

高温流化床与浸没表面间传导、对流和辐射换热的数值分析

吴平¹ 王立²

(北京科技大学 1. 应用科学学院; 2. 机械工程学院, 北京 100083)

摘要: 应用作者所提出的表面-颗粒-乳化团传热理论模型对粒径 0.87 ~ 1.21 mm, 堆积密度 386 ~ 870 kg/m³ 的 5 种空心刚玉球粒子流化床在 950 °C 床温时流化床与浸没表面间的传热进行了数值计算, 并与文献实验数据进行了比较。计算表明, 浸没表面温度对瞬时换热系数有显著影响, 表面温度为 900 °C 时的瞬时换热系数约是表面温度为 300 °C 时的瞬时换热系数的 1.6 倍; 粒径减小、堆积密度增加都使换热系数增大, 其中粒径和堆积密度的变化对热传导系数分量的影响最为显著, 对对流和辐射换热系数分量的影响相对较小。计算了传导、对流和辐射换热系数分量占总换热系数的份额, 对于所用的 5 种粒子, 950 °C 床温, 流化数 (U/U_{mf}) 在 1.1 ~ 4.0 范围, 对表面温度平均的总传热量中, 热传导占 57% ~ 43%, 辐射换热占 51% ~ 37%, 对流换热占 5% ~ 3%。讨论了 U/U_{mf} 对气泡相辐射换热和乳化相辐射换热的影响。

关键词: 流化床; 浸没表面; 传热模型

中图分类号: TF066.21

在流化床的实际应用中, 常常涉及到流化床与浸没表面间的传热问题。流化床与浸没表面间的传热过程受多种因素的影响, 如流化速度、粒子的粒度和密度、粒子和气体的热物性、浸没物体的形状、尺寸和在床内的放置方式, 以及流化床的结构形式等等。描述流化床与浸没表面间传热的理论模型大多采用均匀乳化团模型^[1], 但该模型在乳化团在换热表面停留时间较短时与实验结果有较大偏离, 为此, 许多研究者提出了改进方法, 如在换热表面与均匀乳化团之间引入厚度可调的气膜^[2-3], 以使理论预测值与实验值吻合, 但有研究者对气膜的存在提出了疑问^[4], 而通过调节气膜厚度使模型计算结果与实验测量值符合也限制了这种理论模型的应用。

作者提出的表面-颗粒-乳化团传热理论模型^[5]摒弃了一般传热模型中所采用的厚度可调的气膜, 提高了模型的实用性。本文应用表面-颗粒-乳化团传热理论模型对高温流化床与浸没表面间的传热过程进行了数值模拟, 对浸没表面温度、粒子粒度与堆积密度等因素对高温流化床与浸没表面间换热的影

响进行了分析, 并将理论计算值与文献实验数据进行了比较。

1 流化床与浸没表面间传热模型

考虑流化床在鼓泡床机制下操作, 流化床内浸没表面交替地被乳化相和气泡相所覆盖。设 f_0 为气泡相覆盖表面的时间分率, 流化床与单位面积浸没表面间按时间平均的传热量可以写成

$$q_{\text{total}} = q_e(1 - f_0) + q_b f_0 \quad (1)$$

其中

$$q_e = q_{e,cd} + q_{e,cv} + q_{e,r} \quad (2)$$

$$q_b = q_{b,cv} + q_{b,r} \quad (3)$$

流化床与浸没表面间的总换热系数可以写成

$$h_{\text{total}} = (h_{e,cd} + h_{e,cv} + h_{e,r})(1 - f_0) + (h_{b,cv} + h_{b,r})f_0 \quad (4)$$

由式(4)可定义流化床与浸没表面间的热传导系数分量为 $h_{cd} = h_{e,cd} \cdot (1 - f_0)$; 对流换热系数分量为 $h_{cv} = h_{e,cv} \cdot (1 - f_0)$; 辐射换热系数分量为 $h_r = h_{e,r} \cdot (1 - f_0) + h_{b,r} \cdot f_0$ 。

