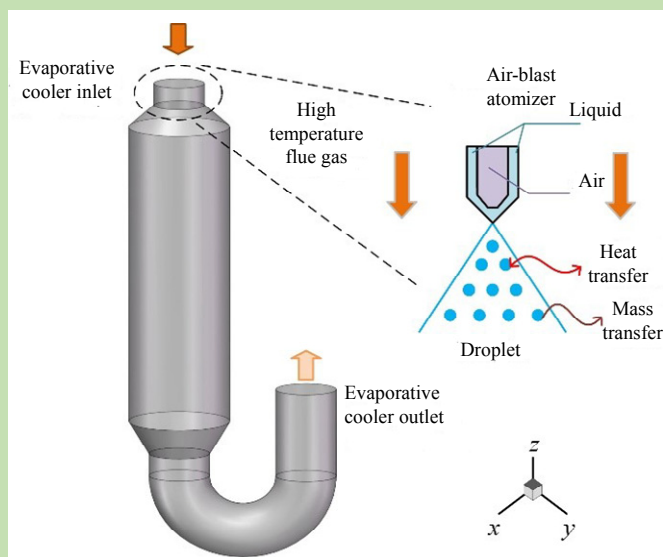


Numerical simulation of heat exchange efficiency of evaporative cooler

Haiying LI, Dong LIU*, Chunqi ZHANG, Liangxu LIU, Xiaobo WANG

Key Laboratory of Ministry of Education for Modern Metallurgy Technology, College of Metallurgy and Energy, North China University of Science and Technology, Tangshan, Hebei 063210, China

Abstract: In Lurgi–Thyssen dedusting system of steelmaking converter, the evaporative cooler represented a crucial operating unit, in which the hot dust-laden flue gas had to be cooled by saturation with water. The cooling process of the gas consisted of gas–liquid two phase flow and interphase heat and mass transfer. In this work, $k-\varepsilon$ standard equation and Lagrange discrete phase model were employed to describe the gas turbulent flow and the heat/mass transfer with droplet evaporation individually. The computational fluid dynamics (CFD) simulation for practical engineering project showed that the large-flux cooling gas was commonly constructed in a nonuniform flow caused by the sharp turnings at the inlet and outlet channels. The simulation results of the model were in



good agreement with the actual working condition parameters of the evaporative cooler. The relative error of flue gas outlet temperature was 3.1%, the simulation results were reliable. The smaller the size of atomized droplet was, the shorter the time was required to reach the critical evaporation temperature and complete evaporation. The droplet with a particle size of less than 300 μm could evaporate completely within 0.62 s. The main temperature drop of flue gas was within 3.5 m downstream of the nozzle. The heat transfer efficiency of droplet and high temperature flue gas was greatly affected by particle size distribution. The mean temperature of the same section corresponding of droplets with $d_{50}=340\ \mu\text{m}$ and $d_{50}=95\ \mu\text{m}$ can differ by 70 K. Using rosin-rammler distribution function to describe droplet size distribution, the effect of particle size distribution on the cooling efficiency of flue gas was studied. The droplet size should not be too large or too small. The particle size was too small to make a reasonable use of evaporative cooler space. The temperature of flue gas dropped unevenly and the droplet evaporation was incomplete due to the large particle size, resulting in wet bottom or wall hanging of the device.

Key words: evaporative cooler; numerical simulation; droplet; evaporation characteristics; particle size distribution

收稿: 2018-07-02, 修回: 2018-10-12, 网络发表: 2018-11-23, Received: 2018-07-02, Revised: 2018-10-12, Published online: 2018-11-23

基金项目: 河北省科技计划资助项目(编号: 14213809D); 唐山市科技计划资助项目(编号: 17110212a)

作者简介: 李海英(1971-), 女, 河北省唐山市人, 博士, 教授, 主要研究方向为冶金工业节能; 刘东, 通讯联系人, E-mail: silvermaster7@outlook.com.

引用格式: 李海英, 刘东, 张春奇, 等. 转炉蒸发冷却器换热效率数值模拟. 过程工程学报, 2019, 19(3): 492–499.

Li H Y, Liu D, Zhang C Q, et al. Numerical simulation of heat exchange efficiency of evaporative cooler (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2019, 19(3): 492–499, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.218239.

转炉蒸发冷却器换热效率数值模拟

李海英, 刘 东*, 张春奇, 刘良旭, 王晓波

华北理工大学冶金与能源学院, 现代冶金技术教育部重点实验室, 河北 唐山 063210

摘 要: 基于国内某钢厂 65 t 转炉蒸发冷却器运行参数, 采用 CFD 方法的离散相模型模拟了蒸发冷却器内雾化液滴与高温烟气间的换热效率, 考察了单个液滴粒径、雾化液滴粒径分布对换热效率的影响。结果表明, 模拟结果与实际运行参数吻合较好, 计算的出口温度为 468 K, 实际为 483 K, 相对误差为 3.1%, 模型可靠。粒径小于 300 μm 的雾滴均能在 0.62 s 内蒸发完全, 不同粒径的雾滴完全蒸发所需时间最高相差 20 多倍。液滴与高温烟气的换热效率受粒径分布影响较大, 中位粒径 $d_{50}=340\ \mu\text{m}$ 和 $d_{50}=95\ \mu\text{m}$ 的雾滴在同一截面的平均温度可相差 70 K。烟气温度下降先快后慢, 最后趋于平稳, 烟气主要降温区域为喷嘴下游 3.5 m 内。

