

循环流化床锅炉水冷壁热应力影响因素分析^{*}

高义斌¹, 左琪¹, 张浩¹,
樊尊硕², 李勇², 徐婧²

(1. 国网山西省电力有限公司电力科学研究院, 太原 030001;
2. 太原理工大学 电气与动力工程学院, 太原 030024)

(本刊青年编委李勇来稿)

摘要: 本文以某在役超临界循环流化床(circulating fluidized bed, CFB)锅炉为研究对象,结合实际运行数据,构建其温度场与应力场的仿真模型,探讨了管壁外热流密度、对流传热系数等边界条件对水冷壁管最高温度与最大热应力的影响规律,分析了鳍片厚度、管间节距等结构参数对相邻水冷壁管最大温差与最大热应力的影响。仿真结果表明:当对流传热系数一定时,水冷壁管的最高壁温与最大热应力随着管外壁热流密度的增大而增大;当管外壁热流密度一定时,水冷壁管的最高温度与最大热应力随着管壁与工质间对流传热系数的增大而减小;当换热系数降低至 $0.5 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时,最大热应力迅速增大,相邻水冷壁管的最大温差及最大热应力会随着鳍片厚度的减小而增大,但会随着管间节距的增大而增大。当鳍片厚度减少 2 mm 时,相邻水冷壁管的最大温差可升高约 5°C ,对应的最大热应力由 213 MPa 升高至 219 MPa ;当管间节距增加 2 mm 时,相邻水冷壁管的最大温差可升高 7°C ,对应的最大热应力由 213.8 MPa 升高至 215.1 MPa 。

关键词: 循环流化床锅炉; 水冷壁; 数值模拟; 壁温; 热应力

中图分类号: O351 **文献标志码:** A **DOI:** 10.21656/1000-0887.460177

Influencing Factors on the Water-Cooled Wall Thermal Stress in CFB Boilers

Gao Yibin¹, Zuo Qi¹, Zhang Hao¹,
Fan Zunshuo², Li Yong², Xu Jing²

(1. State Grid Shanxi Electric Power Company Electric Power Research Institute Taiyuan,
Taiyuan 030001, P.R. China;

2. College of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Technology,
Taiyuan 030024, P.R. China)

(Contributed by Li Yong, Member of the Youth Editorial Board of AMM)

Abstract: The in-service supercritical circulating fluidized bed boiler was investigated. Based on actual operational data, a numerical simulation model for the temperature field and the stress field was established. The effects of boundary conditions, including the external heat flux density of the tube wall and the convective heat

^{*} 收稿日期: 2025-09-24; 修订日期: 2025-12-17

基金项目: 国网山西省电力公司科技项目(520530250004)

作者简介: 高义斌(1979—),男,正高级工程师,硕士(E-mail: gaoyibin2004@126.com);
徐婧(1989—),女,副教授,博士(通信作者, E-mail: xujing@tyut.edu.cn)。

引用格式: 高义斌,左琪,张浩,樊尊硕,李勇,徐婧. 循环流化床锅炉水冷壁热应力影响因素分析[J]. 应用数学和力学, 2026, 47(8): 1035-1044.

transfer coefficient, on the maximum wall temperature and maximum thermal stress of the water-wall tube, were discussed. In addition, the influences of structural parameters, such as the fin thickness and the tube pitch, on the maximum temperature difference and maximum thermal stress between adjacent water-wall tubes, were analyzed. The simulation results indicate that, under a constant convective heat transfer coefficient, both the maximum wall temperature and the maximum thermal stress of the water-wall tube will increase with the external heat flux density. Conversely, when the external heat flux density is kept constant, the maximum wall temperature and maximum thermal stress will decrease as the convective heat transfer coefficient between the tube wall and the working medium increases. Notably, when the convective heat transfer coefficient decreases to $0.5 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, the maximum thermal stress will increase sharply. Furthermore, the maximum temperature difference and maximum thermal stress between adjacent water-wall tubes will increase with the decrease of the fin thickness, but increase with the tube pitch. Specifically, when the fin thickness is reduced by 2 mm, the maximum temperature difference between adjacent water-wall tubes will increase by approximately 5°C , accompanied by an increase in the maximum thermal stress from 213 MPa to 219 MPa. When the tube pitch increases by 2 mm, the maximum temperature difference will rise by about 7°C , and the corresponding maximum thermal stress will rise from 213.8 MPa to 215.1 MPa.

Key words: circulating fluidized bed boiler; water-cooled wall; numerical simulation; wall temperature; thermal stress

0 引言

循环流化床(CFB)锅炉作为一种高效清洁的燃煤技术,因具备燃料适应性广、低负荷燃烧稳定性佳、污染物排放易控制等优势^[1],近年来在我国应用规模持续快速扩张,已成为煤炭清洁利用的重要支撑设备^[2]。

水冷壁作为 CFB 锅炉的核心受热部件与炉膛结构的关键组成,其运行状态直接决定了锅炉的安全性与可靠性^[3]:一方面,水冷壁通过吸收炉膛内高温烟气的辐射热与对流热,将工质加热至饱和状态,是锅炉能量转换的重要环节^[4];另一方面,需承受炉膛内高速循环物料的冲刷造成的复杂烟气流场、局部高温区、床料颗粒堆积区温度差异引起的非均匀温度场及热负荷波动的综合作用,进而引发局部热应力集中,会加速水冷壁管的蠕变损伤和增加水冷壁爆管风险^[5]。因此,水冷壁热应力问题已成为制约 CFB 锅炉长期安全稳定运行的关键瓶颈。