1.1 乳化相与浸没表面间的传热模型

假设: (1) 流化床内乳化相的温度变化只发生在垂直于表面的方向上; (2) 浸没表面为理想平面, 固体粒子为球体; (3) 流化介质为辐射透明介质, 本身

收稿日期: 2007-01-21

基金项目: 科技部农转基金重大项目 (04EFN217100386)

第一作者: 女, 1962年生, 教授, 博士

E-mail: pingwu@sas.ustb.edu.cn

不辐射。

在以上假设基础上,在浸没表面处乳化相与浸没表面间的传热按单颗粒传热考虑,在距表面大于一个粒径的区域,将乳化相视为流化介质与颗粒的连续介质。为简化计算,将与表面接触的球形粒子简化成直径与粒子直径相等、体积与粒子体积相同的圆柱体,圆柱体与表面和乳化相之间的空隙的体积等于球形粒子与表面和乳化相之间的空隙的体积,以 d_p 表示球形粒子直径,则空隙的厚度为 $d_p/6$,圆柱体的长为 $2/3 d_p$ 。图1为传热模型示意图,整个乳化相被分为4个区域,其中区域I、II、III为气体区域,其厚度均为 $g = d_p/6$;区域IV为固体粒子区域,其厚度为 $p = 2/3 d_p$;区域V为均匀乳化相。

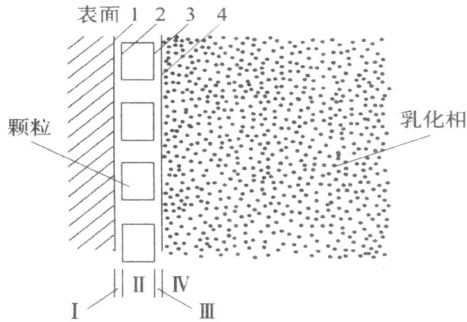


图1 传热模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the heat transfer model

根据以上假设和简化,可以给出乳化相与浸没表面间传导和辐射换热的数学模型

区域I、

$$g(x) c_{p,g}(x) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left[k_g(x) \frac{\partial T}{\partial x} \right] \quad (5)$$

区域II、

$$p(x) c_{p,p}(x) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left[k_p(x) \frac{\partial T}{\partial x} \right] \quad (6)$$

区域III、

$$e(x) c_{p,e}(x) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left[k_e(x) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial x} (q_{e,r}) \quad (7)$$

初始条件

$$= 0, \quad T = T_{bed}; \quad x > 0 \quad (8)$$

边界条件

$$x = 0, \quad T = T_s; \quad 0 \quad (9)$$

$$x \rightarrow \infty, \quad T = T_{bed}; \quad 0 \quad (10)$$

交界面能量守恒条件

$$k_p(x) \frac{\partial T}{\partial x} = k_g(x) \frac{\partial T}{\partial x} + 21 (T^4 - T_s^4) \quad (x = g) \quad (11)$$

$$k_p(x) \frac{\partial T}{\partial x} = k_g(x) \frac{\partial T}{\partial x} + 43 (T^4 - T_s^4) \quad (x = g + p) \quad (12)$$

$$k_e(x) \frac{\partial T}{\partial x} = k_g(x) \frac{\partial T}{\partial x} + [43 (T^4 - T_s^4) + 41 (T^4 - T_s^4)] \quad (x = 2g + p) \quad (13)$$

由于乳化相与表面间的传导传热在表面处是按单个粒子与表面间的传热考虑的,因此图1中区域

为多孔介质,按上述模型计算出的表面上的导热热流还需乘以固体颗粒在表面上的覆盖率,固体颗粒在表面上的覆盖率可由随机模型^[5]计算得到。数值求解上述偏微分方程组,即可求得乳化相内空间各处的温度分布以及热流。

