

600 MW 超临界“W”型火焰锅炉优化内螺纹管壁温及
热负荷分布试验研究陈一平¹, 于鹏峰¹, 潘 挺²

(1. 湖南省电力公司科学研究院, 湖南 长沙 410007; 2. 北京巴布科可·威尔科克斯锅炉有限公司, 北京 100043)

摘 要: 在超临界“W”型火焰锅炉水冷壁上设计安装了监测管内外壁温及管内工质温度的测量装置, 得到了优化内螺纹垂直水冷壁管壁温、管内工质温度及典型负荷下炉膛截面热负荷分布等实炉运行数据。试验及研究表明: 在机组由亚临界到超临界的转换过程中, 管水冷壁管内外壁温与管内工质温度呈现剧烈变化状态, 在超临界负荷下, 内壁与工质的换热明显减弱, 水冷壁的安全性受到威胁; 管内外壁温差及内壁与工质温差沿炉膛宽度和深度方向均呈现中间高两侧低的分布, 水冷壁向火侧管外壁温度大大低于设计值, 水冷壁有较大的安全裕量, 实际炉膛截面热负荷分布介于两种设计热负荷值之间。

关 键 词: 超临界“W”型火焰锅炉; 优化内螺纹管; 壁温; 热负荷

中图分类号: TK223

文献标识码: A

符号说明

λ —管子导热系数, $W/m \cdot K$;
 φ —均流系数;
 q_{wb} —热流密度, $W \cdot (m^2 \cdot s)$;
 R —管子外壁半径;
 r —管子内壁半径;
 S —管间节距;
 δ —鳍片厚度

引 言

对于超临界“W”型火焰锅炉, 由于炉膛前后墙采用炉拱结构, 形状复杂, 水冷壁管屏设计不能象将燃烧器对冲和四角布置方式的锅炉一样采用螺旋上升形式, 只能采用垂直管圈水冷壁。采用垂直管圈水冷壁必然面临热负荷不均匀而引起水冷壁超温、水动力安全性不良等问题。因此, 在低质量流速下, 进行优化内螺纹管水冷壁垂直管圈的管壁温度和炉膛热负荷分布对锅炉安全运行具有重要意义, 由于炉内煤粉燃烧过程的复杂性和锅炉安全风险等原因, 对炉膛水冷壁的内外壁温、工质温度和热负荷(热

流密度) 进行准确的实炉测试是非常困难的。目前, 有关这方面试验, 在此之前还未见报道。

大唐华银金竹山火力发电分公司 3 号锅炉为世界上首台投运的 600 MW 机组超临界“W”型火焰锅炉, 出于对超临界“W”型火焰锅炉安全性的担忧和设计上的优化考虑, 在下炉膛水冷壁的两个标高位置加装了经特殊设计的包含监测水冷壁内外管壁温及管内流体温度的测量装置(简称测温装置), 进行了不同负荷下水冷壁管内外壁温、工质温度和炉膛截面热负荷分布规律研究。

1 设备概况

大唐华银金竹山火力发电分公司 3 号锅炉系北京 B&W 公司生产的 B&WB-1900/25.4-M 型超临界参数变压直流本生锅炉。锅炉为超临界参数、垂直炉膛、一次中间再热、平衡通风、固态排渣、全钢结构架、露天布置的“W”型火焰锅炉, 带循环泵的内置式启动系统, 配 6 台上海重型机器厂生产的 BBD4366 双进双出钢球磨煤机, 24 只浓缩型 EI-XCL 低 NO_x 双调风旋流燃烧器, 对称布置在锅炉的前后拱上组成“W”型火焰燃烧方式。

锅炉下炉膛水冷壁采用西门子公司优化内螺纹管(OMLR)垂直管圈技术, 采用 $900-1100 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 的低质量流速, 水冷壁管规格为 $\varphi 32 \times 6$, 材质为 SA-213T12, 上炉膛采用较高的质量流速, 水冷壁管材质为 15CrMoG。优化内螺纹管是西门子公司在成熟的普通多头内螺纹管(MLR)技术基础上对管内螺纹数量及几何特征作出的优化改造, 并通过在专业试验台进行传热及流动特性的测试, 得出该新型内螺纹管(OMLR)的优点是: 炉膛水冷壁管内工质可以在较低质量流速的下使管子得到更好的冷却, 因质量流速较低, 使得炉膛水冷壁在超临界

