in the calculation process by the method introduced in this paper, and a reasonable balance is maintained between model complexity and engineering applicability. The combustion and heat transfer distribution of a 320 MW boiler are numerically simulated by using this method, and the predicted results of heat absorption of water wall agree well with the boiler operation data.

Key words: coal-fired boiler, water wall, numerical simulation, heat transfer calculation, slagging

引 言

在锅炉各受热面中,炉膛水冷壁的传热特性至关重要,直接影响炉膛的温度分布,进而影响炉内燃烧及污染物的生成过程,其吸热量同时还决定了下游对流受热面的吸热量,并最终决定了蒸汽温度。此外,水冷壁传热分布直接影响管壁金属温度,因此又是管壁超温、高温腐蚀等目前电力行业主要痛点问题的关键影响因素。由于炉膛水冷壁的传热影响了锅炉运行的各个方面,其传热分布的精确计算与预测至关重要。燃煤锅炉三维计算流体力学(CFD)已被广泛应用于锅炉流动与燃烧过程的数值模拟研究中^[1-7]。目前,锅炉 CFD 数值模拟中水冷壁传热计算大都基于给定的壁面温度边界条件^[8-11]。然而,炉膛壁面温度分布实际极不均匀,受到炉内火焰温度分布及壁面结渣情况的强烈影响^[12]。炉膛下部火焰温度高,辐射强度大,壁面热通量和温度明显高于炉膛上部;在壁面结渣较严重区域,渣层增大了传热热阻,使壁面(渣层)温度升高,壁面自身辐射增加,净吸热量显著降低。因此,炉膛壁面温度应作为一个关键参数,需要根据炉内的燃烧与传热分布对其进行求解,直接给定一个均匀分布边界条件将无法实现对水冷壁传热的精确计算,数值模型也无法体现锅炉设计和运行等因素对炉膛传热及壁温分布的影响,严重限制了数值模拟分析和解决锅炉实际工程问题的能力。

为此,提出了一种三维 CFD 数值模型框架下的水冷壁传热分布计算方法。该方法通过锅炉水冷壁烟气侧传热和工质侧吸热的热平衡关系定义壁面热边界条件,可将影响锅炉传热过程的各种关键因素结合在数值计算中。采用此方法对一台 320 MW 锅炉进行了模拟预测,验证了该方法的准确性。

1 物理模型与运行参数

模拟对象为一台 320 MW 亚临界四角切圆锅炉,图 1 为锅炉的几何模型示意图。炉膛宽、深、高分别为 14.0,14.0,56.2 m。四角布置 5 层煤粉燃烧器,相邻煤粉燃烧器之间布置二次风喷口,燃尽风喷口布置在顶层煤粉燃烧器上方 4.4 m 处。分隔屏过热器、屏式过热器、再热器、末级过热器、低温过热器

器、省煤器依次顺序布置在炉膛上部和对流烟道中。数值模拟采用的网格总数为 354 万,并对近燃烧器入口区域的网格进行了细化,如图 1 所示。

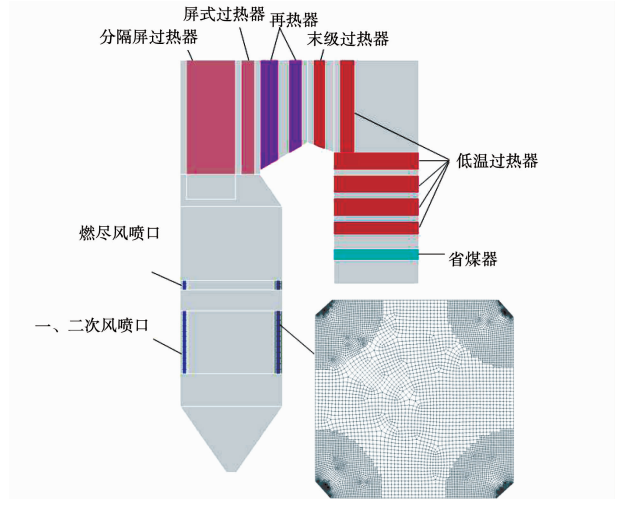


图 1 锅炉燃烧器和受热面布置示意图
Fig.1 Schematic diagram of the boiler burner and heating surface arrangement

