

# USC 直流炉水冷壁壁温监测有限元分析

王洪跃, 毕小龙, 司风琪, 徐治皋  
(东南大学 动力工程系, 江苏 南京 210096)

**摘 要:** 超超临界压力 (USC) 直流炉膜式水冷壁向火侧危险点壁温的在线监测一直都较难实现。本文基于有限元分析的理论提出一种针对 900 MW 超超临界压力电站锅炉水冷壁在线温度场数值模拟水冷壁截面二维温度场方法, 数值模拟结果经理论分析和试验验证, 求解精度高, 可信度好, 为间接测量 USC 直流炉水冷壁向火侧危险点温度提供了新的监测方法。

**关 键 词:** 超超临界机组; 膜式水冷壁; 有限元; 壁温; 在线监测; 仿真

中图分类号: TK223.3 文献标识码: A

## 1 引 言

超超临界 (USC) 机组一般指进汽压力高于 27 MPa, 或汽温高于 580 °C 的机组。几年来, 经过各单位的多次论证, 并考虑到国际上发展趋势, 我国 USC 机组的容量和参数已有统一标准。在容量上分 600 MW 和 1 000 MW 两个等级; 在蒸汽参数上, 按汽机主汽门入口处计, 采用 25 或 26.5 MPa, 600 °C/600 °C, 一次再热。目前 USC 机组在我国发展迅猛, 在建的 1 000 MW USC 机组已有 3 个工程 6 台机组, 600 MW USC 机组已有 2 个工程 4 台机组。还有一些项目正在规划中。USC 机组主蒸汽压力和炉膛热负荷的升高会提高水冷壁的温度。例如在 32.5 MPa/620 °C 的蒸汽参数下出口端的汽水温度达到 475 °C 左右, 投运初期的管壁中央温度为 497 °C, 垢层增厚后可提高到 513 °C 左右, 热负荷最高区域的管子外壁温度可达到 524 °C, 最高的瞬时温度可达到 539 °C。对膜式水冷壁壁温监测是进行安全调节和寿命管理的重要前提。

影响超临界膜式水冷壁温度场分布的主要影响因素有平均辐射热负荷  $q_0$ 、管内对流换热系数  $\alpha_2$  和管内工质温度  $t_p$ <sup>[1]</sup>。有关对炉膛内水冷壁水管中温度分布的较详细分析目前还少有报道, 但这种

分析有助于研究与了解水管中的热应力分布, 有助于管材的选择。此外, 根据这种分析, 还可通过测量背火侧易测点的温度来间接估计向火侧险点温度。

在文献[2]中, 对于 USC 直流炉水冷壁管中  $\alpha_2$  均假设为沿管子周向为常数, 这对准确计算管壁温度场来说这些假设误差较大。在文献[3]中, 研究 USC 直流炉水冷壁内螺纹管内壁换热特性的前提是没有考虑热负荷  $q_0$  的变化。文献[4]中只给出了计算 USC 直流炉水冷壁温度分布的边界条件, 而对具体的温度场没有详细研究。本文基于膜式水冷壁的换热机理, 采用有限元法在线模拟任意截面的二维温度场分布, 并建立了背火侧和向火侧的温度关联式, 对于间接测量向火侧险点温度提供了更加科学的理论依据。

## 2 基本模型

### 2.1 基本结构模型

超超临界锅炉均采用焊接气密式水冷壁, 膜式水冷壁有两种: 一种是用扁钢制造成鳍片焊在光管之间, 将光管与扁钢联成一整片膜式水冷壁; 另一种采用鳍片管焊成膜式水冷壁。图 1 所示带有鳍片的膜式水冷壁模型, 其中  $q_0$  为平均辐射热负荷;  $r_1$ 、 $r_2$  分别为管的外径和内径;  $\delta_f$ 、 $\delta_e$  分别为鳍根和鳍端厚度;  $h$  为鳍高; 曲线 1、2、3 分别为向火侧、背火侧和管内边界区域。

