

# 某船用锅炉过热器蒸汽与烟气传热流动数值模拟

陈 明<sup>1</sup>, 李 帮<sup>2</sup>, 睦洪涛<sup>2</sup>, 崔笑丽<sup>1</sup>

(1. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036;

2. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

**摘 要:** 对某船用锅炉过热器内部蒸汽与外部烟气的湍流流动、传热进行了整体的三维数值模拟。针对该船用锅炉过热器的结构特点, 应用 Gambit 专业软件对其进行三维几何建模和网格划分。应用 Fluent 软件进行数值模拟, 得出蒸汽流场的静压分布规律、流量分配规律、热负荷分布规律和过热器管壁温度场的分布规律。模拟结果与过热器的实际运行工况符合较好。对船用锅炉过热器的结构设计有重要的参考价值。

**关 键 词:** 船用锅炉; 过热器; 蒸汽流动; 烟气流动; 温度场; 数值模拟

中图分类号: TK223.3 文献标识码: A

## 引 言

过热器是船用蒸汽锅炉的重要部件之一。由于过热器内部是高压高温的蒸汽, 外部受到高温烟气的冲刷, 其工作环境十分恶劣, 使其成为蒸汽锅炉最薄弱的环节之一。炉膛出口烟气的温度场与速度场的分布不均匀和各平行管内的流量不均匀以及热效率是造成过热器局部过热和爆管的重要因素。在过热器工作过程中, 由于烟气侧和工质侧各种因素的影响, 各平行管受热不均匀就会使受热面中工质产生热偏差, 有时还会使受热面局部超温导致爆管。热偏差主要是由管组的热负荷不均匀、流量不均匀以及热效率引起的。在并联的管组中受热强而流量较小的管子工作条件恶劣, 其热偏差也较大。

对某船用锅炉过热器内部蒸汽及外部烟气耦合传热流动进行了三维数值模拟。对过热器的静压分布、管内流量分配、热负荷分布以及管壁温度场分布情况进行了分析。

## 1 过热器计算模型的建立

由于研究对象是内部蒸汽空间和外部烟气空间

及管壁的传热情况, 所以将过热器实际结构中金属材料占据的空间, 如集箱壁、管壁、内部隔板等统统去除, 只留下内部蒸汽、外部烟气所形成的实体空间。

### 1.1 过热器集箱的内部结构

该过热器为单集箱、立式和环管式结构。过热器内部隔板装置如图 1 所示。采用前置式布置在三排对流管束之后。过热器集箱内部装有 3 块横向半圆形隔板和 1 块长方形的纵向隔板, 将集箱分为 3 个空间。蒸汽按两个流程(每个环管为一个流程)流动。饱和蒸汽进入过热器集箱一区后, 由于内部隔板装置的阻隔, 蒸汽通过过热器环管进入第二区, 同样由于隔板装置的阻隔从第二区进入第三区, 再由过热蒸汽出口截止阀流向汽轮机。

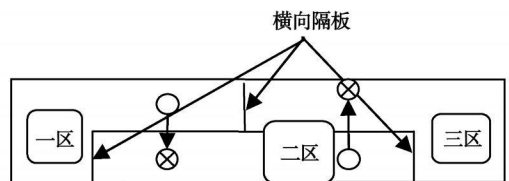


图 1 过热器集箱内部隔板装置

对过热器简化后用 Gambit 建立的某船用锅炉过热器内、外流场整体三维几何模型如图 2 所示。过热器由六排管子组成, 中间的横向隔板将其分成两组。

### 1.2 网格划分策略及边界条件的确定

应用 Gambit 进行网格的划分。管子采用结构化的 Hex 网格, 以使用较少的网格得到更精确的解。对于集箱采用 Tet/Hybrid 混合网格, 这样可以在复杂的区域生成网格。烟气侧采用非结构化的 Hex/Wedge 网格, 从而能在复杂的烟气区域成功划分网格, 并同时把网格数量压缩到合适范围, 以便达到计

