

文章编号:1671-6833(2013)03-0050-05

350MW 超临界锅炉螺旋水冷壁壁温特性研究

王为术¹, 李帅帅¹, 周俊杰², 毕勤成³

(1. 华北水利水电学院 热能工程研究中心, 河南 郑州 450011; 2. 郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001; 3. 西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘要: 针对林州热电厂 350MW 超临界锅炉水冷壁温度特性, 采用有限容积法对矩形鳍片膜式水冷壁进行温度场分布的数值计算, 分析了炉膛下部螺旋管圈的温度分布特性. 计算研究表明: 螺旋管圈水冷壁温度随着炉膛高度的升高而增大, 最高温度出现在水冷壁向火侧或者鳍端, 最高温度小于 440 ℃, 低于金属许用温度; 随着锅炉负荷的升高, 管壁最高温度及周向最大温差显著增大. 在炉膛宽度上, 各管间温度差、焓值差及亚临界压力下的干度差均很小, 但其值随着热负荷的增大而增大, 表明螺旋管圈水冷壁可有效消除热偏差.

关键词: 超临界锅炉; 螺旋水冷壁; 温度场; 数值计算

中图分类号: TK223.3

文献标志码: A

doi:10.3969/j.issn.1671-6833.2013.03.013

0 引言

热电联产可显著提高燃料利用率, 是全球公认的节能减排、保护环境、提高能源利用率的重要措施, 为进一步提高效率, 超临界热发电机组将是承担热电联供的主力^[1-2]. 热电联产机组生产季节性、周期性, 锅炉变负荷工况频繁, 锅炉水冷壁工作环境复杂而恶劣, 特别是炉膛侧受到交变的高温火焰辐射、炉内热负荷分布不均、燃烧工况波动、管内工质流量分配不均等扰动影响锅炉安全运行. 为保证锅炉安全持续运行, 水冷壁温度水平和温差必须要维持在安全范围之内.

为此, 笔者针对大唐林州热电厂 350 MW 超临界锅炉螺旋管圈膜式水冷壁的温度特性进行数值研究, 研究结果为锅炉设计及安全运行提供了基础.

1 膜式水冷壁简介及数学模型

1.1 膜式水冷壁简介

大唐林州 350 MW 超临界锅炉水冷壁结构如图 1 所示, 炉膛下部及冷灰斗采用螺旋管圈水冷壁, 在标高 41 089 mm 处经过中间集箱过渡为垂直管屏水冷壁. 下部水冷壁由 $\phi 32 \times 5.5$ mm、材

料为 15CrMoG、节距为 48 mm 的光管组成的管带围绕锅炉 1.6 圈到达中间集箱, 螺旋倾角为 17.235°; 上部垂直水冷壁采用 $\phi 32 \times 6.5$ mm、材料为 15CrMoG、节距为 54 mm 的光管, 水冷壁金属的许用温度为 550 ℃.

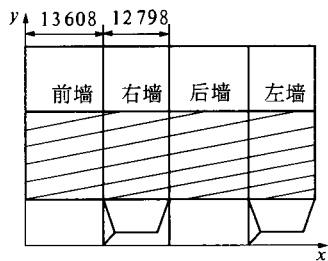


图 1 水冷壁布置示意图

Fig.1 Schematic of zones arranged with water wall

炉膛内共有 1 304 根水冷壁管, 其中下部螺旋管圈 326 根, 上部垂直管 978 根, 编号从下炉膛开始, 依次经过前墙、右侧墙、后墙及左侧墙, 取其中 60 根管(其中下部螺旋管 40 根, 上部垂直管中右墙 8 根, 后墙 12 根)为研究对象进行分析, 下炉膛水冷壁编号依次为 1[#]、8[#]、15[#]、22[#]、29[#]、36[#]、43[#]、50[#]、57[#]、64[#]、71[#]、78[#]、85[#]、94[#]、104[#]、114[#]、124[#]、134[#]、144[#]、154[#]、164[#]、171[#]、178[#]、185[#]、

收稿日期:2012-12-28; 修订日期:2013-03-10

基金项目:国家重点基础研究发展计划(973 计划)项目(2009CB219805); 河南省教育厅自然科学研究计划项目(2009A470005)

作者简介:王为术(1972-), 男, 重庆开县人, 华北水利水电学院教授, 博士, 主要从事多相流动和传热方面的研究, E-mail:wangweishu@ncwu.edu.cn.

