

超临界锅炉过热器炉内外壁温对比试验及分析

徐海川¹, 余艳芝¹, 张良波¹, 董功俊²

(1. 武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072; 2. 大别山发电有限责任公司, 湖北 麻城 438304)

摘 要: 在 600 MW 超临界锅炉机组上进行了过热器炉内外壁温测量对比试验, 目的是为了全面掌握超临界锅炉过热器炉内壁温状况。试验中实时采集了炉内壁温及炉外壁温的实时数据, 并将采集的各种数据分析对比, 从而对过热器的炉内壁温分布、炉内外壁温关联规律等进行了分析研究, 得到了 600 MW 超临界锅炉过热器炉内外温度特性即炉外与炉内的管壁温度波动趋势、过热器炉内外负荷、水煤比、主汽温度的波动与炉内外管壁温差波动趋势相同的规律, 对于研究 600 MW 超临界锅炉过热器管壁壁温监测以及寿命诊断具有重要的意义。

关 键 词: 超临界锅炉; 过热器; 壁温试验; 炉内管壁; 热电偶

中图分类号: TK229 文献标识码: A

引 言

大型锅炉过热器爆管是造成机组强迫停机的重要因素之一, 而大多爆管都是由于管壁超温引起, 因此准确把握过热器壁温分布情况, 才能对过热器的运行状态和锅炉的安全性正确判断。随着经济的飞速发展, 发电行业中的电站锅炉也逐渐趋向大型化, 在炉膛出口以及各高温受热面进口截面上, 烟气速度及烟温的分布偏差越来越大, 使过热器并列屏片和同屏的各个并列管间的吸热偏差及管壁所承受的壁温差也越来越大。要进行大型锅炉高温受热面管壁的监测和寿命预测, 很重要的一点是要知道管子各处的温度分布。由于蒸汽流经管内温度不断升高, 而管外的烟气温度沿烟道横截面分布不均, 且沿烟气流向在不断传热, 因而管内各处温度都有不同, 使得有的管段的温度高于整个管内的平均温度, 这也是高温受热面管子之所以过热或爆管的原因^[1-4]。

但是在现有测试条件下, 要对高温受热面炉内壁温进行长期实时监测还无法办到, 只能通过测定

炉外壁温去推算炉内壁温, 而要知道炉内各处的壁温, 拟采用试验与理论计算结合的方法, 以求尽可能正确的得到炉内管子各处的壁温^[1], 为此, 需要进行锅炉过热器的炉内壁温进行测量。

1 锅炉概况

锅炉过热器炉内外壁温测量对比试验是在湖北黄冈大别山发电有限公司超临界 600 MW HG-1 970/25.4-YM4 型锅炉中的 1 号炉上进行的。锅炉为一次中间再热、超临界压力变压运行带内置式再循环泵启动系统的本生(Benson)直流锅炉, 单炉膛、平衡通风、固态排渣、全钢架、全悬吊结构、 π 型布置锅炉岛为露天布置。采用 30 只低 NO_x 轴向旋流燃烧器(LNASB)前后墙布置、对冲燃烧方式, 正压直吹制粉系统 6 台 HP1003 中速磨煤机。锅炉以最大连续出力工况(BMCR)为设计参数, 具体参数如表 1 所示。

表 1 锅炉主要技术参数

	BMCR	TRL
过热蒸汽流量/ $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	1 970	1 876
过热器出口蒸汽压力/MPa	25.4	25.28
过热器出口蒸汽温度/ $^{\circ}\text{C}$	571	571
再热蒸汽流量/ $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	1 649	1 565.5
再热器进口蒸汽压力/MPa	5.20	4.93
再热器出口蒸汽压力/MPa	4.99	4.73
再热器进口蒸汽温度/ $^{\circ}\text{C}$	339.2	330.8
再热器出口蒸汽温度/ $^{\circ}\text{C}$	569.0	569.0
省煤器进口给水温度/ $^{\circ}\text{C}$	293.8	289.9