国内外诸多学者针对锅炉水冷壁管的温度及热应力分布进行了理论计算及仿真研究。如李春燕等^[6]基于矩量法求解了不同启动方式下燃烧器区螺旋管圈水冷壁及鳍片二维截面的温度分布;Wang 等^[7]通过实验确定了超临界锅炉水冷壁管的壁温分布;范旭宸等^[8]建立了超临界循环流化床锅炉水冷壁管的三维有限元模型,并采用数值模拟的方法研究了距离布风板 30 m 处水冷壁管屏的变形量及热应力分布;吕太等^[9]采用炉膛分区热力计算方法,研究了沿炉膛高度方向各区段水冷壁管的温度及热应力分布规律;钱钧等^[10]建立了含焊缝交错区域的锅炉水冷壁管温度场及应力场计算模型,发现焊缝交错区域管环焊缝向火侧顶点的温度高于直管段管壁向火侧顶点温度,故其发生超温时比直管段管壁更容易开裂。

以上水冷壁管温度及应力计算模型主要通过管内工质的热物性参数来计算与管壁间的对流换热系数,进而解析管壁的温度分布及应力分布,忽略了管内流体的压力及流动状态对管壁热应力分布的影响,与实际运行情况有一定的差距。

当考虑到工质侧流动状态时,金东昊等^[11]和闫靖文等^[12]提出一种耦合传热计算模型,兼顾了管外烟气侧的换热及管内的工质流动传热过程,探究了管间工质流动对管壁温度分布的影响规律;Zhang 等^[13]通过数值模拟,研究了管内工质的流动状态对管屏的变形量及热应力分布的影响。

本文采用数值模拟方法构建循环流化床水冷壁仿真模型,分析影响水冷壁壁温与热应力的关键因素,研究热流密度、传热系数等边界条件与鳍片厚度、管间节距对水冷壁热应力的影响,对 CFB 锅炉水冷壁管在的安全运行具有重要意义。

1 案例锅炉及水冷壁管简介

本文研究基于东方锅炉股份有限公司生产的 DG1230/25.31-II 1 型 350 MW 超临界循环流化床锅炉展开,该锅炉为超临界直流锅炉.该锅炉的主要参数如表 1 所示.

表 1 案例 CFB 锅炉主要参数

Table 1 Operating parameters of the case CFB boiler

parameter	unit	BMCR	BRL
main steam flow	t/h	1 230.0	1 171.3
main steam pressure	MPa	25.31	25.31
main steam temperature	℃	571	571
reheat steam flow	t/h	990.215	943.057
reheat steam pressure	MPa	5.411	5.144
reheater outlet steam temperature	℃	569	569
feed water temperature	℃	297	293

锅炉炉膛截面尺寸为 31 020 mm×9 810 mm,炉膛高度为 49 250 mm,水冷壁采用全焊接的垂直上升膜式管屏,炉膛四周水冷壁采用光管,管道和鳍片所用材料均为 12Cr1MoVG.考虑到炉膛上部水冷壁管的壁温及横向壁温差异较大,热应力相对集中^[14],因而本文主要对炉膛上部水冷壁管进行研究,其具体尺寸参数见图 1.材料的特性由 200~500 ℃时的导热系数、线膨胀系数、弹性模量和 Poisson 比来定义,其具体热物性参数如表 2 所示,表 2 中材料密度取 7 850 kg/m³.

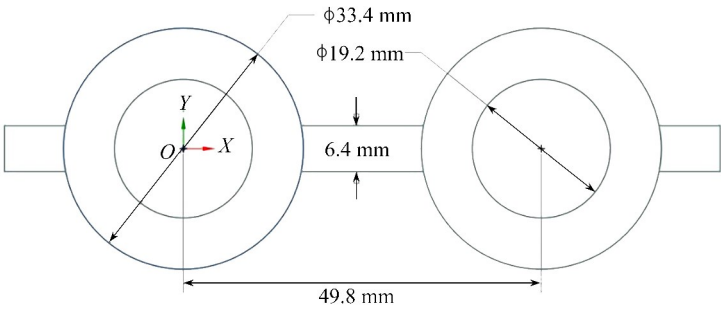


图 1 炉膛上部膜式水冷壁管尺寸参数

Fig. 1 Dimensional parameters of membrane water-cooled wall tubes in the upper part of the furnace chamber

表 2 12Cr1MoVG 的性能参数^[15]

Table 2 12Cr1MoVG performance parameters^[15]

temperature/℃	200	300	400	500
elasticity modulus/GPa	201	192	181	165
linear expansion coefficient/(10 ⁻⁶ /K)	13.7	14.0	14.2	14.5
thermal conductivity/(W/(m·K))	42.70	40.56	38.89	36.11
specific heat capacity/(J/(kg·K))	—	607	657	712
Poisson's ratio	0.300	0.319	0.298	0.301
yield strength/MPa	—	—	228	201