192°、199°、206°、213°、220°、227°、234°、241°、248°、258°、268°、278°、288°、298°、308°、318°,根据结果重点分析不同负荷下处于炉膛下部的螺旋管圈水冷壁壁温特性.表 1 为林州热电厂 350 MW 超临界锅炉主要设计参数.其中,BMCR 为锅炉最大连续蒸发量,BRL 为锅炉额定负荷.

1.2 膜式水冷壁的数学模型

在锅炉运行中,当负荷和蒸汽参数稳定时,水冷壁可看作一个不规则区域的稳态导热过程.在

启动、停运或者变负荷运行时,由于水冷壁较长,水冷壁上下温度变化率非常小,因此可以忽略其纵向导热,将问题简化为无内热源的二维稳态导热问题.同时有如下假设:①膜式水冷壁向火侧只接受炉膛辐射热量,忽略对流传热量,且热负荷在一定范围内均匀分布;②水冷壁背火侧绝热,经炉墙散热量可忽略不计;③水冷壁管和鳍片材料相同,导热系数仅与温度有关;④水冷壁与管内工质的传热系数沿管壁周向取为常数.

表 1 锅炉主要参数
Tab. 1 The main parameters of boiler

参数	锅炉设计工况				
	BMCR	BRL	75% BMCR	50% BMCR	35% BMCR
螺旋管圈质量流速 $G'/(kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1})$	2 690	2 562	1 731	1 149	807
垂直管圈质量流速 $G/(kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1})$	1 133	1 079	729	484	340
水冷壁入口压力/MPa	23.55	23.16	21.97	14.94	10.61
水冷壁入口温度/℃	339	335	318	299	275
燃料消耗量 $B/(t \cdot h^{-1})$	159.75	153.63	110.72	77.55	55.37
未完全燃烧损失 $q_a/\%$	1.70	1.70	2.20	2.70	2.70
锅炉效率/ $\%$	92.14	92.22	92.10	92.12	92.38

水冷壁管截面可以分为圆管和鳍片两部分,几何模型如图 2 所示,依据数学模型可知:ABC 面为仅吸收辐射热量的炉侧受热面,并且辐射热负荷在该面上均匀分布;DEF 面为水冷壁背火侧,包覆绝热材料,将其视为绝热面;GH 面为对流传热系数为常数的管内工质侧,GF、AH 和 CD 分别为管壁及鳍片中心线,为绝热面.圆管区域和鳍片区域的控制方程采用有限容积法(Finite Volume Method)进行离散,网格的划分和生成采用内节点法,在圆管部分生成极坐标系统,鳍片部分生成直角坐标系统,两部分重合区域则采用线性插值法进行数值拟合^[3-4].图 3 所示为膜式水冷壁的网格划分.

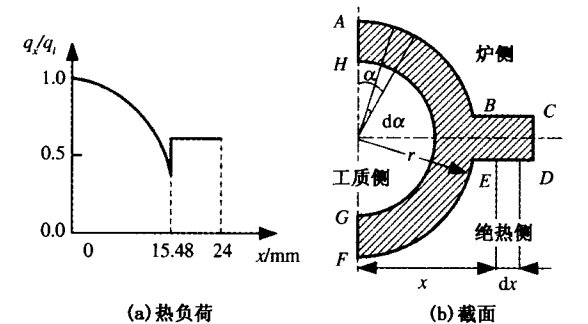


图 2 水冷壁表面热负荷及截面示意图
Fig. 2 Heating load distribution around the outer wall of the tube and schematic view for cross section

