

典型烟气余热换热器气侧积灰特性

王飞龙, 何雅玲*, 汤松臻, 童自翔

西安交通大学能源与动力工程学院, 热流科学与工程教育部重点实验室, 西安 710049

* 联系人, E-mail: yalinghe@mail.xjtu.edu.cn

2016-12-01 收稿, 2016-12-27 修回, 2016-12-27 接受, 2017-03-01 网络版发表

国家重点基础研究发展计划(2013CB228304)资助

摘要 针对工业烟气中含尘量大, 容易造成烟气换热器表面积灰的问题, 对比研究了两种典型烟气余热换热器气侧的积灰特性. 首先对比了两种翅片管换热器的流动特性, 并结合离散相模型(DPM)模拟了飞灰颗粒的运动、碰撞和沉积过程; 其次, 针对模拟时间步长相对于实际时间较短的问题, 提出了通过时间放大因子将数值模拟结果与时间换算到实际时间尺度的方法; 然后, 具体研究了实际时间尺度下两种H型翅片管表面的积灰特性, 分析了入口速度和颗粒粒径的影响. 结果显示, 飞灰颗粒主要沉积于H型翅片管前侧的流动滞止区和管后的尾涡区; 双H翅片管的积灰特性稍优于单H型翅片管; 渐进污垢热阻随着入口速度和颗粒粒径的增大而迅速减小.

关键词 工业余热, H型翅片管, 流动特性, 积灰特性, 污垢热阻

工业烟气通常具有含尘量大、含腐蚀性的特点, 易造成烟气换热器换热表面积灰、磨损和腐蚀等一系列严重问题. 何雅玲等人^[1]回顾了烟气换热器在余热回收中的积灰、磨损及腐蚀方面的相关研究, 分析了换热器换热表面积灰、磨损及腐蚀的形成原因及影响因素. 其中, 烟气换热器在含尘烟气中的积灰问题, 易导致换热设备传热效率的下降和压降损失的增加, 同时也增加了设备运行的不稳定性, 易引起安全隐患^[2]. 因此, 研究换热器在含尘气流中的积灰特性, 提出有效的预防积灰措施, 对于各种设备的经济和安全运行有着重要的意义.

随着计算流体力学的不断发展, 通过数值模拟方法对烟气换热器积灰特性的研究逐渐兴起. 目前针对颗粒在流体中运动的研究主要采用的是拉格朗日跟踪法, 模拟中假设颗粒的加载量很小, 体积分数一般小于10%, 且通常忽略颗粒对流体流动的影响. 通常认为颗粒在碰撞壁面时存在一个临界沉积速度,

当颗粒以小于该临界值的速度碰撞壁面时, 颗粒将发生沉积, 否则发生反弹^[3,4]. Bouris和Bergeles^[5]将沉积层当作固体壁面, 并通过临界沉积速度和法向恢复系数, 对颗粒在壁面的沉积和反弹行为进行了数值研究. Han等人^[6]数值研究了管排换热器表面的积灰特性, 并分析了颗粒粒径、流速、管排形状及布置方式等对积灰特性的影响. 除了临界沉积速度判据, Konstandopoulos^[7]提出了临界沉积角的概念, 即当颗粒入射角小于该临界角时, 不管颗粒速度如何, 颗粒将不发生沉积, 由此进一步完善了颗粒沉积的数值模型. 由于颗粒与壁面发生碰撞时, 同时存在着沉积、反弹和脱离现象. 因此, 在数值模拟中需要同时考虑颗粒的沉积和脱离过程. Pan等人^[8]在同时考虑了颗粒的沉积、反弹与脱离的基础上, 研究了省煤器管束表面的积灰特性.

由于数值模拟的限制, 无法模拟实际中通常持续几小时、几天甚至几周的整个积灰过程. 因此, 需

引用格式: 王飞龙, 何雅玲, 汤松臻, 等. 典型烟气余热换热器气侧积灰特性. 科学通报, 2017, 62: 1292–1301

Wang F L, He Y L, Tang S Z, et al. Numerical study of fouling characteristics on two kinds of typical heat exchangers used in the waste heat recovery systems (in Chinese). Chin Sci Bull, 2017, 62: 1292–1301, doi: 10.1360/N972016-00756

要将数值计算结果与时间进行放大. 例如, Tong等人^[9]采用格子玻尔兹曼方法(LBM)、有限容积法(FVM)和元胞自动机(CA)相结合的耦合方法, 模拟了圆管表面的颗粒沉积与脱离过程, 并将数值模拟时间换算到了实际时间.

H型翅片管换热器作为一种典型的烟气换热器, 由于其具有良好的防积灰与防磨损的特性, 被广泛应用于工业余热回收系统中, 并有许多学者对其各方面性能进行了研究. Jin等人^[10]数值研究了10排H型翅片管换热器的传热阻力特性, 并获得了 Nu 与 Eu 的计算关联式. 而Chen等人^[11]则通过实验方法, 研究了H型翅片管换热器的传热阻力特性, 并分析了翅片管结构参数对其性能的影响. Han等人^[12,13]数值研究了H型翅片换热器在含酸烟气中的酸沉积特性, 分析了 Re 数和翅片管结构参数对其表面酸沉积规律的影响, 并获得了酸沉积无量纲传质系数 Sh 的关联式. 然而, 目前很少有对烟气换热器积灰特性的研究, 仅有少部分学者从实验层面上研究了换热器的积灰规律, 但很难对其积灰机理做出解释或对其积灰情况进行相应的预测.

因此, 本文即针对余热回收应用中典型的两种H型翅片管换热器, 首先发展了一个包含颗粒沉积和颗粒脱离的积灰数值模型与计算方法, 并针对模拟时间步长相对实际时间较短的问题, 提出了一个时间放大因子, 可将模拟结果与模拟时间换算到实际时间尺度. 在此基础上, 对比研究了两种H型翅片管换热器的流动特性和积灰特性, 并具体分析了入口速度和颗粒粒径对两者积灰特性的影响. 本研究工作或将促进烟气换热器的积灰特性在数值方面进一步深入开展研究, 并对余热利用中换热器预防积灰的设计与选型提供指导.

