

废热锅炉污垢热阻实时预测研究

冯殿义¹, 范 佳¹, 孙守仁²

(1. 辽宁工业大学 机械与自动化学院, 辽宁 锦州 121001; 2. 锦州石化公司, 辽宁 锦州 121000)

摘 要: 对传热系数法污垢热阻预测模型用于实时监测合成氨废热锅炉污垢热阻进行了分析, 结果表明在操作参数允许的变化范围内, 模型原理误差约为 36%, 考虑测量误差, 总预测误差约为 48%。对传热系数法污垢热阻预测模型进行改进, 校正了对流传热热阻变化引起的误差。设计了基于改进模型的污垢热阻实时监控装置, 实际应用表明, 污垢热阻达到设计值时, 预测误差小于 15%, 克服了预测模型的原理误差, 满足到工程精度要求。

关 键 词: 废热锅炉; 污垢热阻; 预测模型; 实时监测

中图分类号: TK229 文献标识码: A

符号说明

U —瞬时传热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$
 q —平均热负荷/ $W \cdot m^{-2}$;
 T —工艺气平均温度/ K ;
 t —饱和汽—水温度/ K ;
 w —工艺气质量流量/ $kg \cdot s^{-1}$;
 p —锅炉内蒸汽压力/ MPa ;
 α —传热膜系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$;
 Re —Reynolds 准数, $Re = d_d \rho / \mu$;
 Pr —Prandtl 准数, $Pr = c_p \rho / \lambda$;
 d_e —当量直径/ m ;
 d_m —平均直径/ m ;
 λ —导热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$;
 μ —介质粘度/ $Pa \cdot s$;
 ρ —密度/ $m^3 \cdot kg^{-1}$;
 c_p —定压比热容/ $J \cdot (kg \cdot ^\circ C)^{-1}$;
 u —流速/ $m \cdot s^{-1}$;
 σ —饱和水的表面张力/ $N \cdot m^{-1}$;
 A —传热面积/ m^2 ;
 S —炉管壁厚/ m ;
 h —工艺气比焓/ $J \cdot kg^{-1}$ 。

前置符号

E —绝对误差; δ —相对误差。

角 标

in—入口; out—出口;
0—表面清洁; 1—管内;
2—管外侧; b—管壁。

引 言

化工生产用废热锅炉传热表面的污垢, 不仅使热能回收能力降低, 而且对后继工艺有着很大的影响^[1~4]。废热锅炉运行过程中, 随着传热表面的污垢热阻不断增加, 锅炉传热能力下降, 高温工艺气出口温度会不断升高, 当温升超过允许值时, 需要进行清洗除垢。因此, 对污垢的实时预测的研究具有实际意义。目前, 对污垢热阻实时测量的研究取得了一些成果, 国内外相继开发了污垢热阻测量仪^[3~7], 市售测量仪需在测量装置上模拟实际操作条件, 对于以灰垢热阻为主的废热锅炉, 工艺气侧结构及操作条件十分复杂, 难以准确模拟; 而基于统计分析方法的测量模型, 需要在不同的操作条件下进行大量实验获取建模样本^[6~8], 对于实际生产中废热锅炉难以实现; 热阻法能较准确地测定传热表面的污垢程度, 但须在换热管上埋设铠装热电偶检测管壁温度, 废热锅炉管数量众多, 工程上较难实现; 传热系数法污垢热阻预测方法, 通过测量传热系数预测污垢热阻, 由于其测量方法简便, 结果直观而越来越受到重视, 并在实验室得到广泛应用^[9~11]。但其由于实际操作中, 工艺参数波动较大, 传热系数法直接用于传热设备污垢热阻的实时监测, 会产生较大的原理误差导致测量失败。为此, 本工作对传热系数法污垢预测模型进行了校正, 补偿了传热系数法用于实时预测污垢热阻的原理误差, 用于合成氨第一废热锅炉污垢实时预测, 获得满意的精度。

1 废热锅炉污垢热阻特性

合成氨第一废热锅炉为刺刀管式, 其部分设计参数如表 1 所示。废热锅炉污垢热阻是由水汽侧污垢热阻和工艺气侧的灰垢热阻组成。对于水质达到

收稿日期: 2008-03-21; 修订日期: 2008-12-17

基金项目: 辽宁省教育厅基金资助项目(202163343)