收稿日期: 2013-11-15; 修订日期: 2014-01-21

作者简介: 陈一平(1964-), 男, 湖南新邵县人, 湖南省电力公司科学研究院高级工程师, 硕士。

压力下,具有了与自然循环类似的自补偿水动力特性,从而提高了锅炉运行安全性。

2 水冷壁设计热负荷

炉膛热负荷分布是锅炉水动力计算设计的基础,要保证炉膛水冷壁的安全,必须对炉膛内热负荷情况有准确把握,最直接的方法是在实炉或缩小的模化锅炉上进行测试,由于客观条件限制,要开展这项工作非常困难,在此前国内外还没有针对“W”火焰锅炉进行过模型炉和实炉的热负荷测试。锅炉厂设计时只能根据投运的亚临界“W”火焰锅炉现场测试的炉膛温度数据进行总结和程序计算,然后在此基础上综合考虑各种可能引起热负荷偏差的因素,最终确定锅炉的设计热负荷分布。

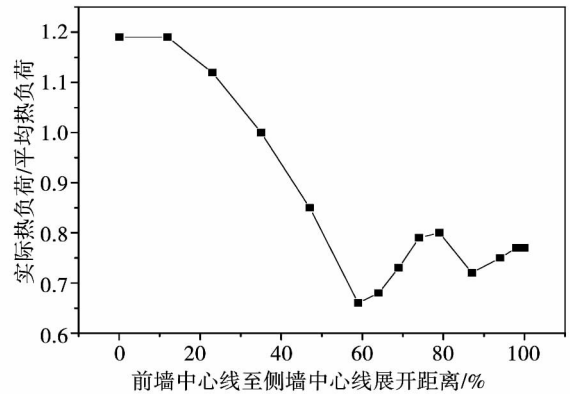
金竹山电厂3号锅炉的设计热负荷分布,事先并没有实炉及模型炉热负荷测试的基础,美国巴威公司是在一台PC(直流)锅炉测试的基础上,结合燃烧方式的特点和已投运的“W”火焰锅炉现场测试数据,根据程序计算出固有热负荷分布,图1为采用CFD(计算流体动力学)数值模拟技术计算出的从前(后)墙中心线至侧墙中心线(即1/4炉膛)的下炉膛截面两种固有热负荷分布,在炉膛水动力设计中,需按这两种热负荷分布进行安全性校验,即设计方案必须同时满足这两种热负荷安全分布的要求。图1(a)侧墙中心线热负荷较低,图1(b)侧墙中心线热负荷较高。为了保证水冷壁的安全性,在计算管子最小壁厚时,还考虑了最大局部吸热率的极端情况。

3 测温装置设计安装与数学模型

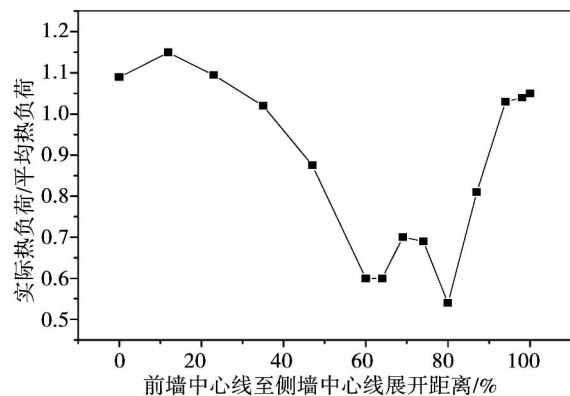
3.1 测温装置设计与布置

测温装置由3根与优化的内螺纹水冷壁管完全相同材质和型号的短管组成,管子之间用鳍片相连,中间管子的周向不同位置安装了5根热电偶,这些热电偶粘在管壁上,分别用来测量水冷壁管内工质温度 t_f (1根)、管子内壁面温度 t_{nb} (2根)和管子向火侧外表面温度 t_{wb} (2根)如图2所示。该装置安装在汽水两相转换最剧烈,同时也是管子安全性最差的下炉膛出口32.8 m标高(拱喉口上方4.2 m处)和下炉膛出口中间联箱以下1.3 m、即41.3 m标高处,在前墙右半部和右侧墙的前半部的1/4炉膛

的这两个标高处共对称安装了10个测温装置如图3所示。此外,在标高为33.2 m下炉膛水冷壁管背火侧安装了30个外壁温度测点,在上、下炉膛水冷壁出口安装了大量壁温测点。试验测点布置如表1所示。



(a) 侧墙热负荷低



(b) 侧墙热负荷高

图1 锅炉两种固有截面热负荷分布
Fig.1 Thermal load distribution in two kinds of inherent cross section of a boiler