1 模型描述与数值方法

1.1 物理模型

H型翅片管换热器通常作为典型的烟气换热器, 广泛应用于工业余热回收系统中, 其翅片结构通常有单H型、双H型甚至多H型. 本文以单H型和双H型两种翅片管为研究对象, 两者的结构示意图如图1所示. 在实际应用中, 翅片管在横向和纵向均为多排管束分布, 因考虑到其结构的周期性和流动的相似性, 选取两排翅片管的一个翅片区域, 对其流动和积灰特性进行研究. 图1(a)为工业余热回收中典型应用的两种H型翅片管的结构示意图; 图1(b)为两者的几何示意图, 为方便验证计算模型与数值方法的可靠性, 选用与参考文献[10]一致的翅片管主要几何参数和结构尺寸, 具体如表1所示. 图1(b)中虚线框所示的为翅片区域, 该区域被作为重点研究区域. 同时, 为预防进出口效应和防止回流, 分别向上游和下游延长8倍和16倍管径作为进口段和出口段.

1.2 数学模型和边界条件

(i) 连续相控制方程. 烟气流动为三维非稳态不可压缩流动, 考虑烟气与翅片管之间的流动传热以及翅片内部的导热因素, 烟气作为连续相的控制方程如下.

连续性方程:

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0, \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \rho \mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{U}, \quad (2)$$

能量方程:

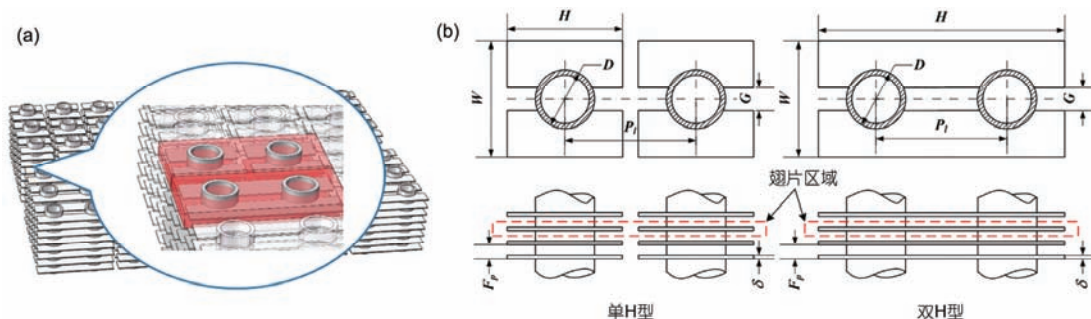


图1 (网络版彩色)单H型和双H型翅片管的结构示意图. (a) 结构示意图; (b) 几何示意图

Figure 1 (Color online) Schematic diagram of the H-type finned tubes. (a) Overall structure diagram; (b) geometric

表1 翅片管几何参数

Table 1 Geometric dimensions of the H-type finned tubes

几何参数	单H型翅片管	双H型翅片管
管外径 D (mm)	38.0	38.0
翅片厚度 δ (mm)	2.0	2.0
翅片长度 H (mm)	73.4	157.4
翅片宽度 W (mm)	73.4	73.4
翅片间隙 G (mm)	15.0	15.0
翅片间距 F_p (mm)	16.875	16.875
横向节距 S_1 (mm)	84.0	84.0
纵向节距 S_2 (mm)	84.0	84.0
管壁温度 T_{wall} (K)	360	360

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{U} \cdot \nabla T = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 T. \quad (3)$$

研究的进口速度范围为5~10 m/s, 基于进口速度和圆管外径的 Re 变化范围为13000~26000, 已达到湍流范围. RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型是基于标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型发展而来, 但相对于标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型具有准确性更高、可靠性更好的特点. 因此, 采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型^[14]研究湍流脉动对流动的影响.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon, \quad (4)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon, \quad (5)$$

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \phi^3 (1 - \phi / \phi_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \phi^3} \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (6)$$

式中, $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$, $C_\mu = 0.0845$, $\phi = sk / \varepsilon$, $\phi_0 = 4.38$, $\beta = 0.012$, $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$. $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.393$, 分别为 k 和 ε 的有效普朗特数.

(ii) 离散相控制方程. 本文在拉格朗日坐标系下, 采用离散相模型(DPM)对飞灰颗粒进行跟踪. 假设飞灰颗粒为均匀的球形颗粒, 且忽略颗粒自转, 则颗粒在流场中的受力平衡方程如下:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_{TH} + F_B + F_L, \quad (7)$$

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re_m}{24}, \quad (8)$$

$$Re_m = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu}. \quad (9)$$

式中, $F_D(u - u_p)$ 为作用于颗粒上的曳力, u 和 u_p 分别

为流体相和颗粒相的速度, ρ 和 ρ_p 分别为流体和颗粒的密度, μ 为流体的动力黏度, d_p 为颗粒直径, C_D 为非线性阻力系数, Re_m 为相对于颗粒的雷诺数.

由于颗粒加载量很少, 且颗粒的尺寸非常小, 本文忽略颗粒重力、热泳力、布朗力和Saffman升力等的影响, 只考虑作用于颗粒的气动阻力. 因此, 式(7)可简化成如下:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p). \quad (10)$$

(iii) 颗粒沉积模型. 飞灰颗粒碰撞壁面的沉积过程示意图如图2所示. 本文通过颗粒与壁面作用时的能量平衡关系来判断颗粒是否发生沉积. 颗粒与壁面之间的碰撞被认为是弹-塑性碰撞, 颗粒在接近壁面时的能量平衡关系如下^[6,15,16]:

$$Q_k + Q_{A,a} = Q_{el} + Q_{pe} + Q_p. \quad (11)$$

式中, Q_k 为入射颗粒动能, $Q_{A,a}$ 为表面能, Q_{el} 和 Q_{pe} 分别为存储于弹性形变区和塑性形变区的弹性能, Q_p 为在颗粒发生塑性流变时的能量耗散量.

当存储于接触面的弹性能小于恢复阶段需克服的黏性能 $Q_{A,r}$ 时, 颗粒发生沉积. 因此, 可得到颗粒的黏附判据如下:

$$Q_{el} + Q_{pe} \leq Q_{A,r}. \quad (12)$$

当颗粒发生反弹时, 其法向恢复系数和反弹速度可写成:

$$e_n^2 = 1 - \frac{Q_p + (Q_{A,r} - Q_{A,a})}{1/2 m^* v_{i,n}^2}, \quad (13)$$

$$\mathbf{v}_{r,n} = \mathbf{v}_{i,n} - (1 + e_n) \frac{m_2}{m_1 + m_2} \mathbf{v}_{i,n}. \quad (14)$$

式中, $m^* = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$, m_1 和 m_2 分别为入射颗粒和靶颗粒的质量.

