

1 000 MW 超超临界锅炉水冷壁工质温度计算研究

滕叶¹, 张忠孝¹, 董建聪², 刘旭聃²

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200090; 2. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘要:以某台 1 000 MW 超超临界塔式锅炉作为研究对象, 采用分区计算简化高参数超超临界锅炉炉内对流与辐射传热模型, 分析不同锅炉负荷条件下膜式水冷壁工质温度的分布规律, 将计算结果与实测数据进行比较, 最大偏差为 1.66%, 认为该模型可以预测水冷壁工质温度分布。研究表明: 超临界压力下工质由液态直接过渡为汽态, 相变区内工质温度变化很小; 亚临界压力下存在汽液共存区, 其中的工质温度保持不变, 当负荷达到 662 MW 时工质温度为 362.5 °C, 当负荷达到 507 MW 时工质温度为 344.8 °C; 计算得到工质温度波动在 2.8 °C 以内, 螺旋管圈表现出优越的平衡燃烧扰动能力, 水冷壁出口最高工质温度为 458.0 °C。

关键词:超超临界锅炉; 炉膛传热; 膜式水冷壁; 工质温度

中图分类号: TK229.2 文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2014.06.029

引言

高效清洁的超临界燃煤发电技术今后仍将是我国电力供应的主要方式^[1], 火力发电机组的效率主要取决于蒸汽动力循环参数, 参数越高的机组效率越高^[2]。但机组在调峰运行过程中, 水冷壁内工质流动状态会发生很大变化^[3], 这将影响水冷壁管内的换热及工质温度。

水冷壁优化设计是决定超超临界锅炉性能的关键。研究表明, 水冷壁出口汽水分离器中的工质温度是一项重要的参数, 该温度不仅与水冷壁的吸热量有关, 而且与水冷壁进口工质温度、流量相关^[4]。出口工质温度的变化不仅会影响过热汽温, 同时也会对锅炉运行的经济性有一定的影响^[5]。控制水冷壁出口工质温度对水冷壁的安全工作有着重要的意义^[6], 不仅关系到汽温调节, 也是检验水冷壁管是否超温的参数。

本研究在一维分区模型的基础上, 利用区域法进行二维小区建模, 分析研究了炉膛膜式水冷壁内

工质温度的分布特性, 期望为超超临界锅炉设计与运行提供参考。

1 炉膛一维分区

以一台 1 000 MW 超超临界塔式锅炉为研究对象, 锅炉水冷壁分为下炉膛螺旋管圈水冷壁、上炉膛垂直管圈水冷壁两部分, 中间由过渡集箱转换连接, 螺旋管倾斜角度为 26.21°。下炉膛从冷灰斗半高处至第一级过热器底部, 沿高度方向划分成 18 个区域, 上炉膛按主受热面分为 6 个区域, 水冷壁出口位于省煤器中部, 图 1 为炉膛分区示意图。

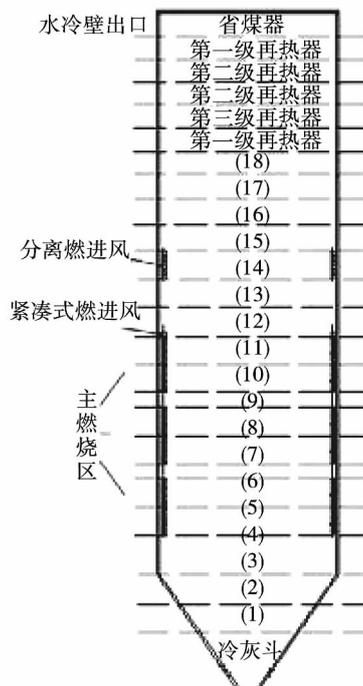


图 1 一维分区示意图

Fig. 1 Schematic diagram of one-dimensional area division

收稿日期: 2014-01-20; 修订日期: 2014-04-11

基金项目: 国家科技支撑计划资助项目(2012BAA12B02)

作者简介: 滕叶(1987-)男, 浙江绍兴人, 上海理工大学博士。

2 数学模型

2.1 模型假设

锅炉炉内传热过程极为复杂,为了研究水冷壁工质温度变化规律,需要对传热过程做出合理的简化假设:

(1) 炉内的燃烧与传热独立进行,由一维模型得到火焰沿高度方向的温度分布,忽略其在截面径向上的变化;