收稿日期: 2010-04-20; 修订日期: 2010-05-14

作者简介: 徐海川(1985-)男, 河南信阳人, 武汉大学硕士研究生。

该锅炉下部由冷灰斗到标高 46.529 m 处为螺旋水冷壁,上部是垂直管屏水冷壁。锅炉的汽水流程以内置式启动分离器为界,设计成双流程,工质从炉膛下部的入口集箱进入,流经螺旋水冷壁,再连接至炉膛上部的水冷壁垂直管屏和后水冷壁吊挂管,然后经下降管转过折焰角、水平烟道底包墙和水平烟道侧墙,再引入汽水分离器。从汽水分离器出来的蒸汽引至顶棚和包墙系统,再进入低温过热器中,然后再流经屏式过热器和末级过热器。

2 试验目的与实验方案

2.1 试验目的

炉内壁温测量及炉内外壁温对比试验需要选定过热器不同管排及管子上安装炉内壁温测点,从而在各种典型工况下进行炉内壁温测量及炉内外壁温对比试验。试验目的是为了了解测点处的壁温、炉内壁温和炉外壁温的关系,以及比较沿烟道宽度方向不同部位管壁温度,为尽可能正确地得到炉内管子壁温分布提供依据^[1]。

2.2 试验方案

本锅炉机组过热器系统内布置有炉外壁温测点,主要用于测量及监视锅炉过热器各级受热面出口工质的温度及主蒸汽温度。试验采用铠装型镍铬-镍硅热电偶测量壁温,其是将热电偶丝、绝缘材料和不锈钢保护套管三者组合装配后,经过拉伸加工而成的一种坚实的组合体。铠装型镍铬-镍硅热电偶构造简单、使用方便、易于维护、便于信号的远传和实现多点切换测量。热电偶通常是由两种不同的金属丝组成,外有保护套管,使用方便。短期工作温度为 1 200 °C,长期工作温度范围为 900 °C 以下。

该炉屏式过热器为 30 组,每片管屏的管子数量为 28 排,末级过热器为 30 组,每片管屏的管子数量为 20 排。结合原有的炉外测点,在 1 号炉的过热器系统中增设了炉内壁温测点 9 个。其中,屏式过热器布置炉内壁温测点 3 个,分别位于左起第 2 片屏第一根、第 8 片屏第三根、第 13 片屏第一根的标高 58 m 处;末式过热器布置炉内壁温测点 6 个,分别位于左起第 2 片屏第一根、第 8 片屏第三根、第 13 片屏第一根的分别在标高 55.3 和 63 m 处,具体测点布置位置如图 1 所示。

新安装的炉内壁温测点通过引线接入大别山电厂监测系统的实时数据库中,并对测量数据临时分配标签,根据标签名将采集的试验数据制成 Excel

数据表格,确定需要采集数据的时间段和 2 min 的时间间隔,系统将会自动采集数据。安装测点后,机组连续运行一个半月时间,炉内壁温的试验测点仍保存完好,数据合理正常。