算机的计算范围。

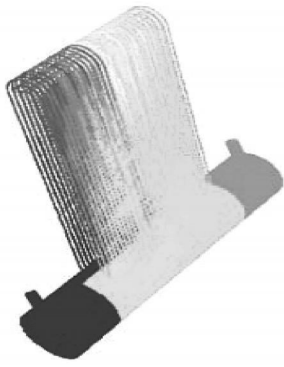


图 2 过热器计算模型立体图

将集箱两侧蒸汽的进出口截面设计为“流量进口”和“出口压力”边界条件, 烟气的进出口截面设计为“速度进口”和“出口压力”边界条件。管壁设置为 Coupled 壁面边界条件, 其余壁面视为速度无滑移、无穿透边界。将烟气密度  $\rho$  设置为定值, 将烟气、蒸汽的  $C_p$  设置为分段线性。由于流动的连续性, 在每根支管两端各任作一横截面设为“Interior”并编号, 这样便可在计算中直接得到每根支管流量、速度、密度的数值。

## 2 数学模型

系统中蒸汽侧的最大马赫数:

$$M_{\max} = \frac{u_0}{\sqrt{k p_0 v_0}} = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \cdot A_0 \sqrt{k p_0 v_0}} \approx 0.165 > 0.1$$

蒸汽侧相对压降  $\Delta p/p_{\text{avg}} \approx 8.12\%$ , 故蒸汽按可压缩流动处理。三维可压缩粘性定常流动, 忽略重力后, 连续性方程、动量方程及能量方程可简化为:

$$\begin{cases} \nabla(\rho V) = 0 \\ \nabla(\rho W) = -\nabla p + \mu \nabla^2 V + \frac{1}{3} \mu \frac{\partial}{\partial x}(\nabla V) \\ \nabla(\rho c_p T V) = (V \cdot \nabla)p + \Phi + \lambda \nabla^2 T + S_T \\ p = \rho R T \end{cases} \quad (1)$$

进出口雷诺数分别为:

$$Re_i = \rho_i u_i D_i \approx 1.17 \times 10^7$$

$$Re_o = \rho_o u_o D_o \approx 1.73 \times 10^6$$

系统中烟气侧的最大马赫数:

$$M_{\max} = \frac{u_0}{\sqrt{k p_0 v_0}} = \frac{\dot{m}}{\rho_0 \cdot A_0 \sqrt{k p_0 v_0}} \approx 0.0454 < 0.1$$

烟气相对压降  $\Delta p/p_{\text{avg}} \approx 3.6\%$ , 烟气可按不可压缩流动处理。烟气三维不可压缩粘性定常流动, 忽

略重力后, 连续性方程、动量方程及能量方程可简化为:

$$\begin{cases} \nabla V = 0 \\ \rho(V \cdot \nabla)V = -\nabla p + \mu \nabla^2 V \\ \rho C_p(V \cdot \nabla)T = (V \cdot \nabla)p + 2\mu[\epsilon]^2 + \lambda \nabla^2 T + \rho Q \end{cases} \quad (2)$$

进出口雷诺数分别为:

$$Re_i = \rho_i u_i D_i \approx 1.74 \times 10^5$$

$$Re_o = \rho_o u_o D_o \approx 2 \times 10^5$$

由于是管流和通道内流动, 可选用标准的  $k-\epsilon$  双方程湍流模型, 其一阶封闭模式的方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

近壁面处理采用标准的壁面函数。其中系数取为:  $C_{1\epsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\epsilon} = 1.92$ ,  $C_{\mu} = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\epsilon = 1.3$ 。速度与压力的耦合采用 SIMPLE 算法, 用显式格式离散化控制方程。

## 3 计算结果分析

### 3.1 静压分布分析

在过热器集箱系统中, 各管屏内的工质流动的动力是进出口集箱中的压差。因此, 集箱内的压力分布对集箱系统的流量分配有决定性的影响。

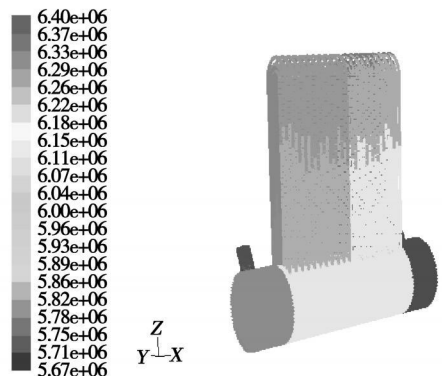


图 3 过热器的静压分布云图

过热器是集分配集箱和汇集集箱于一体的单集箱系统。显然, 以中间横向隔板为界, 将集箱的静压分布为两部分。与 Z 型结构的连接系统比较, 过热器被中间横向隔板分成的两部分, 可分别看成 Z 型结构。整个过热器是 2 个 Z 型结构的串联系统。图