(2) 水冷壁壁面与烟气均视为灰体,水冷壁管子单侧受热,管内工质流量均匀,管内放热系数根据其工作状态、工质物性和经验参数选取^[7-8];

(3) 计算划分的各区域中认为火焰温度场均匀,火焰辐射按平均火焰温度考虑,同时考虑烟气对火焰辐射的吸收减弱;

(4) 各分区内烟气流速按平均流速计算。

2.2 二维小区换热模型

下炉膛的断面分区示意图如图 2 所示,将燃烧区的炉内介质划分为 2 个体区:中心火焰区(区域 I)和周围烟气区(区域 II),若忽略火焰偏斜,则火焰始终位于炉膛中心,烟气以火焰中心为圆心,被分为不同大小的同心圆环^[9]。

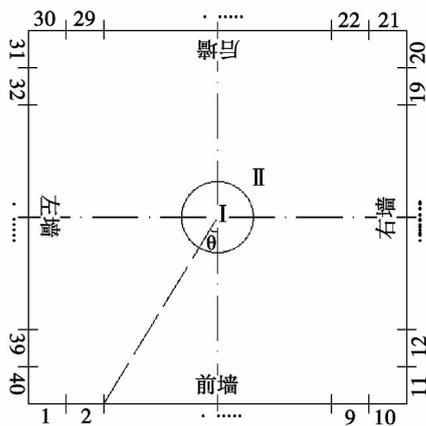


图 2 下炉膛燃烧区截面分区示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the area division in the cross section of the combustion zone in the lower portion of the furnace

水冷壁壁面接受到的辐射投射 G_i 可表示为:

$$G_i = \sum_j G_i S_j \sigma T_{gi}^4 + \sum_j S_i S_j \varepsilon_{si} \sigma T_{si}^4 \quad (1)$$

其中:

$$G_i S_j = \frac{k e^{-ks} \cos \theta_i \Delta V_i \Delta A_j}{\pi s^2} = \frac{k e^{-kB/\cos \theta_i} \cos^3 \theta_i b h^2 R^2}{\pi B^2}$$

$$S_i S_j = \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j \Delta A_i \Delta A_j}{\pi s^2} = \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j b^2 h^2}{\pi s^2}$$

式中: $G_i S_j$ 、 $S_i S_j$ —体区 i 对面区 j 、面区 i 对面区 j 的辐射交换面积, m^2 ; k —辐射减弱系数; s —有效辐射层厚度, m 。 ε_{si} —水冷壁壁面黑度; σ —黑体辐射常数, $W/(m^2 \cdot K^4)$; R —间隔距离, m ; B —炉膛宽度, m ; b —小区宽度, m ; h —小区高度, m ; T_{gi} —体区温度, K ; T_{si} —面区温度, K 。

除辐射换热外,模型中考虑了对流换热对传热的影响。锅炉水冷壁附近烟气几乎停滞,可采用竖壁自然对流关联式计算对流换热,只要雷诺数 Re 大于 10^5 ,就属于强迫对流换热,并给出炉膛对流换热的关联式^[10],该关联式定性温度为火焰平均温度 T ,特征尺寸为炉膛横截面当量直径:

$$\alpha_d = 0.023 C_k \frac{\lambda_1}{d} Re Pr \left(\frac{\nu_f}{\nu_w} \right)^{0.14} \quad (2)$$

式中: α_d —对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; C_k —修正系数, $C_k = 0.75$; ν_f 、 ν_w —温度 T 、 T_b 下的烟气运动黏度, m^2/s ; Pr —普朗特数; Re —雷诺数。

烟气与壁面间的对流换热量 Q_d 可表示为:

$$Q_d = \alpha_d (T - T_b) F \quad (3)$$

式中: F —壁面面积, m^2 。

2.3 垂直管圈工质温度计算

管内工质从螺旋管圈经中间集箱进入垂直管圈,因此将各螺旋管出口工质温度的平均值设定为垂直管圈入口工质温度。烟气纵向冲刷受热面时,对流传热系数可表示为:

$$\alpha_d = 0.023 \frac{\lambda}{d_{dl}} \left(\frac{w d_{dl}}{\nu} \right)^{0.8} Pr^{0.4} C_t C_l C_w \quad (4)$$

