

循环流化床锅炉散热损失的测试与估算分析

焦同帅, 阎维平

(华北电力大学 能源动力与机械工程学院 河北 保定 071003)

摘要: 现行国标和行业标准在估算循环流化床锅炉散热损失时认为分离器与锅炉本体散热强度相同, 为衡量这种方法的合理性, 对一台 440 t/h 的燃煤电站循环流化床锅炉进行了散热损失现场测试及不确定度分析。将锅炉系统外表面分成 134 块区域, 共设置 1 333 个测点, 最终测得锅炉系统的散热损失为 0.731%, 不确定度为 0.08%, 说明测试结果具有很高的精确度, 而按国标和行业标准估算的散热损失值仅为 0.432%。经分析, 锅炉系统内锅炉本体、汽水系统、热风系统的散热强度相差较小, 散热损失与其面积成正比, 但绝热式分离器及回料系统的散热强度为前者的 5 倍, 以 16.2% 的散热面积占据 47.6% 的散热量。因此国标和行业标准估算循环流化床锅炉散热损失的方法存在较大的系统不确定度。

关键词: 循环流化床; 散热损失; 散热强度; 不确定度分析

中图分类号: TK229.6 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.10.007

引言

散热损失是锅炉能效测试工作中的重要一项, 只有准确的计算该项损失才可以在“反平衡”计算中获得准确的锅炉效率^[1], 然而关于 CFB(循环流化床)锅炉散热损失的研究内容非常匮乏, 《循环流化床锅炉性能试验规程》(以下简称 DL2005) 根据《电站锅炉性能试验规程》(以下简称 GB88) 中的散热损失曲线估算 CFB 锅炉的散热损失是否合理值得讨论^[2~3]。

为获得 CFB 锅炉散热损失的准确值, 可以进行现场测试及不确定度分析。通过考虑测试过程中的不确定度以及对测试结果的影响程度, 可以得到测试结果的不确定度, 从而定量表达试验结果的精确度^[4]。

近年来, 我国电力行业发展迅速, 投运了大批具有国际先进水平的火力发电机组。为了在机组的运行和管理上与国际先进水平接轨, 国内锅炉性能考核试验越来越多地采用 ASME PTC 4《锅炉性能试验规程》(下文简称 ASME), 据此可以得到与当前最完善的工程知识和实践一致的最高精度的性能试验结果^[5]。阎维平翻译了此规程的 1998 版和 2008 版^[6~7], 并分析比较了与 GB88 的异同点^[8]。二者对锅炉散热损失的定义完全相同, 均指锅炉系统范围内外表面向周围环境通过辐射与对流散失的热量, 只是锅炉系统涵盖的范围不同, 所以可以采用 ASME 提供的测试方法获得具有高精度的锅炉散热损失。

鲁佳易采用 ASME 提供的测试方法测试了 1 台 300 MW 的 CFB 锅炉的散热损失^[9], 云南电力试验研究院测量了 1 台 300 MW 的 CFB 锅炉的散热损失^[10], 但是二者选取的测点较少并且没有给出结果的不确定度。

本文以 1 台 440 t/h 的 CFB 锅炉为例, 采用 ASME 规定的方法, 布置了大量测点详细测量了 GB88 和 DL2005 界定的锅炉系统在 THA 负荷(热耗率验收工况)下的散热损失并对测试结果进行了不确定度分析, 获得了具有高精度的试验结果, 并分析了 GB88 和 DL2005 估算 CFB 锅炉散热损失时存在的问题。

1 测试对象

测试对象为 HG-440/13.7-L.YM13 型 CFB 锅炉。该锅炉采用单汽包、自然循环、平衡通风和一

收稿日期: 2016-04-25; 修订日期: 2016-05-06

作者简介: 焦同帅(1991-), 男, 山东菏泽人, 华北电力大学硕士研究生。

通讯作者: 阎维平(1955-), 男, 华北电力大学教授。

次再热, 半露天岛式布置, 由单个水冷布风板结构的炉膛、2 个直径约 8 m 的高温绝热旋风分离器、非机械型自平衡式的回料阀、2 台滚筒式冷渣器等组成, 燃用煤泥、洗中煤、矸石。其技术规范如表 1 所示。