至于切向方向, 当在碰撞过程中滑移速度降为

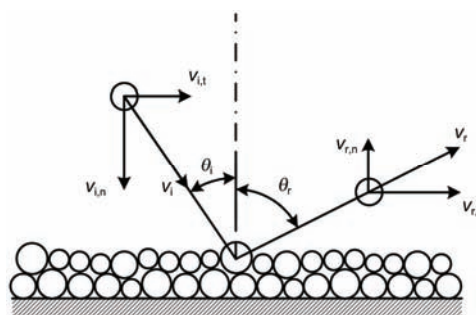


图2 飞灰颗粒碰撞沉积过程示意图

Figure 2 Schematic representation of the deposition process

零, 颗粒在沉积表面将由自由滑动变为滚动. 当颗粒与壁面之间的摩擦系数小于式(15)所示的最小摩擦系数, 则颗粒在壁面将是滑动状态, 切向反弹速度如式(16)所示; 否则, 颗粒在沉积表面将变为滚动状态, 相应的切向反弹速度如式(17)所示^[6,15].

$$\mu_{\min} = \frac{2 \tan \theta_i}{7(1+e_n)}, \quad (15)$$

$$\mathbf{v}_{r,t} = \mathbf{v}_{i,t} - \mu(1+e_n) \frac{m_2}{m_1+m_2} \frac{\mathbf{v}_{i,t}}{|\mathbf{v}_{i,t}|} |\mathbf{v}_{i,n}|, \quad (16)$$

$$\mathbf{v}_{r,t} = \mathbf{v}_{i,t} - \frac{2}{7} \frac{m_2}{m_1+m_2} \mathbf{v}_{i,t}. \quad (17)$$

此外, 本文引入临界碰撞角的概念, 当颗粒入射角大于临界角时, 颗粒不发生沉积, 颗粒沉积行为与法向速度无关, 该临界角定义如下^[6,7]:

$$\tan \theta_{cr} = \frac{v_{i,t}}{v_{i,n}} = \sqrt{\frac{E_t}{E_n}} = \frac{\mu^*}{(32\beta^3)^{1/2}} \sqrt{\frac{E^*}{G^*}}, \quad (18)$$

式中, E_t 和 E_n 分别为切向碰撞能和法向黏附能, μ^* 为有效摩擦系数, β 为接触半径有效系数, E^* 和 G^* 分别为颗粒的有效杨氏模量和剪切模量.

已沉积的颗粒在来流的冲刷作用和其他颗粒的碰撞作用下, 仍可能发生脱离, 即自清洁现象. 假设积灰层表面的颗粒脱离速率正比于积灰层的厚度与局部的剪切应力, 反比于积灰层的强度^[17~20], 如式(19)所示:

$$\dot{m}_t = k \left(\frac{\tau_w}{\psi} \right) x_f. \quad (19)$$

式中, $\dot{m}_t$ 为颗粒的脱离速率, τ_w 为壁面的局部剪切应力, x_f 为积灰层的厚度, ψ 为积灰层的强度因子.

综合考虑颗粒的沉积模型与脱离模型, 颗粒的净沉积率如式(20)所示^[17,19]:

$$\frac{dm_f}{dt} = \dot{m}_f = \dot{m}_d - \dot{m}_t. \quad (20)$$

对于式(20), 从 $m_f=0$, $t=0$ 进行积分, 可获得单位面积颗粒净沉积量随时间的变化关系:

$$m_f = m_f^* (1 - e^{-t/t_c}). \quad (21)$$

污垢热阻表示换热设备传热面上因沉积物而导致传热效率下降程度的数值, 即换热面上沉积物所产生的传热阻力, 如式(22)所示:

$$R_f = \frac{x_f}{\lambda_f} = \frac{m_f}{\rho_{dep} \lambda_f}. \quad (22)$$

综合式(21)与(22), 可得

$$R_f = R_f^* (1 - e^{-t/t_c}). \quad (23)$$

式中, m_f^* 与 R_f^* 分别为沉积质量和污垢热阻的稳定值; t_c 为时间常数, 表征沉积质量或污垢热阻达到稳定值的63%时所对应的时间.

整个积灰数值模拟过程如图3所示.

(iv) 时间放大因子. 由于数值模拟的限制, 无法模拟实际中通常持续几小时、几天甚至几周的整个积灰过程. 因此, 需要将数值计算结果与时间进行放大. 在本文中, 假设当每平方毫米面积上的沉积颗粒数达到一个临界沉积颗粒数 n_{cr} 时, 沉积层的厚度增加 δ_{cr} . 因此可以得到一个时间放大因子 N_1 , 表征沉积层厚度增加对应的沉积质量与实际计算中沉积颗粒的质量之间的比例, 如式(24)所示:

$$N_1 = \frac{10^{-6} \phi \delta_{cr}}{n_{cr} \frac{4}{3} \pi (d_p/2)^3} = \frac{6 \times 10^{-6} \phi \delta_{cr}}{\pi n_{cr} d_p^3}. \quad (24)$$

式中, $\phi=1-\varepsilon$, ε 为沉积层的孔隙率, d_p 为颗粒直径.

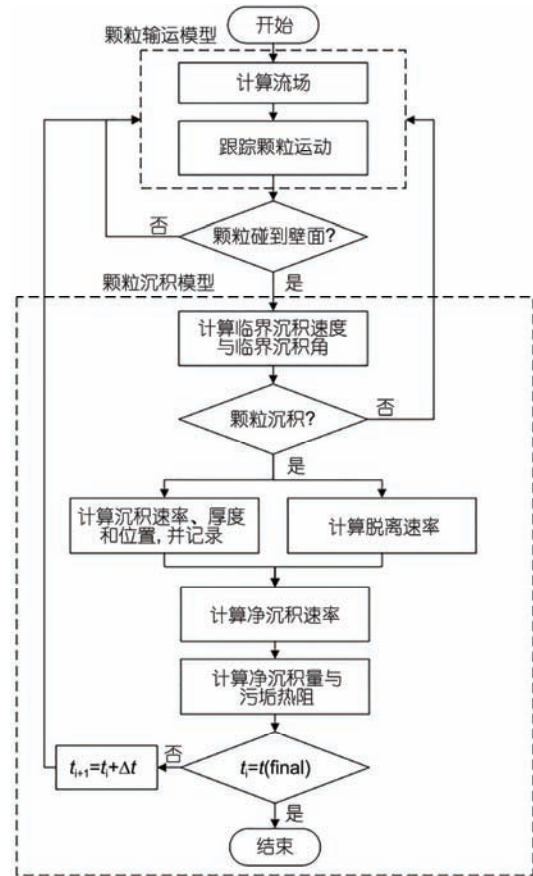


图3 积灰数值模拟过程示意图

Figure 3 Foul simulation process

另外,在计算颗粒浓度与实际过程中的飞灰浓度之间同样存在一个倍数关系,如式(25)所示:

$$N_2 = \frac{C_s}{C_r} = \frac{n_{in} \rho_p \pi d_p^3}{6 C_r u_{in} S_{in} t_{step}}. \quad (25)$$

式中, C_s 和 C_r 分别为颗粒的计算浓度与实际浓度, n_{in} 为每一时间步喷入的颗粒数, u_{in} 为进口速度, S_{in} 为进口边界的面积, t_{step} 为计算时间步长.

综合式(24)和(25),可得到数值模拟时间与实际时间之间的放大因子 N :

$$N = N_1 N_2 = \frac{10^{-6} n_{in} \phi \rho_p \delta_{cr}}{C_r n_{cr} u_{in} S_{in} t_{step}}. \quad (26)$$

将计算时间乘以该时间放大因子,即可得到放大后的实际时间.因此,对于每一计算时间步,对应的实际时间为

$$\Delta t = N \cdot t_{step} = \frac{10^{-6} n_{in} \phi \rho_p \delta_{cr}}{C_r n_{cr} u_{in} S_{in}}. \quad (27)$$

(v) 边界条件. 物理模型如图1所示,边界条件设置包括:速度入口、自由出流、左右对称边界和上下周期性边界.在进口边界,进口速度变化范围为5~10 m/s,进口温度 T_{in} 为420 K.圆管壁厚忽略不计,管壁温度 T_w 恒定为360 K.

采用离散相模型(DPM)对颗粒轨迹进行跟踪.飞灰颗粒从进口边界喷入,粒径变化范围为3~10 μm ,计算中忽略颗粒对流体作用,因此采用流体-颗粒单向耦合法对颗粒进行跟踪,同时采用随机游走模型(discrete random walk)^[21]确定颗粒在烟气中的瞬时速度.跟踪每个颗粒的运动轨迹,直到颗粒运动出计算区域为止^[22].

压力与速度的耦合关系采用SIMPLE算法处理,对流项的离散格式为二阶迎风,收敛判据能量残差为 1.0×10^{-6} ,其他各项残差为 1.0×10^{-4} .

1.3 数值验证

(i) 计算模型的验证. 本文采用前处理器GAMBIT对计算模型进行网格划分,对近壁面网格进行加密处理,同时对远离核心计算区域的进出口延长段网格进行适当稀疏处理.为确保网格独立性,划分几组不同稀疏程度的网格进行数值计算.当进一步增加或减少网格数量,而 Nu 和 Eu 计算结果的变化小于5%时,便可认为网格达到独立性要求.经验证,本文计算最终采用的网格数为38.2万.

其次,为了验证计算模型与数值方法的可靠性,对文献[10]中的洁净气体在10排H型翅片管排中的流动换热进行了对比验证.进出口参数、边界条件以及其他参数设置均与本文保持一致.图4显示了 Nu 和 Eu 的数值计算结果与关联式的对比结果.从图4可以看出,数值模拟结果与关联式吻合良好, Nu 和 Eu 的最大偏差分别在8%和4%以内,平均偏差均不超过4.4%.因此,本文的计算模型和数值方法准确、可靠.

(ii) n_{cr} 和 δ_{cr} 的无关性验证. 在模拟前需验证临界沉积颗粒数 n_{cr} 和临界沉积厚度 δ_{cr} 的无关性.取进口速度 $u_{in}=5.5$ m/s,颗粒直径 $d_p=5$ μm ,临界沉积厚度 $\delta_{cr}=1.0$ mm,而临界沉积颗粒数 n_{cr} 从10~30之间取值.图5显示了不同 n_{cr} 下污垢热阻的计算值随时间的变化关系.从图5可以看出,当 n_{cr} 大于20时, n_{cr} 对积灰增长的影响已不显著,因此可认为 $n_{cr}=20$ 已达到无关性要求.同理,为验证 δ_{cr} 的无关性,取进口速度 $u_{in}=5.5$ m/s,颗粒直径 $d_p=5$ μm ,临界沉积颗粒数 $n_{cr}=20$,而临界沉积厚度 δ_{cr} 从0.5~2.0 mm之间取值.图6为不同 δ_{cr} 下污垢热阻的计算值随时间的变化关系.从图6可以看出,当 δ_{cr} 小于1 mm时, δ_{cr} 的取值达到无关性要求.因此,本文在模拟计算中选择 $n_{cr}=20$, $\delta_{cr}=1$ mm.

2 数值结果与讨论

2.1 流动特性分析

翅片管附近的流动状态及流场分布对飞灰颗粒的运动起着重要的作用.飞灰颗粒的运动很大程度上又受流场中尾涡作用的影响^[23],研究发现,颗粒

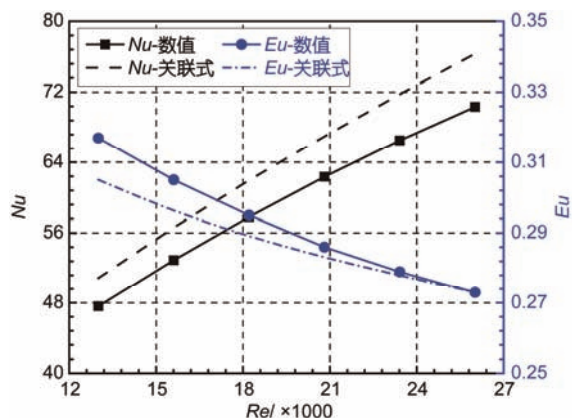


图4 (网络版彩色)数值结果与关联式^[10]的比较

Figure 4 (Color online) Comparison of Nu and Eu numbers between correlations^[10] and present simulation