2 水冷壁仿真模型构建

2.1 几何模型及网格划分

CFB 锅炉稳定运行时,可将水冷壁的传热看作一个稳态导热过程.此外,考虑到沿管子轴向的温度梯度与管子截面内部的温度梯度相比要小得多,故在进行换热分析时,忽略沿管子轴向的导热,因此水冷壁管可简化为二维模型^[16-17].膜式水冷壁管的几何模型及网格划分如图 2 所示,模型网格无关性验证结果如图 3.选取管外壁向火侧边界面为参照线,由图 3 可知,在网格单元数大于 36 364 后,参照线处温度分布不随网格数

的增大而变化,故水冷壁管仿真模型最终网格数定为 36 364,平均单元质量可达 0.95。

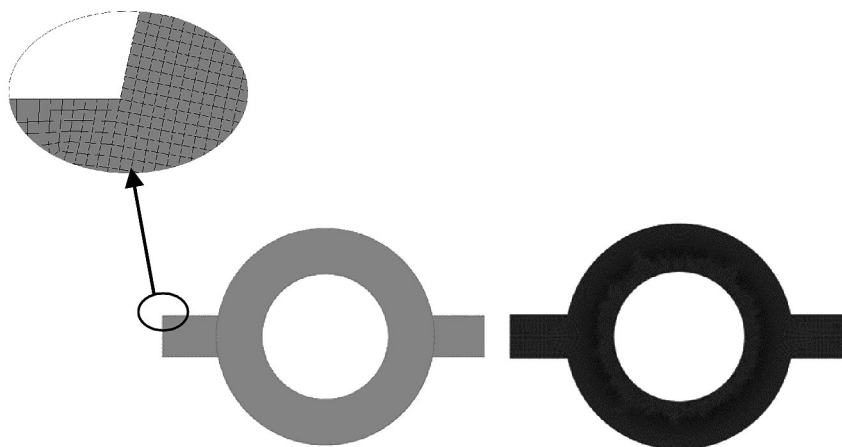


图2 水冷壁结构及其网格划分

Fig. 2 The water-cooled wall structure and it's meshing

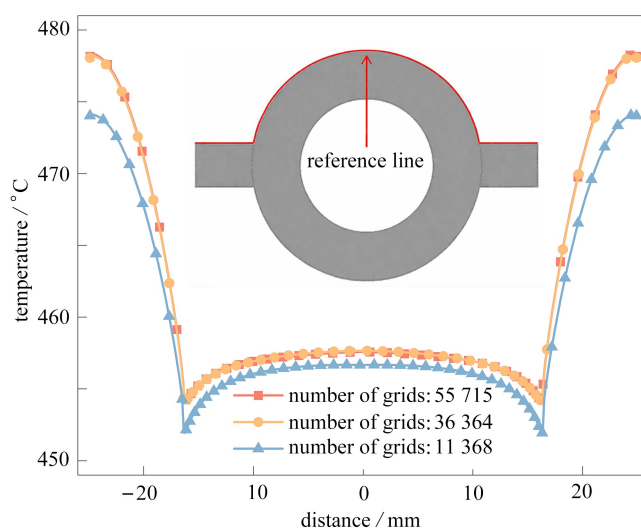


图3 网格无关性验证

Fig. 3 The mesh independence verification

注 为了解释图中的颜色,读者可以参考本文的电子网页版本,后同。

2.2 传热学边界条件

在传热过程中,水冷壁管向火侧与炉膛内的高温烟气及流化颗粒进行对流及辐射换热,管壁温度升高,同时管内壁与管内流体通过对流进行热量传递,管壁受到冷却^[18]。水冷壁管背火侧表面覆盖保温材料,以减少炉膛热量的散失。

数值模拟时水冷壁向火侧壁面为第二类边界条件为^[19]

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = q_w, \quad (1)$$

式中, λ 为热导率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; n 为温度梯度的法向坐标变量;下标 w 代表壁面; q_w 为壁面热流密度, W/m^2 。

水冷壁管内表面与工质进行对流换热,可设置为第三类边界条件^[20]:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = h(T_w - T_f), \quad (2)$$

式中, h 为边界面的表面换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; T_w 为边界面温度, $^{\circ}\text{C}$; T_f 为流体温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

对于圆管内湍流条件下的受迫流动核态沸腾换热过程,当管壁发生核态沸腾而管内流体主体仍以液相

为主,且热流密度未达到临界热流密度之前,已有较为经典和成熟的实验关联式用于计算管内多相流体的对流换热系数,如下式(3)~(5)所示^[21]:

$$h_{st} = \sqrt{h_{dl}^2 + (0.7h_{ch})^2}, \quad (3)$$

$$h_{dl} = 0.023 \frac{\lambda_{st}}{d_i} Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\eta_i}{\eta_{st}} \right)^2, \quad (4)$$

$$h_{ch} = 3.16 \left(\frac{p^{0.14}}{0.722} + 0.019p^2 \right) Q_i^{0.7}, \quad (5)$$

式中, h_{dl} 为单相流体对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; h_{ch} 为沸腾换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; λ_{st} 为流体的热导率, $W/(m \cdot K)$; d_i 为水冷壁管的内径, m ; η_{st} 为动力黏度, $Pa \cdot s$.