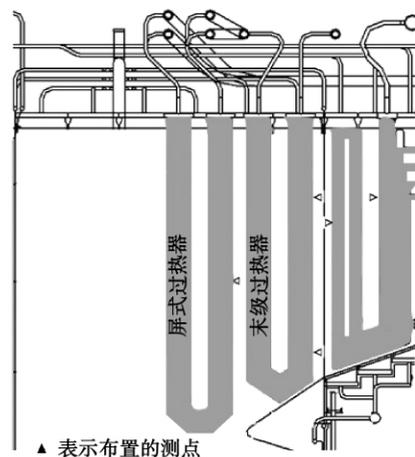


图 1 壁温炉内布置测点位置示意图

3 试验结果与分析

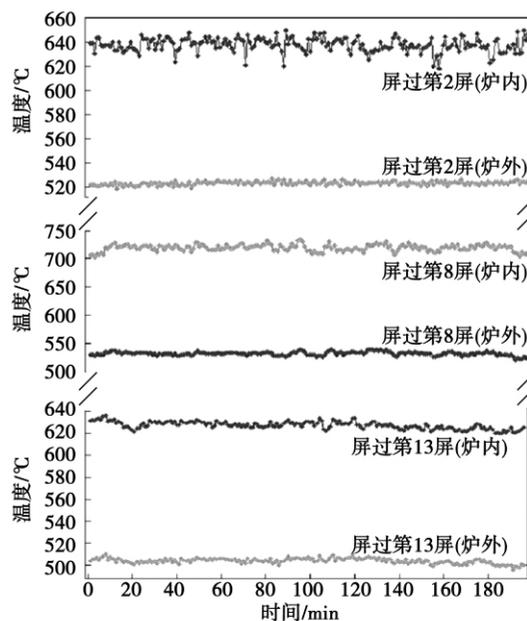


图 2 屏式过热器炉内外壁温对比曲线

壁温试验测试结果如图 2 ~ 图 7 所示。据试验曲线可得到以下结论:

(1) 对整个过热器区域而言,在满负荷下所得的屏式过热器区域炉内管壁温度在 620 ~ 740 °C

范围内变化;在满负荷下所测得的末级过热器区域炉内管壁温在 590 ~ 640 °C 范围内变化。从炉外测点结果可以得知,末级过热器的出口温度均高于屏式过热器的出口温度,但是炉内测点温度就没有呈现出这种规律,如图 2 ~ 图 4 所示。

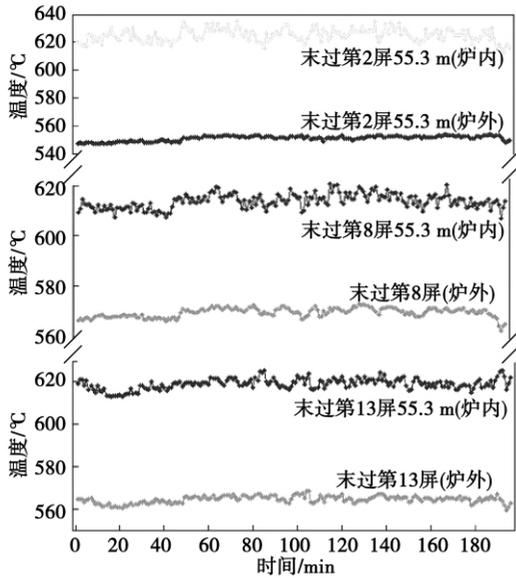


图 3 末级过热器(55.3 m) 炉内外壁温对比曲线

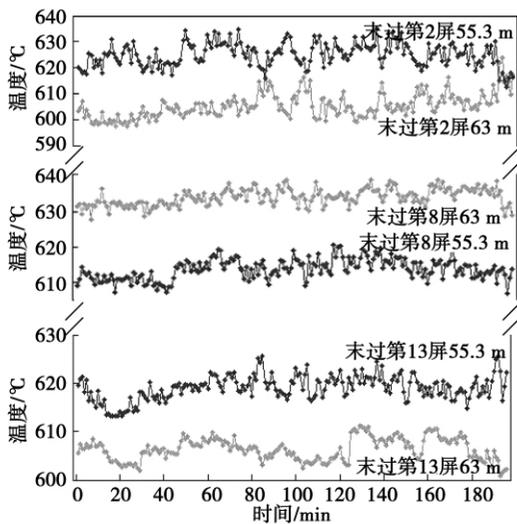


图 4 末级过热器炉内壁温对比曲线

(2) 在锅炉机组满负荷运行下,在屏式过热器区域,炉内标高 58 m 处左起第 8 排炉内管壁温度最高,如图 2 所示;在末级过热器区域,炉内标高 55.3 m 处左起第 2 排炉内管壁温度最高,高于末级过热器的第 2、13 管排的管壁温度;在炉内标高 63 m 处左起第 8 排炉内管壁温度最高,高于末级过热器的