由所得到的温度场及热流,可计算出乳化相与浸没表面间的换热系数。乳化相与浸没表面间的传热系数和辐射换热系数分别由式(14)和式(15)计算

$$h_{e,cd} = \frac{q_{e,cd}|_{\text{表面}}}{T_{bed} - T_s} \quad (14)$$

$$h_{e,r} = \frac{q_{e,r}|_{\text{表面}}}{T_{bed} - T_s} \quad (15)$$

乳化团与浸没表面间的对流换热由关联式(16)计算^[6]

$$h_{e,cv} = 0.12 Re^{0.8} Pr^{0.43} \frac{k_g (1 - \frac{0.133}{0.8})}{d_p} \quad (16)$$

其中

$$= \frac{1}{2.1} \left\{ 0.4 + \left[\frac{200 \mu_g U}{d_p^2 (p - g) g} \right]^{1/3} \right\} \quad (17)$$

1.2 气泡与浸没表面间的传热模型

当气泡覆盖浸没表面时,气泡/乳化相交界面的温度在气泡贴壁期间内下降很少,因此可以假设该交界面的温度与床温相同,并假设粒子为理想黑体,则辐射传热系数为

$$h_{b,r} = (T_{bed}^4 - T_1^4) / (T_{bed} - T_1) \quad (18)$$

由于气泡与表面间的对流换热很小,予以忽略。

1.3 粒子在换热表面的停留时间和气泡覆盖表面的时间分率

在鼓泡床机制下,换热表面交替地被气泡相和乳化相所覆盖,流化床与浸没表面间的换热不仅与乳化相有关,还与气泡的运动有关。乳化相在换热表面的停留时间和气泡覆盖表面的情况受多种因素的影响,如流化强度,布风板型式,粒子物性,浸没物体形状、大小以及放置方式等。本文采用文献[7]给出的关联式(19)和(20)估算乳化团在浸没表面的停

留时间 τ 和浸没表面被气泡覆盖的时间分率 f_0

$$\tau = 1960 \frac{d_p}{U_{mf}} \left(\frac{\rho}{\rho_g} \right)^{-0.467} \left(\frac{U}{U_{mf}} - 1 \right)^{-0.165} \left(\frac{g d_p}{U_{mf}^2} \right)^{-0.714} \quad (19)$$

$$f_0 = 0.132 \left(\frac{\rho}{\rho_g} \right)^{-0.018} \left(\frac{U}{U_{mf}} - 1 \right)^{0.323} \left(\frac{g d_p}{U_{mf}^2} \right)^{-0.106} \quad (20)$$

其中, U_{mf} 是室温下的临界流化速度, U 为室温下的表观流化速度。

2 模型计算结果与分析讨论

作者在先前的工作中,实验测定了以空心刚玉球、刚玉砂、镁砂和石英砂为流化床粒子的高温燃气流化床在不同流化速度下加热直径为 20 mm 的银球的瞬时换热系数和平均换热系数^[8]。为便于与实验进行比较,模拟计算选用了实验所用的 5 种空心刚玉球粒子。表 1 为模拟计算所用粒子物性参数。

表 1 计算及文献[8]所用粒子及其参数

Table 1 Properties of solid particles used in the theoretical calculations and in Ref. [8]

编号	d_p^a / mm	ρ_p (kg / m ³)	U_{mf}^b (m / s)
1	1.10	870	0.309
2	1.19	386	0.193
3	1.21	532	0.252
4	0.98	507	0.196
5	0.87	518	0.182

a) 筛分宽度为 0.1 mm; b) 室温测量值

2.1 换热表面温度

图 2 给出了以 No. 4 粒子为床料,床温为 950 时由模型计算的流化床与浸没表面间的瞬时换热系数与浸没表面温度之间的关系,并和作者的实验数据^[8]进行了比较。换热表面温度对流化床与浸没表面间的瞬时换热系数有很大影响,随表面温度的增加,瞬时换热系数增加,表面温度为 900 时的瞬时换热系数约是表面温度为 300 时的瞬时换热系数的 1.6 倍。从图中还可以看到,理论计算值与实验测量值均表现出随换热表面温度的增加瞬时换热系数增加的趋势。图 3 进一步给出了以 No. 4 粒子为床料,床温为 950 时由模型计算的对流、传导和辐射等换热机制对高温流化床与浸没表面换热的贡献情况。热传导系数分量与辐射换热系数分量均随

