

控制循环锅炉水冷壁流量偏差影响因素数值分析

初云涛, 周怀春

(华中科技大学 煤燃烧国家重点实验室, 湖北 武汉 430074)

摘 要:以某台 300 MW 控制循环锅炉为研究对象, 对影响水冷壁流量偏差的主要因素进行了数值分析。利用燃烧检测系统获得的炉内烟气三维温度分布和炉膛辐射能信号, 计算壁面热流分布。以实际热负荷偏差为边界条件, 应用数值模拟的方法研究水冷壁热负荷、汽包压力、给水比焓、循环泵增压以及上升管管径等锅炉的运行参数和结构参数对流量偏差的影响。模拟结果表明: 上升管管径对流量偏差的影响最大, 其次为汽包压力和壁面热负荷; 上升管管径存在最优设计值, 在该管径条件下, 锅炉可以适应运行参数的变化, 保持较好的水循环状况; 此外, 当锅炉结构参数确定时, 机组在较高汽包压力、较低给水比焓以及适中大循环泵增压的工况下运行, 流量偏差小, 有利于水循环。

关 键 词:控制循环锅炉; 锅炉水冷壁; 循环泵; 流量偏差; 数值分析

中图分类号: TK224.2 文献标识码: A

1 引 言

控制循环锅炉是一种重要类型的锅炉, 已在我国一批电厂投运。控制循环锅炉的主要特点是在下降管和上升管之间加装循环泵, 以提高循环回路的运动压头。机组运行时, 管屏中每个管子受热是不同的, 结构也不完全相同。在相同压差下, 受热强的管子, 管内的平均比容大, 流量小, 而受热弱的管子流量反而增加, 从而产生流量偏差^[1]。文献[2]阐述了控制循环锅炉水循环计算的基本原理。文献[3]在壁面热负荷已知情况下, 采用迭代的方法计算了水冷壁流量偏差系数。实际上, 水冷壁热流分布是随炉内燃烧状况时刻变化的, 准确地获取水冷壁二维热流分布是定量分析流量偏差和探求改善水循环方法的基础。

本文以沙角电厂 300 MW 控制循环锅炉为研究对象, 利用炉内三维燃烧检测的温度场和辐射能信号, 动态计算水冷壁二维热流分布。在此基础上利

用流量偏差计算模型对影响水冷壁流量偏差的各主要因素进行分析, 得到了初步的定量关系, 并据此提出了有利于水循环的运行方案, 为进一步研究机组安全经济运行提供了必要依据。

2 数学模型

2.1 流量偏差计算模型

水冷壁流量偏差用水冷壁流量不均匀系数 η_c 描述, 即:

$$\eta_c = (\rho_w)_p / (\rho_w)_0 \quad (1)$$

式中: $(\rho_w)_p$ 、 $(\rho_w)_0$ —水冷壁偏差管和平均管循环流速。 η_c 越接近于 1 表示流量偏差的程度越小。

从式(1)可知, 对水冷壁流量偏差影响因素进行分析, 计算流量不均匀系数, 关键是计算各管路的循环流速。

2.2 循环流速计算模型

上升管内工质沿流程不断吸收炉内烟气释放的热量, 沿程工质的热力状态是不同的。对每根上升管分段, 以反映热流分布不均匀性对循环流速的影响。每根上升管与汽包和下降管构成了循环回路, 若上升管的分段数为 m , 则该回路的循环流速计算模型为:

$$P_{pf} + \rho_{dc} H_{dc} g - \sum_{i=1}^m \rho_{ri} H_{ri} g = \xi_{dc} \frac{(\rho_w)_{dc}^2}{2 \rho_{dc}} + \sum_{i=1}^m \xi_{ri} \frac{(\rho_w)_r^2}{2 \rho_{ri}} \quad (2)$$

式中: P_{pf} —循环泵增压; ρ_{dc} —下降管平均密度; H_{dc} —下降管高度; ρ_{ri} —上升管第 i 段的平均密度; H_{ri} —上升管第 i 段的高度; ξ_{dc} —下降管阻力系数; $(\rho_w)_{dc}$ —下降管质量流速; ξ_{ri} —上升管第 i 段的阻力系数; $(\rho_w)_r$ —上升管的质量流速。

收稿日期: 2006-01-10; 修订日期: 2006-06-13

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50546021)