关键词: 蒸发冷却器; 数值模拟; 液滴; 蒸发特性; 粒径分布

中图分类号: TF711 **文献标识码:** A **文章编号:** 1009-606X(2019)03-0492-08

1 前 言

20 世纪 60 年代末, 德国 Lurgi 和 Thyssen 公司联合开发出转炉煤气干法除尘技术(LT 法), 其工艺流程如图 1 所示。相较于湿法除尘技术, LT 法具有节约新水、能耗低、除尘效率高等优点, 可将转炉煤气含尘量降到 15 mg/m^3 以下, 同时收集到的含铁粉尘经压块后可直接利用, 节约资源^[1]。蒸发冷却器是干法除尘系统的关键部件之一, 工作原理是通过内部多个双流雾化喷嘴向高温烟气喷洒冷却水, 喷出的液滴完全蒸发, 通过控制水量精准控制出口烟温。蒸发冷却器烟气进口温度通常为 1073~1473 K, 出口温度为 473~573 K, 出口烟温过高会影响下游部件正常运转, 烟温过低, 未蒸发的液滴会引起装置底部灰斗板结, 堵塞灰斗入口。蒸发冷却器对温度控制要求较高, 国内外学者对喷嘴雾化特性和蒸发冷却器换热效率进行了大量的实验研究和数值模拟。

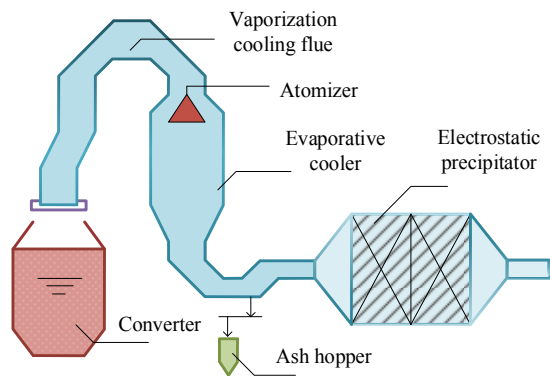


图 1 转炉干法除尘系统工艺流程图
Fig.1 Technological process of converter dry dedusting system

Wu 等^[2]建立了简化的数学模型描述蒸发冷却器中直接蒸发过程水和空气间的热量和质量转移, 通过比较

模拟结果和实验结果验证了模型的可靠性。冉景煜等^[3]建立了液滴在烟气中运动和蒸发的数学模型, 模拟研究了液滴粒径、液滴速度和烟气速度对蒸发效率的影响。黄小萍等^[4]对转炉新 OG 系统喷淋塔喷嘴雾化效果对液滴蒸发效率的影响进行了数值模拟, 得到了平均索特直径随雾化压力变化的规律。高继慧等^[5]对半干法烟气脱硫系统中压力旋流式雾化喷嘴进行数值模拟, 分析了雾化压力、喷嘴直径和雾化介质黏度等因素对液滴粒径的影响。周正等^[6]利用 Rosin-Rammler 分布模拟雾滴粒径分布, 发现液滴蒸发效率随水蒸气体积分数增大而减缓, 液滴粒径越大, 平稳吸热时间越长。Dushin 等^[7]通过引进新的无量纲数 l , 理论研究了液滴非平衡和平衡蒸发过程中质量传递的偏差, 确定了 l 的适用范围。辛娟娟等^[8]对 3 种不同单个液滴蒸发模型中质量传递公式进行有效性分析, 发现漂移流动模型同时考虑了 Stefan 流效应和质量迁移, 应为正确表述。

表 1 某钢厂 65 t 转炉运行参数	
Table 1 Operating parameters of 65 t converter	
Parameter	Value
Converter capacity/t	65
Inlet gas volume/(Nm ³ /h)	30472
Inlet flue gas temperature/K	1073
Outlet flue gas temperature/K	483
Injection flow rate of water/(t/h)	9.5
Number of atomizer	8

因生产实际中难以获得蒸发冷却器内部的高温烟气温度和流场变化信息, 本工作以转炉干法除尘系统蒸发冷却器为研究对象, 模拟所用设计、运行参数采集于国内某钢厂 65 t 转炉蒸发冷却器, 主要参数见表 1。建立了双流雾化喷嘴雾化场的数学模型, 采用三维建模软件 1:1 几何建模, 考察了液滴粒径分布和单个液滴粒径

等因素对液滴蒸发效率的影响,为提高蒸发冷却器内液滴换热效率提供理论依据。

2 计算方法及数学模型

采用 Fluent 软件的离散相模型(Discrete Phase Model, DPM),在欧拉坐标系下求解雷诺时均方程组模拟连续相(高温烟气)流场,基于拉格朗日坐标系下的随机轨道模型和动态曳力模型获得离散相(雾化液滴)运动轨迹。采用有限体积法使控制方程离散,采用 SIMPLE

算法对压力和速度进行耦合。连续相采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,待稳态计算收敛后,加入离散相,重点研究雾滴的蒸发过程及气液相间的换热效率。

2.1 物理模型及网格划分

蒸发冷却器由进口段、中心筒体及出口段组成,几何结构如图 2 所示。几何建模过程中剔除了一些细小的特征,适当进行简化,使计算结果更易收敛。8 个双流喷嘴呈环状布置在烟气进口下方,射流方向与烟气流动同向。蒸发冷却器具体结构参数见表 2。