计算所用煤的低位热值为 24.58 MJ/kg,元素和工业分析数据如表 1 所示,表 2 为锅炉的主要运行参数,表 3 为锅炉工质参数。通过这些工质参数可获得锅炉各受热面的吸热量,验证研究计算结果。

表 1 煤的元素分析和工业分析数据
Tab.1 Elemental analysis and industrial analysis data for coal

元素分析/%					工业分析/%		
C _{ar}	H _{ar}	O _{ar}	N _{ar}	S _{ar}	A _{ar}	M _{ar}	V _{ar}
63.24	4.08	8.46	0.75	0.81	15.16	7.50	28.63

表 2 锅炉主要运行参数
Tab.2 Main operating parameters of boiler

参 数	数 值
总煤量/t·h ⁻¹	123.5
过量空气系数	1.235
总风量/t·h ⁻¹	1 278.5
一次风率/%	23.6
二次风率/%	61.4
燃尽风率/%	15.0
一次风温/K	350.0
二次风温/K	611.0

表 3 锅炉给水及主要蒸汽参数

参 数	数 值
主蒸汽流量/ $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	1 065
再热蒸汽流量/ $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	965
给水压力/MPa	20.30
汽包压力/MPa	19.91
主蒸汽压力/MPa	18.54
给水温度/K	534.0
主蒸汽温度/K	816.0
再热蒸汽进口压力/MPa	4.53
再热蒸汽出口压力/MPa	4.30
再热器进口蒸汽温度/K	618.8
再热器出口蒸汽温度/K	816.0

2 数值模型

2.1 整体模型

以 ANSYS Fluent 软件为计算平台,采用 Realizable $k-\varepsilon$ 模型模拟湍流流动,利用随机轨道法跟踪煤粉颗粒运动。计算煤粒总数为 13 万,平均粒径为 $59\text{ }\mu\text{m}$,均匀性指数为 1.0。煤挥发分热解析出速率采用单步反应模型计算^[13],指前因子 A_v 、活化能 E_v 由 FLASHCHAIN 模型分别模拟一维炉中的煤粒热解过程获得^[14-15]。反应过程中,挥发分采统一由虚拟组分 $\text{C}_a\text{H}_b\text{O}_c\text{S}_d\text{N}_e$ 代替表示^[10],挥发分成份(a、b、c、d、e 值)可根据煤质数据由中各元素的质量分数计算得出。挥发分的燃烧反应采用二步总包反应^[1,10],采用涡耗散模型计算气相湍流反应速率^[10,16]。采用扩散/动力控制模型^[17-18]计算炭粒的表面燃烧反应速率,模型参数活化能 E_c 为 79 kJ/mol ,由携带流反应器中高挥发分烟煤的测量值确定^[19]。指前因子 A_c 通过锅炉飞灰中未燃尽碳质量分数标定获得。炉内辐射传热采用离散坐标模型计算,气体混合物的发射率采用灰色气体加权和模型计算。

2.2 炉膛水冷壁传热计算模型

燃煤锅炉受热面在运行过程中覆盖着不同程度的灰渣层。如图 2 所示,从烟气侧吸收的热量由渣层外表面先后经过渣层和管壁导热后被管内工质吸收,此传热过程可表示为:

$$q = \frac{k_{\text{ash}}}{\Delta_{\text{ash}}}(T_w - T_{\text{out}}) = \frac{S_r k_{\text{tube}}}{\Delta_{\text{tube}}}(T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$
$$= S_r h_s (T_{\text{in}} - T_{\text{ext}})$$

(1)

式中: q 一壁面热通量, W/m^2 ; k_{ash} 、 k_{tube} 一渣层和管壁导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; Δ_{ash} 、 Δ_{tube} 一渣层和管壁厚度, m ; h_s 一管内工质对流传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; T_{ext} 一管内工质温度, K ; T_w 、 T_{in} 、 T_{out} 一渣层外表面和管壁内、外表面温度, K ; S_r 一水冷壁实际传热面积与壁面平面面积之比。