作者简介: 冯殿义(1961—)男, 辽宁锦州人, 辽宁工业大学副教授。

标准的运行锅炉, 炉内水汽侧污垢热阻比灰垢热阻相对较小, 这时, 废热锅炉的污垢热阻主要取决于工艺气侧的灰垢热阻。

表 1 废热锅炉部分参数

	壳程	管程
介质	转化气	锅炉给水
入口流量/ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	78 000	57 730
操作压力/MPa	2.8	10.5
进/出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	1 003/482	314
污垢系数/ $\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$	0.000 22	0.000 09
传热系数/ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$	453.6	
传热面积/ m^2	173	

灰垢层的积聚速度与工艺气体的清洁程度、流速, 以及炉管的材质、壁温和光洁度等因素有关。在工艺气体比较净洁的条件下, 一台废热锅炉可以连续运行好几年, 而垢层热阻仍然维持很小。反之, 如果高温气体中夹带了某些杂质, 几个月甚至更短的时间内, 就会由于灰垢热阻过大而迫使锅炉停止运行^[2]。

刚投产的或者是新清扫过的锅炉, 由于管壁是清淨的, 因此, 其传热能力比设计工况大, 高温工艺气体出口温度较低。废热锅炉在生产运行期间, 由于污垢沉积传热能力下降, 出口温度也随之升高。化工生产用废热锅炉高温工艺气出口温度要求控制在一定的范围内, 以满足后继装置工艺要求。

2 传热系数法污垢热阻预测模型修正

2.1 传热系数法污垢热阻预测模型与原理误差

根据传热理论, 任意时刻废热锅炉炉管表面瞬时总污垢热阻:

$$R_f = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_0} \quad (1)$$

式中: $1/U_0$ —任意一时刻对流传热热阻与管壁热阻之和, $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ 。

传热系数法预测污垢热阻是通过清洁状态和污染状态下传热表面总传热系数的变化来预测污垢热阻的。这种污垢热阻测量方法假设测量过程中对流传热热阻不变, 则 $1/U_0$ 等于初始清洁工况的总热阻, 即: $1/U_0 = 1/U_0$, 则:

$$R_f = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_0} \quad (2)$$

$$U = q / \Delta t_m \quad (3)$$

式中:

$$q = w \cdot (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) / A_2 \quad (4)$$

$$\Delta t_m = \frac{(T_{\text{in}} - t) - (T_{\text{out}} - t)}{\ln[(T_{\text{in}} - t) / (T_{\text{out}} - t)]} \quad (5)$$

式(2)为任意时刻总热阻的间接测量式, 初始清洁工况为 $1/U_0$ 。通过测量直接量 T_{in} 、 T_{out} 、 t 和 w , 由式(2)~式(5)可以间接测得污垢热阻。

显然, 传热系数法测量简单, 易实现, 但要求操作条件稳定。实际锅炉运行时, 高温工艺气体出口温度随污垢沉积而升高, 生产过程中生产负荷也很难保持恒定, 对流传热热阻会发生较大的变化, 因此, 式(2)预测模型用于污垢热阻的实时监测会产生较大的原理误差。由传热理论, 以炉管外表面为基准, 对流传热热阻与管壁热阻之和:

$$\frac{1}{U_\alpha} = \frac{d_2}{d_1} \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d_2 S}{d_m \lambda_b} \quad (6)$$

炉管内沸腾传热膜系数 $\alpha_1 \gg \alpha_2$, 忽略管内对流传热热阻, 上式简化为:

$$\frac{1}{U_\alpha} = \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d_2 S}{d_m \lambda_w} \quad (7)$$

废热锅炉高温工艺气侧传热膜系数由对流传热膜系数和辐射传热膜系数组成。

$$\text{对流传热膜系数: } \alpha'_2 = 0.023 C_1 C_2 \frac{\lambda}{de} Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$\text{辐射传热膜系数: } \alpha''_2 = \sigma \cdot \frac{\epsilon_b + 1}{2} \cdot \epsilon \cdot \frac{T^4 - T_b^4}{T - T_b}$$

则:

$$\alpha_2 = \alpha'_2 + \alpha''_2 = 0.023 C_1 C_2 \frac{\lambda}{de} Re^{0.8} Pr^{0.4} + \sigma \cdot \frac{\epsilon_b + 1}{2} \cdot \epsilon \cdot \frac{T^4 - T_b^4}{T - T_b} \quad (8)$$

对于刺刀管锅炉修正系数取 $C_1 = 1.06$, $C_2 = 1$; 高温工艺气黑度取 $\epsilon = 0.46$; 管壁或污垢黑度取 $\epsilon_b = 0.8$ 。由误差理论, 忽略管壁温度的变化:

$$E(\alpha_2) = \left[\frac{\partial \alpha_2}{\partial Re} \right] E(Re) + \left[\frac{\partial \alpha_2}{\partial Pr} \right] E(Pr) + \left[\frac{\partial \alpha_2}{\partial T} \right] E(T) = (0.8kRe^{-0.2}Pr^{0.4})E(Re) + (0.4kRe^{0.8}Pr^{-0.6})E(Pr) + 6\sigma(\epsilon_b + 1)\epsilon E(T)$$