2.3 力学模型及边界条件

水冷壁管的温度分布对静力分析有较大影响,在设置热边界条件后,得到管道的温度分布作为静力学边界条件.求解应力和应变方程分别为^[22-23]

$$\varepsilon_{xx} = \frac{1}{E} [\sigma_{xx} - \mu(\sigma_{yy} + \sigma_{zz})] + \alpha_T \Delta T, \quad (6)$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{1}{E} [\sigma_{yy} - \mu(\sigma_{xx} + \sigma_{zz})] + \alpha_T \Delta T, \quad (7)$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{1}{E} [\sigma_{zz} - \mu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy})] + \alpha_T \Delta T, \quad (8)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy}, \quad \gamma_{xz} = \frac{1}{G} \tau_{xz}, \quad \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz}, \quad (9)$$

式中, σ 为正应力, Pa ; ε 为应变; γ 为角应变; τ 为剪切应力, Pa ; α_T 为热膨胀系数, K^{-1} ; E 为弹性模量, Pa ; G 为切变模量, Pa .

Von Mises 应力又称等效应力,用于描述塑性材料在复杂三维应力状态下的等效应力.考虑了三个主应力分量,同时提供了一种将多轴应力状态转换为单一等效应力值的应力度量方法,所得单一等效应力值反映了材料的变形和破坏特性,从而可以被用于评估结构的应力分布和安全性.等效应力和主应力之间的关系如式(10)和(11)^[24]所示:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}, \quad (10)$$

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma_e}{2(1 + \nu')}, \quad (11)$$

式中, ε 为应变, ν 为 Poisson 比.

为模拟管道的真实状态,向火侧管壁设置为自由膨胀边界条件,管道背火侧与固定梁接触,限制其位移 ($U_y = 0$).同时,将水冷壁管内工质的压力分布作为应力分析的载荷施加于管道内壁面^[25].

3 实例分析

3.1 模型准确性验证

为验证水冷壁仿真模型的准确性,本文选取锅炉在 140~320 MW 负荷段内变负荷运行时不同时刻升至不同负荷时的水冷壁壁温,基于此计算水冷壁管的热力学边界条件,从而对水冷壁管的温度分布及应力分布进行仿真分析.变负荷过程中锅炉负荷变化曲线、数值模拟所得水冷壁管壁温仿真结果与测量所得壁温数据对比曲线如图 4 所示.

由图 4 可知,水冷壁管壁温测量值与模拟值的变化趋势吻合较好,最大误差不超过 1.5%,因此该模型精度得到验证.由于运行过程中对水冷壁的热应力的直接测量比较困难,而热应力主要来自温度波动,通过对比水冷壁外壁温度的模拟值和实测值,直接验证了温度模型的准确性,也间接验证了应力模型的可靠性^[11].

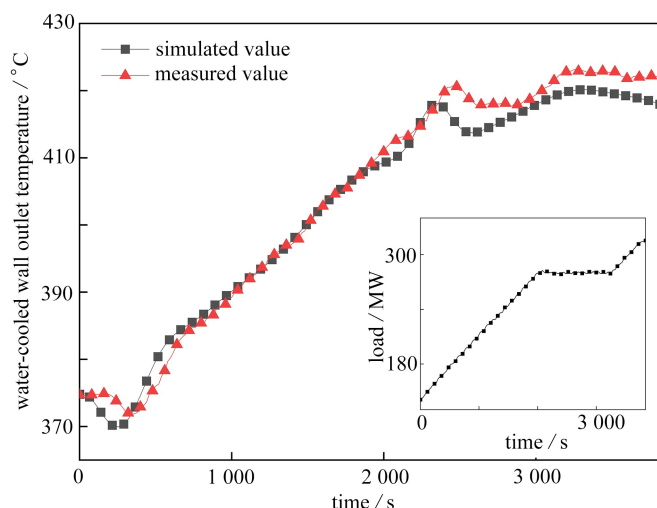


图4 变负荷过程中水冷壁管壁温变化曲线

Fig. 4 Water-cooled wall outlet temperature change curves during the load variation process

3.2 边界条件对水冷壁温度及应力分布的影响

为探究工质与管壁间对流换热系数及管外壁热流密度等参数对管壁最高温度的影响,选取前墙水冷壁管易发生超温及管壁温度较低的各2根管的运行参数进行分析,并对其对流换热系数进行计算.在每个对流换热系数下,依据文献[1]选择5组不同热流密度参数进行仿真,同时,在每个对流换热系数下,通过改变热流密度参数,进而仿真不同对流换热系数、不同热流密度下水冷壁管最高温度的变化情况.不同换热系数下膜式水冷壁管的最高温度分布曲线如图5所示.

结合案例锅炉历史运行数据,得到循环流化床锅炉水冷壁管内工质温度及压力随负荷变化关系,可通过文中的式(3)—(5)对不同负荷下管壁与流体间的对流换热系数进行求解,继而将对流换热系数施加给管内壁作为传热学边界条件以对管壁的温度分布进行仿真分析.