在超超临界压力下, 因为管内单相流体, 沿管子轴向管壁温度逐渐升高。但沿管子轴向温度梯度与截面内温度梯度相比很小<sup>[3]</sup>, 所以轴向导热可忽略。而导热问题可看作任意截面的二维换热, 其中向火侧管壁获得的炉膛热负荷与角系数有关<sup>[4]</sup>, 管内的对流换热系数与膜态有关<sup>[6]</sup>, 所以水冷壁的截面温度场受诸多参数影响, 分布较为复杂。

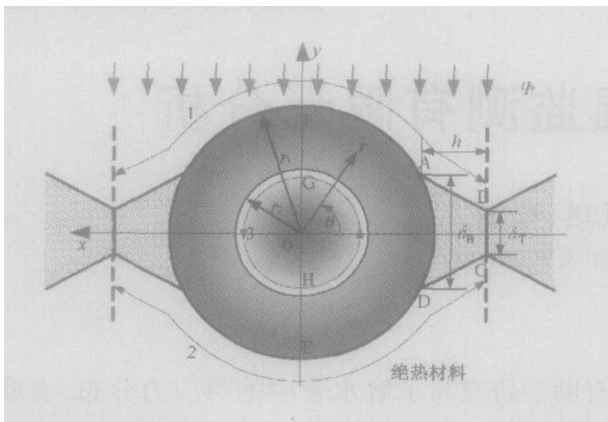


图 1 膜式水冷壁换热模型及边界条件示意图

### 2.2 换热方程

基于以上分析, 可以给出膜式水冷壁整个计算区域的抛物线型导热微分方程(1)和 Neumann 边界条件式(2):

$$-\nabla \cdot (\lambda \nabla t) = 0 \tag{1}$$

$$n \cdot (\lambda \nabla t)|_1 = q(x); n \cdot (\lambda \nabla t) + \alpha_2 t|_3 = \alpha_2 t_p;$$

$$n \cdot (\lambda \nabla t)|_2 \text{ BC, EH, FG} = 0 \tag{2}$$

式中:  $t$ —水冷壁金属温度分布, °C;  $t_p$ —管内工质温度, °C;  $\lambda$ —金属管壁和鳍片的导热系数, W/(m·°C);  $\alpha_2$ —管内介质对流换热系数, W/(m<sup>2</sup>·°C);  $q(x)$ —向火侧管壁热流密度, 且有  $q(x) = q_0 \cdot \Phi(x)$ , W/m<sup>2</sup>, 其中,  $q_0$  是计算区域平均辐射热负荷,  $\Phi(x)$  是管壁和鳍片接受火焰的角系数, 随  $x$  的变化而变化, 计算方法见文献[4]。

### 3 换热方程的有限元理论

式(1)是一个典型的二维换热方程, 且边界为 Neumann 条件, 所以本文选用有限元分析法针对某电厂 900 MW 直流锅炉水冷壁进行数值求解。在有限元分析中, 可以划分任意个三角形单元, 对于顶点为  $i, j, m$  的三角单元, 有:

$$b_i = y_j - y_m, b_j = y_m - y_i, b_m = y_i - y_j;$$

$$c_i = x_m - x_j, c_j = x_i - x_m, c_m = x_j - x_i;$$

$$s_j = \sqrt{b_i^2 + c_i^2}, k_{ii} = \varphi(b_i^2 + c_i^2);$$

$$k_{jj} = \varphi(b_j^2 + c_j^2) + \alpha s_i / 3;$$

$$k_{mm} = \varphi(b_m^2 + c_m^2) + \alpha s_i / 3;$$

$$k_{ij} = k_{ji} = \varphi(b_i b_j + c_i c_j);$$

$$k_{im} = k_{mi} = \varphi(b_i b_m + c_i c_m);$$

$$k_{jm} = k_{mj} = \varphi(b_j b_m + c_j c_m) + \alpha s_i / 6;$$

$\varphi = k / (4\Delta)$ , 其中  $\Delta = (b_i c_j - b_j c_i) / 2$  为三角形

面积  $N_{ij} = \Delta \rho c_p / 6 = 2N_{ij} = 2N_{ji}$   $i, j, m$  轮换;

$$p_i = \frac{\Delta}{3} q_i, p_j = p_m = \frac{\Delta}{3} q_v - \frac{q_2 s_i}{2} + \frac{\alpha s_i T_p}{2}$$