表1 试验温度测点分布

Tab.1 Distribution of test temperature measuring points

编号	名称	标高	测点点数
1	内外壁、工质测温装置(1)	32.8 m	前墙3个(TC-4、TC-5、TC-6) 右墙2个(TC-9、TC-10)
2	内外壁、工质测温装置(2)	41.3 m	前墙3个(TC-1、TC-2、TC-3) 右墙2个(TC-7、TC-8)
3	下炉膛水冷壁出口壁温	43 m	前后墙204个,侧墙56个
4	下炉膛水冷壁背火侧外壁温	33.2 m	前后墙各24个,侧墙各3个
5	上炉膛水冷壁出口壁温	炉顶	前墙57个,两侧各17个

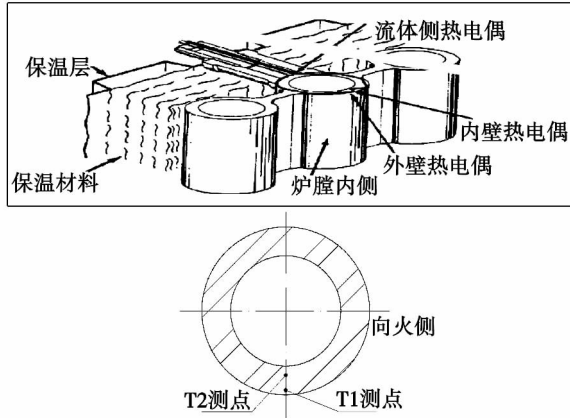


图 2 热负荷测温装置示意图
Fig.2 Schematic diagram of the heat load and temperature measuring device

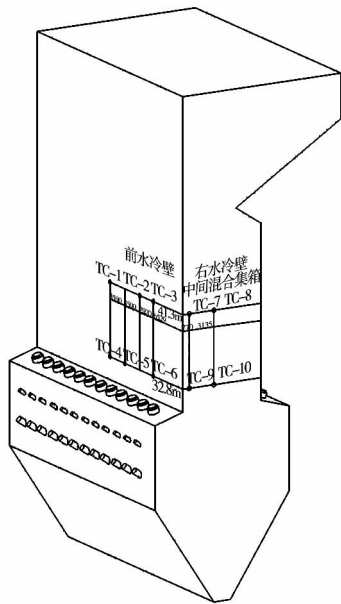


图 3 热负荷测温装置安装位置
Fig.3 Installation location of the heat load and temperature measuring device

3.2 水冷壁热负荷数学模型

根据水冷壁导热方程,可以推出水冷壁热负荷(热流密度)为:

$$q_{wb} = \frac{\lambda(t_{nb} - t_{wb})}{\varphi \times r_{wb} \ln\left(\frac{r_{wb}}{r_{nb}}\right)} \quad (1)$$

均流系数计算公式为^[1]:

$$\varphi = \frac{\xi_{\beta} \Delta \zeta_{\beta} - \xi_{\alpha} \Delta \zeta_{\alpha}}{2 \Delta x} \quad (2)$$

$$\xi_{\alpha} = \frac{\frac{R}{\operatorname{tg} \alpha} - \frac{\delta}{2 \sin \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$\xi_{\beta} = \frac{\frac{R}{\operatorname{tg} \beta} - \frac{\delta}{2 \sin \beta}}{\operatorname{tg} \beta}$$

$$\Delta \zeta_{\alpha} = \frac{\sin \alpha}{R \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{x}{\cos \alpha}} \Delta x$$

$$\Delta \zeta_{\beta} = \frac{\sin \beta}{R \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{x}{\cos \beta}} \Delta x$$

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{R \cdot x - \frac{\delta}{2} \sqrt{x^2 + \left(\frac{\delta}{2}\right)^2} - R^2}{x^2 + \left(\frac{\delta}{2}\right)^2}$$

$$\beta = \sin^{-1} \frac{R \cdot (s-x) - \frac{\delta}{2} \sqrt{(s-x)^2 + \left(\frac{\delta}{2}\right)^2} - R^2}{(s-x)^2 + \left(\frac{\delta}{2}\right)^2}$$

根据上述各式计算出均流系数 φ 后,即可由测温装置测得的内外管壁温度和式(1)计算出水冷壁热负荷。内壁温度 t_{nb} 对应于测温装置管壁向火侧深度壁温 T_2 , 外壁温度 t_{wb} 对应于测温装置管壁向火侧表面壁温 T_1 。