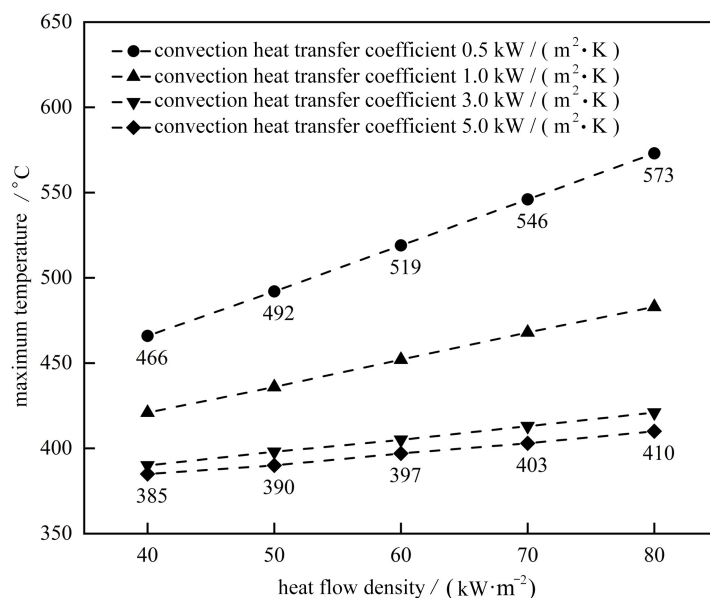


图5 不同对流换热系数下水冷壁管最高温度随热流密度变化曲线

Fig. 5 The maximum temperatures of the water-cooled wall tube varying with the heat flow density under different convective heat transfer coefficients

由图5可知,当对流换热系数一定时,随着水冷壁管外壁面热流密度由 40 kW/m^2 增大到 80 kW/m^2 时,膜式水冷壁管的最高温度也逐渐上升,最高可达 $573 \text{ }^\circ\text{C}$,二者呈正相关;当管外壁热流密度一定时,水冷壁管

的最高温度随着管壁与工质间对流换热系数的增大而减小,二者呈负相关。这主要是由于当工质与管壁间对流换热系数一定时,管外壁热流密度越大,单位时间内传导到水冷壁管的热量越多;而管内冷却工质对管壁的冷却作用一定时,管壁温度会随着管外壁热流密度的增大而增大。当管外壁热流密度一定时,随着管壁与工质间对流换热系数的增大,更多的热量被传递给管内工质,工质对管壁的冷却作用加强,故水冷壁管的最高温度下降。在同一热流密度条件下,增大内壁与工质之间的换热系数会导致膜式水冷壁温度下降。

当热流密度是 40 kW/m^2 时,对流换热系数由 $0.5 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 增加至 $5 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$,管壁最高温度由 $466 \text{ }^\circ\text{C}$ 降至 $385 \text{ }^\circ\text{C}$,降低 $81 \text{ }^\circ\text{C}$;而当热流密度是 80 kW/m^2 时,对流换热系数由 $0.5 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 增加至 $5 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$,管壁最高温度由 $573 \text{ }^\circ\text{C}$ 降至 $410 \text{ }^\circ\text{C}$,降低了 $163 \text{ }^\circ\text{C}$ 。可见随着热流密度的增大,水冷壁管最高温度随着对流换热系数的增大,下降更加明显。

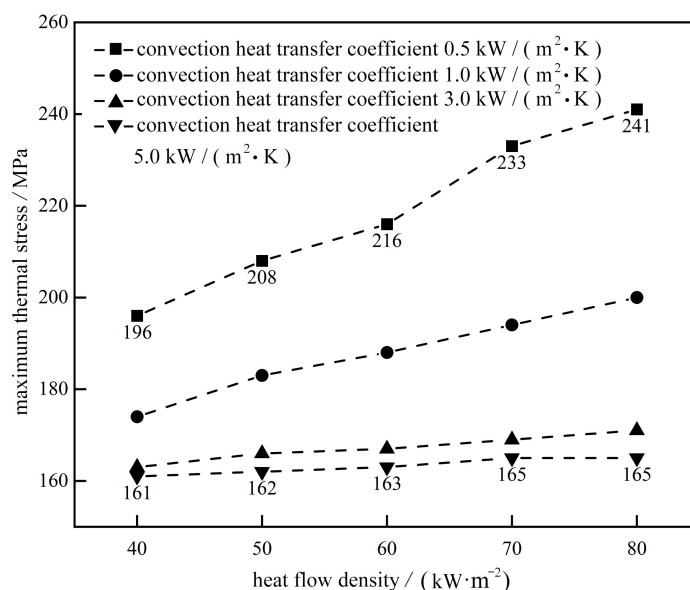


图 6 不同对流换热系数下水冷壁管最大热应力随热流密度变化曲线

Fig. 6 The maximum thermal stresses of the water-cooled wall tube varying with the heat flow density under different convective heat transfer coefficients

图 6 为膜式水冷壁管在不同对流换热系数、不同热流密度下的最大热应力变化曲线。从图 6 中可以看出,膜式水冷壁管的最大热应力与管外壁向火侧的热流密度呈正相关关系,即当对流传热系统一定时,管壁的最大热应力随着管外壁热流密度的增大而增大;但当热流密度一定时,最大热应力会随着管内壁与工质之间的对流换热系数的增大而减小。当管外壁热流密度由 40 kW/m^2 增大至 80 kW/m^2 ,随着管壁与工质间换热系数由 $5 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 减小至 $0.5 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 时,管壁最大热应力由 161 MPa 逐渐增大,但换热系数在 $5 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 至 $3 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 之间变化时,热应力增大幅度较小,而当换热系数降低至 $0.5 \text{ kW/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 时,热应力迅速由 196 MPa 增加到 241 MPa 。因此,应及早采取措施提升膜式水冷壁管内壁与工质间的换热能力,避免水冷壁管长期受到过大的热应力进而发生爆管等事故。