作者简介: 初云涛(1979-)男, 黑龙江穆棱人, 华中科技大学博士研究生

上述循环回路不是独立的, 不能单独求解。若下降管数目为 n_{dc} , 上升管数目为 n_r , 则所有上升管和下降管与汽包构成了一个独立回路, 根据质量守恒建立求解循环流速的补充方程:

$$\sum_{i=1}^{n_{dc}} A_{dc_i} (\rho\omega)_{dc_i} = \sum_{i=1}^{n_r} A_{r_i} (\rho\omega)_{r_i} \quad (3)$$

式中: A_{dc} —下降管通流面积; A_r —上升管通流面积。

压力流量通道与焓温通道相互影响。因此, 需要将循环流速方程与能量方程联合求解, 以同时得到工质热物性参数和循环流速。对于某根上升管的第 i 段, 其能量方程为:

$$A_r (\rho\omega)_r (h_{out} - h_{in}) = Q \quad (4)$$

其中: Q —管段的热负荷; h_{in} —管段入口比焓; h_{out} —管段出口比焓。式(4)各参数都省略了管段标号 i 。

2.3 热流密度分布计算模型

通过基于炉内三维燃烧检测的方法, 根据实时的炉内烟气三维温度场和辐射能信号计算水冷壁的二维热流密度分布, 其基本方程为:

$$\epsilon_{wi} \sigma T_{wi}^4 \Delta S_{wi} + q_{wi} \Delta S_{wi} = \sum_{j=0}^{m-1} R d_{gw} (j \rightarrow i) 4K_{gj} \sigma T_{gj}^4 \Delta V_{gj} + \quad (5)$$

$$\sum_{j=0}^{n-1} R d_{ww} (j \rightarrow i) \epsilon_{wj} \sigma T_{wj}^4 \Delta S_{wj} \quad (6)$$

$$K_g = -\ln(1 - E_{RR} (\overline{T_{gas}} / \overline{T_g})^4 \overline{\epsilon_{ls}}) / \Delta_g$$

式(5)和式(6)中各符号所代表的物理量以及水冷壁热流分布计算的详细内容可参见文献[4~5]。

水冷壁热流分布是不均匀的, 其不均匀程度用水冷壁热负荷不均匀系数描述, 即:

$$\eta_q = Q_p / Q_o \quad (7)$$

式中: Q_p 、 Q_o —水冷壁偏差管、平均管的热负荷。 η_q 越接近于 1 表示热负荷分布越均匀。

3 实例分析

3.1 对象描述

以沙角电厂 5 号炉为研究对象, 对流量偏差的主要影响因素进行分析。该锅炉为亚临界压力控制循环锅炉, 额定功率为 300 MW。

根据实时的炉内烟气三维温度分布和辐射能信号, 计算得到一系列工况下的壁面热流分布。其中 100% 和 70% 负荷下, 前墙(折焰角以下, 冷灰斗以上区域)的壁面热流分布如图 1 所示。本文取若干典型工况, 研究各种因素对水力偏差的影响。表 1 给出了典型工况下的主要参数。

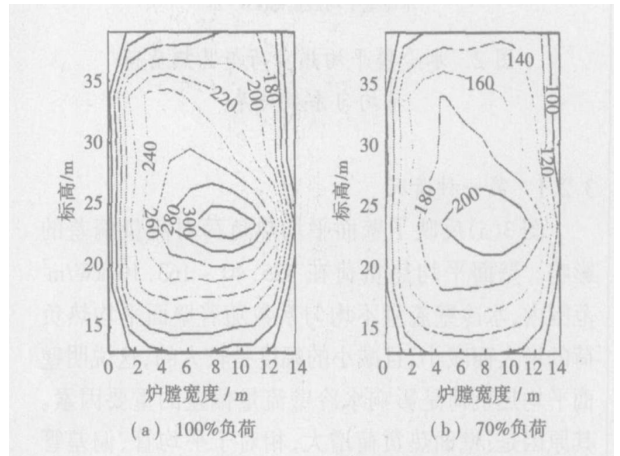


图 1 前墙壁面热流分布(kW/m^2)

表 1 典型工况下的主要参数

	水冷壁热负荷		汽包压力 P/MPa	上升管内径 d/mm	给水比焓 $h/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	循环泵增压 $\Delta p/\text{MPa}$
	平均值 $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$	不均匀系数				
工况 1(机组功率 100%)	163.10	1.220	17.13	33.5	1 235.95	0.35
工况 2(机组功率 90%)	148.61	1.236	16.52	33.5	1 231.25	0.35
工况 3(机组功率 80%)	138.27	1.250	15.91	33.5	1 181.1	0.35
工况 4(机组功率 70%)	125.40	1.272	13.27	33.5	1 144.04	0.35