3 为过热器的静压分布云图, 从中可看出; 沿着蒸汽的流向(即: 图 4 中从 1~20 的方向)分为 2 个 Z 型结构, 第一个 Z 型静压力比第二个 Z 型结构的静压力高, 这是由于蒸汽流动过程中有阻力损失的相应变化。由图 4 可看出, 第一个 Z 型管屏静压差随着蒸汽流动方向有增大趋势, 且第二个 Z 型的静压差大。管屏静压差最大处分布在靠近第一个 Z 型结构的末端。静压差最小分布在中间隔板的另一侧和蒸汽进口处。

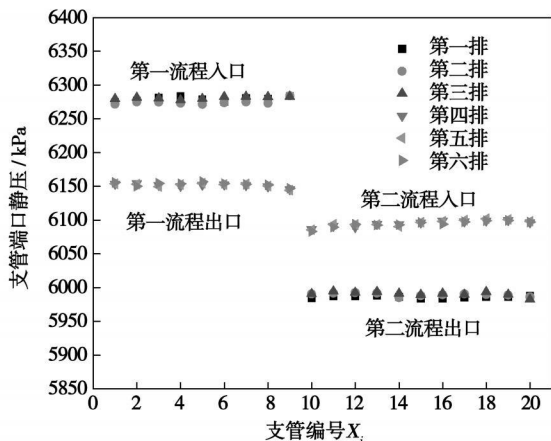


图 4 支管端口截面静压分布图

由图 3 可看出, 集箱中间的横向隔板两侧的蒸汽压差最大。这从图 4 中的静压分布规律中可以得到同样的结论。因此, 中间横向隔板的工作环境恶劣, 容易发生坍塌危险。

### 3.2 管内流量分配分析

并联各支管中的流量取决于其两端的静压差及其本身的流动阻力。处于同等条件下的管子两端的静压差越大则流量也越大。图 4 和图 5 为各支管内过热蒸汽质量流量及流量偏差系数分布图线。从中可以看出, 在正常工作情况下, 两个流程管束内的蒸汽流量沿着集箱内蒸汽流动方向总体呈前低、后高的趋势这种分布规律与 Z 型连接系统基本相符。这主要是由于烟道中部热负荷远高于两侧靠烟道区域, 中部处于高热负荷处的支管内的蒸汽比容比远离烟道区域中心支管内蒸汽比容高, 以及集箱效应共同造成。

从图 5 中可以看到, 第一排管子内流量比第二、三排内的流量大。总体比较, 在模型 A 中靠近中间隔板第一个 Z 型结构管子编号 9 的支管流量最大。靠近中间隔板第二个 Z 型结构管子的编号 10 的支管管内流量最少。三排管子的管内流量分配的总趋势一致。由于各排管子的长度等结构特性不同,

导致其流量也有差别。由于管束的增加及沿程阻力的影响, 第二个 Z 型结构的管内平均流量小于第一个 Z 型结构的管内平均流量。

从图 5 中看出第 9 根、第 10 根和第 20 根流量偏差比其它的大。即与 2 个 Z 型结构始末端相连管子的管内流量偏差比其它管子的大。而处于 2 个 Z 型结构各自中间位置的管内流量偏差较小。