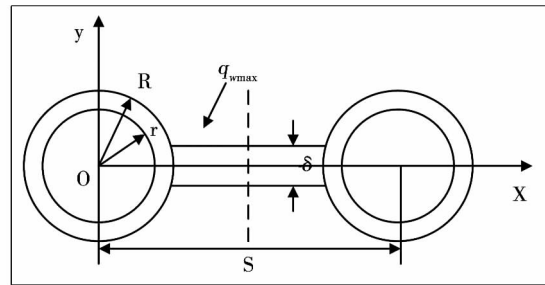


图 4 鳍片管结构示意图
Fig.4 Schematic drawing of the structure of the finned tube

4 试验结果与分析

4.1 水冷壁管内、外壁温及工质温度变化规律

图 5 是 32.8 m 标高前墙中心 4 号测温装置从低到高连续负荷下的水冷壁管内外壁温和工质温度变化趋势。由图可知:水冷壁管低于 300 MW 负荷时,工质温度、内外壁温呈现完全相同变化趋势,内

壁与工质温度和内外壁温差之比 $((T_2 - T_f) / (T_1 - T_2))$ 基本稳定, 其比值大于 1 而小于 2, 即内壁与工质对流热阻大于内外壁导热热阻, 但两热阻相差不大; 当机组负荷大于 300 MW 而小于 480 MW 时, 内外壁温与管内工质温度呈现剧烈的上下跳跃现象, 内外壁温跳跃幅度更大; 当机组负荷大于 480 MW 后, 管内外壁温与管内工质温度上下跳跃的现象又有所缓和, $(T_2 - T_f) / (T_1 - T_2)$ 的比值迅速增加, 即内壁与工质对流热阻大大高于内外壁导热热阻。以上现象可解释为在亚临界低负荷下, 管内工质为液态, 内壁与水的对流换热系数高, 而在 300 - 480 MW 负荷下, 该机组处于临界转换过程中, 该测点部位管内工质呈现汽液两相不稳定状态, 造成壁温和工质温度的剧烈变化, 而负荷大于 480 MW 后, 系统已完成超临界的转换, 该处管内工质已由汽水两相过渡到了汽相(干度接近 1), 而水蒸汽与壁管内的换热系数比单相水和汽水两相的换热系数都要小, 因而出现高负荷后, 内壁与工质对流热阻大大高于内外壁导热热阻情况, 内壁与工质的热交换直接影响水冷壁的安全。

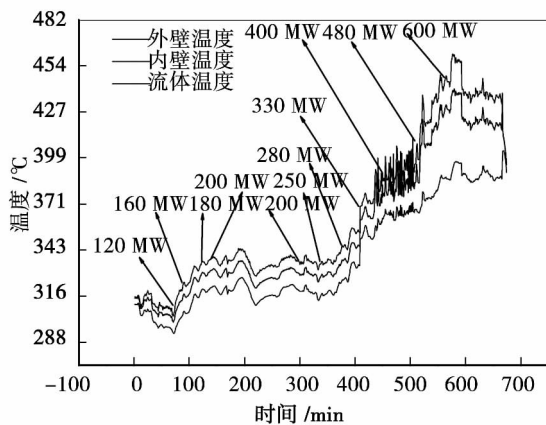


图 5 4 号测点内、外壁温和工质温度随负荷变化趋势

Fig. 5 Internal and external wall temperature at the measuring point No. 4 and variation tendency of the temperature of the working medium with the load

表 2 为各测温装置在亚临界 400 MW、超临界 600 MW 工况下的测量结果。由表可知: (1) 在亚临界工况下, 管内外壁温差、内壁与工质温差值都小, 且各测点之间相差不大; 在超临界 600 MW 工况下, 虽然管内外壁温差有明显增加, 但各测点之间相

差较小, 而内壁与工质温差却快速增加, 且各测点之间相差明显增加, 前墙、侧墙中部大大高于两边。如 TC-6 为 61 °C, 而 TC-4 达到 114 °C。说明高负荷工况管内工质为单相汽体, 内壁与工质换热效果明显变差。(2) 超临界 600 MW 工况内外壁温差及内壁与工质温差沿炉膛宽度和深度方向均是呈现中间高两侧低的分布, 而在亚临界 400 MW 工况并不是严格按照中间高两侧低的规律分布。

表 2 超临界与亚临界工况下水冷壁管内外壁温差及内壁与工质温差(°C)