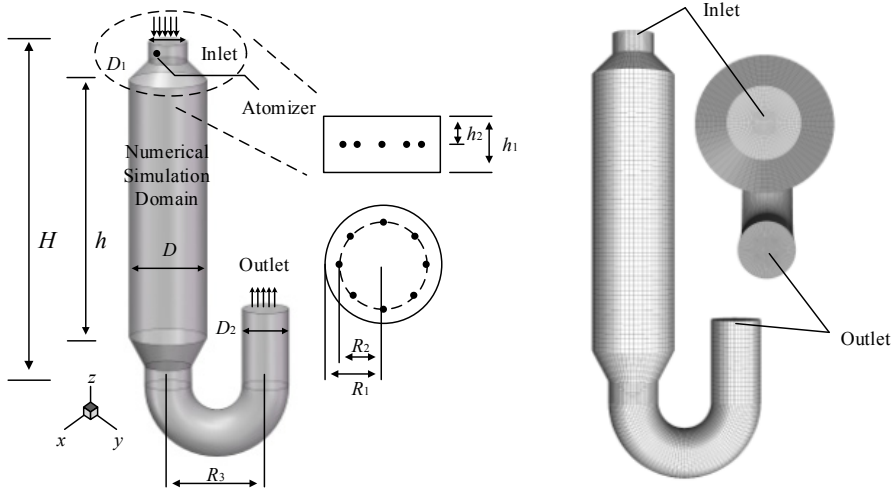


图 2 蒸发冷却器物理模型及网格划分
Fig.2 The physical model and dividing grid of evaporation cooler

表 2 蒸发冷却器结构参数

Table 2 Structure parameters of evaporative cooler										
Parameter	H	h	h_1	h_2	D	D_1	D_2	R_1	R_2	R_3
Value/m	18	13.5	1	0.5	4	2	2.4	1	0.5	5

2.2 模型可靠性验证与网格无关性验证

模型所用参数均采集于国内某钢厂 65 t 转炉蒸发冷却器,烟气进口温度为 800 °C(1073 K),进口流量为 30472 Nm³/h,喷水量为 9.5 t/h,采用 8 个双流喷嘴,折合单喷嘴流量为 0.33 kg/s。

因实际生产中难以获得蒸发冷却器内部温度变化和烟气流动信息,将模拟得到的出口温度与现场采集的实际温度对比,模拟的液滴中位径 $d_{50}=340\text{ }\mu\text{m}$ 下蒸发冷却器内部沿烟气流动方向各截面的平均温度变化如图 3 所示。烟气出口温度模拟值为 468 K(195 °C),现场采集的烟气出口温度为 483 K(210 °C)(表 1),相差 15 K,相对误差为 3.1%,表明模型可靠。

网格划分是对计算域进行离散化处理,网格精度影响计算结果是否收敛和传热等过程预测是否准确。采用结构化网格进行网格划分,在进口段、出口段和近壁面处局部加密(图 2),网格数为 36 万。为排除网格数对计

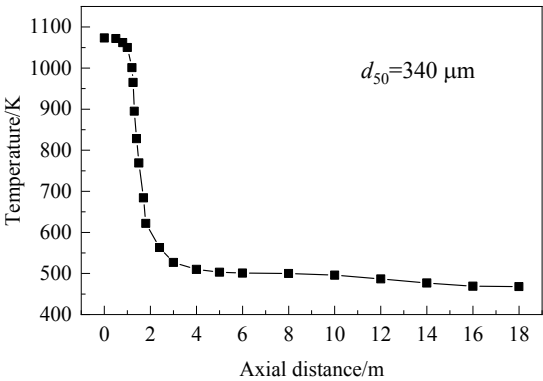


图 3 轴向烟气温度变化
Fig.3 Axial temperature changes of flue gas

算准确性的影响,进行网格无关性检验。图 4 为双介质雾化喷嘴气液质量比 0.03、雾化液滴中位径 $d_{50}=340\text{ }\mu\text{m}$ 、总水流量 2.64 kg/s 时,网格数对蒸发冷却器烟气出口温度的影响。由图可知,出口烟气温度随网格数增加先减小后稳定,网格数提高到 40 万、44 万和 57 万甚至更高时,烟气出口温度波动不明显。考虑计算成本,网格数取 36 万。

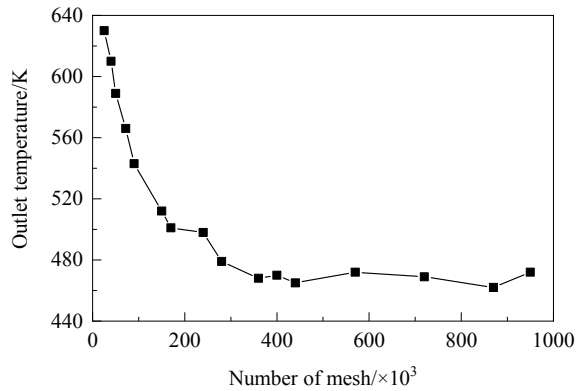


图4 网格数对出口温度的影响

Fig.4 Effect of the number of mesh on outlet temperature

2.3 控制方程

气相控制方程如下。

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \nabla(\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \rho f \quad (2)$$

能量守恒方程

$$\frac{\partial [\rho(e + u^2/2)]}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho(e + u^2/2)u] = \nabla(Pu) + \nabla(k\nabla T) + \rho q + \rho f u \quad (3)$$