第一类边界条件  $\alpha = 0, q = 0$ ; 第二类边界条件  $\alpha = 0$ ; 第三类边界条件  $q = 0$ ; 其中:  $x_i, x_j, x_m$ —单元结点标号  $i, j, m$  的横坐标;  $y_i, y_j, y_m$ —单元结点标号  $i, j, m$  的纵坐标;  $\alpha$ —放热系数;  $T_p$ —流体温度;  $q_v$ —内热源;  $\lambda$ —导热系数,  $\rho$ —密度;  $c$ —比热;  $q_2$ —已知的边界热流负荷。

数学模型中水冷壁的结构及物理参数见表 1 和表 2。

表 1 某 900 MW 直流锅炉水冷壁结构参数 (mm)

	数值		数值
外径 $R$	17	鳍端厚度 $\delta_1$	5
内径 $r$	14	鳍根厚度 $\delta_B$	7
节距 $s$	46		

表 2 水冷壁材料热物理特性参数

	管		鳍	
密度/kg·m <sup>-3</sup>	7 291	7 507		
比热/kj·(kg·°C) <sup>-1</sup>			0.8	0.8
1 200 °C 黑度	460	460		
导热系数/W·m <sup>-2</sup> ·°C <sup>-1</sup>			35	35

### 4 数学模型的有限元求解

由于辐射边界条件是非线性函数, 因此第一步, 首先计算边界上每个结点接受炉膛热负荷的角系数, 并采用数值迭代法来计算出每个结点上的热负荷分布, 然后与初始假设的热负荷分布进行比较, 对初始负荷进行校正, 直到计算的热负荷符合非线性边界条件, 得到最终的负荷分布结果; 第二步, 对膜式水冷壁进行有限元方法求解的网格划分如图 2 所示。为了得到更高的求解精度, 可以加密网格, 如图 3 所示。同时兼顾机器的性能, 本文

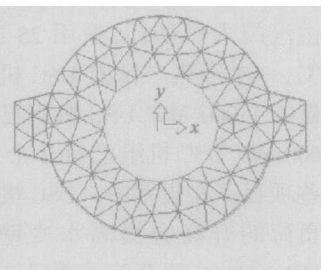


图 2 基本网格划分

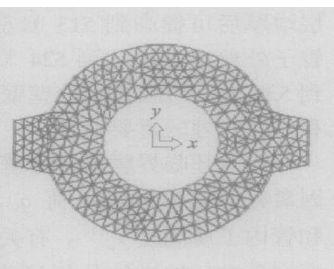


图 3 精细网格划分

采用的是图 3 的精细网格划分方法; 第三步, 在直流锅炉水冷壁可能的工作范围对给定管内工质温度  $t_p=280 \sim 400$  °C, 管外热负荷  $q_0=25 \sim 500$  kW/m<sup>2</sup>, 和管内对流换热系数  $\alpha_2=3\ 000 \sim 25\ 000$  W/(m<sup>2</sup>·°C) 的所有组合共几百种工况进行温度场的分布采用有限元分析法进行数值仿真, 如图 4 所示。最后为了便于比较并且验证结果的准确性, 还要进行试验验证, 如图 5 所示。将本文分析结果应用到 Jestin 等人的仿真模型<sup>[7]</sup>, 对比结果看出, 在相似的边界条件和初始条件下, 得到水冷壁管中的温度分布曲线是相似的。

在图 4 和图 5 中, 所选取的初始条件为水冷壁正常运行工况, 即工质平均温度  $t_p=350$  °C, 炉膛平均热流密度  $q_0=350$  kW/m<sup>2</sup>, 管内对流换热系数  $\alpha_2=20\ 000$  W/(m<sup>2</sup>·°C)。