Tab. 2 Temperature difference between the internal and external wall of the water wall under the supercritical and subcritical operating condition and that between the internal wall and the working medium

标高	编号	内外壁温差		内壁与工质温差	
		600 MW	400 MW	600 MW	400 MW
标高 32.8 m	TC-4	37.16	17.53	114.37	17.05
	TC-5	35.11	13.45	78.51	16.33
	TC-6	27.87	15.27	61.05	13.78
	TC-9	27.31	18.88	51.96	16.50
	TC-10	30.91	12.80	85.51	13.61
标高 41.3 m	TC-2	25.84	8.77	45.13	18.81
	TC-3	23.11	9.47	32.09	13.55
	TC-7	14.07	9.31	26.04	10.07
	TC-8	24.36	11.54	29.22	9.76

注: 以上数据为 1 小时平均值

表 3 为 6 个负荷下 4 号、10 号测温装置测得的管内外壁温、工质温度及温差结果。从 120 MW 到 600 MW 负荷(主汽流量 1 850 t/h, 主汽压力 24.2 MPa), 前墙 4 号测温装置外壁温度由 310 °C 上升到 460 °C, 内壁温度由 305 °C 上升到 440 °C, 10 号测温装置测得水冷壁管外壁温度由 310 °C 上升到 435 °C, 内壁温度由 305 °C 上升到 418 °C。内外壁温差随负荷的变化关系为: 负荷增加, 内外壁温差平稳增加, 满负荷超临界工况管内外壁温差在 20 °C 以内。而内壁温度与工质温度差也随着负荷的增加而增大, 但在大于 480 MW 以上超临界负荷工况下则迅速增大, 即在亚临界的低负荷段, 增加较平缓, 而在超临界负荷段温差增加很快, 满负荷 4 号、10 号的管内壁温度与工质温度差分别达到了 50 °C 和 43 °C。 $(T_2 - T_f) / (T_1 - T_2)$ 比值约为 2.8, 同样说明超临界工况工质与管内壁换热明显减弱。

表 3 测温装置内外壁温、工质温度及温差(℃)

Tab.3 Internal and external wall temperature of the temperature measuring device ,working medium temperature and their temperature difference(℃)

		120 MW	200 MW	315 MW	400 MW	480 MW	600 MW
4 号	外壁温	310 - 320	336 - 347	360 - 370	390 - 400	405 - 415	450 - 460
	内壁温	305 - 312	330 - 337	350 - 354	378 - 383	388 - 393	435 - 440
	工质温度	295 - 300	315 - 325	332 - 337	360 - 365	365 - 370	385 - 395
	内外壁温差	5 - 8	6 - 10	10 - 16	12 - 17	17 - 22	15 - 20
	内壁与工质温差	10	12 - 15	17 - 18	18	23	45 - 50
10 号	外壁温	310 - 320	339 - 348	357 - 363	385 - 395	395 - 405	425 - 435
	内壁温	305 - 310	330 - 335	346 - 351	375 - 380	382 - 390	413 - 418
	工质温度	295 - 300	315 - 325	332 - 337	360 - 365	365 - 370	370 - 380
	内外壁温差	5 - 10	9 - 13	11 - 12	10 - 15	13 - 15	12 - 17
	内壁与工质温差	10	10 - 15	14	15	17 - 19	38 - 43

4.2 实测壁温与设计值比较

表 4 为 30% BMCR(最大连续负荷) - 100% THA(汽轮机额定出力) 负荷下对应的水冷壁设计

值与实际值的比较,其中 T_1 为测温装置测量的管子向火面外壁温度,上、下炉膛出口管子壁温是锅炉设计管子常规外壁温度。

表 4 设计值与实际值壁温比较(℃)

Tab.4 Comparison of the wall temperature design value and actual one(℃)

项目		100% THA	80% THA	70% THA	60% THA	50% THA	40% THA	30% BMCR	
下炉膛向火侧管外壁温	设计	537	513	502	476	500	488	516	
	T_1	441 - 499	403 - 454	385 - 423	363 - 395	366 - 395	355 - 382	309 - 331	
下炉膛出口管子壁温	设计	508	494	484	461	487	477	507	
	实际	最大	440	412	382	433	351	401	321
		平均	405	375	360	349	336	319	302
上炉膛出口管子壁温	设计值	489	483	486	482	494	499	501	
	实际	最大	424	403	403	415	359	355	303
		平均	408	388	373	372	333	319	300