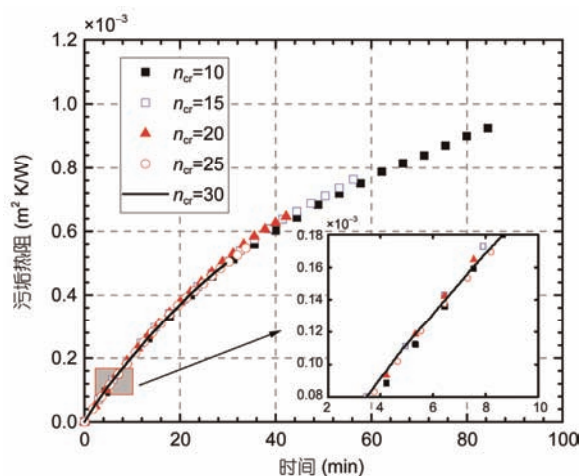


图5 (网络版彩色)不同 n_{cr} 下污垢热阻与时间的关系

Figure 5 (Color online) Fouling resistance along with time for different n_{cr}

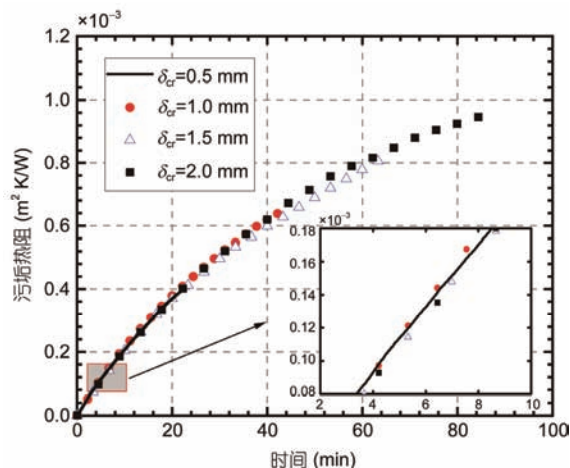


图6 (网络版彩色)不同 δ_{cr} 下污垢热阻与时间的关系

Figure 6 (Color online) Fouling resistance along with time for different δ_{cr}

容易聚集在低涡量、高应变速率的区域^[24]。图7为进口速度5 m/s时两种翅片管附近的涡量分布图,图中以涡量为200, 500和2000 s^{-1} 的涡作为小涡量和大涡量的代表进行展示。从图7可以看出,涡量越小的涡距离翅片管越远,且周期性脱落现象更明显。每根翅片管的管后均连着一长条的低涡量尾涡,前排管的尾涡随流动到后排管时,会在后排管前发生再附着。由于受到前排管管后尾涡的冲刷,后排管子前端不存在明显的流动滞止点。此外,单H型翅片管第一排圆管后方的小涡量区域明显大于双H型翅片管;对于第二排管四周小涡量涡,相对于双H型翅片管,同样更靠近于圆管。究其原因,是因为两排单

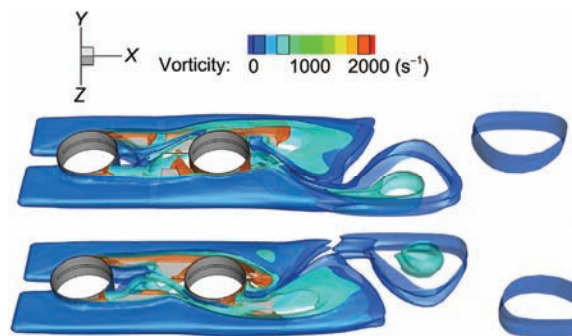


图7 (网络版彩色) $u_{in}=5$ m/s时的翅片附近涡量分布图

Figure 7 (Color online) Vorticity isosurfaces near the fin for $u_{in}=5$ m/s

H型翅片管之间的间隙的存在,空间的不连续导致该区域附近的流动紊乱度增加。

正由于颗粒容易聚集在低涡量区域^[24],由此可以预见颗粒将会被卷入翅片管间和管后的尾涡区域,进而引起严重的颗粒沉积。且相比之下,将会有更多的飞灰颗粒被尾涡卷入单H型翅片管间和管后,进而引起更严重的积灰现象。

2.2 积灰特性分析

图8给出了5 μm 颗粒在进口速度5 m/s时,两者翅片管上的颗粒沉积厚度分布图。由图6可见,对于第一排翅片管,颗粒主要沉积于翅片管前的迎风滞止区,以及管后的尾涡区。因为颗粒随着主流运动,在惯性的作用下与翅片管的迎风滞止区发生碰撞与沉积,同时还有部分颗粒受尾涡作用的影响,被卷入管后区域并发生沉积。对于第二排翅片管,大部分区域

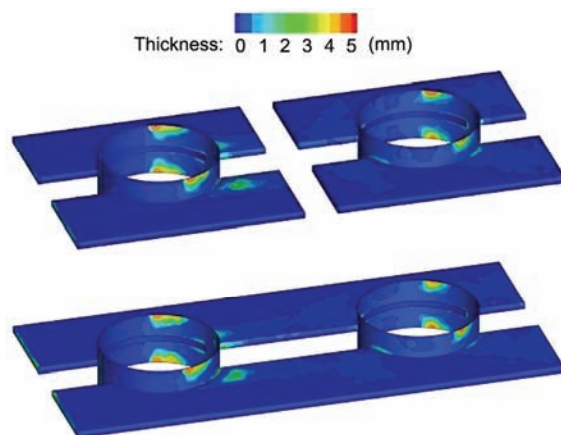


图8 (网络版彩色) $u_{in}=5$ m/s, $d_p=5$ μm 时翅片管上的颗粒沉积云图

Figure 8 (Color online) Fouling thickness distribution for $u_{in}=5$ m/s and $d_p=5$ μm

均存在积灰现象, 沉积区域的覆盖范围明显大于第一排翅片管, 且主要分布于管前尾涡的再附着区、管后尾涡区以及几乎整个圆管壁面. 这是由于受第一排翅片管后尾涡的影响, 第二排翅片管附近流动更紊乱, 没有明显的迎风滞止区, 颗粒更易与翅片管的各个区域发生碰撞与沉积. 总体上看, 颗粒的沉积主要发生在管前滞止区和旋涡再附着区以及管后尾涡脱落区和流动分离区, 这几个流速相对较低的区域.