式中, ρ 为流体的密度(kg/m^3), t 为时间(s), u 为流体速度(m/s), p 为单位体积流体微团所受压力, τ 为粘性应力(N), f 为单位体积上的质量力(N), e 和 $u^2/2$ 分别为单位质量的内能和动能(J), k 为导热系数($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$), T 为温度(K), q 为辐射或其它原因在单位时间内传入单位质量的热量分布函数。

离散相在拉格朗日坐标系下的运动控制方程如下:

$$\frac{du_p}{dt} = F_d(u_g - u_p) + \frac{g(\rho_p - \rho_g)}{\rho_p} + F_x \quad (4)$$

$$F_d = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_d Re}{24} \quad (5)$$

$$Re = \frac{\rho_g d_p |u_p - u_g|}{\mu} \quad (6)$$

式中, u_p 为颗粒速度(m/s), u_g 为气相速度(m/s), F_d 为流体曳力(N), g 为重力加速度(m/s^2), ρ_g 为气相密度(kg/m^3), ρ_p 为颗粒密度(kg/m^3), F_x 为颗粒所受各个附加力的合力, 包括附加质量力、萨夫曼升力、Magnus 力和 Basset 力等, μ 为气相动力粘度($\text{Pa} \cdot \text{s}$), d_p 为液滴粒径(m), Re 为相对雷诺数, C_d 为曳力系数。

球形曳力系数表达式如下:

$$C_{d,\text{sphere}} = 0.424 \quad (Re > 1000) \quad (7)$$

$$C_{d,\text{sphere}} = \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{2/3} \right) \quad (Re \leq 1000) \quad (8)$$

C_d 取决于气液两相间相对运动 Re 的范围, 由于本工作采用动态曳力模型, 根据液滴形状变化动态确定 C_d 。 F_x 远小于流体曳力, 可忽略不计。

液滴蒸发模型: 雾化液滴在高温烟气下的蒸发是复杂的物理过程, 伴随强烈的传热传质作用, 按液滴温度可分为三个区间。

(1) 液滴温度小于临界蒸发温度时, 不发生传质作用, 只有液滴与高温烟气进行辐射和对流换热, 换热方程如下:

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \varepsilon_p A_p (T_R^4 - T_p^4) \quad (9)$$

$$\varepsilon_p A_p (T_R^4 - T_p^4) = 0 \quad (10)$$

式中, m_p 为液滴质量(kg), C_p 为液滴定压比热容 [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$], T_p 和 T_∞ 分别为液滴和气相温度(K), ε_p 为液滴的辐射发射率, T_R 为辐射温度(K), A_p 为液滴表面积(m^2), 式(10)为液滴辐射换热量, 可忽略不计; h 为对流传热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$], 由 Ranz-Marshall 关系式确定:

$$Nu = \frac{h d_p}{k_\infty} = 2 + 0.6 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (11)$$

式中, Nu 和 Pr 分别为气相的努塞尔数和普朗特数, k_∞ 为气相导热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]。

(2) 液滴在高温烟气中持续加热, T_p 达到临界蒸发温度但小于沸点时, 吸收的热量用于自身加热和汽化, 热平衡方程式如下:

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_{fg} + \varepsilon_p A_p (T_R^4 - T_p^4) \quad (12)$$

式中, h_{fg} 为液滴汽化潜热(J/kg)。液滴表面会形成蒸汽层, 蒸汽浓度梯度决定液滴向周围环境的质量扩散率, 控制方程如下:

$$N_i = k_i (C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (13)$$

式中, N_i 为蒸汽摩尔流率 [$\text{kg} \cdot \text{mol}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$], $C_{i,s}$ 和 $C_{i,\infty}$ 分别为液滴表面和烟气中的蒸汽浓度($\text{kg} \cdot \text{mol}/\text{m}^3$), k_i 为传质系数(m/s), 由著名的舍伍德关联式得出:

$$Sh = \frac{k_i d_p}{D_{i,m}} = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \quad (14)$$

式中, $D_{i,m}$ 为蒸汽扩散系数(m^2/s), Sc 为传质施密特数。

(3) 液滴进一步加热, T_p 达到沸腾温度时, 假设 T_p

在沸腾过程中温度始终等于沸点，且液滴在烟气中为等压稳态流动，则传热、传质速率控制方程如下：

$$\frac{dd_p}{dt} = \frac{4k_\infty(1+0.23Re_d^{1/2})}{\rho_p C_{p,\infty} d_p} \ln \left[1 + \frac{c_{p,\infty}(T_\infty - T_p)}{h_{fg}} \right]$$

(15)

式中， $C_{p,\infty}$ 为烟气定压比热容[J/(kg·K)]。

2.4 边界条件与模型假设

高温烟气的主要降温过程来自液滴与流体的对流换热，而烟气与壁面的对流换热量可忽略。为合理预测液滴蒸发效率，节约计算成本，引入如下假设：(1) 转炉烟气主要由 CO 和 CO₂ 组成，含少量 O₂、N₂，用空气代替烟气^[9]；(2) 壁面绝热，即外界环境与蒸发冷却器内部高温烟气无热量交换，热交换只存在于液滴与烟气之间；(3) 忽略烟气与液滴之间的辐射换热。边界条件见表 3。