第 2、13 管排的管壁温度。对比得知:末级过热器区域,炉内标高 63 m 处左起第 8 排炉内管壁温度最高,如图 2 ~ 图 4 所示。即可知位于烟道中心、最外侧屏的壁温以及热负荷不是整个过热器区域的最高点,且推断出炉膛上部及炉膛出口处存在一定程度的烟气残余扭转。

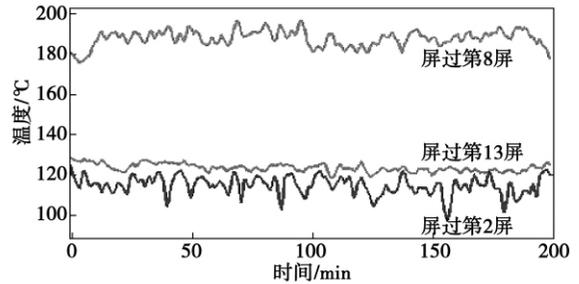


图 5 屏式过热器炉内外管壁温差 Δt 对比曲线

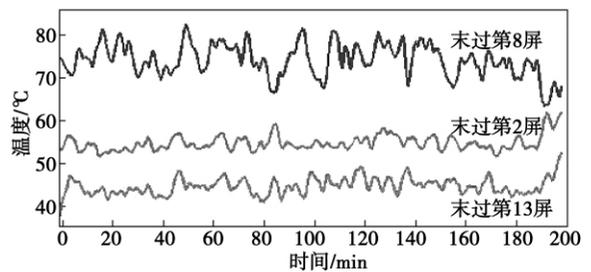


图 6 末级过热器(标高 55.3 m) 炉内外管壁温差 Δt 对比曲线

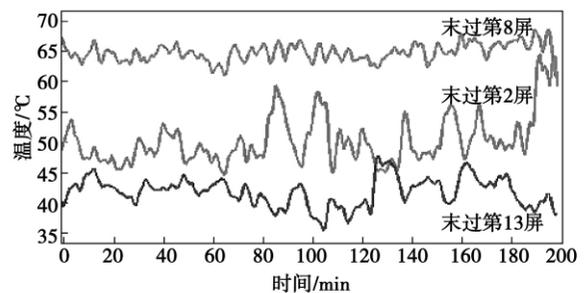


图 7 末级过热器(标高 63 m) 炉内外管壁温差 Δt 对比曲线

(3) 在屏式过热器区域,满负荷下测得炉内温度均高于炉外的温度,温差在 100 ~ 200 °C 的范围内,其中以屏式过热器第 8 屏的炉内外温差最大,如图 5 所示。在末级过热器区域,满负荷下测得炉内温度均高于炉外的温度,温差在 35 ~ 80 °C 的范围内,如图 6 和图 7 所示;并且炉内标高 55.3 m 处左

起第 2、13 排炉内管壁温度高于炉内标高 63 m 处左起第 2、13 排炉内管壁温度,其温差在 10 ~ 25 °C 的范围内;炉内标高 63 m 处左起第 8 排炉内管壁温度高于炉内标高 55.3 m 处左起第 8 排炉内管壁温度,其温差在 10 ~ 25 °C 的范围内。可知在满负荷运行的条件下,屏式过热器炉内外温差较末级过热器的要大些,整个过热器区域的炉内外温差均保持在一个相对稳定的数值状态下。

(4) 当机组负荷在 400 MW 以下时,由于一般投运下层火嘴,燃烧火焰中心较低,过热器炉内管壁温度相应也较低,一般在 600 °C 以下;当机组负荷在 400 MW 以上时,过热器炉内管壁温度仍然会上升至 600 °C 以上。过热器炉内与炉外的管壁温度均随负荷的变化而变化,并在一定条件下呈正比的关系。但是在机组启动调整过程中的某些工况下,过热器的温度波动幅度比较大,过热器温度超过了满负荷时过热器所达到的炉内最高壁温,这与机组负荷的波动幅度较大、风量过小以及工质流量过小等有关。