可见, 无论从有限元分析法的数值仿真还是等温曲线的密度分布看, 二者都有很大的相似度, 显然文中选用的有限元分析方法是合理的, 但是当水冷壁的运行工况发生变化时, Jestin 等人并没有给出相应的仿真结果。

当机组变工况运行时, 关键是要确定炉膛辐射热负荷分布与管内对流换热系数及管内给水温度之间的关系, 在以往的水冷壁温度场计算中, 管内的放热系数视为常数, 计算结果与实际测量值之间肯定存在差异, 图 6 是考虑到这种差别时 4 种典型工况下膜式水冷壁整个温度场立体分布图。

从图 6 中可以看出, 随着热负荷增加, 管内对流换热系数增大, 4 种工况的险点温度全部集中在鳍端连接处, 因为此处没有管内流体冷却作用, 且其厚度小, 所以是最有可能发生烧毁的位置。当热负荷取最大值时, 最高壁温达到了 530 ~ 550 °C, 几乎处于烧毁状态。

通过有限元分析的数值解法, 还可以得到对于同一热负荷, 不同的管内流体换热系数工况下向火

侧管壁温度场分布。如图 7 所示, 管内工质温度  $t_p=350$  °C, 管外炉膛热负荷  $q_0=300$  kW/m<sup>2</sup>, 管内对流换热系数分别为  $\alpha_2=3\ 000, 10\ 000, 18\ 000$  和  $25\ 000$  W/(m<sup>2</sup>·°C) 时, 4 种工况下向火侧管壁温度场分布。而对于同一管内流体温度, 不同的热负荷下向火侧管壁温度场分布如图 8 所示。此时的仿真工况取管内工质温度  $t_p=350$  °C, 管内对流换热系数分别为  $\alpha_2=3\ 000$  W/(m<sup>2</sup>·°C), 炉膛平均热流密度分别为  $q_0=25, 150, 280$  和  $300$  kW/m<sup>2</sup> 时, 4 种工况下向火侧管壁温度场分布。