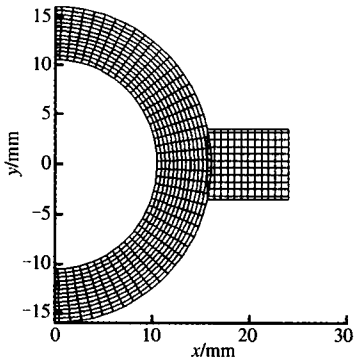


图 3 膜式水冷壁的网格划分
Fig. 3 Grid meshing of membrane water wall

1.2.1 水冷壁向火侧边界条件

接受炉膛火焰辐射传热的向火侧为以炉侧热负荷为热流密度的第二类边界条件,炉膛内水冷壁任一处 L 的局部平均热负荷 q_l 由下式求得:

$$q_l = q_{pj} \cdot \chi \cdot \eta. \tag{1}$$

式中: χ 为锅炉沿炉膛高度方向上热负荷分布系数,如图 4 所示. η 为热负荷沿炉膛宽度的分配系数.

$$q_{pj} = B_j Q_j / H_j. \tag{2}$$

式中: B_j 为计算燃料消耗量; Q_j 为单位质量燃料在锅炉内的辐射放热量; H_j 为炉膛内辐射受热面积.

参照文献[5-6]中的方法求得膜式水冷壁表面角系数,针对所研究的膜式水冷壁求得表面热流密度的分布如图 2 所示.

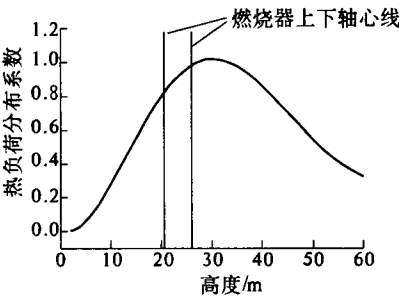


图 4 热负荷沿炉膛高度分布系数曲线
Fig. 4 Graph of thermal load changing along with height of furnace

1.2.2 水冷壁管内边界条件

水冷壁内侧为管壁与工质的强制对流换热,作为第三类边界条件,如式(3):

$$-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_w = h \cdot (t_w - t_f). \quad (3)$$

式中: λ 为水冷壁的导热系数, $W/(m \cdot K)$; t_w 为壁面温度, K ; t_f 为流体温度, K ; h 为表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$, 选取文献[6-7]中螺旋管上母线处的传热系数关联式. 实际运行中螺旋管水冷壁内不会出现汽水分层现象^[8-9], 因此选用上母线处的传热系数是安全的.

2 膜式水冷壁温度特性

2.1 炉膛高度方向水冷壁温度及其传热特性

对比计算结果可知炉膛下部螺旋管圈水冷壁中, 29#管壁温最高, 笔者重点对 29#螺旋管圈进行分析. 高度方向上热负荷在燃烧器附近较大, 宽度方向上热负荷在前、后墙中部较大. 29#螺旋水冷壁管较多部分经过高热负荷区, 吸热量较大, 因此其壁温最高.

图 5 为 BMCR 负荷 29#管局部平均热负荷及内壁换热系数沿炉膛高度的变化图. 从图 5 可以看出: 热负荷整体分布和图 4 一致, 但局部有波动, 这是由于螺旋管水冷壁依次绕过炉膛的各个受热面. 随着炉膛高度的增加, 局部平均热负荷在 $H = 20 \sim 40\text{ m}$ 时最大; 随着宽度的变化, 局部平均热负荷在各个炉墙中间部分高于两边. 螺旋管绕过炉膛 1.6 圈到达中间混合集箱, 因此图中有 6 个峰值.