式中: w —烟气流速, m/s ; d_{dl} —受热面通道当量直径, m ; C_t 、 C_l 、 C_w —修正系数。

2.4 水冷壁换热模型

倾斜角为 θ 的水冷壁管中总压降包括 4 部分:摩擦阻力损失 Δp_f 、局部阻力损失 Δp_{lo} 、重位压头损失 Δp_{gr} 、加速压力损失 Δp_{ac} 。各项损失的表达式在表 1 中列出。

若将每根水冷壁管子沿长度方向分为 n 小段,沿水冷壁管长建立能量方程,可以得到各小段的吸热量:

$$\Delta Q = q_i^i \Delta l \pi r = q_m^i [h(p_{i+1}, t_{i+1}) - h(p_i, t_i)] \quad (5)$$

表 1 水冷壁压降计算式

Tab.1 Formula for calculating the pressure drop of the water wall

参数	单相流体压降	两相流体压降
Δp_f	$\lambda \frac{l}{d_n} \frac{(\rho w)^2}{2} v$	$\psi \lambda \frac{l}{d_n} \frac{w_m^2 \rho_m}{2}$
Δp_{fo}	$\zeta \frac{(\rho w)^2}{2} v$	$\zeta \frac{w_m^2 \rho_m}{2}$
Δp_{gr}	$\rho g l \sin \theta$	$(\varphi \rho'' + \rho' - \varphi \rho') g l \sin \theta$
Δp_{ac}	$(\rho w)^2 (v_o - v_i)$	$\rho w (w_{m \rho} - w_{m i})$

注: 下标 m 代表汽水混合物

由计算边界条件:

$$\begin{cases} x = 0: p = p_{in}, t = t_{in}, h = h_{in} \\ x = H: p = p_{out}, t = t_{out}, h = h_{out} \end{cases} \quad \text{可以得到管}$$

内工质沿管长方向上的焓值 h 、温度 t 的分布:

$$h_{gz}^i = f(p_i, t_i) \quad h_{gz}^{i+1} = h_{gz}^i + \frac{q_l^i l \pi r}{q_m}$$

2.5 计算工况

本研究结合试验数据研究超超临界锅炉水冷壁工质温度的分布规律, 试验数据来自文献 [11], 计算工况与试验工况相对应, 在表 2 中列出。

表 2 计算工况

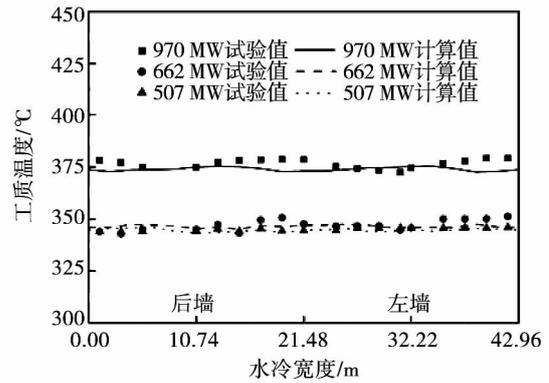
Tab.2 Operating conditions being calculated

计算工况	运行负荷/MW	给水流量/ $t \cdot h^{-1}$	给水压力/MPa
工况 1	970	2765	31.9
工况 2	662	1714	21.6
工况 3	507	1397	15.9

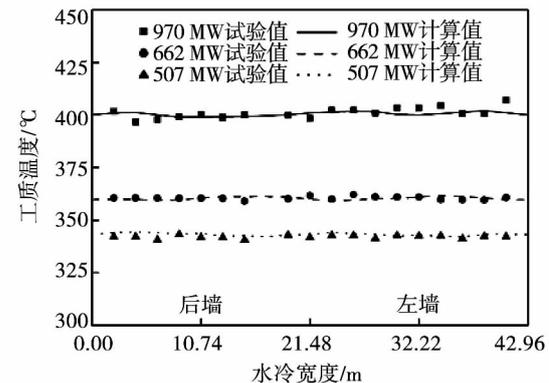
3 计算与分析

3.1 螺旋管工质温度分布

实炉试验选取了 34 m 标高和 54 m 标高这两处较具代表性的横截面, 前者位于主燃烧区域, 后者则位于燃尽区域。图 3 分别给出了 34 m 标高和 54 m 标高处, 工质温度的试验值与计算值。



(a) 34 m 标高



(b) 54 m 标高

图 3 不同高度截面工质温度分布

Fig. 3 Distribution of the working medium temperature in the cross section at various heights