表 1 锅炉技术规范

Tab. 1 Boiler technical specifications

项 目	B - MCR	THA
主蒸汽流量/ $t \cdot h^{-1}$	440	393
主蒸汽压力/MPa	13.7	13.7
主蒸汽温度/ $^{\circ}C$	540	540
再热蒸汽流量/ $t \cdot h^{-1}$	365.6	328.5
再热蒸汽压力/MPa	2.505	2.31
再热蒸汽温度/ $^{\circ}C$	540	540

2 测试原理与测试方法

2.1 测试原理

ASME 通过测定锅炉外表面面积、外表面的平均温度、周围环境温度和环境风速来计算散热损失, 基于传热学原理的散热损失计算式如下。

$$Q_L = \sum (H_c + H_r) A_z \cdot T_{dz} \quad (1)$$

式中,

$$H_c = \max \begin{cases} 1.379 T_{dz}^{0.33} \\ 5.141 V_z^{0.8} \end{cases} \quad (2)$$

$$H_r = 4.809 + 2.419 \times 10^{-2} T_{dz} + 5.409 \times 10^{-5} T_{dz}^2 + 4.537 \times 10^{-8} T_{dz}^3 \quad (3)$$

$$T_{dz} = T_{fz} - T_z \quad (4)$$

式中: A_z —区域 z 的外表面面积, m^2 ; T_{fz} —外表面温度, $^{\circ}C$; T_z —环境温度, $^{\circ}C$; V_z —环境风速, m/s ; T_{dz} —温差, $^{\circ}C$; H_c —对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$; H_r —辐射传热系数, $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$; Q_L —锅炉散热损失的绝对值, W 。

上述方法中 H_c 、 H_r 计算关联式的特征长度大约为 3 m, 计算的散热损失基于单位时间表示^[6~7]。而 GB88 和 DL2005 中将散热损失表示为锅炉输入热量(基于低位发热量)的百分数。为方便比较, 采用式(5)将散热损失测试结果转换为百分数形式。

$$q_s = \frac{Q_L}{Q_r} \quad (5)$$

式中: Q_r —单位时间输入锅炉系统的热量, W ;

q_s —锅炉的散热损失, %。

2.2 测试方法

本次测试工作在锅炉的 THA 负荷下进行, 机组发电功率为 135 MW, 厂用电率为 8.3%。按照 GB88 和 DL2005 界定的 CFB 锅炉系统边界包括炉膛、连接烟道、分离器及回料系统、尾部烟道、冷渣器、一二次风道及风室系统、汽包、汽水连接管及各级集箱的全部外表面。

将锅炉系统内的外表面划分成 134 块区域, 区域大小在 26 ~ 220 m^2 之间, 分别测定每一区域的平均温度和周围的环境温度、环境风速来计算该区域散热损失。划分可以保证每个计算区域内的温度差异不至于过大, 此外共布置了 1 333 个测点以获得计算区域内具有代表性的平均值。锅炉划分的区域以及区域外表面温度的测点数目如表 2 所示。

表 2 区域划分及测点数量

Tab. 2 Zoning and the number of measurement points

部 件	区域数量	测点数量
炉膛	17	238
分离器	12	136
连接烟道	10	122
尾部烟道	57	342
冷渣器	4	36
热风系统	12	198
汽水系统	22	261
总计	134	1 333

锅炉外表面面积由锅炉图纸和现场勘测进行计算, 并考虑锅炉实际运行时的膨胀量。ASME 推荐采用红外测温设备测量设备外表面温度, 采用手持式测试表测量周围空气温度和空气流速。本次测试采用的仪器、方法及其带来的系统不确定度如表 3 所示。