从表 4 可知:(1) 向火侧管子外壁温度和上、下炉膛出口管子壁温实际运行值均大大低于设计值,设计计算存在较大的偏差,上、下炉膛水冷壁管材质为 12Cr1MoV、SA - 213T12,其允许使用温度为 560℃,超临界满负荷时水冷壁有 60℃ 以上的安全裕量,亚临界低负荷时水冷壁有 120℃ 以上的安全裕量;(2) 各点测温装置之间测量的下炉膛向火侧管子外壁温度在高负荷下相差大,而低负荷相差小,说明高负荷时炉膛管壁温度的均匀性不如低负荷时;(3) 向火侧管子外壁温度实际值与设计值在低负荷下相差大,而高负荷相差小;下炉膛水冷壁管向火侧外壁温度(T_1) 最高达到 499℃,高于下炉膛出口平均壁温约 55 - 65℃。

4.3 炉膛水冷壁截面热负荷分布

图 6 为 32.8 m、41.3 m 标高内外壁温差($T_1 - T_2$) 和内壁与工质温度差($T_2 - T_f$) 沿 1/4 炉膛的截面分布,图 7 为 32.8 m 标高,200 MW、400 MW、600 MW 负荷下沿 1/4 炉膛方向的截面热负荷分布。图 8 为 1 h 内 600 MW 稳定负荷下各点实测热负荷值的变化情况。

由图 6 可知:(1) 无论是管内外壁温差,还是管内壁与工质温度差,在 32.8 m 标高的温度差都大大高于 41.3 m 标高的温度差,说明“W”火焰锅炉汽水两相转换最剧烈部位(喉口附近) 此处管子的安全性明显要低些。(2) 在同一标高,沿宽度、深度方向的温差不均匀,前墙中部和右墙中部管子内壁与工

质温度差、内外壁温差比两边大; 而且前墙中部管子内壁与工质温度差、内外壁温差要大于侧墙中部的值 因此, 前后墙中部管子安全性最差, 炉膛角部管子最安全。

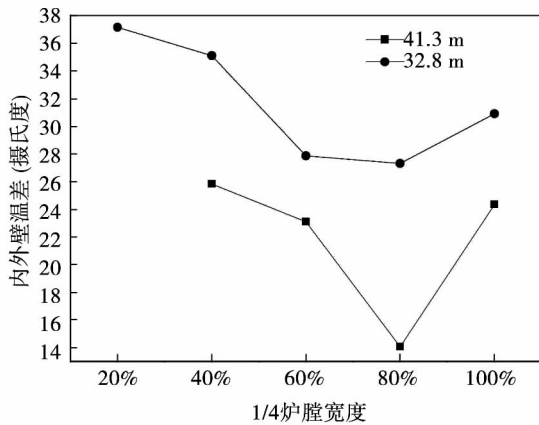
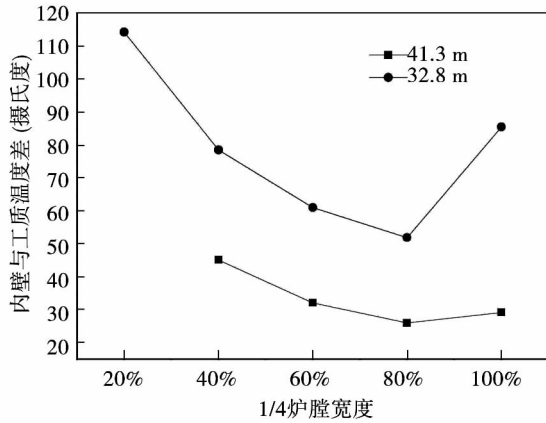


图6 内外壁温差和内壁与工质温差沿1/4炉膛截面分布(前墙中心线至侧墙中心线)

Fig. 6 Distribution of the temperature difference between the internal and external wall and between the internal wall and the working medium in the cross section of 1/4 width (from the centerline of the front wall to that of the side wall)

图7表明: 在3种负荷下, 炉膛截面热负荷虽然呈现中部高于两侧类似分布, 但也存在不同, 负荷越高(即锅炉参数越高), 炉膛中部的热负荷与角部热负荷相差越大, 热负荷越不均匀, 中部管子的安全性相对越差; 在400 MW以下, 侧墙中部热负荷明显低于前墙中部, 而在600 MW负荷, 侧墙中部热负荷明显与前墙中部的热负荷相当, 因此, 该实测炉膛截面热负荷分布既不同于设计热负荷图1(a)中的分布, 也不同于图1(b)中的分布, 而是介于两者之间。