34 m 标高处 3 种工况下工质温度的试验值与计算值相差不大, 计算得到的 970 MW 工况工质温度为 372.6 – 375.2 °C; 662 MW 工况工质温度为 345.2 – 347.6 °C; 507 MW 工况工质温度为 342.2 – 345.0 °C。在 54 m 标高处, 970 和 662 MW 工况下的工质温度有不同程度的提高, 分别为 400.0 – 401.9 °C 和 359.6 – 361.8 °C, 507 MW 工况的工质温度为 343.1 – 345.2 °C 基本保持不变, 这表明在 507 MW 工况下, 水冷壁管存在一段很长的汽水共存状态, 工质温度保持不变。

比较工质温度的波动变化可以看出, 34 m 标高和 54 m 标高这两处截面的最大工质温度波动分别为 2.8 和 2.2 °C, 位于燃烧区截面的工质温度波动略大, 计算结果充分反应了螺旋管圈水冷壁在抵抗热偏差上的优势。

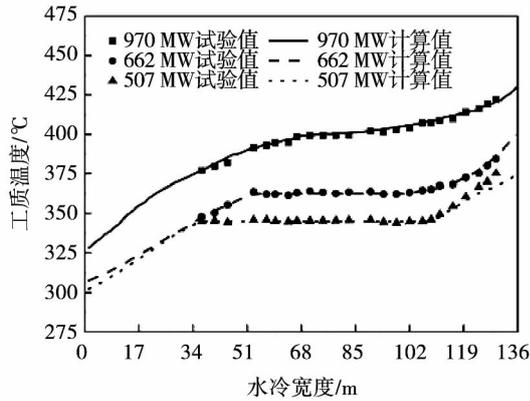


图4 水冷壁沿程工质温度

Fig.4 Working medium temperature along the flow path in the water wall

图4是3种工况下水冷壁沿程工质温度分布的试验值与计算值对比图。试验值和计算值都反映出相同的变化规律:在662和507 MW工况下,锅炉处于亚临界状态,工质经过汽液两相区后才过渡到汽态,而处于汽液两相区段的工质从炉膛吸收热量,但仍保持温度不变,计算的饱和温度分别为:362.5和344.8 °C。

在970 MW工况下锅炉处于超临界状态,工质温度连续升高,并且直接从液态过渡到汽态,没有出现汽液两相同时存在的沸腾状态。工质的升温速率也存在明显的差异,液态或是汽态区域的升温速率明显高于相变区域,这是由于超临界压力下,拟临界点附近区域的传热很不稳定,工质温度超过拟临界温度后,对流传热系数与工质的导热系数急剧减小,导致大量的热量无法及时传递给管内工质。

计算得到970、662和507 MW工况下,螺旋管水冷壁出口工质平均温度分别为430.3、400.6和374.1 °C,并以此作为垂直管水冷壁的进口工质温度。

3.2 垂直管工质温度分布

图5给出了3种工况下,垂直管圈水冷壁的工质温度分布。计算中忽略了工质的流量偏差,烟气温度选取主受热面区域的平均烟温。

计算结果显示,垂直管的出口工质温度在970 MW工况是458.0 °C,温升为27.7 °C;在662 MW工况是423.5 °C,温升为22.9 °C;在507 MW工况是386.2 °C,温升为12.1 °C。沿程的烟气温度逐渐降低,传热温压也随之减小,工质温度的升高速率也逐渐变小。在靠近水冷壁出口处,烟气温度已略低于管内工质温度,导致管内工质温度略有降低。

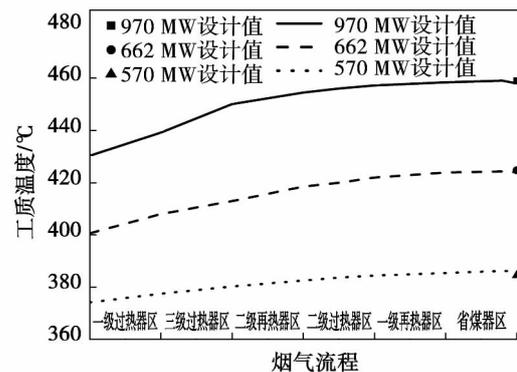


图5 垂直管圈水冷壁工质温度

Fig.5 Working medium temperature in the vertical coil tube of the water wall

3.3 水冷壁工质温度计算偏差

表3给出了工质温度计算结果与试验值、设计值的偏差。对计算结果进行分析,可以看出,螺旋管的工质温度最大偏差为1.66%,最小偏差为0.01%,平均偏差最大为0.85%,最小为0.30%;垂直管出口工质温度与设计值相比,其平均偏差最大不超过0.20%。以上数据表明,计算值与试验值、设计值的偏离程度较小,模型基本可靠,计算得到的工质温度分布可信。