表 3 边界条件
Table 3 The boundary conditions

Flow field	Parameter	Value
Flue gas	Flue gas temperature/K	1073
	Inlet condition	Mass-flow-inlet
	Outlet condition	Outflow
	Wall condition	Standard wall function
Droplet	Type of atomizer	Air-blast
	Number of atomizer	8
	Droplet boundary condition type	Trap
	Droplet temperature/K	293

3 结果与讨论

3.1 单液滴初始粒径对蒸发效率的影响

图 5(a)为不同初始粒径单液滴在高温烟气中运动时粒径随时间的变化。由图可知，不同初始粒径的单液滴蒸发过程中粒径随时间的变化情况类似。液滴进入高温烟气中，未达到蒸发温度时，从环境吸收的热量用于

自身加热，此时无传质过程，粒径不发生明显变化，粒径越大的雾滴达到临界蒸发温度所需时间越长。图 5(a)中与 x 轴平行的线段代表单个液滴无传质的自身加热过程，液滴质量基本无变化，初始粒径 300 μm 的液滴达到临界蒸发温度所需时间占总蒸发时间的 2.15%。液滴达到蒸发温度后，表面周围形成饱和蒸汽层，由于液滴进入高温烟气时具有很高的初速度，远高于烟气的流动速度，二者存在较大的速度差，此时单个液滴蒸发形成的饱和蒸汽层会不断生成与脱落，受强制对流的影响，蒸发常数较大，蒸发效果明显。随后，在流体曳力和液滴自身重力作用下，液滴很快会与烟气同速，随烟气一同向下游运动。此时单个液滴与周围高温烟气相对静止，饱和蒸汽层形成后，脱落减弱，饱和蒸汽层相当于一层热阻，阻碍液滴与高温烟气之间换热，蒸发速率趋于稳定。最后，液滴达到沸点温度，进一步蒸发与沸腾，直至消失。由图 5(a)可看出，不同粒径的液滴完全蒸发所需时间不同，初始粒径 300 μm 的液滴完全蒸发需 0.62 s，而初始粒径 50 μm 的液滴完全蒸发需 0.022 s，相差 28 倍，实际蒸发冷却器长度有限，合理控制液滴初始粒径对冷却水完全蒸发至关重要。

图 5(b)为不同初始粒径的液滴在高温烟气中运动时粒径随穿透距离的变化。液滴初始粒径越大，抗流体曳力能力越强，所受重力越大，冷态下穿透距离增加。考虑液滴的蒸发作用，小粒径的液滴抗流体曳力能力差，易追随流体运动，很快减速至与流体同速，加之其蒸发所需时间短，很快蒸发消失，所以初始粒径小的液滴在双重作用下穿透距离最短。粒径较小的液滴蒸发速度快且穿透距离短，喷出瞬间会在喷嘴附近完全蒸发，导致烟气在喷嘴附近温度骤降。若需获得更平稳的烟气降温过程，可适当提高初始液滴粒径。

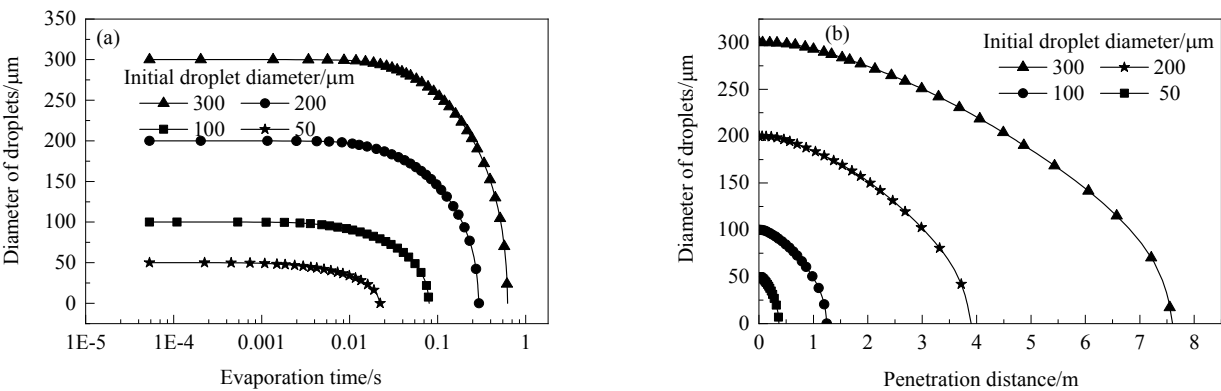


图 5 不同初始粒径的液滴粒径随蒸发时间与穿透距离的变化
Fig.5 Variation of droplets diameter with evaporation time and penetration distance with different initial droplet diameters

3.2 雾化场内液滴粒径分布对蒸发效率的影响

液滴的粒径分布是评价喷嘴雾化性能的重要指标,也是影响高温烟气换热效率的主要因素。由文献^[10]可知,转炉干法除尘蒸发冷却器雾化液滴粒径不宜超过350 μm ,蒸发冷却器内雾化喷嘴为气助式双介质喷嘴,气液质量比(Gas-Liquid Mass Ratio, ALR)是影响雾化液滴粒径的关键因素。相同液体流量下,气液质量比对液滴粒径的影响的模拟结果与实验结果^[11]的对比如图6所示。由图可知,雾化液滴中位径随气液比增大而减小,这是由于压缩气体的引入加剧了液膜的不稳定性,使液膜可破碎形成更小尺寸的液滴。模拟结果与实验结果变化趋势一致,相对误差在合理范围内,表明雾化模型可信。在研究液滴粒径分布的众多模型和方法中,最常用的是Rosin-Rammler分布函数:

$$F(d) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{d}{d_{50}}\right)^m\right] \quad (16)$$