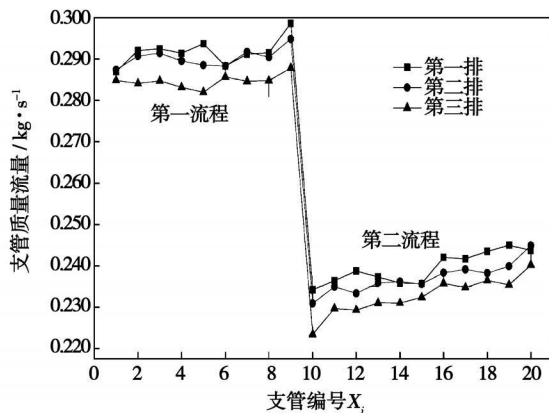


图 5 模型管内流量分配

从图 5 和图 6 中可以看出, 单一的 Z 型结构的过热器静压差的变化较大, 因而流量分配的不均匀性较大。而本文中的过热器是 2 个 Z 型结构的串联系统, 降低了每个流程 Z 型结构的压降, 从而使不均匀性有所降低, 而且该过热器的结构布置紧凑, 弥补了单一 Z 型结构的不足, 在船用锅炉过热器中占有一定优势。

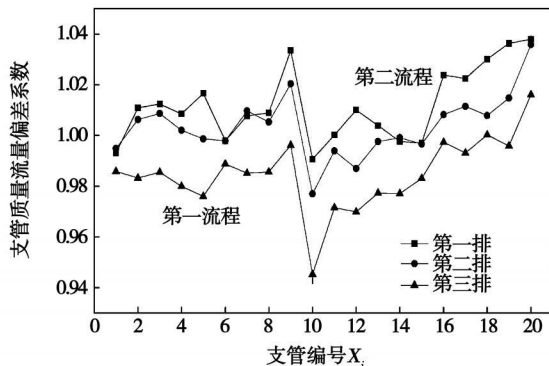


图 6 管内蒸汽流量偏差系数分布

第一流程管束流量偏差(流量偏差为 0.976 ~ 1.032)在整个过热器系统中不是处于最高水平的, 且由于第一流程处于过热蒸汽的起始段, 蒸汽温度不太高, 即使有较大的流量偏差和热偏差, 也不至于引起严重的后果。而第二流程也沿烟道宽度方向分

布, 且第二流程管束占据烟道宽度比第一流程占据的要大, 因而各部分的热负荷不均匀性更大, 从而加大了由此带来的结构流量偏差和热效流量偏差, 第二流程管束流量偏差较大, 其流量偏差系数为 0.945~1.038。这就使得第二个 Z 型靠近烟道中心附近的支管流量相对于其它空间位置的支管流量更小, 而又处于热负荷最大的区域, 从而使得第二个 Z 型靠近烟道中心附近的支管成为最危险的管束, 最容易发生局部超温爆管而威胁过热器的正常工作。

### 3.3 热负荷分布分析

在模拟过程中, 不再是过热器管束壁面施以第二类边界条件而有给定的热负荷, 而是给定整个过热器烟气流动区域的入口和出口条件, 因而可以更加接近于实际的热负荷分布。

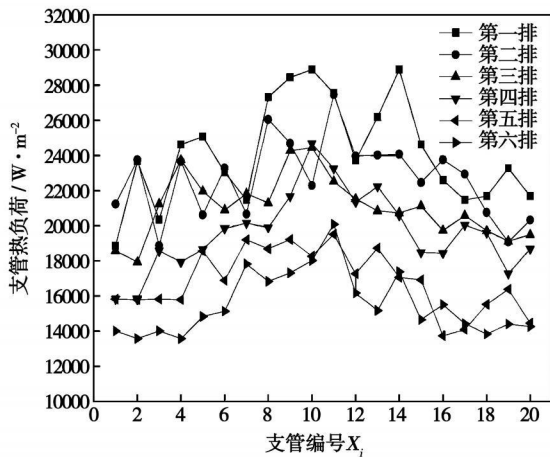


图 7 管壁热负荷分布

从图 7 中可知, 对于与沿烟气流动方向垂直布置的任一排管束来说, 热负荷整体分布都呈现中间高两侧低的趋势。沿烟气流动方向排列的管束热负荷分布为前高、后低, 即前排热负荷相对后排的热负荷大。从图中可知第一排烟道中部位置的管束热负荷最大, 且同一排管子的热负荷不均匀性很大, 这在一定程度上增加了烟道中部附近管子的危险性。