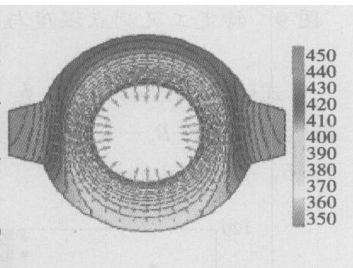


图 4 本文有限元法

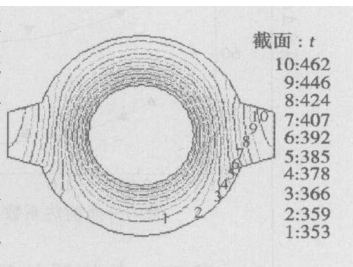


图 5 文献[7]数值结果

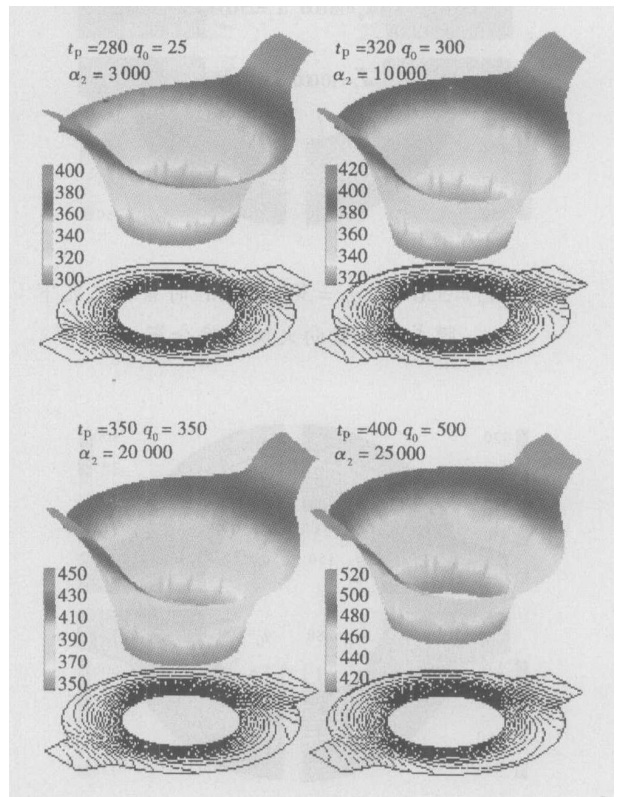


图 6 4 种典型工况膜式水冷壁温度场立体分布图

从图 7 和图 8 可以看出, 向火侧膜式水冷壁温度场受管内对流换热系数变化的影响比较小, 而受管外炉膛热负荷变化的影响比较明显, 在图 7 的 4 种工况, 截面温度分布云图变化不大, 管内对流换热系数逐渐增加时, 鳍端管壁最高温度相差在 40 °C 左右范围内, 而对于图 8 所示的 4 种工况, 炉膛热负荷由低到高变化时, 鳍端最高温度相差近 100 °C。

## 5 数值解的验证

根据任意给定的几组工况的数值仿真云图可以发现, 图 1 中标注的几个特殊测点的温度随着管内

工质温度增加的斜率是一样的,例如当热负荷  $q_0 = 350 \text{ kW/m}^2$ , 换热系数  $\alpha_2 = 20\,000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{C)}$  时,  $B$ 、 $C$ 、 $D$ 、 $E$ 、 $F$  各点的温度变化曲线如图 9 所示,从图中可以看出,各点与背火侧易测点  $E$  之间的温度差值基本上是常数,即  $\Delta t_{ED}$ 、 $\Delta t_{EC}$ 、 $\Delta t_{EF}$  和  $\Delta t_{EB}$  在特定工况下是线性关系。

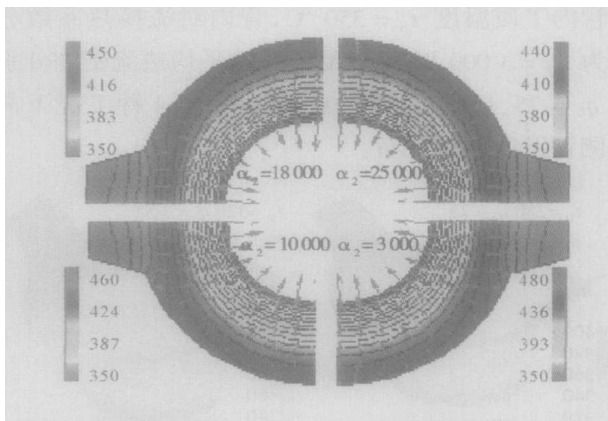


图 7  $t_p = 350 \text{ C}$ ,  $q_0 = 300 \text{ kW/m}^2$  时 4 种工况下膜式水冷壁向火侧温度分布

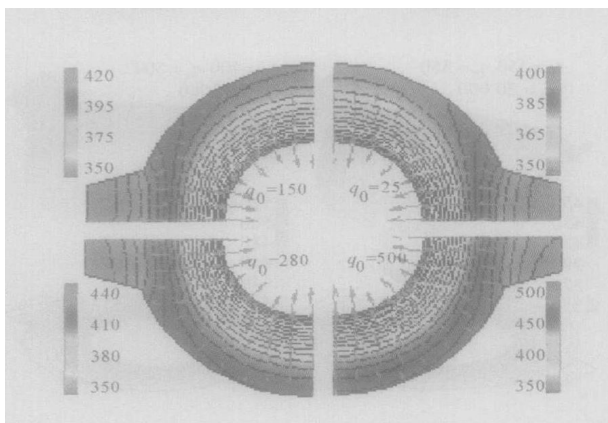


图 8  $t_p = 350 \text{ C}$ ,  $\alpha_2 = 3\,000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{C)}$  时 4 种工况下膜式水冷壁向火侧温度分布

文献[8]给出的近似解析解包括两部分:一个是管子周界部分的温度分布,为:

$$t = t_p + \frac{q_0 r_1}{\lambda} \left[ \phi_0 \left( \frac{1}{B_0} + \ln \frac{r}{r_2} \right) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\phi_n z^n + B_n z^{-n}}{1 - B_n} \cos n\theta \right] \quad (3)$$