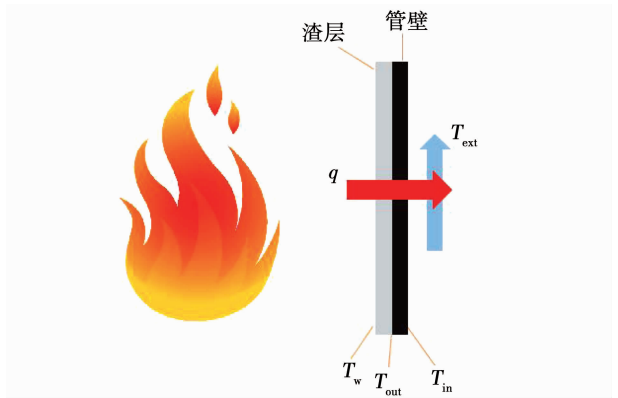


图 2 锅炉壁面传热过程示意图
Fig.2 Schematic diagram of boiler wall heat transfer process

式(1)可进一步改写为:

$$q = h_{\text{ext}}(T_w - T_{\text{ext}})$$

(2)

$$h_{\text{ext}} = \left(\frac{1}{S_r h_s} + \frac{\Delta_{\text{tube}}}{S_r k_{\text{tube}}} + \frac{\Delta_{\text{ash}}}{k_{\text{ash}}} \right)^{-1}$$

(3)

式中: h_{ext} 一壁面总传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。
锅炉的壁面热通量 q 包括辐射和对流吸热:

$$q = q_{\text{rad}} + q_f$$

(4)

式中: q_{rad} 、 q_f 一壁面辐射和对流热通量, W/m^2 。燃煤锅炉中辐射是炉膛传热的主要形式,来自高温火焰的辐射热一部分被壁面吸收,另一部分被反射回炉膛内。由于壁面自身温度也会向周围辐射热量,因此壁面的净辐射热通量为:

$$q_{\text{rad}} = \varepsilon_w (q_{\text{rad},\text{in}} - \sigma T_w^4)$$

(5)

式中: ε_w 一壁面发射率; $q_{\text{rad},\text{in}}$ 一壁面入射辐射热通量, W/m^2 ; σ 一斯蒂芬玻尔兹曼常数。

联立式(2)~(5)可得式(6),表示锅炉烟气侧放热与汽水侧吸热之间的热平衡关系。

$$q_f + \varepsilon_w (q_{\text{rad},\text{in}} - \sigma T_w^4) = h_{\text{ext}}(T_w - T_{\text{ext}})$$

(6)

可在 Fluent 软件中直接定义为壁面热边界条件,其中 h_{ext} 、 T_{ext} 和 ε_{w} 为热边界条件输入参数,而壁面对流热通量 q_{f} 和入射辐射热通量 $q_{\text{rad, in}}$ 由计算获得。可以看出,在给定 h_{ext} 、 T_{ext} 和 ε_{w} 后,灰层表面温度 T_{w} 可由式(6)计算得出。在计算出 T_{w} 后,壁面净吸热量可由式(2)进一步计算得出。从这个计算过程可以看出, T_{w} 和壁面热通量 q 的计算结果与边界条件参数 h_{ext} 、 T_{ext} 和 ε_{w} 的设定密切相关。

2.3 壁面热边界条件参数物理意义及设定方法

由式(1)可知, T_{ext} 为水冷壁管内工质温度,可根据锅炉工质参数设定。壁面发射率 ε_{w} 取决于渣层的温度、形成渣层的灰粒尺寸、化学成分、渣层结构等因素,对于固态排渣煤粉炉,渣层表面发射率一般在 0.5 ~ 0.7 之间^[20-21],计算取 $\varepsilon_{\text{w}} = 0.6$ 。由式(3)可知,壁面总传热系数 h_{ext} 的物理意义为热量从渣层表面传递至管内工质过程中总热阻的倒数,热阻越大,其值越小。对于清洁无渣壁面,式(3)可简化为:

$$h_{\text{ext}} = \left(\frac{1}{S_{\text{r}} h_{\text{s}}} + \frac{\Delta_{\text{tube}}}{S_{\text{r}} k_{\text{tube}}} \right)^{-1} \tag{7}$$