### 3.4 管壁温度场分布分析

图 8 为过热器管束管壁温度分布云图, 从图中可看出 2 个模型的管壁温度场分布趋势是大致相同的。图 9 为过热器管束管壁平均温度分布图, 由图可知沿着蒸汽流动方向, 第一流程的管壁温度普遍比第二流程的管壁温度低。这主要是因为第一流程内的蒸汽质量流量比较大, 蒸汽处于初始阶段, 温度较低, 从而对管壁有比较好的冷却作用, 使壁温不会过高。而第二流程管束内的蒸汽温度已经较高, 由于蒸汽膨胀而增加了管束, 但各管内质量流量比第

一流程的小, 而与第一流程所处烟气区域又基本相同, 因而管束得不到较好的冷却, 处于较高温度范围内, 甚至出现超温现象。从支管管壁平均温度图可知, 整体而言, 每一排管子的平均壁温都是两侧低中间高, 这和热负荷的分布趋势一样。

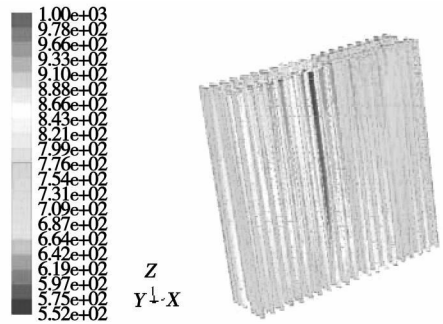


图 8 管壁温度分布云图

由图 9 可知, 在第一流程内, 各排管束管壁平均温度基本上是沿着烟气流动方向减小。这是由于第一流程蒸汽是逆流运动, 第四、五、六排的编号 1~9 管子处于蒸汽入口侧, 入口蒸汽温度较低, 而四、五、六排又处于烟气下游, 烟温较低, 因而各支管内蒸汽温度不会过高。第一流程的第一、二、三排支管处于烟气的上游, 处于烟气高温区热负荷高, 且支管内的蒸汽为第四、五、六排支管内已经加热过的蒸汽, 从而导致第一、二、三排支管的管内蒸汽温度较高而使管壁温度比烟气下游的第四、五、六排管壁温度高。

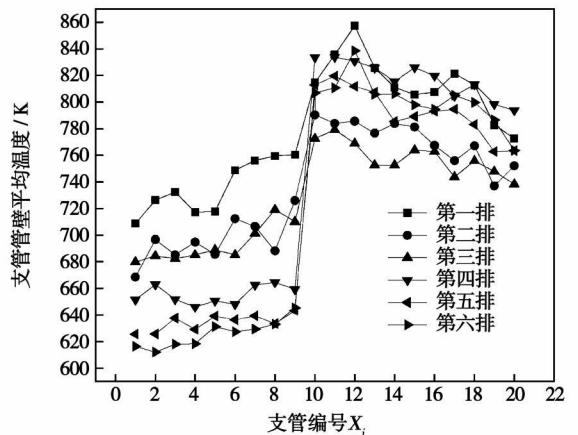


图 9 支管管壁平均温度分布图

在第二流程中, 由于蒸汽与烟气是同向流动, 因而处于烟气下游的第一、二、三排管束内蒸汽的温度较处于上游的第四、五、六排管内蒸汽温度要高, 但第一、二、三排的热负荷较上排管子小, 同时由于管内蒸汽流量的分配不均匀, 综合作用的结果是第一

排的编号 10、11、12、13 支管, 以及第四排编号 10、11、12、13 管子的平均温度比较高。这 2 排处于较高平均温度水平的管子容易出现局部超温现象。这 2 排处于较高平均温度水平的管子较容易出现危险。

总体而言, 过热器第二流程中由于在集箱效应和热效流效应产生的流量不均匀与热负荷分布不均匀的共同作用下, 而使得处于烟道中心位置附近的管束流量分配较小, 而这些管束的热负荷又较高, 从而使其处于一个较高温度水平而处于较容易出现危险状况。