另一部分是鳍片处温度分布,为:

$$t = t_D + \frac{q_0 \phi_\varphi}{\lambda} \left\{ \frac{h^2}{\hat{q}_b (1 - \alpha)^2} \left[ a \ln \left( 1 - \frac{x}{h} + a \frac{x}{h} \right) + (1 - a) \frac{x}{h} \right] + \frac{y}{2b} (b + y) \right\} \quad (4)$$

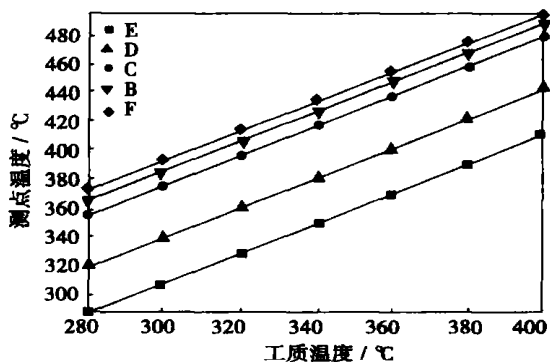


图 9 特定工况测点温度与工质温度的线性关系

式(3)和式(4)中  $\phi_0$ 、 $\phi_n$  和  $\phi_\varphi$  一角系数的积分表达式;  $B_0$  和  $B_n$  一毕渥准则数;  $z = r/r_1$ ;  $a = \hat{q}_b / \hat{q}$ ;  $b = \hat{q}_b - x(\hat{q}_b - \hat{q})/h$ 。

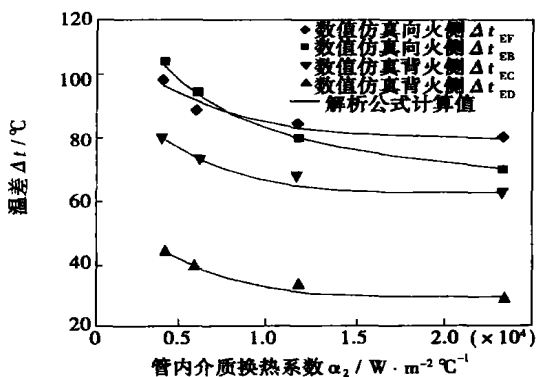


图 10 数值解与解析解的比较

各种工况下得出的结果与文献[8]中给出的膜式水冷壁温度场解析解相比,误差不超过  $16 \text{ C}$ ,如图 10 所示。可以认为,如果能准确地测得水冷壁背火侧温差  $\Delta t_{ED}$ 、 $\Delta t_{EC}$ ,就可比较准确地知道向火侧危险点的温度,再次说明仿真结果的准确性和可信度。

## 6 结束语

膜式水冷壁向火侧温度在线监测一直是临界或超临界机组急于实现的难题,本文提出了采用有限元分析理论在线模拟运行工况和变工况下膜式水冷壁向火侧金属管截面温度场,经验证具有较高的精度,并得出炉膛辐射热负荷比管内对流换热系数对金属温度分布影响大的结论,对于工程实际直流锅炉向火侧险点温度监测提供参考,有一定的应用价值。

(下转第 310 页)

差控制模式的机组将首先被压垮。

表 4 甩负荷试验参数变化

轮南电站 4 号 机组负荷/kW		轮南电站 5 号 机组负荷/kW		轮南电站 6 号 机组负荷/kW		2×8 000 kW 电站 1 号机组负荷/kW		2×8 000 kW 电站 2 号机组负荷/kW	
甩前	甩后	甩前	甩后	甩前	甩后	甩前	甩后	甩前	甩后
5 300	5 300	2 080	7 100	4 940	0	4 200	4 300	4 000	3 900
有差		无差		有差		有差		有差	

从表 4 中可以看出, 只有在无差控制模式下的 5 号机组接 5 020 kW 负荷, 与 6 号机组所甩掉的负荷 4 940 kW 基本相等, 而有差控制模式下的其它机组均未接负荷。