由于管壁热阻为常数, 式(7) $1/U_\alpha$ 的误差只取决于瞬时对流传热热阻:

$$E\left[\frac{1}{U_\alpha}\right] = \frac{1}{\alpha_2} E(\alpha_2) \times \delta\left[\frac{1}{U_\alpha}\right] = \frac{U_0}{\alpha_2} \cdot \frac{E(\alpha_2)}{\alpha_2} = \frac{U_0}{\alpha_2} \delta(\alpha_2) \quad (9)$$

式(9)即为工况变化引起的对流传热热阻误差, 也即式(2)模型的原理误差。由设计规定的污垢系

数与设计条件下的传热系数及相关的操作参数,通过编程计算出锅炉所允许的最大温升值为 36 °C,若生产过程中工艺气流量变化 15%,式(2)预测模型的最大原理误差约为 36%。考虑到实际测量中,直接测量误差传播给污垢热阻间接测量误差为:

$$\alpha(R_f) = \frac{1}{R_f} \left[\frac{1}{U} \alpha(U) + \frac{1}{U_\alpha} \alpha(U_\alpha) \right] \quad (10)$$

控制传热系数的测量误差小于 5%,由式(10),设计条件下污垢热阻间接测量误差为 12%。污垢热阻总的预测误差由模型原理误差和间接测量误差两部分构成,则总的最大测量误差约 48%。显然,如此大的测量误差测量结果无实际意义。

2.2 预测模型校正

瞬时工况与初始工况不一致时,由式(7)两种工况对流传热热阻与管壁热阻和的差:

$$C = \frac{1}{U_\alpha} - \frac{1}{U_0} = \frac{1}{\alpha_2} - \frac{1}{\alpha_{2,0}} = \frac{\alpha_2 - \alpha_{2,0}}{\alpha_2 \alpha_{2,0}} \quad (11)$$

考虑对流传热热阻变化后,废热锅炉炉管表面瞬时总污垢热阻为:

$$R_f = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_\alpha} = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_0} - C \quad (12)$$

式(12)即为传热系数法预测污垢热阻的校正模型, C 为对流传热热阻校正系数,校正了瞬时工况与初始工况不一致时,对流传热热阻不同引起的误差。若操作工况及 ϵ 和 ϵ_0 不变,则 $\alpha_2 = \alpha_{2,0}$, $C = 0$,于是式(12)与式(2)相同。

校正模型测量误差:

$$\alpha(R_f) = \frac{1}{R_f} \left[\frac{1}{U} \alpha(U) + \frac{1}{U_0} \alpha(U_0) + \alpha(C) \right] \quad (13)$$

式(13)中 $\alpha(C)$ 反应了传热系数计算式的误差引起的污垢热阻测量误差。按式(13)设计工况下污垢热阻,其预测值极限误差小于 15%。

3 实时预测

设计了以污垢热阻预测校正模型为基础的计算机实时监测系统,用于实时预测废热锅炉污垢热阻,监控系统主要由数据采集、物性数据库、物性计算、污垢热阻计、误差分析和越限报警及输出显示打印等模块组成。图 1 为现场测量系统示意图,现场采集高温工艺气的进出口温度用传感器测量精度为 $\pm 1.0\%$,流量测量精度为 $\pm 1.0\%$,饱和水蒸气温度传感器测量精度为 $\pm 0.7\% \text{ } ^\circ\text{C}$ 。依据式(3)~式(5)分别实测初始工况和瞬时工况的总传热系数 U 和 U_0 ,