式中, d_{50} 为液滴的中位径(Mean diameter),表示累计粒度分布达到50%时的粒径, m 为分布指数(Spread

Parameter), m 越大粒径分布越分散和均匀, m 越小表明粒径分布越向 d_{50} 靠拢。图6中4种典型的液滴粒径分布为: (a) $d_{50}=340 \mu\text{m}$, $m=3.1$; (b) $d_{50}=204 \mu\text{m}$, $m=3.43$; (c) $d_{50}=136 \mu\text{m}$, $m=3.44$; (d) $d_{50}=95 \mu\text{m}$, $m=3.23$, 对应的ALR分别为0.0303, 0.047, 0.063和0.07。4种粒径分布的相对频率和累计频率变化见图7。由图可知,随ALR增大,体积频率峰值向液滴粒径减小的方向移动。

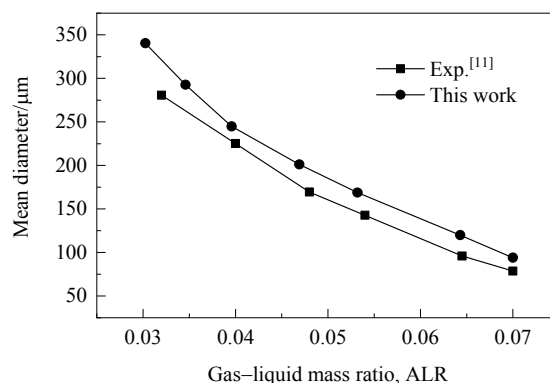


图6 气液质量比对液滴中位径的影响
Fig.6 Effect of gas-liquid mass ratio on droplet mean diameter

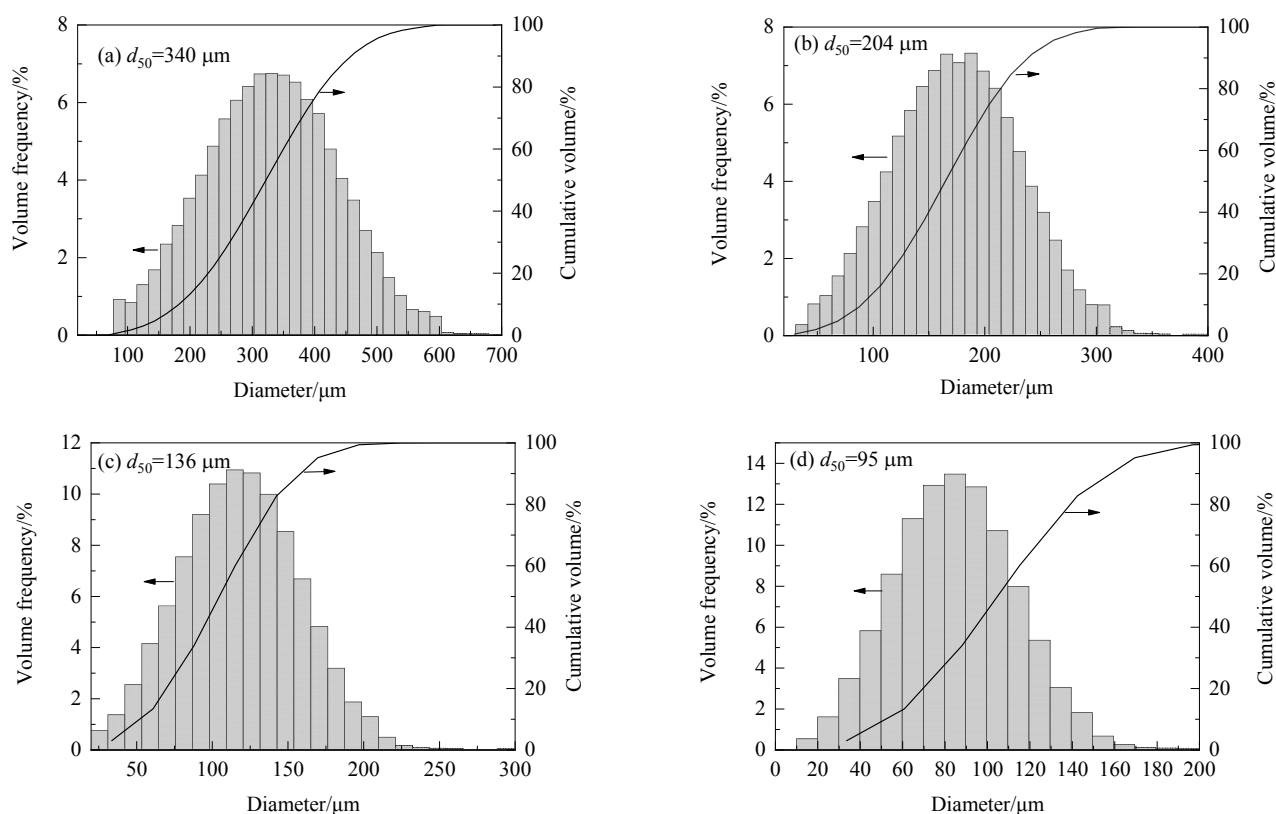


图7 液滴粒径分布
Fig.7 Distribution of droplets diameter

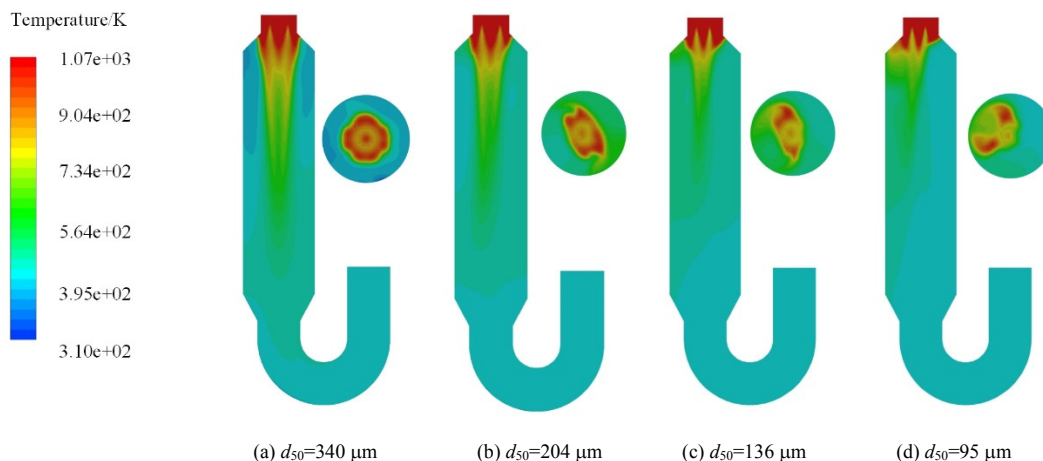


图8 蒸发冷却器温度变化

Fig.8 Temperature change of evaporation cooler

4种不同粒径分布下的蒸发冷却器 y 轴侧和 $z=3$ m截面处的温度变化云图如图8所示。由图可知,不同粒径分布对应的 $z=3$ m截面的平均温度分别为622, 576, 561和552 K,表明液滴中位径越小,烟气温度下降越快,液滴蒸发效率越高。由图8(b)~(d)可看出,不同粒径分布下蒸发冷却器左侧壁面附近烟气温度均较高,这是由于烟气出口在右侧,在压差作用下,左侧的烟气流速较快,相同喷嘴流量下不足以冷却左侧烟气,温度下降较慢。图8(a)中蒸发冷却器左右两侧烟气温度下降较均匀,这是由于雾化液滴粒径较大,液滴飞行时间较长,蒸发速率较慢,烟气温度下降较均匀。