图 6、图 7 分别为 35% BMCR 及 BMCR 负荷下 29#管内工质温度、管外壁温度及鳍端温度随炉膛高度变化曲线. 在螺旋管段随着炉膛高度及工质焓值的升高, 壁温整体升高并随着局部热负荷的波动而波动, 没有出现壁温飞升现象. 最高温度没有超过报警温度 ($466\text{ }^\circ\text{C}$), 计算表明水冷壁

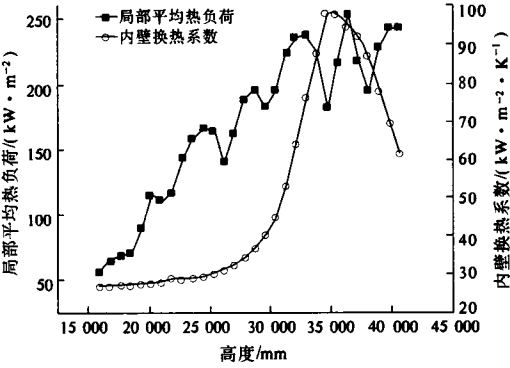


图 5 BMCR 负荷下 29#管局部平均热负荷及换热系数随炉膛高度的变化

Fig. 5 The variation of local average heat flux and heat transfer coefficient in tube 29# along the furnace height under BMCR

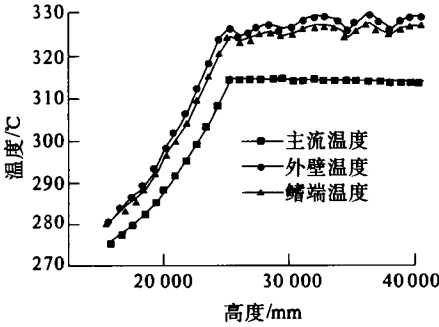


图 6 35% BMCR 负荷下 29#管内工质温度及壁温随炉高变化曲线

Fig. 6 The variation of temperature of the working medium and in tube 29# along the furnace height under 35% BMCR

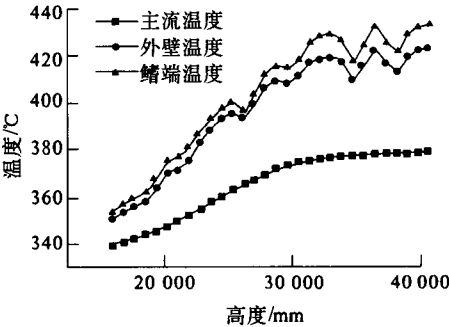


图 7 BMCR 负荷下 29#管内工质温度及壁温随炉高变化曲线

Fig. 7 The variation of temperature of the working medium and in tube 29# along the furnace height under BMCR

温度在安全范围内. BMCR 时水冷壁处于超临界压力, 29#管在炉膛高度方向上的最大局部平均热负荷为 250 kW/m^2 , 由水冷壁运行参数可知此时 29#管内工质质量流速为 $2\text{ }690\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 压力在 $23.16 \sim 23.54\text{ MPa}$ 之间, 即水冷壁满足 $q/G <$

0.42 kJ/kg,故在大比热区不会出现传热恶化现象.在热负荷较高的燃烧器附近,工质由单相水变为单相汽,传热系数变小,导致其外壁温度与流体温度的差值达到 41.5℃(35% BMCR 负荷下的温差仅为 16℃).

2.2 炉膛宽度方向水冷壁温度及工质温度分布

图 8 所示为 35% BMCR 负荷下,螺旋管圈水冷壁出口工质温度、向火侧壁温及鳍端温度的分布.由于炉膛截面热负荷分布不均,导致水冷壁吸热不均匀,向火侧壁温及鳍片温度有小幅波动,最大温度差为 3.3℃.75% BMCR 负荷以下均为亚临界压力,所以有很长一段水冷壁背火侧壁温维持在所在压力下的饱和温度.