由图 8 可知, 在实际中, 由于过热器受热面的管子沿圆周向的热负荷分布很不均匀, 导致在管壁上存在温度梯度, 有一个局部最高温度, 管壁局部温度过高往往导致局部超温爆管。过热器能否安全工作往往决定于过热器管束最高壁温是否超过材料的安全极限, 因而管壁最高局部温度成为过热器工作可靠性的最重要标准。

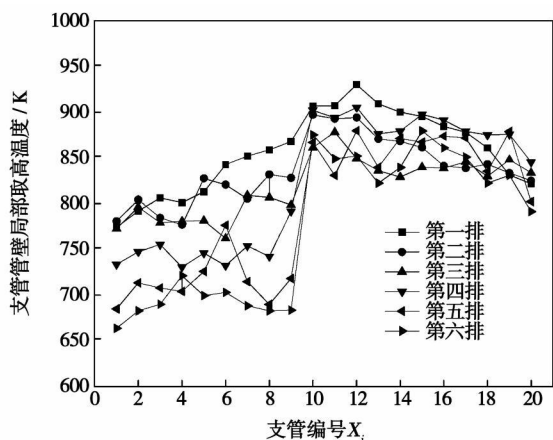


图 10 支管管壁局部最高温度图

从图 10 可知, 由于第一流程的管内蒸汽处于初始状态温度较低使得这一流程六排管子的管壁局部最高温度比第二流程的低很多, 因而第一流程的管束不易发生局部超温爆管现象。由于第二流程内蒸汽本身温度较高, 而 Z 型集箱系统结构引起的流量分配不均匀和热效流效应引起的流量偏差以及热负荷分布的不均匀性导致第二流程的管壁局部最高温度处于很高的水平, 接近于材料的安全极限。由图可知第二流程的第一排编号 10、11、12、13 的管子, 第二排及第三排的 10、11、12 管子的温度较高, 极易出现危险。特别是第一排编号 12 的管子温度最高,

因而成为整个过热器系统中最危险的管子。这是由于第二流程的第一排管束靠近烟道中心位置附近的管子的热负荷大、管内工质温度高和流量偏差大所综合造成的结果。虽然第二流程的第四排管束所处烟气空间温度有所下降, 热负荷相对不是很大, 但由于第四排整体管内流量小, 特别是靠近烟道中心位置附近的管子由于流量偏差大而导致管内流量更小, 从而使得其局部温度很可能过高而造成爆管危险。

### 4 结 论

建立了包括过热器蒸汽侧与烟气侧的整体计算模型, 给出合理边界条件进行三维数值模拟, 并对过热器进行热偏差研究, 结论如下:

- (1) 单一 Z 型结构的过热器静压差变化较大, 管内流量分配的不均匀性较大。2 个串联后使不均匀性有所下降, 同时具有结构布置紧凑等优点。
- (2) 过热器的中间横向隔板两侧的静压差较大, 工作环境恶劣, 在过热器的设计及实际运行中应予以重视。
- (3) 过热器管束热负荷沿烟道宽度方向呈中间高、两侧低的分布趋势, 而且这种分布趋势沿烟道方向不变, 沿烟气流动方向呈现前高、后低的分布趋势, 且热负荷不均匀性较大, 从而增大了中间管束的危险性。
- (4) 第二流程的第一排和第四排管束处于烟道中部位置附近的管子由于热负荷大, 流量偏差大而导致管内流量较小, 从而使得其局部温度处于最高水平, 成为过热器最危险的管子, 很可能局部超温而造成爆管。

### 参考文献:

[ 1 ] 陈学俊, 陈听宽. 锅炉原理[ M ]. 北京: 机械工业出版社, 1990.  
 [ 2 ] 沈志刚, 李彦军, 马云翔, 等. 某船主锅炉过热器管束爆管原因分析及解决措施[ J ]. 热能动力工程, 2005, 20(4): 418-422.  
 [ 3 ] 赵学端, 廖其冀. 粘性流体力学[ M ]. 第二版. 北京: 机械工业出版社, 1993.  
 [ 4 ] 倪浩清, 沈永明. 工程湍流流动、传热及传质的数值模拟[ M ]. 北京: 水利水电出版社, 1996

(编辑 何静芳)