此时壁面总传热系数 h_{ext} 的值完全取决于锅炉的结构参数和蒸汽参数。而当壁面结渣严重,渣层热阻较大时,式(3)则简化为:

$$h_{\text{ext}} = \frac{k_{\text{ash}}}{\Delta_{\text{ash}}} \tag{8}$$

此时壁面总传热系数的值完全由壁面渣层的传热系数 $k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 决定。

表 4 根据式(3)对不同 $k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 取值下壁面总传热系数的值进行了估算,计算中取 $k_{\text{tube}}/\Delta_{\text{tube}} = 6 \times 10^3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $h_{\text{s}} = 10^4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。对于燃煤锅炉, $k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 值的变化范围一般在 150 ~ 600 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间^[20-21]。因此,表 4 中 $k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}} = 100$ 和 1 200 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 分别对应炉膛壁面处于严重结渣和十分洁净的状态。壁面处于清洁无结渣状态时($k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}} \rightarrow \infty$),壁面总传热系数 h_{ext} 的值在 $10^3 \sim 10^4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间,最终取值由锅炉结构和蒸汽参数决定。但即使壁面有极轻微沾污, h_{ext} 值会急剧降低至与壁面渣层传热系数 $k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 大致相当的水平。对比不同结构水冷壁(即 S_{r} 值不同)下壁面总传热系数的计算结果可以看出,壁面清洁时,

总传热系数受水冷壁设计参数影响较大,随壁面渣层传热系数的增大, h_{ext} 受设计参数影响逐渐降低,而受渣层影响逐渐升高。考虑到燃煤锅炉壁面基本都覆盖有不同程度的渣层,壁面渣层传热系数的值一般在 150 ~ 600 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间^[20-21],此时壁面的总传热系数受渣层传热系数影响较大。因此,燃煤锅炉壁面总体传热系数的值实际上基本由壁面渣层的传热系数 $k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 所决定。

表 4 不同渣层传热系数下总传热系数值

Tab.4 Values of h_{ext} under different heat transfer coefficients of slag layer

壁面渣层传热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$	壁面总传热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$	
	$S_{\text{r}} = 2.0$	$S_{\text{r}} = 1.0$
100	98.7	97.4
200	194.8	189.9
300	288.5	277.8
400	379.7	361.4
600	555.6	517.2
800	722.9	659.3
1 200	1 034.5	909.1
∞	7 500.0	3 750.0

理论上,在数值模拟中可跟踪煤中无机成分在炉内的运动及其在壁面的沉积过程,以此为基础分别计算壁面渣层的厚度和导热系数,得出壁面总传热系数 $h_{\text{ext}} \approx k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 。然而,这种方法计算量大,步骤复杂,不适于分析解决锅炉工程实际问题。

关于灰渣层的物理化学性质已有大量的理论研究^[21-22],研究发现尽管壁面渣层的厚度及导热系数受煤质参数和锅炉运行状态影响在很大的范围内变化,但渣层的传热系数 $k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 值的变化范围却较小^[20-21]。这是因为壁面结渣过程中,随渣层厚度的增加,渣层热阻和表面温度也增大,使渣层逐渐处于烧结与熔融状态,结构更为紧致,导热系数也随之升高, k_{ash} 与 Δ_{ash} 的同步调变化使 $k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 变化范围大幅缩小。因此,本文将根据炉膛的结渣状态直接确定壁面总传热系数 $h_{\text{ext}} \approx k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 。结渣状态基本决定了壁面传热过程的热阻,将影响水冷壁管内工质的吸热量,进而影响管内工质参数。因此,可根据锅炉工质参数确定锅炉壁面的整体结渣状态。