喷嘴的雾化机理可简单描述为液体从喷嘴喷出后,形成很薄一层液膜,液膜不稳定,在表面张力和气动力的作用下断裂成液丝,液丝破碎形成液滴^[12-14]。雾化场内液滴粒径越小意味着双流喷嘴的气相和液相压力越高,能耗越高。大部分液滴在喷嘴附近蒸发完全,会使装置内压力骤升,且烟气降温过程不均匀,无法合理利用蒸发冷却器长度。

中位径越大,液滴漂流时间和穿透距离越长,液滴在气相中存在时间变长,液滴之间碰撞合并逐渐长大,不利于液滴蒸发。烟气向下游运动,经大幅度降温后,烟气中存在的水蒸汽含量升高,液滴表面和烟气中的蒸汽浓度差降低,加之烟温较低,液滴向烟气扩散作用减弱。此时烟气中存在未蒸发完全的液滴与粉尘融合凝并,黏附在蒸发冷却器筒壁上,造成内壁结垢和灰尘板结。因此雾滴粒径不宜过大或过小,保证所有液滴蒸发完全的情况下,合理利用蒸发冷却器空间,使烟气温度均匀下降至关重要。

图9为粒径分布对蒸发冷却器内部各截面烟气平均温度的影响。由图可知,烟气温度下降先快后慢,最

后趋于平稳, $z=0.5\sim 4$ m之间温度平均下降522 K,而 $z=4\sim 8$ m之间温度平均下降42 K,由于喷嘴布置在 $z=0.5$ m处,表明烟气的主要降温区段在喷嘴下游3.5 m内。

$z=0.5\sim 2$ m之间烟气温度迅速降低,4种不同粒径分布下的烟气温度下降速率大致相同,粒径分布对蒸发效率影响不明显,这是由于此时烟气温度较高,即使雾滴粒径较大也能迅速蒸发。 $z=2\sim 8$ m之间液滴粒径分布对换热效率的影响开始明显。 $z=3$ m时, $d_{50}=340\ \mu\text{m}$ 液滴的截面平均温度为622 K, $d_{50}=95\ \mu\text{m}$ 液滴的截面平均温度为552 K,相差达70 K。这是因为烟气经历大幅降温,加之烟气中水蒸汽含量较高,不利于大液滴蒸发。因此合理控制液滴粒径分布十分重要。蒸发冷却器内常用喷嘴为水-蒸汽双流喷嘴,需合理配比水和蒸汽压力,达到最佳气液质量比。当液滴粒径过大时,可适当提高蒸汽压力以降低液滴粒径,保证设备稳定运行。

