

动力锅炉加热器壁温的改进计算方法

国建刚¹, 刘晟斌², 张卫军³

(1 内蒙古电力勘测设计院, 内蒙古 呼和浩特 010020; 2 哈尔滨电力设备总厂, 黑龙江 哈尔滨 150040;
3 大唐国际发电股份有限公司张家口发电厂, 河北 张家口 075133)

摘 要:根据锅炉加热器进、出口压力降之间的关系,建立了其流量分配的非线性数学模型.该模型的经验参数较少,具有较高的计算精确度,并且可以求出加热器工质流量.此方法克服了目前常用的动力锅炉壁温计算方法中校核点工质流量与热负荷并不一定互相对应的缺点.针对 330MW 机组塔式燃煤直流锅炉过热器改造方案,利用提出的方法计算了 100%与 50%锅炉运行负荷下危险部位的壁温,结果表明,所有校核点的壁温都小于管材最高允许温度,计算方法是可行的.

关键词:电站锅炉; 加热器壁温; 计算方法

中图分类号: TK229 **文献标识码:** A **文章编号:** 1007-2683(2009)01-0085-04

An Improved Method for the Wall Temperature Calculating of Utility Boiler Heater

GUO Jian-gang¹, LIU Sheng-bin², ZHANG Wei-jun³

(1. Inner Mongolia Electric Power survey and Design Institute, Huhehaote 010020, China; 2. Harbin
Power Equipment Manufactory, Harbin 150040, China; 3. Zhangjiakou Power Plant, Datang
International Power Generation Co., Ltd. Zhangjiakou 075133, China)

Abstract: A nonlinear mathematical model is developed to determine the flow rate distribution in the interface of boiler heater by depending on the relation of pressure drop. Compared with the flow calculation model presently used by boiler manufactures, the proposed one introduces fewer experience parameters, which may result in higher accuracy. Flow rate in each tube can be obtained as well. This method avoids the non-correspondence between the flow rate and heat flux, which may exists in that used presently by boiler manufactures. It is employed to calculate the tube temperature of dangerous position that concerns the retrofit scheme of superheater of tower type coal-fired 330-MW once-through boiler for 100% and 50% operation load.

Key words: utility boiler; heater wall temperature; calculation method

加热器是动力锅炉的核心设备,如何保证其运行的安全性和稳定性是锅炉设计的重要课题.由于加热器中工质是温度及压力都很高的饱和水或蒸汽,再加上它们又常布置在烟气温度比较高的区域,有时甚至是放在炉膛中,直接接受火焰的辐射,使得其管壁工作温度很高,因此限制其壁温度在许可范

围之内以满足金属强度及腐蚀防护要求便成为加热器设计的关键因素之一.

加热器的整体布置及热力计算完成后,或是在锅炉改造时,需要计算壁温以校核强度及是否会有氧化皮形成.通常情况下,只选择最危险的管子部位进行校核.目前,一般通过引入热偏差系数和热负荷

不均匀系数来确定校核部位的蒸汽焓值及热负荷,从而根据一维圆管壁导热方程计算壁温^[1].然而,这些系数主要是由一定条件下的试验得出的,缺乏理论依据及广泛性.另外,水力偏差与热偏差最严重的情况也并不一定同时出现在校核点上.为此,本文根据并联管压降之间的关系及质量守恒原理建立了求解每一根管子中蒸汽流量的非线性数学模型.在管外热负荷分布通过测量或计算已知后,即可计算出各根管子的管壁温度分布,以判断设计或运行方案是否安全可靠.作为一个例子,利用上述方法对 330MW 机组塔式燃煤直流锅炉分别在 100% 与 50% 负荷运行条件下过热器改造方案的壁温安全性进行了校核.结果表明校核点壁温均在管材允许范围内,改造方案是可行的.

1 数学模型

图 1 为简化的加热器结构图.假设共有 n 根管子,并且工质由下向上流动.

忽略集箱内流体静压降,对第 i 根管子来说,其管子两端压降为

$$\Delta p_i = p_{ij} - p_{ic} = p_i - p_2 \quad (1)$$

式中: Δp_i 为第 i 根管子进、出口压降; p_i 为分配集箱进口处压力; p_2 为汇集集箱出口处压力.