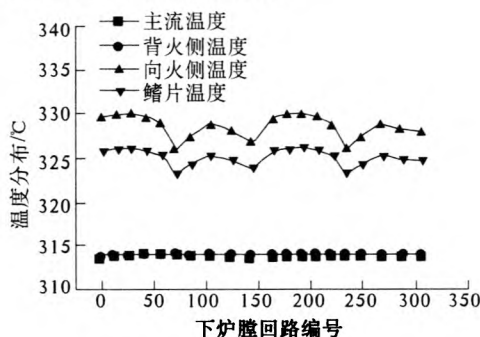


图 8 35% BMCR 负荷下水冷壁出口工质温度与壁温在炉膛宽度方向上的分布

Fig. 8 The variation of temperature of the outlet working medium and tube along the furnace width under 35% BMCR

螺旋管圈出口处工质焓值及干度沿炉宽的变化趋势与管壁温度变化相似,图 9 所示 35% BMCR 负荷下最大焓值为 2 059 kJ/kg,管间最大焓值相差 8.4 kJ/kg,最大干度为 0.49,最大干度差为 0.01,由此可见螺旋管圈水冷壁热偏差较小.

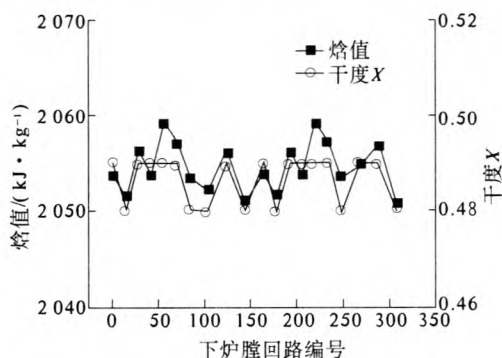


图 9 35% BMCR 负荷下水冷壁出口工质干度、焓值在炉膛宽度方向的分布

Fig. 9 The variation of enthalpy and dryness fraction of the outlet working medium along the furnace width under 35% BMCR

2.3 最高热负荷处螺旋水冷壁截面温度场

由图 5 中局部平均数热负荷曲线可知:29[#]水冷壁管最高热负荷位于燃烧器区域,对应炉膛高度为 36.41 m.图 10 给出了 35% BMCR、75% BMCR、BRL 和 BMCR 等不同工况下,29[#]水冷壁管在此高度的截面温度场.

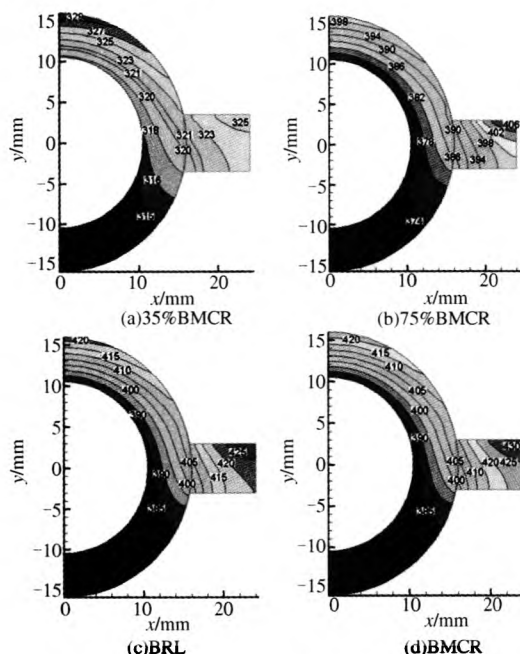


图 10 不同负荷下第 29[#]管截面温度场

Fig. 10 The temperature of 29[#] tube under different load

对比分析图 10 中可知:水冷壁向火侧温度远高于背火侧温度且周向温差较大,最高温度出现在向火侧管壁或者鳍端,最低温度出现在水冷壁管下母线内壁处.这是由于膜式水冷壁边界条件不同引起的:向火侧为辐射边界而背火侧为绝热边界,管内壁由流体对流传热进行冷却.

在 35% BMCR 下,膜式水冷壁最高温度达 329℃,出现在向火侧管外壁;在 75% BMCR 下,膜式水冷壁温度最高为 406℃,出现在向火侧鳍片端点处.最大温差出现在水冷壁向火侧管外壁或鳍片端点处,此两点对锅炉在线监测及预警非常重要.

图 11 为 29[#]管截面最大温差及最高温度在不同负荷下的变化曲线,最高温度及最大温差均随负荷的升高而增大.