3.2 水冷壁热负荷的影响

水冷壁热负荷变化包括两方面的内容, 一是其值即壁面平均热负荷的变化, 二是其分布特性即热负荷不均匀系数的变化。图 2 为该锅炉热负荷变化时, 壁面平均热负荷与其热负荷不均匀系数之间的关系。为此, 分为以下两种情况讨论这两方面变化

对水冷壁流量偏差的影响: 第一种情况, 壁面热负荷变化时仅其值变化而其分布特性不变。即, 仅壁面平均热负荷变化而热负荷不均匀系数不随之变化。例如对工况 1, 水冷壁热负荷变化时其热负荷不均匀系数保持 1.220 不变。这种情况下反映的是壁面平均热负荷对流量偏差的影响; 第二种情况, 壁

面热负荷变化时,其值与其分布特性同时变化。即,壁面热负荷不均匀系数按着实际情况随壁面平均热负荷变化(见图 2 关系)。例如对工况 1,壁面平均热负荷由 163.10 kW/m^2 变化到 148.61 kW/m^2 时,热负荷不均匀系数也随之由 1.220 变化到 1.236。这种情况下反映的是水冷壁平均热负荷与热负荷不均匀系数对水冷壁流量偏差的共同影响。

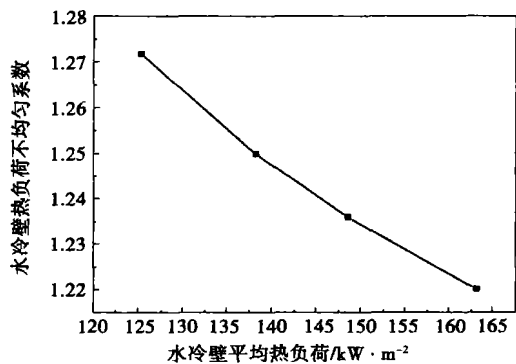


图 2 水冷壁平均热负荷与其热负荷不均匀系数关系

3.2.1 第一种情况

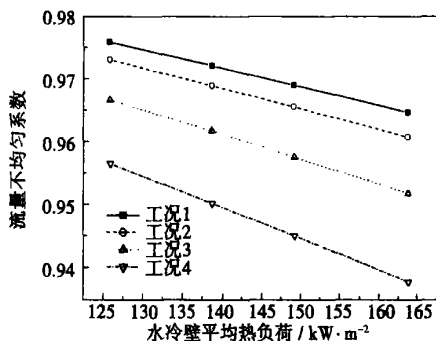
图 3(a)反映了壁面平均热负荷对流量偏差的影响。壁面平均热负荷在 $125.40 \sim 163.10 \text{ kW/m}^2$ 范围内,水冷壁流量不均匀系数随着壁面平均热负荷的增大而减小,且减小的幅度是较大的,这说明壁面平均热负荷是影响水冷壁流量偏差的重要因素。其原因是:壁面热负荷增大,相对于平均管、偏差管产生更多的蒸汽,偏差管比容与平均管比容偏差增大,因而水冷壁流量偏差增大,即水冷壁流量不均匀系数减小。

3.2.2 第二种情况

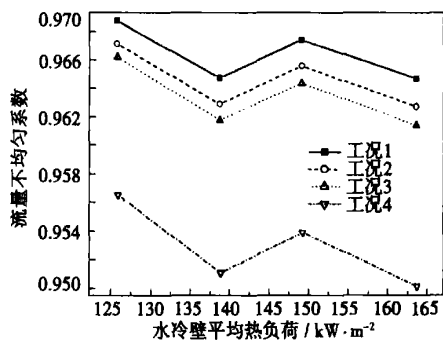
图 3(b)反映了水冷壁平均热负荷与其热负荷不均匀系数对流量偏差的共同影响。图 3(a)与(b)的差别是明显的。这说明在水冷壁热负荷发生变化时,壁面热负荷不均匀系数是否变化以及变化的程度,将很大程度地影响水冷壁流量不均匀系数。优化燃烧方式,减小壁面热负荷分布的不均匀性是减小水冷壁流量偏差的有效途径。