两种翅片管的污垢热阻随时间的变化规律如图9所示. 可以看出, 拟合曲线与模拟结果吻合良好. 图中的虚线表示拟合曲线的延长线, 很明显当 $t \rightarrow \infty$ 时, 曲线达到一个渐进值, 即渐进污垢热阻 R_f^* . 污垢热阻增长曲线在初始时刻的切线斜率正是颗粒的沉积速率(无脱离), 该切线与污垢热阻曲线的渐近线存在一个交点, 交点对应的横坐标即为时间常数 t_c . 对比两者翅片管的沉积情况可见, 单H型翅片管的渐进污垢热阻明显大于双H型翅片管, 其原因同样可归结于单H型翅片管间的间隙的存在, 导致该区域的流动紊乱度加强, 形成更多的尾涡, 进而卷吸入更多的飞灰颗粒发生沉积. 由此可见, 双H型翅片管的防积灰特性要优于单H型翅片管.

2.3 流速的影响

在入口速度5~10 m/s的范围内, 研究了流速对3, 5和10 μm 颗粒沉积的影响. 对两翅片管各个入口速度下的污垢热阻曲线进行拟合, 获得各工况下的渐进污垢热阻. 图10给出了3种粒径颗粒下的渐进污垢热阻随入口速度的变化曲线. 从图10可以看出, 对于各粒径的颗粒, 两种翅片管的渐进污垢热阻均随着

入口速度的增大而减小. 因为随着流速的增大, 颗粒的动能相应增大, 与壁面发生碰撞后, 黏附能不足以吸附颗粒, 使得颗粒的沉积率大大下降. 其次, 随着颗粒动能的增大, 颗粒更容易摆脱流体的控制, 不易被流体卷入尾涡区域而发生沉积, 颗粒的沉积量因此减少. 此外, 在各个入口速度下, 颗粒粒径越大, 对应的渐进污垢热阻越小. 粒径10 μm 的颗粒对应的渐进污垢热阻比3 μm 颗粒的小两个数量级. 这是由于颗粒粒径越大, 颗粒惯性越大, 同样使得颗粒不易受尾涡的影响, 减少了颗粒与尾涡区壁面发生碰撞的概率, 因此沉积概率显著减小.

对比两者翅片管的沉积情况可见, 在每种进口流速下, 双H型翅片管的渐进污垢热阻均小于单H型翅片管, 然而两者之间的差值随着进口流速的增大而逐渐减少. 其原因是由于随着流速的增大, 颗粒的动能随之增大, 使得颗粒更容易脱离流体的束缚和旋涡的影响, 单H型翅片管间的不连续结构引起的附加湍流对颗粒的卷吸作用减弱, 这便使得两种H型翅片管之间沉积率差异随之减小.

2.4 颗粒直径的影响

正如2.3节所述, 颗粒粒径的大小显著地影响翅片管的积灰特性. 本节从颗粒粒径对颗粒场分布的影响角度出发, 从侧面分析颗粒粒径对颗粒沉积规律的影响. 图11为不同入口速度和不同颗粒直径下的颗粒分布图. 从图11可以看出, 颗粒经过翅片管, 在管后形成颗粒旋涡并交替脱落, 颗粒旋涡的运动与图7中低涡量尾涡的运动相似, 这正好印证了颗粒的运动容易受低涡量涡流的影响. 对比两翅片管的

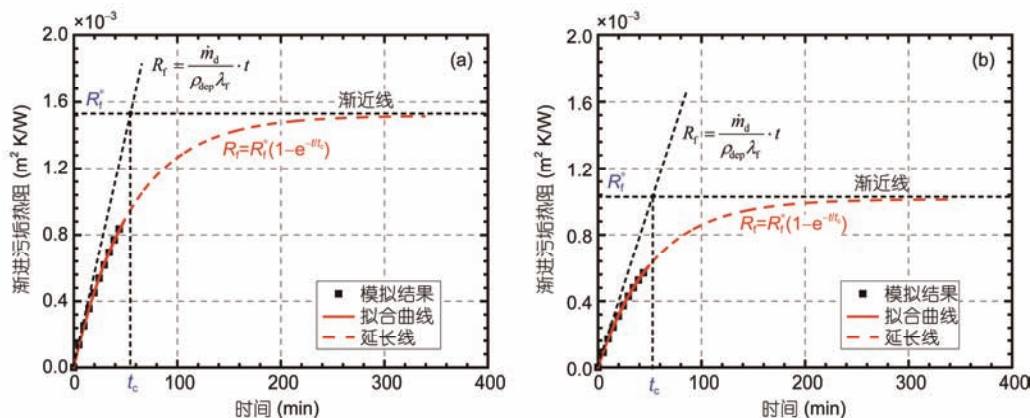


图9 (网络版彩色) $u_{in}=5$ m/s, $d_p=5$ μm 时污垢热阻随时间的变化. (a) 单H型翅片管; (b) 双H型翅片管

Figure 9 (Color online) Fouling resistance along with time for $u_{in}=5$ m/s and $d_p=5$ μm . (a) Single H-type; (b) double H-type

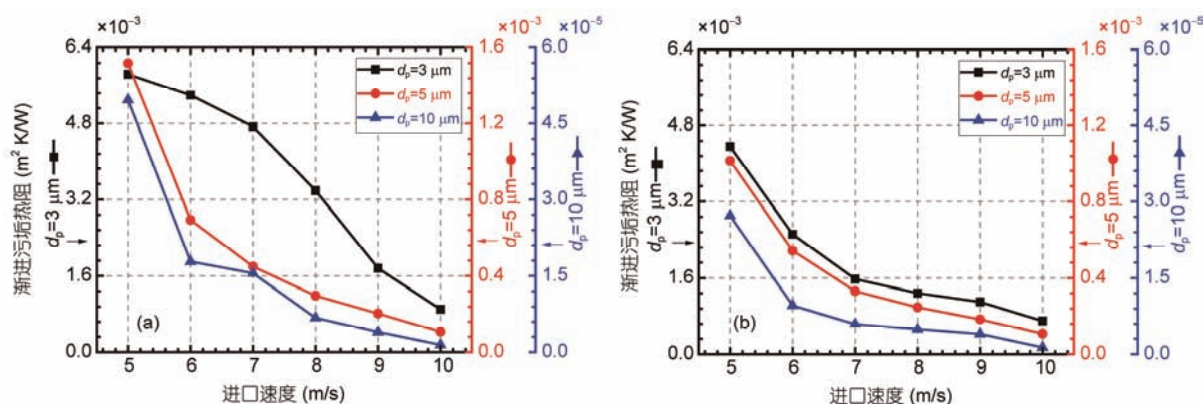


图 10 (网络版彩色)进口速度对渐进污垢热阻的影响。(a) 单H型翅片管;(b) 双H型翅片管

Figure 10 (Color online) Effect of inlet velocity on asymptotic fouling resistance. (a) Single H-type; (b) double H-type