3 结论

(1)螺旋管圈水冷壁温度随着炉膛高度的升高而增大,并随着热负荷的变化有波动.最高温度小于 440℃,低于金属的许用温度,表明林州 350

MW 超临界锅炉水冷壁设计是安全合理的. 在炉膛宽度上, 各管间温度差、焓值差及亚临界压力下的干度差均很小, 但热负荷越高, 其值也越大.

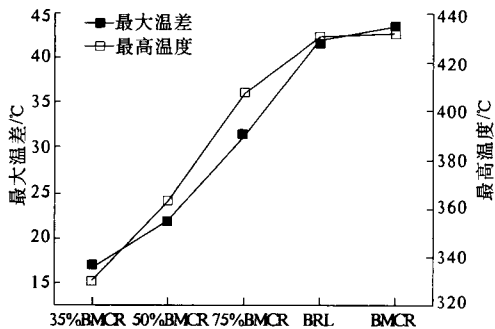


图 11 不同负荷下第 29[#]管截面
最大温差及最高温度

Fig. 11 The maximum temperature difference
and the highest temperature of
29[#] tube under different load

(2) 计算并得到不同负荷下 29[#]螺旋管圈水冷壁出口的温度场分布, 为锅炉壁温在线监测提供了依据, 最高温度出现在水冷壁向火侧或者鳍端, 因此在运行及启停过程时, 对此两点需重点监测. 水冷壁最高温度及管壁周向最大温差随锅炉负荷升高显著增大.

The Temperature Characteristics Study of Spiral Water-wall in 350 MW Supercritical Pressure Boilers

WANG Wei-shu¹, LI Shuai-shuai¹, ZHOU Jun-jie², BI Qin-cheng³

(1. Institute of Thermal Energy Engineering, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou 450011, China; 2. School of Chemical and Energy Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 3. State Key Lab of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In view of the temperature characteristics of water wall in 350MW supercritical pressure boiler of Linzhou thermal power plant, the temperature fields of rectangular fins water wall were numerically studied by the finite volume method, and the spiral membrane water-wall temperature in the lower furnace was analyzed. According to the calculation results, temperature of spiral water-walls increases with the increase of the height of furnace. The highest temperature, which occurs at the facing flame outer of water wall tube or the fin's end, is less than 440 °C and does not exceed the permitted value of the metal. Both the highest temperature and the maximum temperature difference increase with increasing the furnace load. As the thermal deviation can be effectively reduced by using spiral water-wall, the temperature of water-walls and the temperature difference of working medium between each tube are very small along the width direction of the furnace.

Key words: supercritical pressure boiler; spiral water-wall; temperature field; numerically calculation

参考文献:

- [1] 王振铭. 我国热电联产发展状况分析[J]. 热电技术, 2011(2): 1-5.
- [2] 高慧云, 肖宁. 我国热电联产产业的发展趋势[J]. 发电设备, 2010, 24(6): 467-469.
- [3] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.
- [4] 王为术, 徐维晖, 李帅帅, 等. 1000MW 超超临界锅炉高热负荷区垂直水冷壁温度特性研究[J]. 电站系统工程, 2011, 27(6): 9-12.
- [5] 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(8): 8-11.
- [6] DUDA P, TALER J. A new method for identification of thermal boundary conditions in water-wall tubes of boiler furnaces[J]. Heat and Mass Transfer, 2009, 52: 1517-1524.
- [7] 尹飞, 陈听宽, 李会雄, 等. 亚临界及近临界压力区倾斜上升管传热特性研究[J]. 核动力工程, 2004, 25(6): 496-498.
- [8] 陈听宽, 罗毓珊, 胡志宏, 等. 超临界螺旋管圈水冷壁传热特性的研究[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(2): 247-250.
- [9] 杨勇. 1000MW 超超临界压力直流锅炉螺旋管圈水冷壁的水动力及传热特性试验研究[D]. 上海: 上海发电设备成套设计研究院, 2010.