此外,从图 3(a)和(b)还可知,在以上两种情况下,相同的热负荷,不同工况下的水冷壁流量不均匀系数相差比较大。通过各工况其它主要参数的比较发现,各工况的汽包压力和给水比焓是不同的,这定性的表明汽包压力和给水比焓对水冷壁流量偏差的影响是较大的。下面具体分析汽包压力和给水比焓

对流量偏差的影响。



(a) 水冷壁平均热负荷对流量不均匀系数的影响



(b) 水冷壁平均热负荷与热负荷不均匀系数对流量偏差的共同影响

图 3 水冷壁热负荷的影响

3.3 汽包压力的影响

图 4 描述了汽包压力与水冷壁流量不均匀系数的关系。汽包压力从 $10 \sim 20 \text{ MPa}$ 范围内,水冷壁流量不均匀系数随着汽包压力的升高而增大,而且幅度较大。这说明汽包压力是影响水冷壁流量偏差的重要因素。其原因是:压力愈高,汽和水的比容相差就愈小,各回路流量相差的也就愈小,从而流量偏差就愈小,即流量不均匀系数增大。

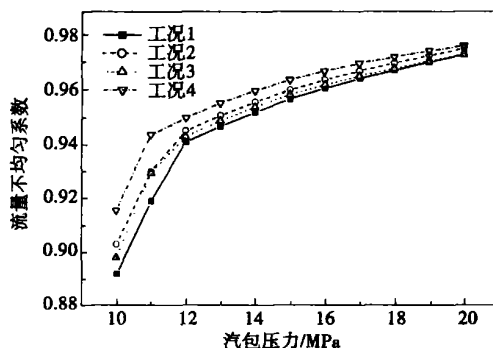


图 4 汽包压力的影响

从图 4 还可以发现,当汽包压力较低时,不同工况的水冷壁流量不均匀系数相差比较大,随着压力

的增大各工况下水冷壁流量不均匀系数相差越来越小。通过各工况其它参数的比较发现,各工况的热负荷和给水比焓是不同的。这表明在低压运行时,以上两个参数对水循环特性的影响较大,而在亚临界条件下运行时,影响则相对较小。综合以上分析可知,锅炉工作在压力较高的亚临界状态下,是适应一些运行条件(例如热负荷和给水比焓等)的变化,保持良好水循环的有效方法。

3.4 给水比焓的影响

图5描述了给水比焓与水冷壁流量不均匀系数的关系。给水比焓在800~1300 kJ/kg范围内,水冷壁流量不均匀系数随着给水比焓的增加而减小,但幅度不很大,这说明给水比焓是影响流量偏差的较重要的因素。其原因是:给水比焓增加,则上升管入口比焓增加,热水段长度减小,偏差管比容与平均管比容偏差增大,从而使流量偏差增大,即流量不均匀系数减小。

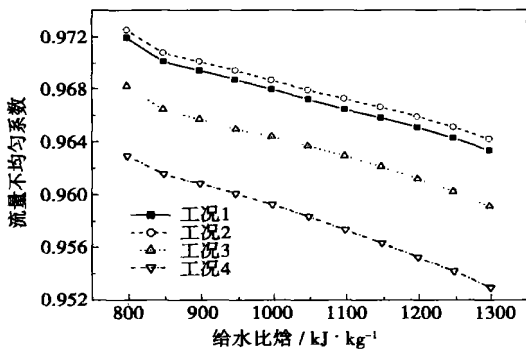


图5 给水比焓的影响

图5还表明,在相同的给水比焓的情况下,不同工况下的水冷壁流量不均匀系数相差比较大。通过各工况其它主要参数的比较发现,各工况的热负荷(包括壁面平均热负荷和热负荷不均匀系数)和汽包压力是不同。这说明热负荷和汽包压力对水冷壁流量不均匀系数有较重要的影响。这与本文3.2节和3.3节的分析一致。

3.5 循环泵增压的影响

图6描述了循环泵增压与水冷壁流量不均匀系数的关系。增压在0.1~0.6 MPa范围内,水冷壁流量不均匀系数随着循环泵增压的增加先减小而后增大,但总的来说,流量不均匀系数变化很小。这说明循环泵增压是影响水冷壁流量偏差的次要因素。其原因是:循环泵增压使得各个回路的压头都有相同幅度的增加,则各回路流量有相近程度的变化,从而