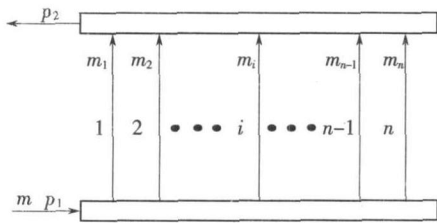


图 1 加热器结构示意图

在工程应用范围内, Δp_i 一般由摩擦阻力压降 $\Delta p_{m, i}$ 、局部阻力压降 $\Delta p_{j, i}$ 及重位压降 $\Delta p_{w, i}$ 三部分组成,即

$$\Delta p_i = \Delta p_{m, i} + \Delta p_{j, i} + \Delta p_{w, i} \quad (2)$$

它们一般与工质流动特性、热负荷特性、管子几何参数、工质热物性参数有关,在具体计算这三部分压降时,有时需要根据管子热负荷分布特性或几何特点进行分段计算.

对式 (2) 与式 (1) 进行整理可得

$$p_i - p_2 = \Delta p_{m, i} + \Delta p_{j, i} + \Delta p_{w, i} \quad (3)$$

式 (3) 对第 $i+1$ 根管子同样成立. 令

$$f_i(\Delta p_i, \Delta p_{i+1}) = [\Delta p_{m, i} + \Delta p_{j, i} + \Delta p_{w, i}] - [\Delta p_{m, i+1} + \Delta p_{j, i+1} + \Delta p_{w, i+1}] \quad (4)$$

则有

$$f_i(\Delta p_i, \Delta p_{i+1}) = 0 \quad (5)$$

取 $i=1, 2, \dots, n-1$, 并考虑到质量守恒定律, 则有

$$\left. \begin{aligned} f_1(\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_{i, 2}) &= 0 \\ f_i(\Delta p_i, \Delta p_{i+1}) &= 0 \\ f_{n-1}(\Delta p_{n-1}, \Delta p_n) &= 0 \\ m_1 + m_2 + \dots + m_i + m_{i+1} + \dots + m_n &= m \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: m_i 为第 i 根管子中的工质流量; m 为工质总流量. 式 (6) 是含有 $n-1$ 个非线性方程的非线性方程组, 可按牛顿法求解^[2].

在进行加热器壁温计算时, 根据锅炉设计时所做的热力计算, 校核负荷下的总流量、吸热量、进出口工质温度与压力一般来说是已知的. 对直流锅炉来说, 进口压力是由出口压力与压力降之和计算的. 由于这一压力降是在假设各根管子具有相同的阻力和吸热特性、也就是是在不考虑加热器的水力不均匀性与热偏差的条件下求得的, 因此不能根据它来计算管子流量. 也不能根据进出口温度的平均值计算工质密度. 但可以选择其中之一作已知条件, 本文选出口压力与温度为已知.

在求解方程组 (6) 时, 假设第 k 次迭代时的解为 $M^{(k)} = [m_1^{(k)}, m_2^{(k)}, \dots, m_n^{(k)}]^T$. 由出口工质温度与压力、 $m_i^{(k)}$ 和第 i 根管子热负荷分布即可求出各阻力计算段的工质密度 $\rho^{(k)}$ ^[3], 进而可以求出 $\Delta p_i^{(k)}$ ($i=1, 2, \dots, n-1$). 这样, $f_i^{(k)}$ ($i=1, 2, \dots, n-1$) 也就可以计算出来, 并用于求解第 $k+1$ 次迭代时方程组的解 $M^{(k+1)}$.

2 计算实例

某电厂 330MW 塔式燃煤直流锅炉由罗马尼亚 CPET 锅炉厂设计制造, 设计煤种发热量为 20 MJ/kg, 额定蒸发量为 1 100 t/h, 主蒸汽额定压力为 19.2 MPa, 额定温度为 540℃. 过热器也称内支吊管, 布置在炉膛出口, 如图 2 所示. 它由蛇形管及垂直支吊管两部分组成, 用来支吊锅炉的其它对流受热面. 过热器共有 440 根管子, 由前、后墙上的分配集箱分别引出. 分配集箱上的管子分 22 排布置, 每排各有 10 根管子. 每根管子由三段组成, 其尺寸由下向上分别为 $\Phi 32 \times 5$ 、 $\Phi 38 \times 6$ 、 $\Phi 45 \times 7$, 材料依次为 12MoCr22、14MoCr10、14MoCr10.