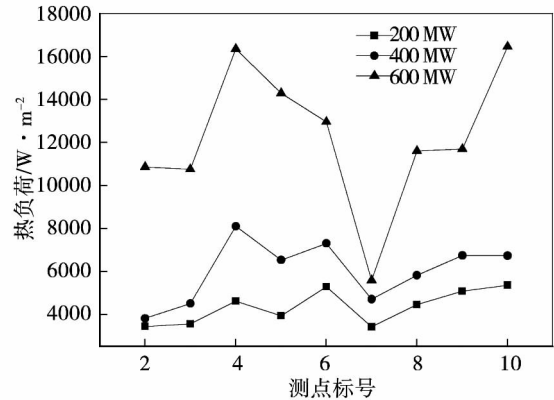


图7 不同负荷截面热负荷分布
Fig. 7 Heat load distribution in the section at different loads

图8所示: 即使在稳定负荷下, 各点的热负荷不是恒定不变的, 而是处在上下脉动当中, 甚至会有较大的跳跃, 这是因为炉膛燃烧火焰不是完全稳定的, 存在波动现象。

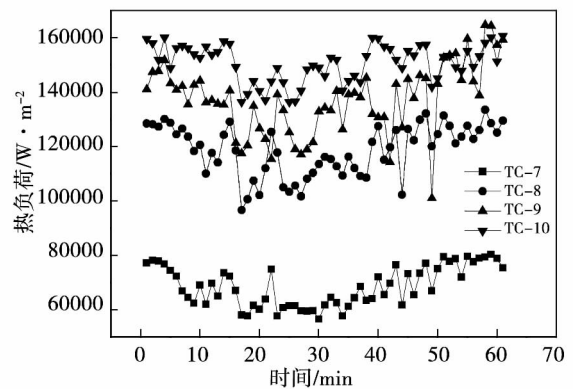
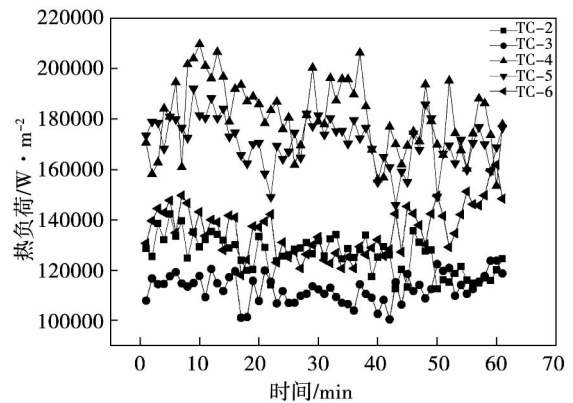


图8 不同测点1 h内实测热负荷变化(600 MW)
Fig. 8 Changes in the heat load at various measuring points actually measured in an hour (600 MW)

5 结 论

(1) 在 300 MW 以下负荷,水冷壁管内工质温度、内外壁温呈现相同变化趋势,内壁与工质温度和内外壁温差之比基本稳定,内壁与工质对流热阻大于内外壁导热热阻,两热阻相差不大;在机组亚临界到超临界转换过程中,内外壁温与管内工质温度呈现剧烈变化状态,在超临界负荷下,内壁与工质的换热明显减弱,水冷壁的安全性受制于内壁与工质的热交换。

(2) 在亚临界工况,各测温装置的内外壁温差、内壁与工质温差值较小,数值基本相等,而在超临界工况,内壁与工质温差却快速增加,各测温装置之间相差明显增加,内外壁温差及内壁与工质温差沿炉膛宽度和深度方向均是呈现中间高两侧低的分布,而在亚临界工况并不是严格按照中间高两侧低的规律分布。

(3) 有代表性最高管壁测温装置(4号、10号)水冷壁管内外壁温差与负荷的变化规律为:在低负荷到高负荷超临界范围内,负荷增加,内外壁温差平稳增加,满负荷超临界工况内外壁温差在 20 °C 以内。内壁温度与工质温度差也随着负荷的增加而增大,在亚临界的低负荷段,增加较平缓,在 480 MW

以上超临界负荷后则迅速增大,其温度差最高可达到了 50 °C, $(T_2 - T_f) / (T_1 - T_2)$ 比值约为 2.8。

(4) 实测炉内水冷壁向火侧外壁温度大大低于设计值,设计计算存在较大的偏差,采用 12Cr1MoV、SA-213T12 材质的水冷壁管在超临界满负荷时仍然有 60 °C 以上的安全裕量,亚临界低负荷时有 120 °C 以上的安全裕量。