(3) 由无差控制模式的机组接负荷较快, 温升率高, 容易引起机组超温, 机组功率控制不是很稳定。

### 3 结 论

(1) 6 台 SOLAR 机组在无差控制模式下, 各机组的负荷分配是由机组之间的负荷分配器来控制的; 而在有差控制模式下, 各机组的负荷分配是由系统频率与机组有差静态特性曲线控制的。试验表明: 无论选择有差或无差(不包括混合使用), 甩负荷稳态后的机组负荷分配都比较合理。

(2) 选择无差控制模式, 系统突变稳定后, 频率基本保持不变。选择有差控制模式, 系统突变稳定后, 频率有所下降, 必要时需要进行二次调频。

(3) 无差控制和有差混合控制模式下的并网运行机组之间的稳态负荷分配是: 无差机组承担系统变化的总负荷, 有差机组基本不承担变化负荷。

(4) 在有差控制模式, 机组负荷特性比较平缓, 超调量小, 机组容易稳定, 负荷分配合理, 再加上塔北电网日负荷曲线变化不大, 因而有差控制模式下的频率变化也不大, 从维持电力系统稳定性和电网可靠性的角度上讲, 建议轮南电站 6 台机组均采用有差控制模式。

#### 参考文献:

[1] 杨顺虎. 燃气—蒸汽联合循环发电设备及运行[M]. 北京: 中国电力出版社, 2002.  
 [2] 清华大学电力工程系燃气轮机教研组. 燃气轮机[M]. 北京: 水利电力出版社, 1978.  
 [3] 沈士一, 庄贺庆, 康松, 等. 汽轮机原理[M]. 北京: 中国电力出版社, 1998.

(何静芳 编辑)

(上接第 306 页)

#### 参考文献:

[1] 李志宏. 膜式水冷壁壁温影响因素的数值分析[J]. 热能动力工程, 2003, 18(3): 173—176.  
 [2] 王广军. 锅炉受热面热力过程通用数学模型[J]. 中国电机工程学报, 1998, 18(4): 254—257.  
 [3] 郑建学, 陈昕宽. 600 MW 变压运行直流锅炉水冷壁内螺旋管内壁换热特性的研究[J]. 中国电机工程学报, 1996 16(4): 271—275.  
 [4] 周一工. 600 MW 超临界压力锅炉水冷壁温度场计算外边界条件的确定[J]. 电力建设, 1974 5(1): 23—43.  
 [5] 庞力平. 电站锅炉受热面高度积灰的数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(10): 219—224.  
 [6] 樊泉桂. 亚临界和超临界压力锅炉[M]. 北京: 中国电力工业出版社, 2000.  
 [7] JESTIN L, MEYER P, SCHMITT G, et al. Heat transfer in a 125 MW CFB boiler[J]. Proc of the Seventh Engineering Foundation Conference on Fluidization VI[C]. Brisbane: Engineering Foundation, 1992. 849—856.  
 [8] 范 谨, 贾鸿祥, 陈昕宽. 膜式水冷壁温度场解析[J]. 热力发电, 1996 3: 10—17.

[9] 张 娜. 超临界压力锅炉蒸发受热面动态数学模型的一族解析特解[J]. 中国电机工程学报, 1999, 19(1): 24—27.  
 [10] 冯俊凯, 沈幼庭, 杨瑞昌. 锅炉原理及计算[M]. 北京: 科学出版社, 2003.  
 [11] LEVERT F E, ROBINSON J C, BARRENTT S A, et al. Slag deposition monitor for boiler performance enhancement[J]. ISA Transactions, 1988 27(3): 213—221.  
 [12] 程乐鸣, 骆仲决, 李均天, 等. 循环硫化床膜式壁传热试验与模型[J]. 工程热物理学报, 1998 19(4): 514—518.  
 [13] BLASKO VLADIMIR. Analysis of a hybrid PWM based on modified space-vector and triangle-comparison methods[J]. IEEE Trans on IA, 1997, 33(3): 754—764.  
 [14] 白卫东, 严建华, 池 涌, 等. PCA 和 SVM 在火焰监测中的应用研究[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(2): 185—190.  
 [15] 翟永杰, 韩 璞, 王东风, 等. 基于损失函数的 SVM 算法及其在轻微故障诊断中的应用[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(9): 198—203