使流量不均匀系数变化不大。

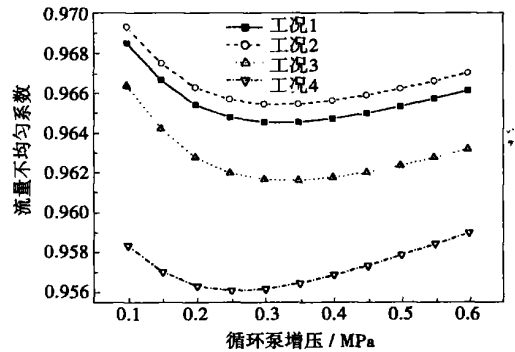


图6 循环泵增压的影响

从图6还可发现,在相同的循环泵增压的情况下,不同工况下的水冷壁流量不均匀系数相差比较大。通过各工况其它主要参数的比较发现,各工况的热负荷、汽包压力以及给水比焓是不同。这表明以上3个因素对水冷壁流量偏差的影响较大。这与本文3.2、3.3和3.4节的分析一致。

3.6 上升管管径的影响

图7描述了上升管内径与水冷壁流量不均匀系数的关系。内径在20~50 mm的范围内,水冷壁流量不均匀系数随着管径的增大而增大,且变化幅度很大。这说明上升管管径是影响水冷壁流量偏差的很重要的因素。其原因是:管径增大,使得各回路阻力系数减小,从而偏差管与平均管的流量偏差减小,即流量不均匀系数增大。

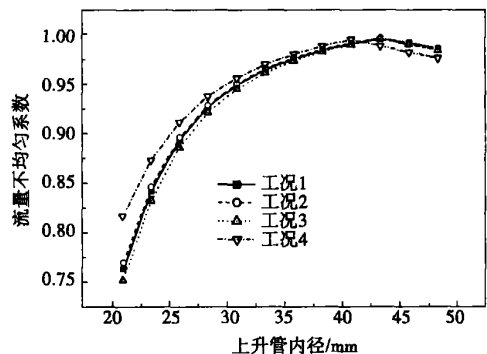


图7 上升管管径的影响

图7还表明,随着管径的变大,不同工况下的水冷壁流量不均匀系数偏差越来越小。通过对各工况其它参数的比较发现,各工况的壁面热负荷、汽包压力和给水比焓不同。这说明在小管径条件下,流量偏差受以上3个运行参数的影响较大,而当管径较

大时,受以上 3 个运行参数的影响相对较小。综合以上的分析可知,选用一个适当的管径将是适应炉内燃烧方式、汽包压力以及给水温度等运行参数变化,保持较好的水循环状况的有效方法。

4 结 论

(1) 水冷壁热负荷偏差对流量偏差有重要影响。优化燃烧方式,减小热负荷分布的不均匀性是减小水冷壁流量偏差的有效途径。

(2) 对于控制循环锅炉,在水冷壁结构偏差及热负荷偏差确定时,上升管内径对水冷壁流量偏差的影响最大;其次是汽包压力和壁面热负荷,再次是给水比焓,而循环泵增压的影响最小。

(3) 上升管内径存在最佳的设计值,可以适应水冷壁热负荷、汽包压力以及给水比焓等运行参数

的变化,保持较好的水循环状况。当上升管管径等结构参数确定时,锅炉在较高汽包压力、较低给水比焓以及适当大循环泵增压的工况下运行,流量偏差小,有利于水循环。

参考文献:

- [1] 冯俊凯,沈幼庭. 锅炉原理及计算[M]. 北京: 科学出版社, 1992.
- [2] 吴雨红. 控制循环锅炉水动力计算方法概述[J]. 锅炉技术, 2000, 31(10): 1—4.
- [3] 杨冬,陈听宽,唐人虎,等. 考虑汽水两相流动压降时的水冷壁流量偏差系数计算[J]. 热能动力工程, 2001, 16(2): 172—174.
- [4] 初云涛,周怀春. 基于炉内三维燃烧检测的蒸发系统分布参数建模[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(9): 20—25.
- [5] 初云涛,周怀春. 蒸发系统分布参数特性动态仿真研究[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(11): 17—22.