某船用锅炉过热器蒸汽与烟气传热流动数值模拟 = Numerical Simulation of Steam and Flue-gas Heat Transfer Flows in a Marine Boiler Superheater [刊, 汉] / CHEN Ming, CUI Xiao-li (No. 703 Research Institute of CSIC, Harbin, China, Post Code: 150036), LI Bang, GUI Hong-tao (College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(3). — 298 ~ 302

An integral three-dimensional numerical simulation was conducted for the turbulent flow of inner steam and outer flue gases of a marine boiler superheater. In the light of the structural features of the superheater, a special software Gambit was used to conduct a three dimensional geometric modeling and mesh division. A numerical simulation was performed by using software Fluent. A variety of distribution laws governing the steam flow fields were obtained, including the distribution of static pressure, flow rate and heat load as well as superheater tube-wall temperature field distribution. The simulation results are in relatively good agreement with the actual operating conditions of the superheater, thus providing valuable guidance for the structural design of marine boiler superheaters. **Key words:** superheater, steam flow, flue gas flow, temperature field, numerical simulation

湿法烟气脱硫喷淋塔不同喷嘴布置雾化性能比较试验 = Tests for Comparing the Atomization Performance of a Wet-method Flue-gas Desulfuration Spray Tower at Different Nozzle Arrangements [刊, 汉] / LI Zhao-dong (Nanjing Audit University, Nanjing, China, Post Code: 210029), YAN Lu, WANG Shi-he (Municipal Engineering Department, Southeast University, Nanjing, China, 210096), WANG Xiao-ming (National Power Environmental Protection Research Institute, Nanjing, China, 210031) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(3). — 303 ~ 305

The spray tower represents a tower type most widely used in a wet-method flue gas desulfuration process and its atomization system pertains to a key technology of the spray tower, which influences the desulfuration mass transfer process. To conduct a more comprehensive study of the atomization performance of the spray tower, a test stand was set up. With the pressure serving as an indirect index, both the swirl and spiral nozzles commonly used in the wet-method desulfuration process were adopted. A comparison of the atomization performance of the spray tower has been conducted, using the following layouts, namely, single-layer/double-layer swirl nozzle arrangement, single-layer/double-layer spiral nozzle arrangement, swirl and spiral nozzle combined arrangement. The test results show that the role played by the atomization system on the gas flow distribution in the tower is not quite evident. By comparison, the upper swirl and lower spiral nozzle combined arrangement mode is the preferred choice for the atomization system in the tower, which can meet the requirements both for the process liquid-gas ratio and achieve a relatively good uniformity of the atomized particle distribution on the section and mist droplet dispersion on the spray section. **Key words:** flue gas desulfuration, spray tower, atomization performance, sectional pressure distribution

碳酸钙循环煅烧-碳酸化吸收 CO<sub>2</sub> 的热力学分析 = Thermodynamic Analysis of CO<sub>2</sub> Absorbed in the Process of Calcium Carbonate Cyclic Calcination/Carbonation [刊, 汉] / LI Ying-jie, ZHAO Chang-sui (Education Ministry Key Laboratory on Clean Coal Power Generation and Combustion Technology, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(3). — 306 ~ 310

A thermodynamic simulation was conducted on an Aspen Plus platform by using a method based on a cyclic absorption of carbon dioxide in the calcination/carbonation reaction of calcium carbonate. With a supercharged circulating fluidized bed serving as a carbonation reactor, a normal-pressure circulating fluidized bed was used as a calcination furnace featuring combustion in an atmosphere of O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub>. On the basis of the Gibbs free energy minimization theory when the average conversion rate is 0.7 and the amount of fresh absorbent added in the carbonation process is 8 kg/s, the system decarbonization efficiency was calculated as 74%, the CO<sub>2</sub> concentration in the discharged flue gas as 5.3% and the CO<sub>2</sub> concentration recovered from the calcination furnace as 95.6% as a result of repeated calcination/carbonation reactions. Moreover, simulated were the constituents of product in the discharged flue gas. As a result, the relationship between the flue gas recirculation proportion and O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> volumetric ratio was obtained. In the meantime, the relationship among the amount of