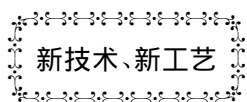
(5) 在 32.8 m 标高的管内外壁温差和内壁与工质温度差都大大高于 41.3 m 标高的差值,“W”火焰锅炉汽水两相转换最剧烈部位管子的安全性明显要低些。前后墙中部管子壁温最高,安全性最差,炉膛角部管子壁温最低,管子最安全。

(6) 在各负荷下,实测炉膛截面热负荷整体呈现中部高于两侧分布,负荷越高,炉膛中部的热负荷与两侧相差越大,热负荷越不均匀,实际热炉膛截面热负荷分布介于两种设计热负荷分布之间。

参考文献:

[1] 周一工. 膜式水冷壁表面热流密度分布的精确解[J]. 锅炉技术, 1991(1): 1-5.
 ZHOU Yi-gong. Precision solution to the distribution of the heat flux density on the membrane type watwall surface [J]. Boiler Technology, 1991(1): 1-5.

(陈 滨 编辑)



TPE - 216M 锅炉蒸汽过热器管破损原因

据《Электрические станции》2013 年 5 月刊报道,“全俄热工研究所”无限股份公司的专家查明了 ДИ59 (10X13Г12БС2Н2Д2) 号钢制造的蒸汽过热器管的损伤状况,该损伤是在哈拉诺夫国营地区发电站的发电机组投入运行前,在 TPE - 216M 锅炉液压试验时发生。

分析表明,蒸汽过热器管的破损是腐蚀破裂,由管子制造工厂质量低劣的热处理产生的残余应力所引起。

按照“全俄热工研究所”的意见,ДИ59 号钢制造的管子和弯头的最大使用硬度应该是 185 HV。

(吉桂明 摘译)

600 MW 超临界“W”型火焰锅炉优化内螺纹管壁温及热负荷分布试验研究 = **Experimental Study of the Distribution of the Wall Temperature and Heat Load on Optimized Inner Threaded Tubes in a 600 MW Supercritical “W”-shaped Flame Boiler** [刊 汉] CHEN Yi-ping, YU Peng-feng (Academy of Sciences, Hunan Provincial Electric Power Corporation, Changsha, China, Post Code: 410007), PAN Ting (Babcock and Wilcox Beijing Boiler Co. Ltd., Beijing, China, Post Code: 100043) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(4). -402 -408

Through designing and installing a device to measure the temperature on the inside and outside tube wall of the water wall and that of the fluid working medium in a supercritical “W”-shaped flame boiler, obtained were such operating data of a real boiler as the tube wall temperature, in-tube working medium temperature of the optimized vertical water walls and the heat load distribution on the cross section of the furnace at the typical loads. The test and research results show that in the process of a transition from a subcritical state to a supercritical state of the unit, the temperature on the inside and outside tube wall of the water wall and that of the working medium in the tubes will assume a drastic changing state. At a supercritical load, the heat exchange of the inside tube wall with the working medium will obviously become weakened. The safety of the water wall will depend on the heat exchange of the inside tube wall with the working medium. The temperature difference between the inside tube wall and outside one and that between the inner tube wall and the working medium will all exhibit a distribution being high in the middle and low at both sides along the width and depth direction of the furnace. The temperature on the outside tube wall of the water wall facing the flame will be greatly lower than the design value, thus the water wall having a relatively large safety allowance and the real heat load distribution on the cross section of the furnace being between the two design heat load values. **Key Words:** supercritical “W”-shaped flame boiler, optimized inner threaded tube, wall temperature, heat load

不同负荷下变 SOFA 风率对低 NO_x 燃烧特性影响分析 = **Analysis of the Influence of the Variable SOFA Air Ratio on Low NO_x Combustion Characteristics** [刊 汉] LU Tai, YAN Chen-shuai, YU Hai-yang (College of Energy Source and Power Engineering, Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012), LU Kun (Huadian Academy of Electric Power Sciences, Hangzhou, China, Post Code: 310030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(4). -409 -414

The SOFA air ratio is regarded as the key factor to lower the NO_x emissions concentration by using the OFA technology. By using the software Fluent, a numerical calculation of the in-furnace combustion process in a 300 MW tangentially-fired boiler using the stereo-staged low nitrogen combustion technology was performed, during which the variation curves showing the average temperature, concentrations of constituents and NO_x emissions concentration in a horizontal section in the furnace under nine operating conditions at the SOFA air ratios of 28%, 20% and 15% at