4 炉内外壁温的关联模型

采取对冲燃烧方式的锅炉机组旋流燃烧器的炉膛出口烟温比较均匀,同屏管间壁温差减少;过热器各并列管管壁温度影响因素主要有:管内的工质温度、流量;管外烟气温度、烟气的流速、辐射强度及管子特征参数,并列管之间、同一根管不同的管段所处的烟温、烟速环境不同及管内工质温度及流量的差别使得过热器管壁温度不尽相同^[1]。管壁计算温度是指在考虑了沿烟道断面和管子周界吸热量的不均匀性,沿管壁的热散漫、水力不均匀性以及蛇形管的机构不一致的情况下,计算得出管壁温度的局部最大值。

对于过热器某确定的管段,该处的工质温度是该段过热器壁管的中间温度,但是在实际运行过程中试验无法测量,能够测量到的是该段出口处工质的温度^[3]。如何利用炉外过热器壁温预测炉内壁温,关键在于能够找出过热器各管的炉内外温差的变化规律。从试验图示中和俄罗斯热力计算标准公式,可以看出,炉内外温差并不是一个定值,而是在一定的范围内波动。经分析,它是一个与热负荷、流量、主汽温度等有关的参数。对于过热器的某段确定的管子的炉内温度,其根本上是与机组实际负荷、煤水比以及主汽温度密切相关,通过过热器炉内外壁温对比试验得到的数据,可以对不同位置的屏式、

末级过热器建立出炉内外的数学关联模型。

通过对试验数据的分析,满足拟合的方程与数据的误差平方和为最小,所以采取最小二乘法拟合。在实验、测量或统计数据的时候,常常用一个拟合曲线或方程去逼近这些数据,而要求与数据的误差平方和为最小。设其拟合曲线为 $S(x)$, 则误差:

$$R = \sum_{i=0}^m [S(x_i) - y_i]^2 = \min \quad (1)$$

这就是曲线拟合的最小二乘法。

通过试验数据分析,选定屏式过热器炉内温度最高的左起第 8 片屏作为拟合关联模型的对象。通过对试验数据的分析,拟合得到屏式过热器炉内外关联模型:

$$\Delta T = 0.0154W + 9.0704\theta + 0.3915T_M - 100.928 \quad (2)$$

式中: ΔT —末级过热器炉内外温差, °C; W —机组的实际负荷, MW; θ —机组的水煤比; T_M —机组的主汽温度, °C。

按照拟合式(2)计算得到的屏式过热器左起第 8 片屏温差计算值与试验值比较如表 2 所示:

表 2 屏过第 8 片屏炉内外温差计算值与试验值

实际负荷/MW	水煤比	主汽温度/°C	温差计算值/°C	试验值/°C
626.78	5.943	578.13	188.96	188.8
627.23	5.85	579.56	188.69	186.9
617.72	5.806	576.21	53.82	75.3

选定炉内标高 55.3 m 下,末级过热器炉内温度最高的左起第 2 片屏作为拟合关联模型的对象。通过对试验数据的分析,拟合得到其炉内外关联模型:

$$\Delta T = -0.1901W + 15.137\theta + 0.8326T_M - 376.387 \quad (3)$$

按照拟合式(3)计算得到的末级过热器左起第 2 片屏温差计算值与试验值比较如表 3 所示。

表 3 末过第 2 片屏炉内外温差计算值与试验值

实际负荷/MW	水煤比	主汽温度/°C	温差计算值/°C	试验值/°C
626.78	5.943	578.13	75.77	80.1
627.23	5.85	579.56	75.47	77.1
617.72	5.806	576.21	73.82	75.3