在过热器的蛇形管部分焊有管夹,以保证管子不突出于蛇形管平面并能保持平行连接的各蛇形管之间的横向节距与纵向节距.由于这些管夹处于高温烟气区域,以及管内蒸汽对焊缝冷却效果不好,锅炉运行一段时间后发现部分焊缝开裂,并有一些管夹掉入冷灰斗中.为此,决定对管子固定方式进行改造.其方法是将最下部两根管子拉成“π”形,以固定其余 8 根管子,如图 3 所示.由于这两根管子原本就具有较高的管外热负荷,拉成“π”形后长度又增加了近 8 m,这就更加增大了这 2 根管子的流动阻力.同时也使它们的水力不均匀性和热偏差有所增.因此,必须对其壁温安全性进行校核,才能确定改造方案是否可行.

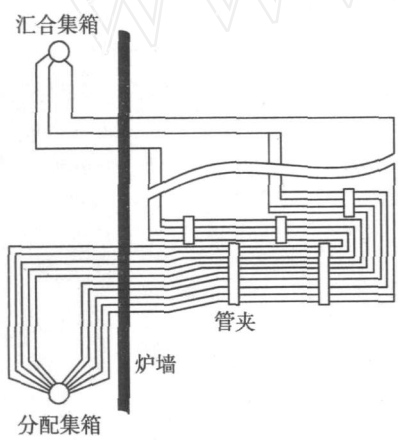


图 2 过热器结构简图

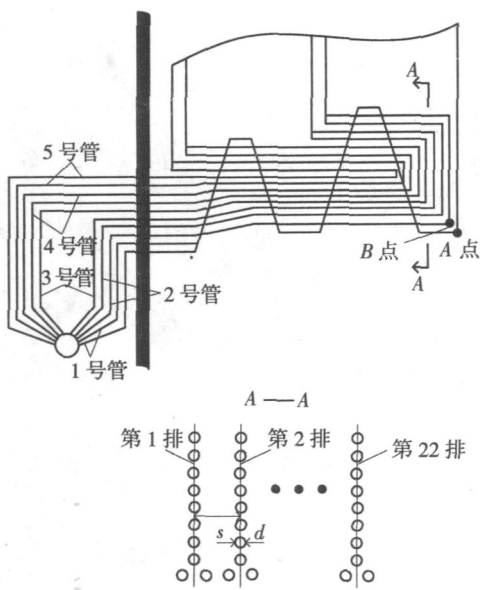


图 3 过热器改造方案

要改造的管子编为 1 号管,忽略其余 8 根管子中每相邻 2 根管子的受力不均匀性和热偏差,由下

向上依次偏为 2, 3, 4, 5 号管,即需要计算的管子共有 5 根.为了降低 1 号管的摩擦阻力,其下部尺寸由 $\Phi 32 \times 5$ 改为 $\Phi 38 \times 6$

校核部位的最大热负荷 q_{max} 一般是通过引入校核部件的吸热不均匀系数 η_c 与被校核管的吸热不均匀系数 η_r 来计算的^[4],即

$$q_{max} = \eta_c \cdot \eta_r \cdot q_0 \tag{7}$$

式中: q_0 为平均热负荷;可由圆管传热方程计算. η_c 与 η_r 是通过试验获得的经验数据.

管内工质流量和管外热负荷分布已知后,即可根据圆管壁一维稳态导热方程计算校核点处的管壁温度.

为比较计算方法之间的差异,采用两种方法对过热器改造后的壁温安全性进行了校核.方法一首先由本文建立的并联管流量分配非线性数学模型和管外热负荷分布计算方法分别确定校核管工质流量和管外热负荷,然后计算壁温;方法二为目前常用的对流受热面壁温计算方法,即由热偏差系数求出计算截面的工质温度、由式 (7) 求出最大热负荷 q_{max} 后,再计算壁温.

根据过热器的几何结构和吸热特性,在用方法一校核壁温时,取 A、B 两点为校核点.用方法二校核时,校核点实际上可能存在,也可能不存在,只是校核点所对应的工质温度和热负荷都按最危险的情况取值.但事实上并不是热负荷最大的地方,水力不均匀性也最严重,二者不存在一一对应的必然关系.

表 1 为过热器改造后的壁温安全性校核计算结果.