换热系数的不确定度必定会影响散热损失测试结果的不确定度, ASME 提供的计算换热系数的关联式(2)和式(3)存在 $\pm 20\%$ 的系统不确定度, 因此需要考虑对测试结果不确定度的影响。

完成测试后, 将测试结果修正到设计的大气环境条件下, 散热损失的修正基于传热学原理和迭代运算完成, 具体可参考文献[6~7]。

表 3 测试所用仪器/方法及系统不确定度

Tab. 3 Test instrument/method and systematic uncertainty

测试参数	仪器/方法	型号	正系统不确定度		负系统不确定度	
			百分数/%	测量单位/℃	百分数/%	测量单位/℃
外表面温度	红外热像仪	FLUKE TI-20	0.1	2	0.1	2
环境温度、环境风速	多功能通风参数表	TSI8386-M-GB	0.1	2	0.1	2
锅炉外表面面积	图纸计算	/	0.2	0	0	0
对流换热系数	关联式(2)	/	20	0	20	0
辐射传热系数	关联式(3)	/	20	0	20	0

3 不确定度分析

不确定度分析建立在误差理论的基础上,是估计一组测量或试验结果误差极限的最好方法。试验结果的不确定度是试验质量的一个衡量指标,表征试验结果的分散性。完整的不确定度分析需要确定基本测量中的随机和系统不确定度值、计算试验结果过程中的不确定度传递以及结果的整体不确定度^[4]。

3.1 不确定度的数学模型及传递

进行不确定度分析,首先需要确定测量的数学模型,如式(6)所示。

$$R = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (6)$$

式中: $x_1 \dots x_n$ 是被测量, R 一试验结果。

每个变量 x_i 均具有随机不确定度与系统不确定度,二者是不同类型的量,分别计算各自的传递,最后再合并起来。传递公式如下:

$$e_R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} e_{x_i} \right)^2 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{k=i+1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_k} e_{x_i} e_{x_k} \right) \right]^{1/2} \quad (7)$$

式中: e_{x_i} 一随机不确定度或系统不确定度。

3.2 随机不确定度

在任意区域 z , 划分网格,共 m 个节点,每一点在重复性条件下测量 n 次,本次测试 $n=3$ 。首先按照式(8)与式(9)计算每节点的平均值 \bar{x} 和标准偏差 $s_{\bar{x}}$,再计算区域 z 内的平均值和随机不确定度(平均值的标准偏差)。

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (8)$$

$$s_{\bar{x}} = \left[\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \right] \quad (9)$$

3.3 系统不确定度

计算空间不均匀参数的系统不确定度考虑:仪表产生的被测参数的系统不确定度 b_1 、数值积分产生的系统不确定度 b_n 。前者如表3所示,后者计算如式(10)和式(11)所示。

$$SDI = \left[\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (x_i - \bar{x})^2 \right]^{1/2} \quad (10)$$

式中: SDI 一被测参数的空间分布指数。

$$b_n = \left[\frac{1.0}{(m-1)^{0.5}} \right] SDI \quad (11)$$

积分平均值的系统不确定度由下式计算。

$$b_{\bar{x}} = (b_1^2 + b_n^2)^{1/2} \quad (12)$$

式中: $b_{\bar{x}}$ 一被测参数的系统不确定度。

此外,区域 z 外表面面积的系统不确定度是不对称的,其计算方法和传递公式详见文献[4]。

3.4 试验结果的系统不确定度

试验结果的不确定度由整体随机不确定度和整体系统不确定度按式(13)计算。

$$U_R = t_{v,0.025} \left[\left(\frac{b_R}{s_R} \right)^2 + s_R^2 \right]^{1/2} \quad (13)$$

式中: b_R 、 s_R 、 U_R 一试验结果的系统不确定度、随机不确定度和整体不确定度; $t_{v,0.025}$ 一基于结果自由度和95%置信度的 t 分布值,约等于2。