选定炉内标高 63 m 下,末级过热器炉内温度最高的左起第 8 片屏作为拟合关联模型的对象。通过对试验数据的分析,拟合得到其炉内外关联模型:

$$\Delta T = 0.1156W - 8.6598\theta - 0.2244T_M + 172.591 \quad (4)$$

按照拟合式(4)计算得到的末级过热器左起第8片屏温差计算值与试验值比较如表4所示。

表4 末过第8片屏炉内外温差计算值与试验值

实际负荷/MW	水煤比	主汽温度/℃	温差计算值/℃	试验值/℃
626.78	5.943	578.13	63.85	64.4
627.23	5.85	579.56	64.39	63.9
617.72	5.806	576.21	64.42	65.6

从壁温计算的理论基础出发,提出了炉内壁温与炉外壁温及过热器进出口温差之间存在隐含关系的新见解,比较分析了影响过热器炉内外温差的几个因素。根据过热器满负荷工况下得到的炉内外壁温测试数据及炉内外壁温的基本关系形式,拟合出温度较高的3个具有代表性位置的屏式过热器炉内外壁温对比关系式,以此总结建立了一个过热器炉内外壁温关联模型。利用过热器炉内外壁温关系式,由炉外壁温推导出的炉内壁温数值与试验测试值进行比较验证,如表2~表4所示,结果符合较好,最大误差小于±6℃。

5 结 论

(1) 本研究壁温试验的基本思路源于过热器炉内外管壁的相互关联,当影响炉内壁温的因素(烟温、烟速、管内蒸汽流量、水煤比等)变化时,炉内外的壁温均会随之变化。根据这种关系,在过热器的炉内外管壁的对对应位置分别安装壁温测点,对锅炉的所有运行工况下的炉内外壁温建立对应关系。即使炉内安装的测温点受恶劣环境的影响而失去信号,仍可利用炉内外壁温建立的对应关系,得到锅炉工况参数及炉外壁温炉内壁温的状况。

(2) 在锅炉满负荷运行期间,随负荷的波动,炉内外管壁温度波动趋势相同,即当炉内壁温变化或者炉内壁温有扰动时,炉外壁温会随着变化或者扰动,在一定程度上反映炉内壁温的状况,从而找到内外壁温之间的关系。根据屏式、末级过热器不同试验工况下得到的机组运行测试数据及炉内外壁温差的基本关系形式,拟合出屏式、末级过热器炉内外壁温对比关系式,从而可以建立起屏式、末级过热器炉内外壁温数学关联模型。

(3) 本研究工作目的是通过对炉外工质温度的监测推断出炉内的温度变化情况,并建立出炉内外壁温的关联模型,可以在锅炉运行过程中准确把握过热器炉内管子的超温状况,对实现600MW超临界锅炉过热器炉内壁温的计算与监测有着重要的参考意义。

参考文献:

- [1] 余艳芝,唐必光,李树雷.高温过热器壁温测试及计算[J].热能动力工程,2003,18(1):71-73.
- [2] 付强,余艳芝,王志民,等.330MW旋流对冲锅炉分隔屏过热器三维壁温计算[J].电站系统工程,2005,21(2):23-24.
- [3] 李冰,唐必光,余艳芝,等.电站锅炉过热器三维壁温计算的新方法[J].热力发电,2003(12):5-7.
- [4] 袁益超,陈之航,施宝珍.对流过热器与再热器的汽温偏差对烟温偏差的敏感性研究[J].动力工程,1999,19(2):29-32.
- [5] YU YANZHI, XU HAICHUAN, TANG BIGUANG. Test and correlative formula of boiler superheater inner-flue and outer-flue tube wall temperature//2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference[C]. APPEEC 2009 Proceedings 2009.
- [6] 李旭.过热汽温的动态特性与控制[J].动力工程,2007,27(2):199-203.