(何静芳 编辑)

(State Key Laboratory of Power Engineering Multi-phase Flow under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shanxi, China, Post Code: 710049)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(3). — 299~302

An investigation was conducted of the flow distribution characteristics of distribution header water-wall tubes under a supercritical pressure for a home-made 600 MW once-through boiler. The test parameters can be listed as follows: pressure  $p=23\sim 25$  MPa, mass flow rate  $G=400\sim 1200$  kg/(m<sup>2</sup>.s), working medium temperature  $t=10\sim 400$  °C. An experimental study has been conducted of the impact of working medium pressure, mass flow rate and working medium temperature on the vertical water-wall tube flow distribution characteristics of the distribution header. The test results show that with an increase in mass flow rate, the uniformity of flow distribution among the vertical water-wall tubes could be enhanced. The non-uniformity of flow distribution will undergo a step increase near the quasi-critical points. Moreover, with an increasing pressure, the above-mentioned step increase will become weaker. By employing a discrete model of the parallel-connected branch tubes of the distribution header, the flow distribution among the distribution header vertical water-wall tubes was calculated and the calculation results are in good agreement with the test ones. **Key words:** once-through boiler, supercritical pressure, distribution header, vertical water-wall tubes

USC 直流炉水冷壁壁温监测有限元分析 = **Finite Element Analysis of the Monitoring of Water-wall Water Temperatures in an Ultra-supercritical-pressure Once-through Boiler**[刊, 汉] / WANG Hong-yue, BI Xiao-long, SI Fengqi, et al (Power Engineering Department of Southeast University, Nanjing, Jiangsu, China, Post Code: 210096)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(3). — 303~306, 310

It has all along been rather difficult to realize an on-line monitoring of the hazardous-point wall temperatures of a flame-facing membrane wall in an ultra-supercritical-pressure once-through boiler. Based on a finite-element analysis theory, the authors have come up with a method for the numerical simulation of water-wall cross-section two-dimensional temperature field for the on-line temperature field of a 900 MW ultra-supercritical-pressure utility boiler water wall. Through a theoretical analysis and an experimental verification it has been found that the numerical simulation features a solution of high precision and good confidence level, providing a new monitoring method for the indirect measurement of hazardous-point temperatures in the flame-facing water wall of an ultra-supercritical-pressure once-through boiler. **Key words:** membrane wall, finite element, wall temperature, on-line monitoring, simulation

轮南电站燃气轮发电机组运行方式的试验研究 = **Experimental Study of Operation Modes for Gas Turbine Generator Units at Lun-nan Power Station**[刊, 汉] / CHEN Ren-gui, YUAN Jun, HUANG Xin (Oil and Gas Production Technical Service Department of Tarim Oil Field, Korla, Xinjiang, China, Post Code: 841000), WU Bin (Post-graduate Department of Northeast College of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(3). — 307~310

Through an analysis of the relevant parameters associated with the process of dynamic-abrupt rise in rotation speed of Lun-nan Power Station gas turbine unit after a load rejection, the dynamic characteristics of the unit were compared when the latter assumes the following three speed control modes: droop control, zero-droop control, and droop and zero-droop mixed control. On the basis of the specific features of the gas turbine unit itself and the current status of isolated electric grid operation of the power station it is recommended that the power station should adopt a droop speed control mode. **Key words:** load rejection, speed control mode, droop control, zero-droop control

CFB 锅炉水冷排渣余热利用的分析与优化 = **An Analysis and Optimization of Waste Heat Utilization Involving Water-cooled Ash-slag Discharged from CFB (Circulating Fluidized Bed) Boilers**[刊, 汉] / ZHANG Ning, SUN