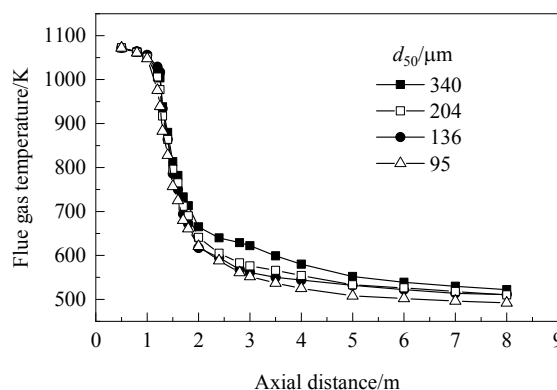


图9 轴向烟气温度变化

Fig.9 Axial temperature changes of flue gas

4 结论

采用离散相模型对蒸发冷却器内液滴与烟气的换

热过程进行数值模拟, 考察了单液滴粒径和雾化场内液滴粒径分布对蒸发效率的影响, 得到如下结论:

(1) 模拟结果与蒸发冷却器实际工况参数一致性良好, 烟气出口温度相对误差为 3.1%, 模拟结果可靠。

(2) 雾化液滴初始粒径越小, 达到临界蒸发温度和完全蒸发所需时间越短, 小于 300 μm 的液滴均能在 0.62 s 内蒸发完全。

(3) 烟气的主要温降区段在喷嘴下游 3.5 m 内, 液滴与高温烟气的换热效率受粒径分布影响较大, 中位粒径 $d_{50}=340\ \mu\text{m}$ 和 $d_{50}=95\ \mu\text{m}$ 的雾滴的相同截面平均温度可相差 70 K。

(4) 液滴粒径不宜过大或过小, 液滴过小迅速蒸发, 无法合理利用蒸发冷却器空间, 烟气温度下降不均匀, 过大导致液滴蒸发不完全, 造成装置湿底或挂壁。

参考文献

- [1] 张福明, 张德国, 张凌义, 等. 大型转炉煤气干法除尘技术研究与应用 [J]. 钢铁, 2013, 48(2): 1-9.
Zhang F M, Zhang D G, Zhang L Y, et al. Research and application on large BOF gas dry dedusting technology [J]. Iron & Steel, 2013, 48(2): 1-9.
- [2] Wu J M, Huang X, Zhang H. Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(1): 195-201.
- [3] 冉景煜, 张志荣. 不同物性液滴在低温烟气中的蒸发特性数值研究 [J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(26): 62-68.
Ran J Y, Zhang Z R. Numerical study on evaporation characteristics of different substance droplet in low temperature flue gas [J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(26): 62-68.
- [4] 黄小萍, 钱付平, 王来勇, 等. 转炉一次除尘新 OG 系统高效喷淋塔喷嘴雾化特性的数值模拟 [J]. 过程工程学报, 2018, 18(3): 461-468.
Huang X P, Qian F P, Wang L Y, et al. Numerical simulation of atomization characteristics in high efficient spray tower nozzle of new OG system of the primary dedusting system for converter [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2018, 18(3): 461-468.
- [5] 高继慧, 陈国庆, 高建民, 等. 半干法压力旋流式喷嘴雾化性能数值模拟 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2010, 42(3): 437-441.
Gao J H, Chen G Q, Gao J M, et al. Numerical simulation on atomizing performance of pressure swirl nozzle for semi-drying FGD [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2010, 42(3): 437-441.
- [6] 周正, 吴畏, 郑昕, 等. 喷嘴雾化特性及脱硫废水蒸发数值模拟 [J]. 化工进展, 2018, 37(1): 32-38.
Zhou Z, Wu W, Zheng X, et al. Experimental research on spray characteristics of nozzle and numerical simulation of desulfurization wastewater evaporation [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2018, 37(1): 32-38.
- [7] Dushin V R, Kulchitskiy A V, Nerchenko V A, et al. Mathematical simulation for non-equilibrium droplet evaporation [J]. Acta Astronautica, 2008, 63(11/12): 1360-1371.
- [8] 辛娟娟, 周致富, 辛慧, 等. 单个液滴蒸发模型中不同质量传递公式的有效性分析 [J]. 化工学报, 2012, 63(6): 1704-1708.
Xin J J, Zhou Z F, Xin H, et al. Validation analysis of different mass transfer formula in single droplet evaporation model [J]. CIESC Journal, 2012, 63(6): 1704-1708.
- [9] Jiang Z Y, Chen P Y, Liu P, et al. Numerical simulation and structure optimization of converter gas evaporative cooler [C]//Proceedings of the ASME Heat Transfer Summer Conference. 2013: V002T07A030.
- [10] 王聘. 转炉煤气干法除尘喷淋系统实验研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2011: 6-7.
Wang R. Experimental study on converter dry dedusting cooler system [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2011: 6-7.
- [11] 袁文博, 向晓东, 石零, 等. 气液两相旋流喷嘴雾化特性 [J]. 环境工程学报, 2013, 7(12): 4891-4894.
Yuan W B, Xiang X D, Shi L, et al. Atomization characteristics of gas-liquid two phase rotation flow spray nozzle [J]. Chinese Journal of Environment Engineering, 2013, 7(12): 4891-4894.
- [12] Ochowiak M, Matuszak M, Włodarczyk S, et al. The concept design and study of twin-fluid effervescent atomizer with air stone aerator [J]. Chemical Engineering & Processing Process Intensification, 2018, 124: 24-28.
- [13] Ramamurthi K, Sarkar U K, Raghunandan B N. Performance characteristics of effervescent atomizer in different flow regimes [J]. Atomization & Sprays, 2009, 19(1): 41-56.
- [14] Gadgil H P, Raghunandan B N. Some features of spray breakup in effervescent atomizers [J]. Experiments in Fluids, 2011, 50(2): 329-338.