4 结果及讨论

4.1 测试数据

仅锅炉系统外表面的温度测点数目已高达1333个,因此测试所得的数据量非常大,仅列出锅炉左侧分离器筒体处的部分典型测量数据,如表4所示。

表 4 部分典型测试数据

Tab.4 some typical test data

外表面温度/℃			环境温度/℃			环境风速/m·s ⁻¹		
64	64.3	64.8	12.7	12.1	12.2	0.17	0.17	0.17
62.8	63	61.2	13.5	13.8	14.2	0.1	0.2	0.2
64.3	64.7	64.3	9.7	8.9	9.8	0.2	0.21	0.15
67.6	67.9	67.6	14.3	13.5	13.8	0.22	0.24	0.22
68.4	67.8	68.7	15.9	15.6	16.5	0.3	0.32	0.36
69.3	68.7	68.9						
71.3	72.3	73.2						
68.9	69.2	68.4						
71.3	71.3	70.9						
70.4	71.4	72.3						
74.3	74.3	75						
76.9	78.4	77.9						

由直接测量确定燃煤量以及煤的发热量,并考虑燃煤量的测量存在 ±10% 的系统不确定度,经计算可得单位时间的输入热量。

表 5 输入热量

Tab.5 Heat input

燃料分类	燃烧量 /t·h ⁻¹	低位发热量 /kJ·kg ⁻¹	每小时输入热量 10 ³ /MJ·h ⁻¹
混煤	36.1	21 658	781.85
煤泥	41.4	13 319	551.41

表 5 给出了锅炉混煤、煤泥的燃用量及单位时间的输入热量。

4.2 试验结果

散热损失测试结果及结果的不确定度如表 6 所示。

表 6 试验结果

Tab.6 Test results

试验结果	试验值	修正值	正不确定度	负不确定度
散热损失/%	0.748	0.731	0.083	0.082

由表 6 可以看出,锅炉系统的散热损失为 0.731% ,测试结果不确定度比测试结果小一个数量级,所以测得散热损失的准确度较高。而按照 GB88 和 DL2005 估算的散热损失值仅为 0.432% ,与实际测量值偏差较大。

4.3 结果分析

将 CFB 锅炉系统分成锅炉本体、分离器及回料系统、汽水系统、热风系统共 4 部分。其中,锅炉本体包括炉膛、分离器出口烟道、尾部烟道和冷渣器等;分离器及回料系统包括分离器入口烟道、分离器、立管和回料系统等;热风系统包括一、二次风管道、水冷风室等;汽水系统包括汽包、汽水连接管和汽水集箱等。各个部分的散热面积和散热损失所占百分比以及散热强度如图 1 和图 2 所示。