再根据式(8)、式(11)和式(12)计算废热锅炉实时污垢热阻预测值。

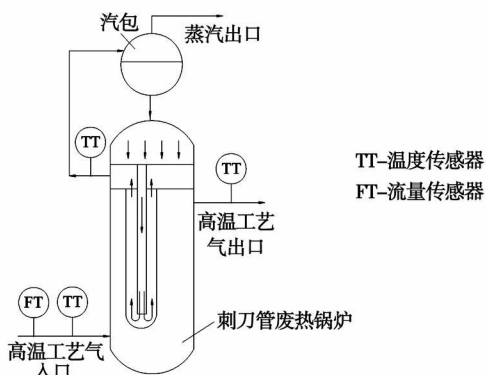


图 1 测量系统示意图

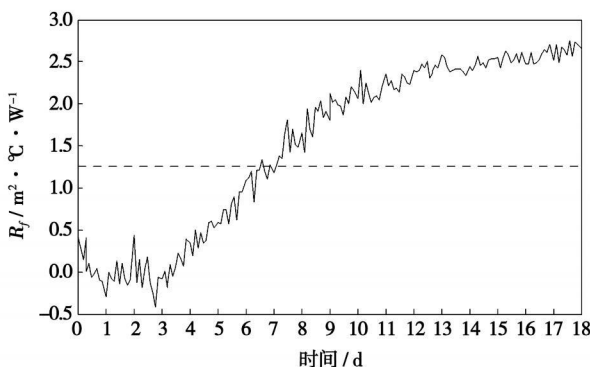


图 2 污垢热阻实时监测结果

图 2 为实际测量曲线。图中显示在污垢热阻很小时测量结果出现负值,表明低热阻时测量误差较大,随污垢增加测量误差减小,图中虚线部分为测量误差为 10% 时对应的污垢热阻值。从测量结果可以看出污垢的增长期和渐进期。由于结垢初期测量误差很大,无法观察到诱导期的结垢过程,但可以明显看到结垢初期的低热阻区,表明诱导期的存在。在增长期,污垢热阻增长近似为线性变化,表明在这一阶段废热锅炉污垢等速沉积,此后污垢沉积速率下降,而且随时间增加沉积速率减小,符合 Kem 和 Seaton 提出的沉积与脱落结垢模型^[3]。表 2 为废热锅炉运行一个周期后的实测与预测结果,其中污垢热阻的实测值是废热运行一个周期后通过对污垢层分析用称重法得到。由表 2 可以看出,按式(2)未经校正模型的预测误差为 26.79%,按式(12)校正后模型预测误差为 8.55%。预测误差小于极限误差 15%,表明分析结果可靠。

表 2 运行一个周期后废热锅炉污垢热阻预测结果

U_0 / $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	U / $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	$R_f / m^2 \cdot ^\circ C \cdot W^{-1}$			$\alpha R_f / \%$	
		实测值	校正前 预测值	校正后 预测值	校正前	校正后
527.9	455.73	0.000 320	0.000 439	0.000 347	26.79	8.55

4 结 论

(1) 常规传热系数法污垢热阻模型存在原理误差, 直接用于实时预测合成氨废热锅炉污垢热阻, 因操作工况的变化时对流传热热阻也随之发生变化, 模型原理误差约为 36%, 总误差约为 48%。

(2) 经校正的传热系数法污垢热阻预测模型, 补偿了由于对流传热热阻变化引起的模型的原理误差, 总测量误差小于 15%, 达到满意的预测精度。

(3) 校正模型仍以初始清洁工况总热阻为基准, 只需测量初始和瞬时总传热系数即可实现污垢热阻的实时预测, 测量方法简单、可靠、易实现, 且结果直观。

参考文献:

- [1] 周俊. 闪速炉废热锅炉结灰与 SO_3 发生的原因分析[J]. 有色金属(冶炼部分), 2003(1): 17-20.
- [2] 陈明, 赵春杰. 第一废热锅炉出口工艺气异常升温问题的探

讨与解决[J]. 大氮肥, 2004 27(4): 277-280

- [3] 王容, 丁洁. 换热设备的结垢机理研究现状[J]. 化工进展, 1999(3): 31-35
- [4] 蒋祖星, 刘晓红. 壳管式海水换热器污垢状况的火用评价方法研究[J]. 热能动力工程, 2003, 18(6): 559-560
- [5] LI W, WEBB R L. Fouling characteristics of internal helical-rib roughness tubes using low-velocity cooling tower water[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(8): 1685-1691.
- [6] 樊绍胜, 王耀南. 在线监测冷凝器污垢程度的新方法[J]. 仪器仪表学报, 2005, 26(3): 292-296.
- [7] 李勇, 曹祖庆. 凝汽器清洁率的概念及测试方法[J]. 汽轮机技术, 1995, 37(2): 73-76.
- [8] ARCH P W. New techniques for monitoring condenser flow rate fouling[J]. Power, 1991, 13(2): 34-39.
- [9] 全贞花, 陈永昌, 王春明, 等. 污垢热阻动态监测装置及其传热计算方法的研究[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(2): 322-324.
- [10] ZUBAIR S M, SHEIKH A K, YOUNAS M, et al. A risk based heat exchanger analysis subject to fouling, part I[J]. Performance Evaluation Energy, 2000, 25(5): 427-443.
- [11] 刘金平, 刘雪峰, 杜艳国, 等. 凝汽器冷却水污垢热阻的研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(15): 100-105.