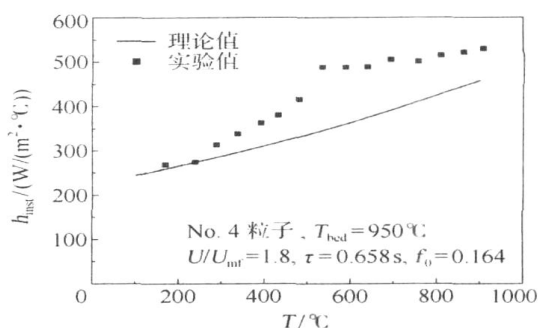


图 2 浸没表面温度对高温流化床与浸没表面间的瞬时换热系数的影响

Fig. 2 Influence of the surface temperature on the instantaneous heat transfer coefficient between the high-temperature fluidized bed and an immersed surface

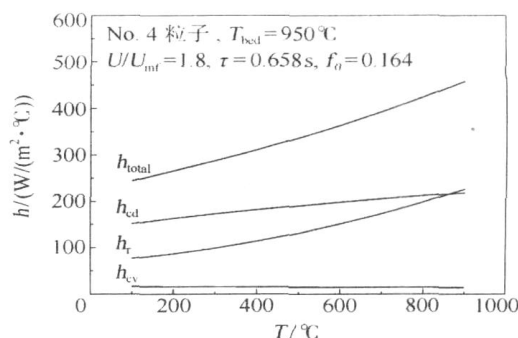


图 3 浸没表面温度对高温流化床与浸没表面间的瞬时对流、传导与辐射换热系数的影响

Fig. 3 The influence of the surface temperature on the instantaneous convective, conductive and radiative heat transfer coefficients between the high-temperature fluidized bed and an immersed surface

浸没表面温度的升高而增加,但辐射换热系数分量增加的幅度比热传导系数分量要大。对流换热系数分量则随换热表面温度的增加缓慢减小。从各换热系数分量占总换热系数的比例来看,热传导对总换热的贡献是最主要的,但随着浸没表面温度的增加,辐射换热对总换热的贡献增加很快,在表面温度达到 900 时辐射换热系数分量达到了与热传导系数分量相当的水平。对流换热对总换热的贡献较小,当浸没表面温度从 100 增加到 900 时,其占总换热系数的份额在 3%~7% 范围。

2.2 粒径

3、4、5 号粒子具有基本相同的堆积密度和不同的粒径,因此,对这 3 种粒子的换热系数的研究,可以给出粒径对流化床与浸没表面间换热的影响。应用模型计算了 950 床温、不同 U/U_{mf} 下浸没表面

温度从室温变化到 900 °C 的平均换热系数。图 4 给出了理论模型计算出的最大平均换热系数及各换热系数分量与粒径之间的关系。可以看到,随粒子直径的增加,总换热系数减少,图中的实验数据也具有这样的趋势。理论计算表明,粒径增加 40 %,总换热系数减小约 9 %。从图中还可以看到,随着粒径的增加,热传导系数分量减小显著,粒径增加 40 %,热传导系数分量减小了 23 %,辐射换热系数分量和对流换热系数分量则略微增加。对于粒径在 0.87 ~ 1.21 mm 范围的空心刚玉球粒子,对流换热系数分量只占总换热系数的 5 % ~ 3 %,热传导和辐射换热是主要换热机制,热传导所占份额为 57 % ~ 43 %,辐射换热所占份额为 37 % ~ 51 %。