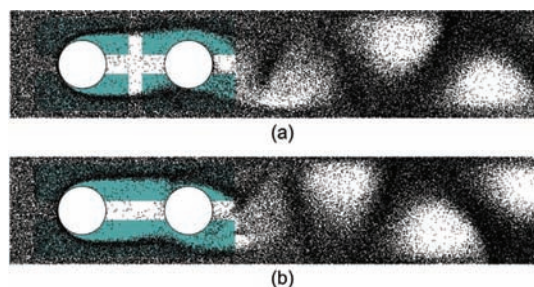


图 11 (网络版彩色) $u_{in}=5$ m/s, $d_p=10$ μm 时两种翅片管的颗粒分布图。(a) 单H型翅片管;(b) 双H型翅片管

Figure 11 (Color online) Distribution of particles for $u_{in}=5$ m/s and $d_p=10$ μm . (a) Single H-type; (b) double H-type

颗粒分布,可以看出,对于单H型翅片管,有更多的颗粒被卷入两翅片管之间,且第二排管后的颗粒相对聚集更多,这同样是由于该区域单H型翅片管的湍流程度强于双H型翅片管。

斯托克斯数是一个用于描述悬浮于流体中颗粒行为的无量纲数,描述了颗粒松弛时间和流体特征时间的比,如下式所示:

$$St = \frac{\rho_p d_p^2 u_{in}}{18\mu D}. \quad (28)$$

对于速度5~10 m/s, 颗粒粒径3~10 μm 范围内, 斯托克斯数变化范围为0.01~0.25. 图12给出了两者翅片管的渐进污垢热阻随斯托克斯数的变化关系. 从图12可以看出, 渐进污垢热阻随着斯托克斯数的增大而显著减小. 这是由于斯托克斯数越大的颗粒具有越大的惯性或动能, 更不易被卷入尾涡区发生沉积, 因此颗粒沉积量越少. 此外, 每个St对应下, 双H型翅片管的渐进污垢热阻均小于单H型翅片管, 然而两者之间的差值同样随着St的增大而逐渐减少.

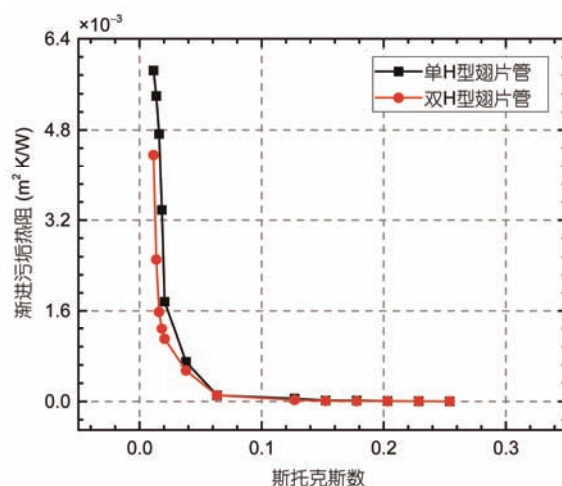


图 12 (网络版彩色)渐进污垢热阻与斯托克斯数的关系

Figure 12 (Color online) Asymptotic fouling resistance along with Stokes number

3 结论

本文发展了一个包含颗粒沉积和颗粒脱离机理的积灰数值模型与计算方法; 同时针对模拟时间步长相对实际时间较短的问题, 提出了一个时间放大因子, 可将模拟结果与模拟时间换算到实际时间尺度. 在此基础上, 对比研究了余热回收中两种典型应用的H型翅片管换热器实际时间尺度下的积灰特性, 并分析了入口速度和颗粒粒径对积灰结果的影响, 得到如下结论:

(1) 颗粒主要沉积于翅片管前侧的流动滞止区和管后的尾涡区等流速较低、涡量较小的区域;

(2) 综合考虑模拟积灰层与实际积灰层厚度间的关系, 以及模拟烟气浓度与实际浓度的关系, 获得

了一个时间放大因子,通过该放大因子,可将模拟结果与时间放大到实际时间尺度;

(3) 当不考虑颗粒脱离机理时,颗粒沉积量随时间等比增加;当考虑颗粒的脱离,颗粒的净沉积量呈渐进增长的趋势,最终达到一个稳定值,对应的污垢热阻即渐进污垢热阻;

(4) 两种H型翅片管的渐进污垢热阻均随烟气流速的增大而减少;每种流速下,双H型翅片管的沉积

率均相对较小,但两者之间的差值随流速的增大而逐渐减少;

(5) 大颗粒不易受尾涡的影响,因此增大颗粒粒径会使积灰量显著减少,渐进污垢热阻随斯托克斯数的增大而迅速减小;