3.3 结构参数对水冷壁温应力的影响

3.3.1 鳍片厚度对水冷壁管最大热应力的影响

案例锅炉膜式水冷壁管鳍片厚度的设计值为 6.4 mm ,保证其他参数不变,仿真分析相邻管段的最大温差与管壁最大热应力变化趋势,如图 7 所示。由图 7 可知,随着鳍片厚度由 6.4 mm 减小到 4.4 mm 时,相邻水冷壁管的最大温差由 $53.7 \text{ }^\circ\text{C}$ 升高至 $58.0 \text{ }^\circ\text{C}$,对应的最大热应力由 213 MPa 升高至 219 MPa 。由于随着鳍片厚度的减小,鳍片的横截面积也随之减小,其温度梯度增大,而管壁最大热应力与其温度梯度成正比,同时,鳍片厚度减小也会使其结构刚度下降并加剧管壁与鳍片接触处的应力集中系数,使得在相同的热膨胀下产生更大的结构变形,因而产生更大的热应力。

3.3.2 鳍片厚度对最大热应力的影响

案例锅炉膜式水冷壁管间节距设计值为 49.8 mm。保证其他参数不变,仿真分析相邻管段的最大温差与管壁最大热应力变化趋势,如图 8 所示。由图 8 可知,当膜式水冷壁管间的节距由 49.8 mm 增加至 51.8 mm,水冷壁管管壁的最大温差由 53.6 °C 升高至 60.6 °C,对应的最大热应力由 213.8 MPa 升高至 215.1 MPa。这主要是由于管间节距的变动影响了水冷壁管道的数量及其结构稳定性。炉膛水冷壁管屏的总面积为定值,若增大管子间的节距,所需水冷壁管的总数就会减少,致使水冷壁管屏的刚度降低,在热负荷的作用下导致较大变形,从而引起热应力的增加。同时,节距增大意味着水冷壁管之间的接触面积减少,鳍片对管壁变形的限制作用减弱,导致管壁在热膨胀时的自由度增加,从而在局部区域产生更大的热变形,这种不均匀的热变形增加了接触面处的热应力。

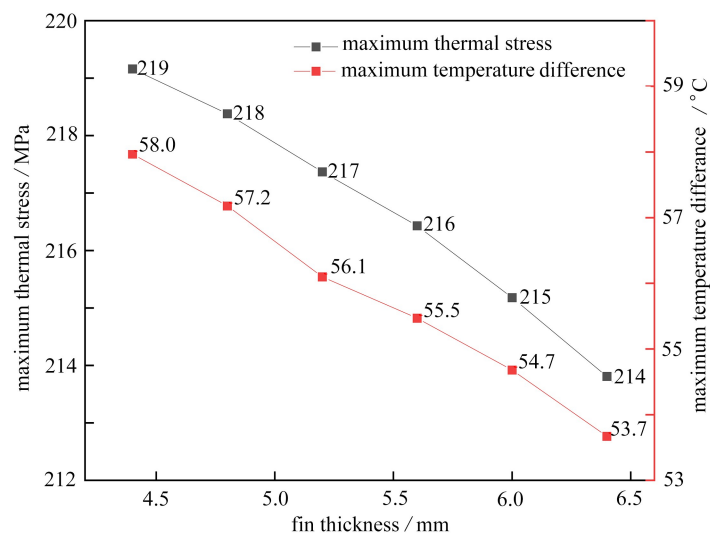


图 7 水冷壁管最大热应力及最大温差随鳍片厚度变化曲线

Fig.7 The maximum thermal stress and temperature difference of the water-cooled wall tube varying with the fin thickness

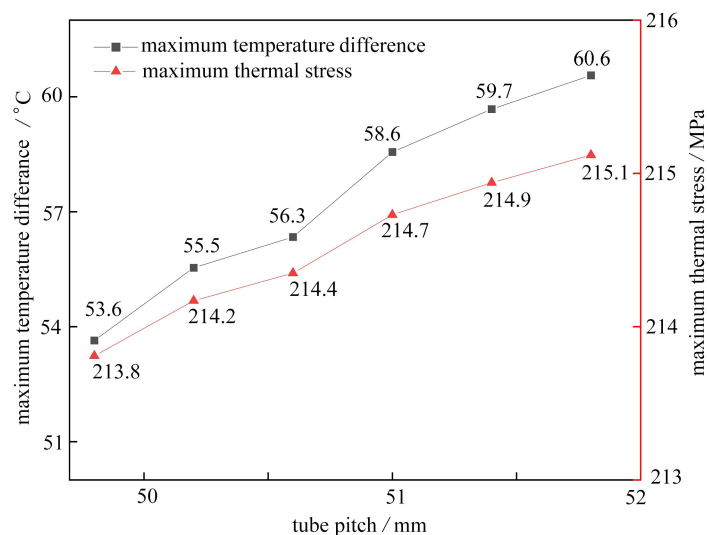


图 8 水冷壁管最大热应力及最大温差随节距变化曲线

Fig. 8 The maximum thermal stress and temperature difference varying with the pitch of the water-cooled wall tubes