(编辑 陈 滨)



在断开一台主循环泵时,ВВЭР-1000反应堆的工作特点

据《Гяженое машиностроение》2010年8月号报道,按照ВВЭР-1000型压水堆的设计和运行条件,反应堆在与工作中的主循环泵功率相适应的功率级情况下,允许断开具有3~4台同时工作的主循环泵中的一台泵。

分析了在断开主循环泵时由于载热体在活性区加热,反应堆的功率将随载热体温度的变化而变化的关系。

得到了在断开一台主循环泵时,有关一回路和二回路参数的变化;得到了主调节器装置的工作、工艺保护和联锁装置工作的试验数据;在修正设计和运行文件时,以及在检验用于论证核电站安全性的计算代码时,可以应用这些数据。

在所研究的反应堆过渡的动态工况中:证实了装置和系统的工作是安全、可靠和稳定的;设备、调节和保护系统的工作符合设计要求;一回路和二回路的参数不会达到故障保护的整定值。

(吉桂明 摘译)

不同组合方式下新型凹凸壳换热板通道的换热性能研究 = **Study of the Heat Exchange Performance of a New Type Convex and Concave Shell Heat Exchange Plate-formed Passage Under Different Combination Modes** [刊 汉] LIU Jian-yong, LI Jing (Chemical Machinery and Safety Research Institute, College of Machinery and Automobile, South China University of Science and Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510641) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(2). - 191 ~ 196

By using a numerical simulation method, studied was the heat exchange characteristics of the flow in a new type convex and concave shell heat exchange plate-formed passage with the convex and concave shells adopting two combination modes, in-line and staggered arrangement in the flow direction. The research results show that whatever the staggered or in-line arrangement is adopted, three longitudinal vortexes invariably emerge inside each convex and concave shell, the longitudinal vortex at the bottom of the shell has a minimum disturbance degree and the heat exchange intensification is mainly acted on the convex and concave shell. When the staggered arrangement is adopted, two longitudinal vortexes are formed in the x direction between any two neighboring shells and greatly intensify the heat exchange through the wall surface of the shell. Although relatively more longitudinal vortexes take shape in the staggered arrangement, the flow resistance is big in the passage, resulting in a relatively low overall disturbance degree to the fluid and an unobvious enhancement of the heat exchange coefficient compared with that in the in-line arrangement. When $Re = 4930$, compared with the convex and concave shell plate-formed passage in the staggered arrangement combination mode, the j factor in the in-line arrangement combination mode increases by 5.63% while the f factor decreases by 39.1%. The j and f factor in the in-line arrangement combination mode of the convex and concave shells increase by 8.44% and 7.9% respectively when compared with those of the dimple plates.

Key words: convex and concave shell heat exchange plate, longitudinal vortex, heat exchange performance, staggered arrangement, in-line arrangement

基于场协同理论的强化传热综合性能评价因子 = **Overall Performance Factor for Evaluating Intensified Heat Conduction Based on the Field Synergy Theory** [刊 汉] XIA Xiang-ming, ZHAO Li-wei, XU Hong, et al (United Nations Key Laboratory on Chemical Engineering, College of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200237) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(2). - 197 ~ 201

From the perspective of the field synergy theory, a non-dimensional performance factor Φ was presented for comprehensively evaluating the intensified heat conduction effectiveness on the heat exchange surfaces. To prove its soundness and correctness, two examples were enumerated for conducting a three-dimensional numerical simulation, i. e. spirally twisted flat tube and corrugated-plate-formed passages. The non-dimensional performance factor Φ was calculated and compared with the traditional intensified heat conduction evaluation factor η . It has been found that both Φ and η assume an identical tendency and can reflect the overall performance of the heat exchange surfaces, therefore they can both serve as parameters for evaluating overall performance of intensified heat conduction. **Key words:** field synergy, intensified heat conduction, non-dimensional performance factor, overall performance, numerical simulation