表 3 所给出的锅炉工质参数可用来精确计算锅

炉各部分受热面的吸热量。对于多数工程应用,往往只关注受热面整体吸热状态,以确定锅炉蒸汽参数的变化。对于这些应用,可采用一个平均的壁面总传热系数 h_{ext} 来表征水冷壁整体结渣状态。在计算中,可通过调整 h_{ext} 值使水冷壁吸热量计算结果符合锅炉的运行参数(由表 3 中工质参数估算),由此可简单精确地将炉膛壁面的结渣状态体现在壁面总传热系数中。对于缺乏工质运行参数或处于设计阶段的锅炉,渣层传热系数 $k_{\text{ash}}/\Delta_{\text{ash}}$ 的取值范围一般在 $150 \sim 600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间。对于正常运行的锅炉,吹灰器等设备的运行会防止炉膛结渣的持续恶化,严重结渣通常仅分布在壁面局部区域。因此,壁面总传热系数一般在 $300 \sim 600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间。再综合考虑入炉煤质的灰熔融特性, h_{ext} 的预估值范围还可进一步缩小,计算取 h_{ext} 为 $400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。在实际运行过程中锅炉炉膛结渣状态随锅炉负荷和运行状态在一定范围内持续变化,所以根据此方法预估壁面总传热系数 h_{ext} 计算获得的水冷壁吸热量基本可满足各种工程计算的要求。

3 计算结果及讨论

对一台 320 MW 四角切圆锅炉进行模拟计算,并与锅炉运行参数对照验证。图 3 为炉膛对角截面和垂直中截面位置的温度分布。炉膛温度受燃烧放热及壁面传热的综合影响,在炉膛下部区域只有部分煤粉进入炉膛,且处于燃烧的初期阶段,所以此区域火焰温度相对较低。随煤粉从各层煤粉燃烧器的不断引入以及燃烧的进行,炉内烟气温度在下炉膛迅速升高,并在顶层燃烧器与燃尽风之间区域达到最高。此区域上方壁面的吸热逐渐超过燃烧放热,炉内烟温逐渐降低,在对流烟道入口位置温度降低至约 1 262 K,在省煤器出口位置降至约 630 K。

图 4 为水冷壁吸热量随壁面总传热系数变化的计算结果,并与锅炉运行参数进行了对比。可以看出,计算结果 $h_{\text{ext}} = 400 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 与锅炉运行参数十分接近,误差在 1.3% 之内。考虑到在锅炉运行过程中,水冷壁吸热量随锅炉运行参数及壁面结渣情况在一定范围内不断变化,本文对水冷壁吸热量的预测结果可以认为是足够准确的。对于一般正常运行的煤粉锅炉,壁面总传热系数的值通常在

$300 \sim 600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 区间内,在此区间内的水冷壁吸热量的变化范围为 $348.1 \sim 377.5 \text{ MW}$,这一范围可以认为是水冷壁在不同结渣状态下吸热量的变化范围。

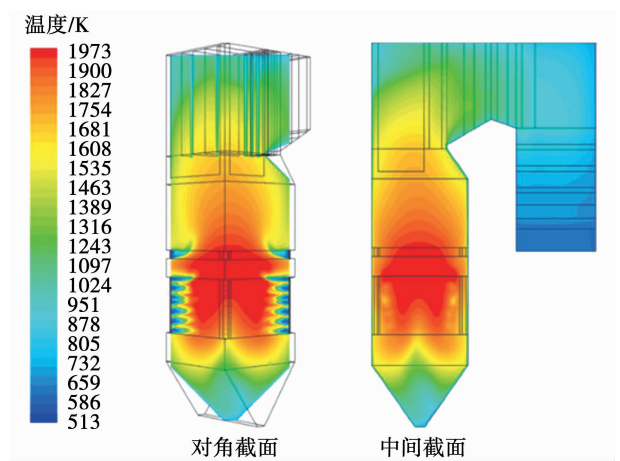


图 3 锅炉对角截面及垂直中间截面温度分布
Fig.3 Temperature distributions on boiler diagonal section and vertical middle section