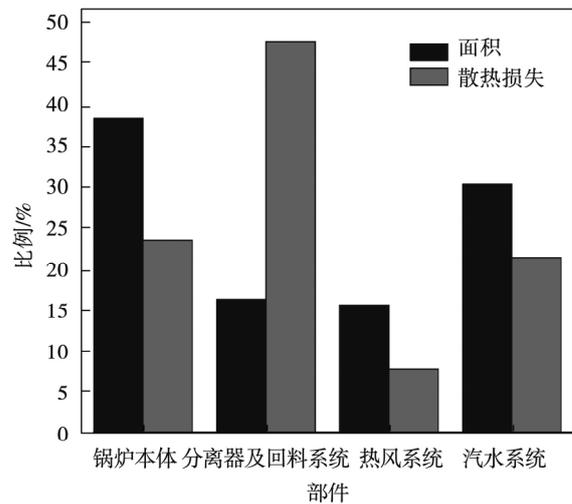


图 1 锅炉各部件面积占比和散热损失占比

Fig.1 Area ratio and heat dissipation ratio of components in boiler

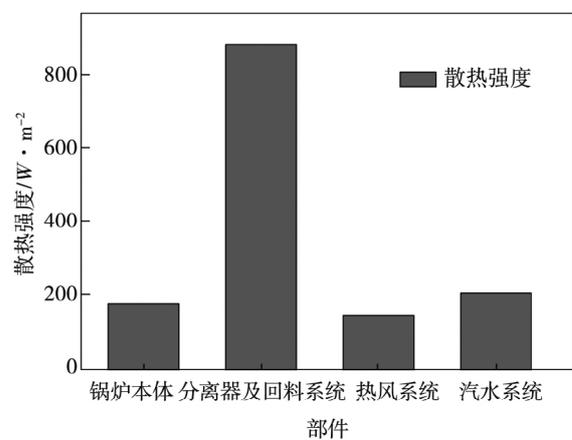


图 2 锅炉各部件的散热强度

Fig.2 Intensity of heat emission of components in boiler

结合图 1 和图 2 可知,由于散热强度低,锅炉本

体在面积占比高达 38% 的情况下,散热损失仅占 23.4%,而分离器及回料系统的散热强度将近是锅炉本体的 5 倍,虽然仅占 16.2% 的面积,散热量却占到 47.6%。造成二者散热强度巨大差异的原因是水冷壁及包覆管的存在导致锅炉本体外表面的温度远低于绝热式旋风分离器及回料系统的外表面温度。此外,锅炉本体、热风系统和汽水系统的散热强度相差很小,因此散热损失基本与外表面面积成正比。

DL2005 默认 CFB 锅炉分离器外表面的散热强度与锅炉本体相同,根据 GB88 散热曲线读取同容量煤粉锅炉本体的散热损失值,然后乘以面积修正系数来计算 CFB 锅炉的散热损失。然而经上述分析可知,绝热式分离器及回料系统的外表面散热强度远高于其他部位的散热强度,因此由 GB88 和 DL2005 估算的散热损失值存在较大的系统不确定度。

5 结 论

(1) 本文 440 t/h 的 CFB 锅炉系统的散热损失为 0.731%,正不确定度为 0.083%,负不确定度为 0.082%,测试结果具有很高的精确度;

(2) CFB 锅炉系统内锅炉本体、汽水系统和热风系统的散热强度相差较小,散热损失与其面积成正比,但绝热式分离器及回料系统的散热强度为前者的 5 倍,因此以 16.2% 的散热面积占据 47.6% 的散热量;

(3) GB88 和 DL2005 在计算 CFB 锅炉散热损失时默认分离器系统与锅炉本体的散热强度相同,因此估算的散热损失值存在较大的系统不确定度。

参考文献:

[1] 樊泉桂,阎维平,等. 锅炉原理 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2009: 54 - 55.
 FAN Quan-gui, YAN Wei-ping, et al. Principles of boiler [M]. Beijing: China Electric Power Press 2009: 54 - 55.

[2] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. DL/T 964-2005 循环流化床锅炉性能试验规程[S].

National Development and Reform Commission of the People's Republic of China. DL/T 964 - 2005 Circulating fluidized bed boiler performance test codes [S].

[3] 中华人民共和国机械电子工业部. GB10184 - 88 电站锅炉性能试验规程[S].
 Ministry of Machinery and Electronic Industry of the People's Republic of China. GB10184 - 88 performance test code for utility boiler [S].

[4] The American Society of Mechanical Engineers. ASME PTC 19. 1 - 2005 Test uncertainty [S].

[5] 李 勇 韩 为,王艳红. 基于 ASME PTC - 1998 标准的锅炉热效率微分偏差修正方法分析及比较 [J]. 中国电机工程学报 2014, 34(17) : 2769 - 2777.
 LI Yong, HAN Wei, WANG Yan-hong. Analysis and comparison on the differential deviation correction method for boiler thermal efficiency based on ASME PTC4 - 1998 codes [J]. Proceedings of the CSEE 2014, 34(17) : 2769 - 2777.