(6) 双H型翅片管的预防积灰特性优于单H型翅片管,但其优势随着烟气流速和颗粒粒径的增大而逐渐减小。

参考文献

- 1 He Y L, Tang S Z, Wang F L, et al. Gas-side fouling, erosion and corrosion of heat exchanger for middle and low temperature flue gas waste heat recovery (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2016, 61: 1858–1876 [何雅玲, 汤松臻, 王飞龙, 等. 中低温烟气换热器气侧积灰、磨损及腐蚀的研究. *科学通报*, 2016, 61: 1858–1876]
- 2 Baxter L L, Desollar R W. A mechanistic description of ash deposition during pulverized coal combustion—predictions compared with observations. *Fuel*, 1993, 72: 1411–1418
- 3 Abd-Elhady M S, Rindt C C M, Wijers J G, et al. Particulate fouling in waste incinerators as influenced by the critical sticking velocity and layer porosity. *Energy*, 2005, 30: 1469–1479
- 4 Abd-Elhady M S, Rindt C C M, Wijers J G, et al. Modelling the impaction of a micron particle with a powdery layer. *Powder Technol*, 2006, 168: 111–124
- 5 Bouris D, Bergeles G. Numerical calculation of the effect of deposit formation on heat-exchanger efficiency. *Int J Heat Mass Trans*, 1997, 40: 4073–4084
- 6 Han H, He Y L, Tao W Q, et al. A parameter study of tube bundle heat exchangers for fouling rate reduction. *Int J Heat Mass Trans*, 2014, 72: 210–221
- 7 Konstandopoulos A G. Particle sticking/rebound criteria at oblique impact. *J Aerosol Sci*, 2006, 37: 292–305
- 8 Pan Y D, Si F Q, Xu Z G, et al. An integrated theoretical fouling model for convective heating surfaces in coal-fired boilers. *Powder Technol*, 2011, 210: 150–156
- 9 Tong Z X, Li M J, He Y L, et al. Simulation of real time particle deposition and removal processes on tubes by coupled numerical method. *Appl Energy*, 2017, 185: 2181–2193
- 10 Jin Y, Tang G H, He Y L, et al. Parametric study and field synergy principle analysis of H-type finned tube bank with 10 rows. *Int J Heat Mass Trans*, 2013, 60: 241–251
- 11 Chen H, Wang Y, Zhao Q, et al. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of H-type finned tube banks. *Energies*, 2014, 7: 7094–7104
- 12 Han H, He Y L, Tao W Q. A numerical study of the deposition characteristics of sulfuric acid vapor on heat exchanger surfaces. *Chem Eng Sci*, 2013, 101: 620–630
- 13 He Y L, Han H, Tang S Z, et al. Sulfuric acid deposition characteristics of H-type finned tube bank with 10 rows. *Int J Heat Mass Trans*, 2015, 81: 137–141
- 14 Wilcox D C. *Turbulence Modeling for CFD*. La Canada, CA: DCW industries, 1998
- 15 Beek M C V. Gas-side fouling in heat recovery boilers. Dissertation for Doctoral Degree. Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2001
- 16 Rogers L N, Reed J. The adhesion of particles undergoing an elastic-plastic impact with a surface. *J Phys D: Appl Phys*, 1984, 17: 677
- 17 Kern D, Seaton R. A theoretical analysis of thermal surface fouling. *British Chem Eng*, 1959, 4: 258–262
- 18 Taborek J, Aoki T, Ritter R, et al. Predictive methods for fouling behavior. *Chem Eng Prog*, 1972, 68: 69–78
- 19 Bohnet M. Fouling of heat transfer surfaces. *Chem Eng Technol*, 1987, 10: 113–125
- 20 Paz C, Suarez E, Eiris A, et al. Development of a predictive CFD fouling model for diesel engine exhaust gas systems. *Heat Transfer Eng*, 2013, 34: 674–682
- 21 Tomeczek J, Wacławski K. Two-dimensional modelling of deposits formation on platen superheaters in pulverized coal boilers. *Fuel*, 2009, 88: 1466–1471
- 22 Bouris D, Konstantinidis E, Balabani S, et al. Design of a novel, intensified heat exchanger for reduced fouling rates. *Int J Heat Mass Trans*, 2005, 48: 3817–3832
- 23 Li X P, Zhou H, Cen K F. Influences of various vortex structures on the dispersion and deposition of small ash particles. *Fuel*, 2008, 87: 1379–1382
- 24 Squires K D, Eaton J K. Preferential concentration of particles by turbulence. *Phys Fluids A: Fluid Dynamics* (1989–1993), 1991, 3: 1169–1178

Summary for “典型烟气余热换热器气侧积灰特性”

Numerical study of fouling characteristics on two kinds of typical heat exchangers used in the waste heat recovery systems

WANG FeiLong, HE YaLing^{*}, TANG SongZhen & TONG ZiXiang

Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of Ministry of Education, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

^{*} Corresponding author, E-mail: yalinghe@mail.xjtu.edu.cn

The problem of high exhaust temperature universally exists around the industrial boilers, which causes enormous loss of energy. Different kinds of heat exchangers are widely used in the waste heat recovery systems to recover waste energy from different heat sources. However, considering the heat exchangers mainly work in dusty environment, such as in the tail of large boiler, fly ash fouling on heat exchangers is a major problem in waste heat recovery systems, which can lead to significant efficiency deterioration. Besides, the fouling may also lead to failure of the systems with serious economic consequence. The H-type finned tube heat exchanger is a new type of heat exchanger which have been widely used in waste heat recovery systems in recent years, because of their excellent anti-wear and anti-fouling performance. In this paper, a numerical model was developed to investigate the fouling characteristics of two kinds of H-type finned tube heat exchangers used in the waste heat recovery systems. Firstly, a fouling model which contains a deposition process and a removal process is developed. The deposition process is determined by the energy balance on the particles and the removal process is determined by the local wall shear stress and the fouling thickness on the fin surface. As the flow field directly affects the particle motion, the fluid flow characteristics of the two kinds of heat exchangers are calculated, and the discrete phase model (DPM) was employed to trace the fly ash particles in the flow field during the fouling process. Since the simulation time is much smaller in magnitude than the real time in fouling process, it is impossible to simulate the whole real fouling time period (hours) with a small time step size. In order to obtain a reliable result, it is necessary to enlarge the simulation time and results to the real time scale. In this paper, a fouling time ratio is proposed by considering the volume difference between the simulated deposit layer and the real deposited particles and the concentration difference of injected particles between the simulation and real situation. According to the fouling time ratio, we can enlarge the simulation time and results to the real time scale. Then the real-time fouling characteristics of the two kind of H-type finned tube heat exchangers are investigated and the effects of inlet velocity, particle diameter on the fouling results are also studied. The results show that, the fouling mainly occurred in the flow stagnation region and the recirculation region of the H-type finned tube. The net fouling mass increases with the operating time, showing an asymptotic characteristic of growth, and finally will reach a stable value, which corresponds to the asymptotic fouling resistance. The increase in inlet velocity and particle diameter would lead to a rapidly decrease in fouling results. The anti-fouling performance of double H-type finned tubes shows slightly better than that of single ones, but the advantages decreases with the increase in inlet velocity and particle diameter.

industrial waste heat, H-type finned tubes, flow characteristics, fouling characteristics, fouling resistance

doi: 10.1360/N972016-00756