表3 计算值偏差率(%)

Tab.3 Deviation rate of the value calculated(%)

位置	970 MW			662 MW			507 MW		
	最大偏差	最小偏差	平均偏差	最大偏差	最小偏差	平均偏差	最大偏差	最小偏差	平均偏差
34 m 标高	1.66	0.02	0.85	1.47	0.08	0.63	0.59	0.03	0.32
54 m 标高	1.46	0.01	0.45	0.71	0.01	0.30	0.96	0.01	0.34
管长方向	0.87	0.01	0.26	0.66	0.01	0.22	2.08	0.01	0.37
工质出口	—	—	0.20	—	—	0.28	—	—	0.44

4 结 论

(1) 采用模型得到的计算结果与试验值、设计值进行比较,计算值的最大偏差不超过 1.66%,平均偏差在 0.85% 以内,表明该模型计算得到的水冷壁工质温度分布结果可信,达到了工程计算可接受的精度要求。

(2) 螺旋管内工质温度分布与锅炉负荷有密切联系,锅炉处于亚临界状态时,水冷壁有较长一段处于汽液两相区,工质温度保持不变,662 MW 工况的饱和温度为 362.5 °C,507 MW 工况则为 344.8 °C;而锅炉在超临界状态下未出现汽液两相区,但在拟临界区工质的温升速率很小。34 m 标高和 54 m 标高处,工质温度偏差最大不超过 2.8 °C,表明螺旋管圈能平衡炉内燃烧扰动。

(3) 垂直管水冷壁出口工质温度在 970 MW 工况为 458.0 °C,在 662 MW 工况为 423.5 °C,在 507 MW 工况为 386.2 °C,控制该温度对水冷壁的安全及锅炉的经济性有着重要的意义。

参考文献:

- [1] 宁新宇,约峻峰,梁绍华,等.国产 660 MW 超超临界燃煤锅炉特性分析及性能试验研究[J].热能动力工程,2011,26(4):415-419.
NING Xin-yu, YUE Jun-feng, LIANG Shao-hua, et al. Analysis of the characteristics of a domestically-made 660MW ultra-supercritical coal-fired boiler and experimental study of its performance[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2011, 26(4): 415-419.
- [2] 张燕平,蔡小燕,金用成,等.700 °C 超超临界燃煤发电机组系统设计研发现状[J].热能动力工程,2012,27(2):143-148.
ZHANG Yan-ping, CAI Xiao-yan, JIN Yong-cheng, et al. Status quo of the design and development of 700°C ultra-supercritical coal-fired power generator unit systems[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2012, 27(2): 143-148.
- [3] 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模拟[J].中国电机工程学报,2008,28(32):29-34.
LI Chun-yan, YAN Wei-ping, LI Jun, et al. Numerical simulation of the temperature field in the water-wall of a supercritical boiler based on the moment method[J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering, 2008, 28(32): 29-34.