[6] AMSE PTC 4 - 1998 电站锅炉性能试验规程 [M]. 阎维平, 翻译. 北京: 中国电力出版社 2004.
 The American Society of Mechanical Engineers. ASME PTC 4 - 1998 Fired steam generators performance test coeds [M]. YAN, Wei-ping, Trans. Beijing: China Electric Power Press 2004.

[7] AMSE PTC 4 - 2008 电站锅炉性能试验规程 [M]. 阎维平, 翻译. 北京: 中国电力出版社 2011, 11.
 The American Society of Mechanical Engineers. ASME PTC 4 - 2008 Fired steam generators performance test coeds [M]. YAN Wei-ping, Trans. Beijing: China Electric Power Press 2011.

[8] 阎维平, 云 曦. ASME PTC 4 - 1998 锅炉性能试验规程的主要特点 [J]. 动力工程 2007 27(2) : 174 - 178.
 YAN Wei - ping, YUN Xi. ASME PTC 4 - 1998 Essentials of boiler performance test code [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering 2007 27(2) : 174 - 178.

[9] 鲁佳易. 大型循环流化床锅炉物料平衡与热平衡研究 [D]. 重庆: 重庆大学 2012.
 LU Jia-yi. The material balance and heat balance study in large circulating fluidized bed boiler [D]. Chongqing: Chongqing University 2012.

[10] 云南电力试验研究院. 云南大唐国际红河发电厂 2 号 CFB 锅炉散热损失测试报告 [R]. 云南: 2006.
 Yunnan Electric Power Experimental Research Institute. The heat loss test report no. 2 CFB boiler in yunnan honghe power plant of datang [R]. Yunnan: 2006.

(单丽华 编辑)

Gas Turbine II nozzle guide vane was used , and structured grids of high quality were generated using the method of block topology without cutting geometry. The near wall grid size was optimized according to the requirement of turbulence model. Based on the ground experimental data , boundary conditions were defined and the generated grids were tested in both steady-state and transient simulations. The results show that integration of grid generation can reduce the system error and improve the calculation accuracy. The first layer has a greater influence on the quality of grid , so it should be determined by considering the y^+ value. The simulation results using this structured grid agree well with the experimental data , indicating the engineering application value of the grid generation technology presented in this paper. **Key words:** film-cooling , thermal shock load , structured grid , block topology , first layer thickness , temperature field

1 000 MW 核电汽轮机高压缸启动过程热应力及汽密性分析 = **Numerical Analysis of Thermal Stress and Steam Tightness for the High-pressure Cylinder of a 1 000 MW Nuclear Steam Turbine in the Startup Phase** [刊, 汉] WEI Hong-ming , CAI Lin , HOU Xiu-qun , XIE Dan-mei , GAO Jian-shu (Power and Mechanical School , Wuhan University , Wuhan , Hubei , China , Post Code: 430072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(10) . -32 ~ 37

Steam turbine high-pressure casing is the steam passage component with high temperature and pressure , where its inner wall surface contacts with steam directly. When the unit commitment and load change , the drastic change of steam parameters is likely to cause deformation of cylinder body. The operating data of nuclear power plant show that the high-pressure cylinder of nuclear power steam turbine is prone to excessive stress , deformation and steam leakage phenomenon. In this paper , the finite element method was used to calculate the startup process of 1000MW nuclear power half-speed turbine high-pressure cylinder , and the temperature and stress situation of high pressure cylinder during the boot process were analyzed , followed by the study of the vapor tightness of cylinder split. The results show that during the boot process , the maximum thermal stress of high-pressure cylinder occurs in the moment the unit just reaches the rated load (217 MPa) . And the temperature difference and stress of the shaft seal of high-pressure cylinder is relatively large , while the contact pressure of split is fairly small. **Key words:** nuclear turbine , cylinder deformation , thermal stress , steam tightness

循环流化床锅炉散热损失的测试与估算分析 = **Test and Estimation of Heat Loss for Circulating Fluidized Bed Boiler** [刊, 汉] JIAO Tong-shuai , YAN Wei-ping (North-China Electric Power University , Baoding , China , Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(10) . -38 ~ 42