超临界锅炉过热器炉内外壁温对比试验及分析 = **Contrast Experiment and Analysis of the Inner and Outer Wall Temperature of a Supercritical Boiler Superheater** [刊 汉] XU Hai-chuan, YU Yan-zhi, ZHANG Li-ang-bo (College of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan, China, Post Code: 430072), DONG Gong-jun (Dabieshan Power Generation Co. Ltd., Macheng, China, Post Code: 438304) // Journal of En-

gineering for Thermal Energy & Power. - 2011 ,26(2) . -202 ~206

On a 600 MW supercritical boiler performed was an inner and outer wall temperature measurement contrast experiment of the boiler with a purpose to comprehensively grasp the infurnace wall temperature conditions of the boiler superheater. During the test , the data showing the change of the internal and external wall temperatures were real-time acquired , and compared and analyzed with each other. The in-furnace wall temperature distribution of the superheater and the correlation law governing the internal and external wall temperatures etc. were thereby analyzed and studied. The internal and external wall temperature characteristics of the above-mentioned boiler superheater were obtained , including the fluctuation tendency of the tube wall temperatures inside and outside the furnace , the inside and outside load of the superheater , water/coal ratio and an identical regularity governing the fluctuation of the main steam temperature and the fluctuation tendency of the tube wall temperature difference ΔT inside and outside the furnace. The foregoing is of major significance for tube wall temperature monitoring and life diagnosis of 600 MW supercritical boiler superheaters in the future studies. **Key words:** supercritical boiler , superheater , wall temperature test , in-furnace tube wall , thermocouple

链条炉飞灰沉积的数值模型与计算 = **A Numerical Model for Calculating Fly-ash Deposition in a Chain Grate Stoker** [刊 ,汉] WANG Yuan , ZHANG Pin , LIN Peng-yun , et al(Thermal Energy Engineering Research Institute , Shanghai Jiaotong University , Shanghai , China , Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 ,26(2) . -207 ~211

The ash deposition and slagging in an industrial purpose boiler affects the combustion and heat transfer in the furnace and lowers the thermal efficiency of the boiler. With a view to solving the problem of the ash deposition and slagging in the boiler , established was a three-dimensional numerical model for calculating the fly-ash deposition in a chain grate stoker with the fly-ash transmission , collision and cohesion process being taken into account. In combination with the fly-ash precipitation characteristics on the bed layer surface of a chain grate stoker obtained through tests , the fly-ash deposition amount and ash/slag thickness at different locations in the furnace in a time duration were predicted. The slagging locations predicted by using the model in question are in agreement with the test ones. The front and side wall corresponding to the rear arc and the upper portion of the chain grate stoker are regarded as the areas with serious ash deposition and slagging. The slagging thickness predicted by using the model is excessively lower than the test one. To measure the fly-ash amount precipitated at a higher precision can enhance the prediction precision of the slagging thickness. Through an analysis of the simulation results , measures for preventing the ash deposition and slagging were given. **Key words:** engineering thermophysics , fly-ash deposition model , numerical simulation , industrial purpose boiler , laminar combustion , fly-ash precipitation

内嵌逆流柱型风帽防漏特性的实验研究 = **Experimental Study of the Leakage Prevention Characteristics of a Built-in Counterflow Cylindrically-shaped Air Button** [刊 ,汉] YI Xiao-jiang , LU Qing-gang , ZHU Zhi-ping , et al(Engineering Thermophysics Research Institute , Chinese Academy of Sciences , Beijing , China , Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 ,26 (2) . -212 ~215

For built-in counterflow cylindrically-shaped air buttons destined for the furnace air distributor of a 200 MW circulating fluidized bed boiler , water was used to simulate the bed material and the air chamber was artificially divided , forming a non-equilibrium pressure distribution in the air chamber and leading to a water leakage from the special-purpose air buttons. When the fluidized air quantities were 2640 3120 3600 and 4080 m³/h respectively and the