(编辑 滨)

新技术、新工艺

动力装置的减振和降噪

据《Судостроение》2007 年 11~12 月号报道, 船舶动力装置内的阀门有很大的噪声和振源。噪声形成的原因首先与在调节工质压力时的节流流动有关, 其次与在阀门打开和关闭过程中在(阀座—阀盘—阀杆)系统内产生冲击有关。

在一定开度时, 阀门内也可能产生自振, 这个过程导致强烈的振动, 甚至会导致阀门断裂。

系统内液压冲击的产生和力取决于许多因素, 诸如管道的材料及其几何特性、系统内水的流量、阀门关闭或打开工作(系统工况)、阀门关闭(打开)的时间。

借助于把压力降分配到一系列连续的级或者通过应用多细孔的或穿孔的元件可以降低噪声。表明了阀门内应用由压装的金属丝制成的弹性减振环的降噪效果。在 2~8 kHz 频率范围内, 观察到在水流激发下的水动力噪声和振动大大的降低。

(吉桂明 供稿)

废热锅炉污垢热阻实时预测研究= **Research on the Real-time Prediction of the Fouling Resistance of a Waste Heat Boiler**[刊, 汉]/ FENG Dian-yi, FAN Jia (College of Mechanical Engineering and Automation, Liaoning University of Technology, Jinzhou, China, Post Code: 120001), SUN Shou-ren (Jinzhou Petrochemical Corporation, Jinzhou, China, Post Code: 121000)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 196 ~ 199

Analyzed was the use of a heat transfer coefficient method-based fouling resistance prediction model for the real-time monitoring of the fouling resistance of a synthetic ammonia waste-heat boiler. It has been found that within the allowable variation range of operating parameters, the theoretical error of the model in question is around 36%, and the total prediction error, about 48% if the measurement error is taken into account. The model was improved after correcting the error resulting from a change of the convection heat transfer resistance. A fouling resistance real-time monitoring device was designed based on the improved model. Practical applications show that in the case of the fouling thermal resistance reaching its design value, the prediction error is less than 15%, thus making it possible to eliminate the theoretical error of the model mentioned earlier and meet engineering accuracy requirements. **Key words:** waste heat boiler, fouling resistance, prediction model, real-time monitoring

四角切圆燃煤锅炉低 NO_x 燃烧优化研究= **Optimization Study of Low NO_x Combustion in a Tangentially and Corner-fired Coal-burning Boiler**[刊, 汉]/ ZHOU Jian-xin, QIU Xiao-zhi, SI Feng-qi, et al (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 200 ~ 204

By making use of the test data of boiler combustion characteristics, established was a model for NO_x emissions of a tangentially and corner-fired coal-burning boiler based on supportive vector regressions (SVR). Through a training and verification and after a comparison with neural network models, it has been found that the SVR-based model is more suitable for small specimen learning as the number of hot-state test conditions of the boiler is relatively small. The accuracy of the model can meet the practical requirements of engineering projects, thus making it possible to predict more accurately the NO_x emission characteristics of an utility boiler under different operating conditions. On the basis of establishing the model mentioned earlier, in combination with the genetic algorithm for an overall optimization search and with the operating and regulating parameters of the boiler serving as independent variables of the optimization target function, an optimization search was performed of NO_x emissions, and the optimal operating parameters were obtained under a concrete operating condition. **Key words:** combustion, nitrogen oxide, supportive vector machine, regression, genetic algorithm

二次风分布对CFB 锅炉炉内气固混合及燃烧的影响= **Influence of Secondary Air Distribution on the Gas-solid Mixing and Combustion Condition in a CFB (Circulating Fluidized Bed) Boiler Furnace**[刊, 汉]/ WANG Zheng-yang, QIN Ming, SUN Shao-zeng, et al (College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 205 ~ 210

For a CFB (circulating fluidized bed) boiler, its total air quantity is usually divided into a primary air flow and a secondary one to facilitate the control of combustion process, while for a large-sized CFB boiler, the secondary air flow is further divided into several layers along the furnace height and distributed on the four sidewalls of the furnace to strengthen combustion process control. First, the authors have described the role played by a transverse secondary-air jet flow in promoting the gas-solid mixing and coal combustion in the CFB boiler. Then, through an experiment performed on a CFB boiler burning low volatile coals, the influence of in-furnace flow field on the secondary air distribution in the furnace of the boiler under various air supply modes was analyzed. On this basis, the influence of different distribution modes of the secondary air on the coal burn-off and in-furnace temperature field was also investigated. The test results show that through an optimization of the secondary air, the in-furnace gas-solid mixing can be strengthened, and the diffusion of gas