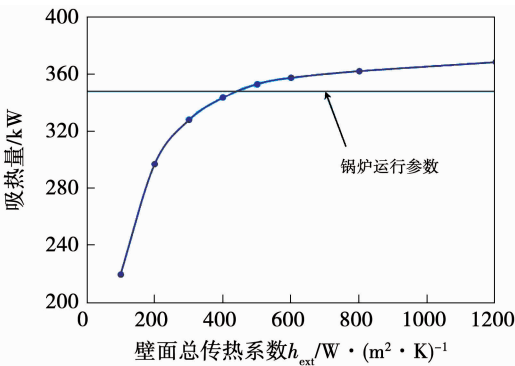


图 4 壁面吸热量随 h_{ext} 及锅炉运行参数的变化
Fig.4 Variations of wall heat absorption capacity with h_{ext} and boiler operation parameters

图 5 为炉膛壁面热通量分布的模拟结果。辐射传热是炉膛的主要传热形式,由于辐射传热与温度的 4 次方成正比,因此炉内温度分布基本决定了炉膛水冷壁的传热分布。对比图 3 炉内温度分布可以看出,壁面最高热通量分布在顶层燃烧器与燃尽风之间区域,与炉膛烟温最高位置对应。

图 6 为不同壁面传热系数下炉膛壁面(渣层外表面)温度 T_w 的分布,其中壁面总传热系数在 $300 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时代表炉膛壁面处于较严重结渣状态,

而在 $1\,200\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时则代表清洁壁面。可以看出,炉膛壁面温度的分布极不均匀,与图 5 中壁面热通量 q 的分布高度相关。由式(2)得出:

$$T_w = T_{\text{ext}} + q/h_{\text{ext}} \tag{9}$$

由式(9)可以看出,炉膛壁面温度与壁面热通量成正比,因此,炉膛壁面热通量分布基本决定了壁面温度的分布。其次,式(9)表明炉膛壁面温度与壁面总传热系数成反比,即与壁面渣层热阻成正比。由图 6 可以看出,壁面温度随壁面总传热系数的增大而降低。这是由于清洁壁面传热热阻很小,壁面总传热系数值较大,由式(9)可知壁面温度将接近于管内工质温度(饱和温度 639 K),壁面自辐射很小。而随壁面结渣程度增加,壁面总传热系数减小,壁面温度升高,壁面自辐射迅速增加,使壁面净吸热量降低。如图 6 所示,壁面结渣对壁面温度的影响是其影响炉膛吸热的关键机理。

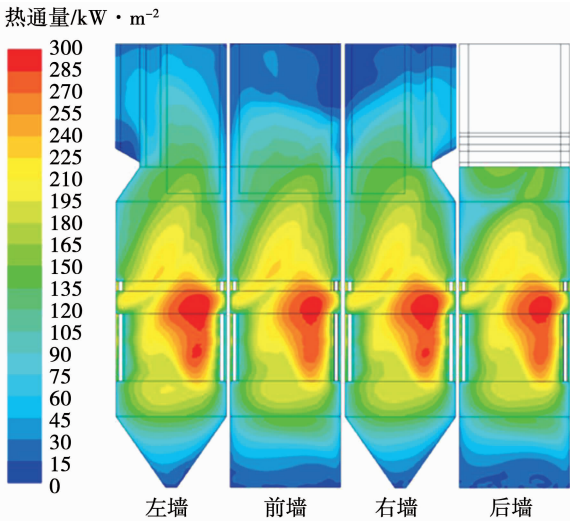


图 5 炉膛壁面热通量分布

Fig. 5 Furnace wall heat flux distributions

此机理可通过图 7 中对炉膛的观测结果进一步得到验证。图 7(a)为壁面结渣分布的视线观测,图 7(b)为炉膛壁面温度分布的红外热像观测结果。由图 7 可知,炉膛壁面温度的分布极不均匀,受壁面结渣的强烈影响,在结渣较为严重的区域可达 $1\,600\text{ K}$ 以上。目前,多数燃煤锅炉数值模拟研究中将壁面温度直接给定为边界条件,此方法无法合理体现壁面热通量及结渣对壁面温度的强烈影响。本