- [4] 樊泉桂.超临界锅炉中间点温度控制问题分析[J].锅炉技术,2005,36(6):1-4.
FAN Quan-gui. Analysis of the problems relating to the intermediate point temperature control in a supercritical boiler[J]. Boiler Technology, 2005, 36(6): 1-4.
- [5] 李文军,朱光明,段学农,等.超临界锅炉中间点温度的经济控制[J].中国电力,2010,43(7):57-61.
LI Wen-jun, ZHU Guang-ming, DUAN Xue-nong, et al. Economic control of the intermediate point temperature in a supercritical boiler[J]. China Electric Power, 2010, 43(7): 57-61.
- [6] 樊泉桂.超临界锅炉水冷壁工质温度的控制[J].动力工程,2006,26(1):38-40.
FAN Quan-gui. Control of the working medium temperature in the water wall of a supercritical boiler[J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(1): 38-40.
- [7] Jie Pan, Dong Yang, Hui Yu, et al. Mathematical modeling and thermal-hydraulic analysis of vertical water wall in an ultra-supercritical boiler[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(11-12): 2500-2507.
- [8] Jianguo Wang, Huixiong Li, Bin Guo, et al. Investigation of forced convection heat transfer of supercritical pressure water in a vertically upward internally ribbed tube[J]. Nuclear Engineering and Design, 2009, 239(10): 1956-1964.
- [9] 朱 明,张忠孝,周 托,等.1 000 MW 超超临界塔式锅炉炉内水冷壁壁温计算研究[J].动力工程学报,2012,32(1):1-9.
ZHU Ming, ZHANG Zhong-xiao, ZHOU Tuo, et al. Calculation of the water wall temperature in the furnace of a 1000MW ultra-supercritical tower type boiler[J]. Journal of Power Engineering, 2012, 32(1): 1-9.
- [10] 刘福国.基于受热面负荷特性的超临界锅炉炉膛对流与辐射耦合传热计算[J].燃烧科学与技术,2010,16(4):369-374.
LIU Fu-guo. Convection and radiation coupled heat transfer calculation of the furnace of a supercritical boiler based on the load characteristics of the heating surface[J]. Combustion Science and Technology, 2010, 16(4): 369-374.
- [11] 陈端雨,范诚豪,杨 勇,等.1 000 MW 塔式直流锅炉炉膛水冷壁管壁温度和热负荷分布的试验研究[J].动力工程学报,2013,33(5):329-334.
CHEN Duan-yu, FAN Cheng-hao, YANG Yong, et al. Experimental study of the water wall tube wall temperature and heat load distribution in the furnace of a 1000MW tower-type one-through boiler[J]. Journal of Power Engineering, 2013, 33(5): 329-334.

(姜雪梅 编辑)

A test system for bent tailpipe Helmholtz type valveless self-excited pulsation burners was set up on the basis of the traditional Helmholtz type pulsation burners with the mechanical valves being removed and a continuous air and fuel supply being adopted. Bent tailpipes including 0° , 45° , 90° and 135° were designed. The heat transfer characteristics of the pulsation burner were investigated. The research results show that the heat transfer coefficient of the tailpipe increases with an increase of the pressure variation range at a same frequency and the heat transfer coefficient is about 2.4 to 4.6 times higher than that of a steady-state flow at a same Reynolds number. The heat transfer coefficient of the burner increases with an increase of the pulsation frequency in a same pressure variation range, and the heat transfer coefficient is about 3.3 to 4.7 times higher than that of a steady-state flow at a same Reynolds number. **Key Words:** Helmholtz type pulsation burner, no-valve self-excited type, bent tail tube, heat transfer characteristics, pressure amplitude, frequency

1 000 MW 超超临界锅炉水冷壁工质温度计算研究 = **Study of the Temperature Calculation of the Working Medium in the Water Walls of a 1000 MW Ultra-supercritical Boiler** [刊, 汉] TENG Ye, ZHANG Zhong-xiao (College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200090), ZHANG Zhong-xiao, DONG Jian-cong, LIU Xu-dan (College of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014, 29(6). -715-719

With a 1000MW ultra-supercritical tower type boiler serving as the object of study, simplified were the aerodynamic and radiation heat transfer model for furnaces under ultra-supercritical pressures by using a zone division calculation method. The distribution of medium's temperature was calculated under different boiler load conditions. Compared with the measured data, the maximum deviation is 1.66%, indicating that the model can be used to predict the distribution of the working medium temperature. The research results show that the working medium under the supercritical pressure changes directly from the liquid to a vapor state, working medium temperature changes slowly in phase transition zone. There is gas-liquid coexistence zone under subcritical pressure, in which state the working medium temperature remains constant. The saturated water and steam temperature is 362.5°C at the load of 662 MW and 344.8°C at the load of 507 MW. The fluctuation of the working medium temperature is within a range of 2.8°C and the spiral coil tubes exhibit an excellent ability to withstand any disturbance in combustion. The highest steam temperature at the outlet of the water walls is 458.0°C . Furthermore, to control the working medium temperature at the outlet of water walls will be favorable to the safety of the water walls. **Key Words:** ultra-supercritical boiler, heat transfer in a furnace, membrane type water wall, working medium temperature

流动密封阀调节特性实验研究 = **Experimental Study of the Regulation Characteristics of a Flow Seal Valve**