With the current national standard and industry standard , the separator and the boiler body are considered to be in the same specific heat load when estimating the heat loss of circulating fluidized bed boiler. In order to evaluate the rationality of this method , a 440t/h circulating fluidized bed coal-fired utility boiler was tested to quantify the heat loss and its uncertainty was analyzed. The boiler was divided into 134 zones and 1333 measurement points. And the heat loss of the boiler system was measured at 0. 731% with the uncertainty of 0. 08% , indicating great test accuracy. According to the national standard and industry standard , the estimated heat loss , however , was only 0. 432% .

Detailed analysis indicates that the specific heat load of the boiler body , steam water system and hot air system of the boiler system are relatively small , and the heat loss is proportional to the area. But the heat dissipation of the heat insulating separator and the return system is 5 times the former , with 16.2% of the area generating 47.6% of the heat dissipation. Therefore , there is a large degree of system uncertainty on the method of estimating the heat loss of circulating fluidized bed boiler outlined by the current national standard and industry standard. **Key words:** circulating fluidized bed , heat loss , specific heat load , uncertainty analysis

使用不同燃烧器对火筒式加热炉的影响分析 = **Effect of Different Burner on The Behaviors of Drum Type Heating Furnace** [刊 , 汉] HAN Shou-peng (University of Shanghai for Science and Technology , Shanghai , China , Post Code: 200093) , LIAO Xiao-wei , LI Ya-zhou (China Special Equipment Inspection and Research Institute , Beijing 100013) , XU Hong-tao (University of Shanghai for Science and Technology , Shanghai , China , Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 , 31(10) . -43 ~ 49

This paper adopts experimental and numerical methods to analyze the influence of two different burners on the temperature field , flow field and nitrogen oxide generated during the process of combustion in drum type heating furnace. The input power of two burners is both set to be 700 KW and some conclusions are drawn as follows: The average temperature in the furnace generated by the forced air blast burner is higher than that by the atmospheric burner. The flame deflection by the atmospheric burner is worse than that by the forced air blast burner. The top of furnace is easy to be washed by the gas to generate a high-temperature region when the atmospheric burner is used. The gas flow at the bottom of the furnace is lower , and the heat transfer condition is poor. The contents of NO_x in the flue gas from the combustion in the atmospheric burner and forced air blast burner are 0.01464% and 0.01512% , respectively. **Key words:** burner , heating furnace , numerical simulation

抽汽加热暖风器系统机组能耗指标计算方法分析 = **Calculation of Coal Consumption Rate for Power Plant with Steam Turbine Extractions Heating Air Heater System** [刊 , 汉] DING Xing-wu (Huaneng Shandong Power Generation Co. , Ltd. Jinan , Shandong , Post Code: 250002) , FAN Qing-wei (Xi'an Thermal Power Research Institute Co. , Ltd. Xi'an , Shaanxi , China , Post Code: 710032) , SU Yong-ning (Huaneng Laiwu Power Generation Co. , Ltd. Laiwu , Shandong , China , Post Code: 251100) , XIE Tian (Xi'an Thermal Power Research Institute Co. , Ltd. Xi'an , Shaanxi , China , Post Code: 710032) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 , 31(10) . -50 ~ 53

In this paper , two different calculation methods for coal consumption rate of power plant with steam turbine extractions heating the air heater system are introduced in detail. By taking the turbine heat consumption rate together with the boiler's net efficiency η_1 and fuel efficiency η_2 respectively to the common formula for calculating the coal consumption rate , the results are different. Using the boiler's net efficiency yields higher coal consumption rate due to $\eta_2 > \eta_1$. In this case , a correction formula to consider the air heater's energy that affects the fuel consumption is necessary to obtain the correct result. When using the boiler's fuel efficiency to calculate the coal consumption rate , there is no need to correct the result. Therefore , we suggest using the boiler's fuel efficiency to calculate the coal