4 结 论

本研究基于数值模拟方法,构建了循环流化床水冷壁壁温及热应力仿真模型,分析了热流密度、对流传热系数等边界条件对水冷壁管最高壁温及最大热应力的影响,研究了鳍片厚度与管间间距等结构参数对相

邻水冷壁管最大温差及最大热应力的影响,得到了以下结论:

1) 当对流换热系数一定时,水冷壁管的最高壁温与最大热应力随着管外壁热流密度的增大而增大,二者呈正相关;当管外壁热流密度一定时,水冷壁管的最高温度与最大热应力随着管壁与工质间对流换热系数的增大而减小,二者呈负相关。当换热系数降低至 $0.5 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时,热应力迅速增大,在实际运行时应及早采取措施提升膜式水冷壁管内壁与工质间的换热能力,避免水冷壁管长期受到过大的热应力发生爆管事故。

2) 相邻水冷壁管的最大温差及其对应的最大热应力会随着鳍片厚度的减小而增大,在其他条件保持不变时,当鳍片厚度减少 2 mm 时,相邻水冷壁管的最大温差可升高约 5°C ,对应的最大热应力由 213 MPa 升高至 219 MPa 。

3) 相邻水冷壁管的最大温差及其对应的最大热应力会随着管间节距的增大而增大。在其他条件保持不变时,当管间节距增加 2 mm 时,相邻水冷壁管的最大温差可升高 7°C ,对应的最大热应力由 213.8 MPa 升高至 215.1 MPa 。

参考文献(References):

- [1] Yang Z, Song G, Na Y, et al. Investigation on the heat transfer coefficient and uniformity in a polygonal furnace of a 350 MW supercritical CFB boiler[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, **175**: 115279.
- [2] 葛学利, 张忠孝, 范浩杰, 等. 热偏差和流量偏差对 $1\,000 \text{ MW}$ 超超临界锅炉水冷壁壁温影响的研究[J]. 中国电机工程学报, 2018, **38**(8): 2348-2357. (Ge Xueli, Zhang Zhongxiao, Fan Haojie, et al. Study on the effect of thermal deviation and flow rate deviation on the wall temperature of water-cooled walls of $1\,000 \text{ MW}$ supercritical boilers[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2018, **38**(8): 2348-2357. (in Chinese))
- [3] 李斌, 汪华剑, 梁学东, 等. 超超临界锅炉水冷壁管传热恶化对横向裂纹影响的有限元分析[J]. 中国电力, 2015, **48**(12): 64-69. (Li Bin, Wang Huajian, Liang Xuedong, et al. FEM analysis of heat transfer crisis of water wall tube on transverse crack in ultra-supercritical pressure boiler[J]. *Electric Power*, 2015, **48**(12): 64-69. (in Chinese))
- [4] Fan Q, Hui S, Zhao S, et al. Thermal stress and strain distributions of a laboratory scale wall fired furnace: a numerical study and experimental verification[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2012, **25**: 227-237.
- [5] 潘志超, 陈曦, 钟文琪, 等. 基于燃烧和汽水侧耦合数值模拟的双切圆锅炉热偏差研究[J]. 中国电机工程学报, 2023, **43**(22): 8801-8810. (Pan Zhichao, Chen Xi, Zhong Wenqi, et al. Thermal deviation study of double-cut circular boiler based on coupled numerical simulation of combustion and vapor side[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2023, **43**(22): 8801-8810. (in Chinese))
- [6] 李春燕, 阎维平, 李钧, 等. 基于矩量法的超临界锅炉水冷壁温度场数值计算[J]. 中国电机工程学报, 2008, **28**(32): 29-34. (Li Chunyan, Yan Weiping, Li Jun, et al. Numerical calculation of water-cooled wall temperature field in supercritical boilers based on the method of moments[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2008, **28**(32): 29-34. (in Chinese))
- [7] Wang S, Yang D, Zhao Y, et al. Heat transfer characteristics of spiral water wall tube in a $1\,000 \text{ MW}$ ultra-supercritical boiler with wide operating load mode[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, **130**: 501-514.
- [8] 范旭宸, 陈晔, 郑雄, 等. 600 MW 超临界循环流化床锅炉水冷壁热应力分析[J]. 动力工程学报, 2018, **38**(4): 253-257. (Fan Xuchen, Chen Ye, Zheng Xiong, et al. Thermal stress analysis of water-cooled wall in a 600 MW supercritical circulating fluidized bed boiler[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2018, **38**(4): 253-257. (in Chinese))
- [9] 吕太, 白杰, 董璐, 等. 燃煤电厂锅炉辐射受热面温度及热应力分析[J]. 锅炉技术, 2016, **47**(3): 6-11. (Lü Tai, Bai Jie, Dong Lu, et al. Temperature and thermal stress analysis of radiant heating surface of boiler in coal-fired power plant[J]. *Boiler Technology*, 2016, **47**(3): 6-11. (in Chinese))
- [10] 钱钧, 严祯荣, 王化南, 等. 超超临界锅炉垂直管圈水冷壁焊缝交错区域温度场建模及热应力模拟[J]. 动力工程学报, 2023, **43**(3): 307-313. (Qian Jun, Yan Zhenrong, Wang Huanan, et al. Temperature field modeling and thermal stress simulation in the staggered region of vertical tube ring water-cooled wall welds in ultra-su-