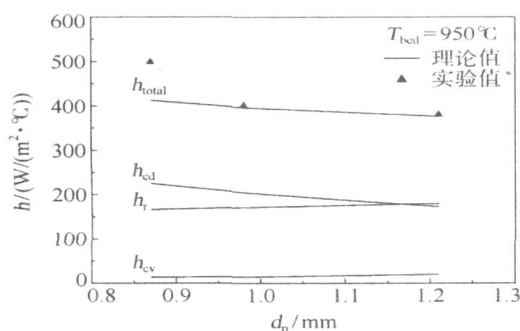


图 4 浸没表面温度从室温变化到 900 °C 的平均最大总换热系数及各换热系数分量与粒径之间的关系

Fig. 4 Variation in maximum overall heat transfer coefficient and its components (averaged for the surface temperature in the range room temperature to 900 °C) with particle diameter

2.3 堆积密度

1、2、3 号粒子具有基本相同的粒径 (1.1 ~ 1.2 mm) 而堆积密度不同 (通过调节空心刚玉球的壁厚改变堆积密度), 对这 3 种粒子换热系数的研究, 可以给出堆积密度对流化床与浸没表面换热情况的影响。图 5 给出了床温为 950 °C 时理论模型计算的最大平均换热系数及各换热系数分量与堆积密度的关系。图 5 表明, 在粒径基本不变的条件下, 随粒子堆积密度的增加, 流化床与浸没表面间的总换热系数几乎呈线性增加, 这一趋势与实验观察^[8]基本一致。更进一步, 可以看到, 随着堆积密度的增加, 热传导系数分量、辐射换热系数分量和对流换热系数分量均增加, 但热传导分量增加的幅度要大一些, 堆积密度从 386 kg/m³ 增加到 870 kg/m³, 热传导系数增加了 52 W/(m²·°C), 辐射换热系数增加 13 W/

(m²·°C), 而对流换热系数增加了 8 W/(m²·°C)。

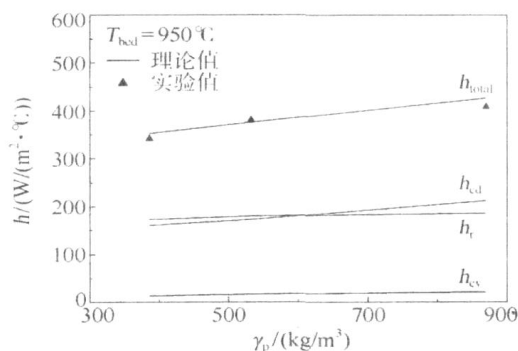


图 5 浸没表面温度从室温变化到 900 °C 的最大平均换热系数及各换热系数分量与堆积密度的关系

Fig. 5 Variation in maximum overall heat transfer coefficient and its components (averaged for the surface temperature in the range room temperature to 900 °C) with bulk density of the particles.

2.4 辐射换热

流化床辐射换热占总换热份额是人们所关注的问题^[9]。由于实验测量困难, 不同研究者的研究结果相差较大^[10]。在流化床传热实验中, 尤其在高温流化床中, 如何分别直接测试出导热、对流、辐射换热, 一直是一个世界难题, 目前主要是通过理论分析进行区分, 在总换热系数上进行理论与实验数据的对比。

表 1 所列的 5 种粒子在 950 °C 床温下由模型计算得到的 U/U_{mf} 在 1.1 ~ 4.0 范围对表面温度从室温到低于床温 50 °C 范围的平均辐射换热系数分量占总换热系数的比例在 37 % ~ 51 % 范围。图 6 给

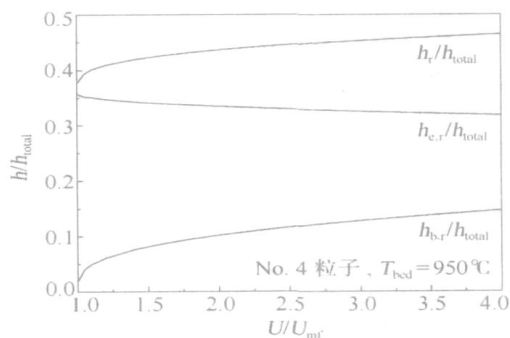


图 6 气泡辐射和乳化相辐射占总换热系数的份额随 U/U_{mf} 的变化

Fig. 6 Influence of U/U_{mf} on the radiative heat transfer coefficients of the bubble phase and the emulsion phase as a fraction of the overall heat transfer coefficient