(渠 源 编 辑)

新技术 新产品

ЛМЗ 的汽轮机调节系统

据《Электрические станции》2005 年 10 月号报道,现在 ЛМЗ(列宁格勒金属工厂)能为汽轮机提供有 3 种型式的调节系统:

具有机械式调速器的机械液力系统;

具有机械式调速器的电力液压系统;

具有电子式调速器的电力液压系统。

具有机械调速器的机械液力调节系统保证转速调节的灵敏度优于 0.15%(±37.5 mHz)以上。这些系统在其组成中没有调节系统的电子部分。目前,这种调节系统主要应用于小功率汽轮机。

具有机械调速器的电力液压调节系统保证转速调节的灵敏度优于 0.06%(±15 mHz)以上。提高灵敏度是依靠在调节系统的电子部分中实现的频率校正器达到的。已有 200 多台汽轮机,包括热电站、核电站和燃蒸联合循环中的汽轮机,装备了这种型式的自动调节系统。

具有电子调速器的电力液压调节系统保证转速调节的灵敏度优于 0.04%(±10 mHz)以上。

(吉桂明 供稿)

under which the calculation was first conducted on a coarse grid without the use of cooling air, followed by a check calculation on a fine grid so as to shorten optimization time and enhance optimization efficiency. The calculation result shows that without cooling air the losses in both stator and rotor blades will somewhat be reduced and the performance enhanced with an increase in the turbine stage efficiency by 1%. With different cooling-air flow rates, the check calculation result shows that the stage efficiency will rise by 0.80% to 0.92%. The tendency featuring an increase in efficiency is basically identical to the case when no cooling air is used. This indicates that the method under discussion can be used for the optimized design of air-cooled turbines. **Key words:** air-cooled turbine, three-dimensional optimization, genetic algorithm, artificial neural network

控制循环锅炉水冷壁流量偏差影响因素数值分析=Numerical Analysis of Various Factors Affecting Flow Rate Deviation in Water Walls of Controlled Circulation Boilers[刊, 汉] CHU Yun-tao, ZHOU Huai-chun (State Key Laboratory of Coal Combustion under Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(5). — 456 ~ 460

With a 300 MW controlled circulation boiler serving as an object of study, a numerical analysis was conducted of the main factors affecting the flow rate deviation in water walls. Three-dimensional furnace flue-gas temperature distribution and furnace radiation energy signals obtained by the use of a combustion detection system were utilized to calculate wall-surface heat-flux distribution. With the actual deviation in thermal loads serving as boundary conditions, a numerical simulation method was adopted to study the effect of boiler operational and structural parameters on the deviation in flow rates. Such parameters include thermal load of water walls, boiler drum pressure, specific enthalpy of feedwater, boost pressure of circulating pumps and tube diameter of risers etc. The simulation results indicate that the diameter of the risers has the greatest influence on the deviation in flow rates followed by boiler drum pressure and wall-surface thermal loads. The diameter of the risers has an optimum design value. Under the condition of such a diameter, a boiler can adapt to any changes in operational parameters, maintaining a comparatively good water circulation state. Moreover, when the structural parameters of a boiler have been determined, the boiler unit can secure a small deviation in flow rates favorable to water-circulation while operating under the condition of a relatively high boiler drum pressure, relatively low feedwater specific enthalpy and moderately high boost-pressure of circulating pumps. **Key words:** controlled circulation boilers, boiler water wall, circulating pump, deviation in flow rates, numerical analysis

燃油热水锅炉的改进设计与分析=Improved Design of an Oil-fired Hot-water Boiler and Its Analysis[刊, 汉] HUANG Hui-lan, WU Zhi-min, LI Gang (Power Engineering Institute under University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), QIN Jian-ping (Guangxi Nanning Xinfeng Technology Research Institute, Nanning, China, Post Code: 530005) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(5). — 461 ~ 464

Traditional shell-and-tube type hot water boilers are characterized by a large volume, a complicated structure with thermal stress concentrations, high production cost and occasional difficulties in erection, after-sales and on-site maintenance. To overcome the shortcomings of the traditional hot-water boilers, the design of the oil-fired hot water boilers have been improved on to assume a group-annulus structure. A thermal and dynamic analysis was performed of the thermodynamic parameters of a finished product boiler with a tested heat generation amount equivalent to 350 kW. The results of the analysis indicate that the original and unique heat exchange structure of group-annulus type hot-water boilers can reduce thermal stresses and intensify convection heat exchange in the boilers. The radiation heat-exchange space and surfaces inside the furnace are comparatively large, leading to an outstanding heat-exchange performance. When the total heat-exchange quantity is constant, the group-annulus type boilers feature a small volume and heat-exchange surface area, a low metal consumption and a better performance-price ratio when compared with shell-tube type boilers. **Key words:** hot water boiler, structure, analysis