文所提出的方法可简单直接地将壁面热流和结渣对渣层外表面温度的影响考虑在计算过程中,并进一步通过式(5)将结渣对吸热的影响体现在计算中。

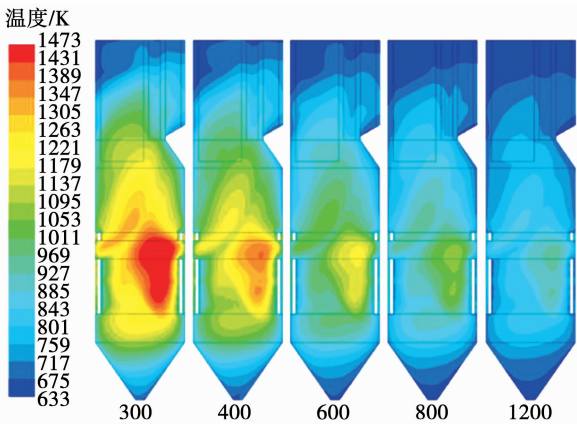


图 6 不同 h_{ext} 值下炉膛右壁面温度分布

Fig. 6 Temperature distribution on furnace right wall at different values of h_{ext}

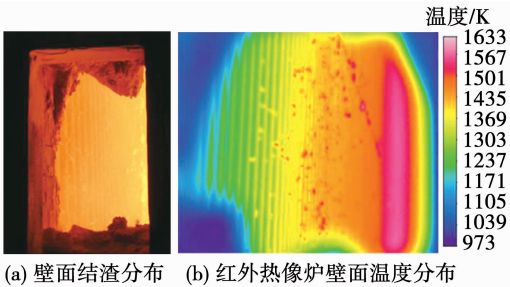


图 7 壁面结渣分布与红外热像壁面温度分布

Fig. 7 Wall slagging distribution and infrared thermography wall temperature distribution

4 结 论

提出了一种燃煤锅炉水冷壁传热计算方法。该方法通过水冷壁烟气侧传热和汽水侧吸热的热平衡关系建立热边界条件。研究发现,壁面总传热系数主要由壁面渣层传热系数决定,尽管壁面渣层厚度和导热系数随锅炉运行状态在很大范围内变化,但壁面总传热系数的值却在较小范围内变化。以此为基础,壁面总传热系数的取值可根据炉膛结渣状态限定在很小范围内。采用此方法对一台 320 MW 锅炉进行了数值模拟,水冷壁吸热量的计算结果与锅炉运行参数符合良好。计算结果表明,壁面温度由

壁面热通量和结渣状态决定,最大壁面温度发生在壁面热通量最高区域;此外,随壁面总传热系数的降低(壁面渣层热阻增大),壁面温度升高,使壁面自身辐射增加,净吸热量降低。壁面渣层对壁面温度的影响是其影响壁面传热的关键机理。

参考文献:

- [1] TAN P, TIAN D F, FANG Q Y, et al. Effects of burner tilt angle on the combustion and NO_x emission characteristics of a 700 MWe deep-air-staged tangentially pulverized-coal-fired boiler[J]. Fuel, 2017, 196: 314 – 324.
- [2] ZHANG X H, ZHOU J, SUN S Z, et al. Numerical investigation of low NO_x combustion strategies in tangentially-fired coal boilers[J]. Fuel, 2015, 142: 215 – 221.
- [3] DU Y B, WANG C A, LYU Q, et al. CFD investigation on combustion and NO_x emission characteristics in a 600 MW wall-fired boiler under high temperature and strong reducing atmosphere[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 126: 407 – 418.
- [4] 鲍俊杰, 王 迪, 刘 峰. 燃尽风对燃气锅炉燃烧特性影响的模拟研究[J]. 热能动力工程, 2020, 35(7): 95 – 101.
BAO Jun-jie, WANG Di, LIU Feng. Numerical simulation on biomass gas re-burning in a 660 MW coal-fired boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(7): 95 – 101.
- [5] WU X F, FAN W D, LIU Y C, et al. Numerical simulation research on the unique thermal deviation in a 1000 MW tower type boiler[J]. Energy, 2019, 173: 1006 – 1020.
- [6] TAN P, FANG Q Y, ZHAO S N, et al. Causes and mitigation of gas temperature deviation in tangentially fired tower-type boilers[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 139: 135 – 143.
- [7] YANG X, INGHAM D, MA L, et al. Understanding the ash deposition formation in Zhundong lignite combustion through dynamic CFD modelling analysis[J]. Fuel, 2017, 194: 533 – 543.
- [8] DIEZ L I, CORTES C, PALLARES J. Numerical investigation of NO_x emissions from a tangentially-fired utility boiler under conventional and over-fire air operation[J]. Fuel, 2008, 87(7): 1259 – 1269.
- [9] HU Y K, LI H L, YAN J Y. Numerical investigation of heat transfer characteristics in utility boilers of oxy-coal combustion[J]. Applied Energy, 2014, 130: 543 – 551.
- [10] IBRAHIMOGLU B, YILMAZOGLU M Z, CUCEN A. Numerical modeling of repowering of a thermal power plant boiler using plasma combustion systems[J]. Energy, 2016, 103: 38 – 48.
- [11] BOYD R K, KENT J H. Three-dimensional furnace computer modelling[J]. P Combust Inst, 1986, 21: 265 – 274.
- [12] 王 洋, 汪华剑, 周虹光. 吹灰对超超临界锅炉水冷壁超温影响的试验研究[J]. 热能动力工程, 2019, 34(10): 90 – 96.
WANG Yang, WANG Hua-jian, ZHOU Hong-guang. Experimental study on the influences of soot blowing on the water wall over-temperature in ultra-supercritical boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(10): 90 – 96.
- [13] BADZIOCH S, HAWKSLEY P G W. Kinetics of thermal decomposition of pulverized coal particles[J]. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 1970(9): 521 – 530.
- [14] NIKSA S. Predicting the devolatilization behavior of any coal from its ultimate analysis[J]. Combust Flame, 1995, 100: 384 – 394.
- [15] PARK S, KIM J A, RYU C, et al. Combustion and heat transfer characteristics of oxy-coal combustion in a 100 MWe front-wall-fired furnace[J]. Fuel, 2013, 106: 718 – 729.
- [16] MAGNUSSEN B F, HJERTAGER B H. On mathematical modelling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion[J]. P Combust Inst, 1977(16): 719 – 729.
- [17] 刘建全, 孙保民, 胡永生. 某 1 000 MW 超超临界双切圆锅炉燃烧特性的数值模拟与优化[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(20): 34 – 41.
LIU Jian-quan, SUN Bao-min, HU Yong-sheng. Numerical simulation and optimization on combustion of a 1 000 MW ultra supercritical dual tangential circle boiler[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(20): 34 – 41.
- [18] BAUM M M, STREET P J. Predicting the combustion behavior of coal particles[J]. Combust Sci Technol, 1971(1): 231 – 243.
- [19] MITCHELL R E, HURT R H, BAXTER L L, et al. Compilation of Sandia coal char combustion data and kinetic analysis, milestone report. SAND 92 – 8208[R]. Sandia National Laboratories, Livermore CA, USA, 1992.
- [20] Steam its generation and use[M]. 41 ed. Barberton, Ohio, U. S. A.: The Babcock & Wilcox Company, 2005.
- [21] WALL T F, ZHANG D K, GUPTA R P, et al. The properties and thermal effects of ash deposits in coal-fired furnaces[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 1993, 19(5): 487 – 505.
- [22] ZBOGAR A, FRANDSEN F J, JENSEN P A, et al. Heat transfer in ash deposits: a modelling tool-box[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2005, 31(5 – 6): 371 – 421.

(刘 颖 编辑)