出了 No. 4 粒子流化床对表面温度平均的气泡辐射和乳化相辐射对总换热系数的贡献随 U/U_{mf} 的变化。高温流化床与浸没表面间的辐射换热由乳化相辐射和气泡辐射所组成, 可以看到, 随 U/U_{mf} 的增大, 辐射换热对总换热的贡献增加, 其中乳化相辐射的贡献减小, 气泡的贡献增加, 但气泡辐射增加的幅度超过了乳化相辐射减小的幅度, 导致总的辐射换热随 U/U_{mf} 的增大而增大。在 U/U_{mf} 为 2 时, 乳化相辐射对总换热系数的贡献为 33 %, 气泡辐射的贡献约为 10 %, 乳化相的辐射贡献约是气泡辐射的 3 倍。

3 结论

(1) 换热表面温度对流化床与浸没表面间的瞬时换热系数有很大影响, 随表面温度的增加, 瞬时换热系数增加。

(2) 粒径减小和堆积密度增加都使换热系数增加, 其中粒径和堆积密度的变化对热传导的影响最为显著, 对对流和辐射换热的影响相对较小。

(3) 对于所用的 5 种粒子, 950 °C 床温时, U/U_{mf} 在 1.1 ~ 4.0 范围, 对表面温度平均的热传导系数占 57 % ~ 43 %, 辐射换热系数占 51 % ~ 35 %, 对流换热系数占 5 % ~ 3 %, 乳化相辐射传热约是气泡辐射传热的 3 倍。

符 号 说 明

c_p ——比热容, J/(kg · °C)
 d_p ——粒径, m
 g ——重力加速度, m/s²
 h ——换热系数, W/(m² · °C)
 k ——热导率, W/(m · °C)
 Pr ——普朗特数
 q ——热流, W/m²
 Re ——雷诺数
 t ——停留时间, s
 T ——温度, °C
 U ——流化速度, m/s
 U_{mf} ——临界流化速度, m/s
 ρ_p ——颗粒堆积密度, kg/m³
 δ ——厚度, m
 ϵ ——空隙率
 ϵ_{ij} ——辐射表面 i 和 j 间的辐射传热的系统黑度
 μ ——动力学粘滞系数, kg/(m · s)
 ρ ——密度, kg/m³
 σ ——斯蒂芬-波尔兹曼常数, W/(m² · K⁴)

——时间, s
 下标
 b ——气泡
 bed ——流化床
 cd ——传导
 cv ——对流
 e ——乳化相
 g ——流化介质
 p ——粒子
 r ——辐射
 s ——表面

参考文献:

- [1] MICKLEY H S, FAIRBANKS D F. Mechanism of heat transfer to fluidized beds[J]. AIChE J, 1955, 1: 374 - 384.
- [2] BASKAKOV A P, BERGB V, VITTO K, et al. Heat transfer to objects immersed in fluidized beds [J]. Powder Technol, 1973, 8: 273 - 282.
- [3] YOSHIDA K, KUNII D U, LEVENSPIE O. Heat transfer mechanisms between wall surface and fluidized bed [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1969, 12: 529 - 536.
- [4] GABOR J D. Wall-to-bed heat transfer in fluidized and packed beds [J]. Chem Eng Prog Symp Ser, 1970, 66 (105): 76 - 86.
- [5] WANG Li, WU Ping, NI Xuezi. Surface-particle-emulsion model of heat transfer between a fluidized bed and an immersed surface [J]. Powder Technol, 2005, 149: 127 - 138.
- [6] GANZHA V L, UPADHYAY S N, SAXENA S C. Mechanistic theory for heat transfer between fluidized beds of large particles and immersed surfaces [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1982, 25: 1531 - 1540.
- [7] 张鹤声, 黄国权, 谢承龙. 沸腾燃烧锅炉内单根水平埋管的传热模型与试验[J]. 工程热物理学报, 1983, 4 (1): 53 - 58
- [8] WANG Li, WU Ping, ZHANG Yanping, et al. Effects of solid particle properties on heat transfer between high-temperature gas fluidized bed and immersed surface [J]. Appl Therm Eng, 2004, 24: 2145 - 2156.
- [9] YANG Jing, WANG Li, TONG Lige, et al. Modeling of radiative heat transfer between high-temperature fluidized beds and immersed walls [J]. Chem Eng Sci, 2004, 59: 3195 - 3199.
- [10] 王立, 倪学梓, 冯旭, 等. 流化床与浸入表面间的传热机制[J]. 冶金能源, 1992, 11(2): 52 - 58.