- percritical boilers[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2023, **43**(3): 307-313. (in Chinese))
- [11] 金东昊, 刘欣, 张效源, 等. 燃煤锅炉屏式过热器壁温耦合计算方法[J]. 中国电机工程学报, 2022, **42**(24): 8951-8960. (Jin Donghao, Liu Xin, Zhang Xiaoyuan, et al. Calculation of wall temperature coupling for screen superheaters in coal-fired boilers[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2022, **42**(24): 8951-8960. (in Chinese))
- [12] 闫靖文, 刘欣, 黄书益, 等. 超临界锅炉水冷壁壁温预测耦合模型[J]. 热力发电, 2022, **51**(1): 100-108. (Yan Jingwen, Liu Xin, Huang Shuyi, et al. Coupled model for prediction of water-cooled wall temperature in supercritical boilers[J]. *Thermal Power Generation*, 2022, **51**(1): 100-108. (in Chinese))
- [13] Zhang Z, Yang Z, Nie H, et al. A thermal stress analysis of fluid-structure interaction applied to boiler water wall[J]. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, 2020, **15**(6): e2537.
- [14] 唐斌, 顾君苹, 张曼, 等. 350 MW 超临界循环流化床锅炉水冷壁流量分配及壁温计算[J]. 煤炭学报, 2016, **41**(10): 2560-2567. (Tang Bin, Gu Junping, Zhang Man, et al. Calculation of water-cooled wall flow distribution and wall temperature in a 350 MW supercritical circulating fluidized bed boiler[J]. *Journal of China Coal Society*, 2016, **41**(10): 2560-2567. (in Chinese))
- [15] 袁军. 复杂环境下锅炉受热面的失效机理及寿命预测研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2014. (Yuan Jun. Research on failure mechanism and life prediction of boiler heating surface under complex environment[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2014. (in Chinese))
- [16] 王为术, 崔强, 郑梦星, 等. 350 MW 超临界机组膜式水冷壁壁温计算[J]. 郑州大学学报(工学版), 2017, **38**(1): 46-49. (Wang Weishu, Cui Qiang, Zheng Mengxing, et al. Calculation of wall temperature of membrane water-cooled wall for 350 MW supercritical unit[J]. *Journal of Zhengzhou University (Engineering Science)*, 2017, **38**(1): 46-49. (in Chinese))
- [17] 李春燕. 超临界锅炉水冷壁管温度数值计算与研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2009. (Li Chunyan. Numerical calculation and study of water-wall tube temperature of supercritical boiler[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2009. (in Chinese))
- [18] 于涛. 超超临界 CFB 锅炉炉膛受热面管寿命预测研究[D]. 贵阳: 贵州大学, 2022. (Yu Tao. Study on life prediction of heating surface tubes in supercritical CFB boiler furnace[D]. Guiyang: Guizhou University, 2022. (in Chinese))
- [19] Zhang X C, Gong J G, Xuan F Z. A deep learning based life prediction method for components under creep, fatigue and creep-fatigue conditions[J]. *International Journal of Fatigue*, 2021, **148**: 106236.
- [20] 庞力平, 易思泽, 段立强, 等. 灵活性运行的锅炉联箱应力分析及寿命计算[J]. 动力工程学报, 2019, **39**(12): 953-958. (Pang Liping, Yi Size, Duan Liqiang, et al. Stress analysis and lifetime calculation of a boiler header in flexible operation[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2019, **39**(12): 953-958. (in Chinese))
- [21] 盛春红, 陈听宽. 矩形鳍片膜式水冷壁辐射角系数的求解[J]. 锅炉技术, 1997, **28**(8): 8-11. (Sheng Chunhong, Chen Tingkuan. Solution of radiation angle coefficients for rectangular finned membrane water-cooled walls[J]. *Boiler Technology*, 1997, **28**(8): 8-11. (in Chinese))
- [22] 于涛, 钱进, 赵威, 等. 超超临界循环流化床锅炉膜式水冷壁管温度与应力分析[J]. 热力发电, 2022, **51**(3): 102-108. (Yu Tao, Qian Jin, Zhao Wei, et al. Temperature and stress analysis of membrane water-cooled wall tubes in ultra-supercritical circulating fluidized bed boilers[J]. *Thermal Power Generation*, 2022, **51**(3): 102-108. (in Chinese))
- [23] Lei D, Fu X, Ren Y, et al. Temperature and thermal stress analysis of parabolic trough receivers[J]. *Renewable Energy*, 2019, **136**: 403-413.
- [24] 郑晓红, 赵翔, 曹欣玉, 等. 锅炉高温承压部件剩余寿命的评估及应用[J]. 锅炉技术, 2003, **34**(4): 25-29. (Zheng Xiaohong, Zhao Xiang, Cao Xinyu, et al. Evaluation and application of residual life of high-temperature pressurized boiler components[J]. *Boiler Technology*, 2003, **34**(4): 25-29. (in Chinese))
- [25] 刘旭东, 盛伟, 关多娇, 等. 600 MW 超临界锅炉膜式水冷壁的热应力分析[J]. 锅炉技术, 2010, **41**(6): 11-14. (Liu Xudong, Sheng Wei, Guan Duoqiao, et al. Thermal stress analysis of membrane-type water-cooled walls of 600 MW supercritical boiler[J]. *Boiler Technology*, 2010, **41**(6): 11-14. (in Chinese))