表 1 壁温安全性校核计算结果

负荷 %	方法一								方法二			
	A 点				B 点				校核点			
	η_i	η_r	$q/$	$T_w/$	η_i	η_r	$q/$	$T_w/$	η_i	η_r	$q/$	$T_w/$
	—	—	$\text{kW}(\text{m}^2)^{-1}$	$^{\circ}\text{C}$	—	—	$\text{kW}(\text{m}^2)^{-1}$	$^{\circ}\text{C}$	—	—	$\text{kW}(\text{m}^2)^{-1}$	$^{\circ}\text{C}$
100	1.20	1.35	78.4	482.5	0.97	1.35	78.4	475.1	0.94	1.35	78.4	489.5
50	1.25	1.24	35.7	425.2	0.98	1.24	35.7	413.8	0.92	1.24	35.7	441.2

可以看出,负荷不论是 100%,还是 50%,所有校核点的壁温均小于管材所允许的最高温度 503°C ,这说明改造方案是可行的.改造方案虽然使 1 号管的长度增加了近 8 m,但由于同时将管子水平段的尺寸增大,使得它们的流量不均匀系数 η_i 大于 1,即管子中的工质流量比平均管流量高.因此, A 点热负荷虽然较高,但其壁温计算值比方法二所计算的校核点壁温低.如果 1 号管水平段的尺寸保持

$\Phi_{32 \times 5}$ 不变, A 点与其它部位相比, 具有最大的水力不均匀性与热偏差, 因此它也是方法二的校核点. 尺寸放大后, 1 号管的水力不均匀性有所改善, 但这并不能在方法二的计算中反映出来. 两种方法中热负荷之间的差异是由计算方法的不同引起的. 总体来说, 方法二趋于保守, 以此为依据会使受热面的设计和运行条件变得较为苛刻.

3 结 论

1) 建立了锅炉加热器并联管组流量分配的非线性数学模型, 对由 $n-1$ 个非线性方程 (根据并联管压力降之间关系得到) 与 1 个线性方程 (质量守恒方程) 组成的方程组进行求解. 与传统方法相比, 本模型所涉及的经验参数较少, 理论依据更为可靠, 计算准确性有所提高.

2) 针对目前动力锅炉对流受热面壁温计算方法中校核点所对应的工质流量与管外热负荷并不一定互相对应情况, 提出了一种较为准确的壁温计算方法. 即由流量分配非线性数学模型求出各根管

子的流量后, 根确定需要进行壁温校核的危险部位, 由一维圆管壁稳态导热方程即可求出壁面温度.

3) 利用本文建立的锅炉过热器壁温计算方法与目前常用的电站锅炉壁温计算方法, 采用两种方法分别对某电厂 330MW 塔式燃煤直流锅炉过热器改造方案所涉及的壁温安全性进行了校核. 校核时所选取的锅炉负荷为 100% 与 50%. 结果表明, 所有校核点的壁温都小于管材最高允许温度, 改造方案是可行的.

参 考 文 献:

- [1] 益超, 刘幸拯, 陈之航. 大型电站锅炉烟温与汽温分布理论分析与试验研究 [J]. 中国电机工程学报, 2002, 22 (12): 56 - 61.
- [2] 卢兴江. 关于解非线性方程组的 Newton 型迭代法的若干研究 [J]. 浙江工程学院学报, 1998, (2): 141 - 144.
- [3] 张红飞. 大型燃煤锅炉热偏差的试验与数值研究 [J]. 安徽电气工程职业技术学院学报, 2004, 9 (1): 56 - 60.
- [4] 杨明波, 卢建立. 在 Excel 中实现用牛顿法求解非线性方程组 [J]. 电脑学习, 2006 (4): 62 - 63.

(编辑: 王 萍)

(上接第 84 页)

于电池组测量采用的隔直电容上存在容抗, 在一定程度上影响了内阻的测量精确度. 虽然设计中选择了容值尽可能大的电容, 但其容抗还是远远大于被测电池的内阻值, 使得电池组的内阻测量精确度低于单体电池的内阻测量精确度^[4].

6 结 语

本文设计的多节锂离子电池组的内阻监测系统, 实现了对电池组内阻的实时在线监测. 该电路易于扩展, 可应用于其他串数的电池组中. 电路采用了锁相环检波电路、基准电阻补偿等设计, 使得内阻采样更加精确. 并由电池的内阻可以准确预测锂离子

电池 SOC 和 SOH.

参 考 文 献:

- [1] 李革臣, 江 海. 便携式低功耗电池内阻测试仪的研究 [J]. 电测与仪表, 2007 (3): 22 - 24.
- [2] 李立伟, 邹积岩. 基于交流测量法的蓄电池内阻测量装置的研究 [J]. 计量技术, 2002 (12): 15 - 171.
- [3] 刘和平. TMS320LF240 DSP 结构、原理及应用 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2002.
- [4] 雷 娟, 蒋新华. 锂离子电池内阻检测系统的设计 [J]. 电池, 2007 (4): 130 - 132.

(编辑: 王 萍)