(下转第 257 页)

- [7] 鲁兆伶. 用酸法从石煤中提取五氧化二钒的试验研究与工业实践[J]. 湿法冶金, 2002, 21(4): 175 - 183.
- [8] MARIN S, VILLARREAL B I, KHARISOV L M, et al. Recovery of vanadium and molybdenum from spent petroleum catalyst of PEMEX[J]. Ind Eng Chem Res, 1999, 38: 4624 - 4628.

A new way of recovering vanadium from iron/ vanadium slag

YANG JingLing JIN Xin

(School of Science, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: A process for recovery of vanadium from iron/ vanadium slag involving leaching with sulfuric acid, solvent extraction, precipitation of V_2O_5 with ammonia, and roasting has been developed. Soaking the raw material in dilute sulfuric acid allows over 95 % of the vanadium to be directly extracted. Using an accelerant enhances the leaching efficiency compared with the conventional method. Ammonia was used to precipitate the vanadium, avoiding the high concentration of ammonium salts usually employed, leading to an increased purity of the product. The total recovery efficiency of vanadium was above 86 %, which is more than 20 % higher than that obtained in the conventional process. Furthermore, the new process does not cause air pollution since no HCl or Cl_2 , are released by calcination of the raw material.

Key words: vanadium pentoxide; acid leaching; solvent extraction; precipitation of vanadium

(上接第 248 页)

Numerical analyses of the conductive, convective and radiative heat transfer between a high-temperature fluidized bed and an immersed surface

WU Ping¹ WANG Li²

(1. School of Applied Science; 2. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

Abstract: The heat transfer between a high-temperature fluidized bed and an immersed surface has been simulated using a surface-particle-emulsion heat transfer model for five kinds of hollow spherical corundum particles with diameters 0.87 ~ 1.21 mm and bulk density 386 ~ 870 kg/m³ at a bed temperature of 950 °C. The calculated results are compared with the experimental data. The calculations indicate that the temperature of the immersed surface has a significant influence on the instantaneous heat transfer coefficient. The instantaneous heat transfer coefficient with a surface temperature of 900 °C is about 1.6 times that at a surface temperature of 300 °C. The heat transfer coefficient increases with decreasing particle diameter and increasing bulk density. The particle diameter and the bulk density have a more marked effect on the conductive heat transfer coefficient than on the convective and radiative heat transfer coefficients. For the five kinds of hollow spherical corundum particles at a bed temperature of 950 °C and the fluidization number, U/U_{mf} , in the range 1.1 to 4.0, the contributions to the overall heat coefficient from the surface temperature-averaged conductive heat transfer coefficient, the radiative heat transfer coefficient and the convective heat transfer coefficient are 57 % ~ 43 %, 37 % ~ 51 % and 5 % ~ 3 %, respectively. The influence of U/U_{mf} on the radiative heat transfer between the surface and bubble phase and between the surface and emulsion phase is discussed in detail.

Key words: fluidized bed; immersed surface; heat transfer model