

三维有序排列多孔介质对流换热的数值研究*

王平† 尹玉真 沈胜强

(大连理工大学能源与动力学院, 大连 116024)

(2014年4月23日收到; 2014年5月20日收到修改稿)

利用CFD软件数值研究了颗粒三维有序堆积多孔介质的对流换热问题. 采用颗粒直径分别为14 mm, 9.4 mm和7 mm的球形颗粒有序排列构成多孔介质骨架, 在多孔骨架的上方有一恒热流密度的铜板. 采用流固耦合的方法研究了槽通道内温度分布和局部对流换热系数的分布以及对流换热的影响因素. 研究表明: 热渗透的厚度和温度边界层的厚度在流动方向上逐渐增大, 并且随流量的增加而减小; 当骨架的导热系数比较高时, 对流换热随颗粒直径的减小而略有增大; 对流换热系数随聚丙烯酰胺溶液浓度的增大而减小, 黏性耗散减弱了对流换热.

关键词: 多孔介质, 温度场, 局部对流换热系数, 数值模拟

PACS: 44.30.+v, 44.27.+g

DOI: 10.7498/aps.63.214401

1 引言

多孔介质内的对流换热在人类的生产、生活中普遍存在, 在石油、化工、冶金、核反应堆、航空航天等领域都有着广泛的应用, 如石油/天然气的开采、化工填料塔设计、干熄焦过程、核反应堆的设计与安全运行、紧凑式换热器的设计与优化等. 多孔介质对流换热问题非常复杂, 包括渗流、接触导热、对流换热、热弥散、热辐射、黏性耗散等, 还有可能有相变, 而且这些过程还相互耦合. 目前, 多孔介质中的对流换热主要有两种模型: 局部热平衡模型和局部非热平衡模型. 当多孔介质中没有流动或流速较低时, 流固之间温差较小, 一般运用局部热平衡模型即可. 当流动较强时, 流固间温差较大, 主要考虑强制对流换热, 则需要运用局部非热平衡模型^[1,2].

颗粒无序堆积多孔介质虽然构造简单、成本低廉, 但是其流动换热特性并不理想, 其流动阻力大且综合换热效率低. 而研究表明: 对颗粒进行合理有序堆积, 可以显著降低其流动阻力, 提高其综合换热效率^[3,4]. 杨剑等^[5]研究了Re数变化及不同

颗粒堆积方式对多孔介质强制对流换热性能的影响, 结果表明: 立方体均匀堆积(SC)模型的综合换热效率最高. 步姗姗和杨剑^[6]研究了颗粒接触模型(间隙模型、短圆柱模型和面接触模型)对有序堆积多孔介质对流换热影响. 文献^[7—10]研究了多孔介质的孔隙率、骨架材料、颗粒直径、热弥散作用及变物性对多孔介质中流体流动与换热的影响. 本文采用流固耦合的方法数值研究了颗粒有序堆积多孔介质的对流换热问题, 探索槽通道内温度和局部对流换热系数的分布情况以及对流换热的影响因素及其规律.

2 多孔介质中的对流换热的数值模拟

2.1 物理模型和数学模型

本文所研究的有序排列多孔介质水平槽通道的三维物理模型如图1所示(上图). 通道由入口段、多孔介质段和出口段组成. 在多孔介质段的上面还有一厚度为4 mm的紫铜铜板. 以多孔介质区的中心为坐标原点, 以管道长度方向为 x 轴, 以竖直方向为 y 轴, 以宽度方向为 z 轴建立三维直角坐

* 国家自然科学基金(批准号: 51276029)资助的课题.

† 通讯作者. E-mail: wp2006@dlut.edu.cn

标系. 设定入口段长度为500 mm, 出口段的长度为750 mm, 多孔介质是由球形颗粒有序堆积而成的, 球形颗粒的材质是黄铜.

本文研究了三个不同颗粒直径的球形颗粒堆积而成的多孔介质, 颗粒直径 $d_p = 14$ mm 具体结构如图 1 (下图) 所示.

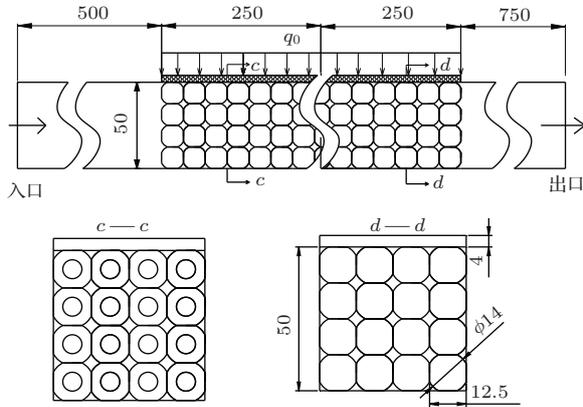


图 1 多孔介质水平槽通道的物理模型 ($d_p = 14$ mm)

铜板上有一恒定的热流 q_0 , 铜板的导热方程为

$$\lambda_w \left(\frac{dT}{dy} \right) = q_0. \quad (1)$$

流体的质量守恒、动量守恒和能量守恒方程为

$$\nabla \cdot (\rho U) = 0, \quad (2)$$

$$\nabla \cdot (\rho U U) = -\nabla p + \nabla [\mu (\nabla U - \frac{2}{3} \nabla \cdot U I)]. \quad (3)$$

固体骨架 (不考虑源和汇项) 的能量守恒方程为

$$\begin{aligned} & (1 - \phi)(\rho c_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \\ & = (1 - \phi) \lambda_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + h_{sf}(T_f - T_s), \end{aligned} \quad (4a)$$

空隙流体的能量守恒方程为

$$\begin{aligned} & \phi(\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f \cdot u_d \frac{\partial T_f}{\partial t} \\ & = \phi \lambda_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + h_{sf}(T_s - T_f), \end{aligned} \quad (4b)$$

其中, I 为单位张量, U 为速度矢量, μ 为表观黏度, $(\rho c_p)_s$ 为多孔介质固体颗粒的热容, λ_s 为多孔介质固体颗粒的导热系数, $(\rho c_p)_f$ 为孔隙流体的热容, λ_f 为孔隙流体的导热系数.

k 湍动能方程和 ε 湍动能耗散率方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \\ & - Y_M + S_k, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} \\ & = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) \\ & - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon, \end{aligned} \quad (6)$$

其中, k 为湍动能, ε 为湍动能耗散率, G_k 为由平均速度梯度引起的湍动能的产生项, G_b 为由浮力引起的湍动能的产生项.

边界条件:

入口处:

$$u = u_0, \quad T = T_0, \quad v = w = 0, \quad k = k_0, \quad \varepsilon = \varepsilon_0;$$

出口处:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0;$$

$y = \pm 0.025$ 处:

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} = 0, \quad v = 0; \quad (7)$$

$z = \pm 0.025$ 处:

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0, \quad w = 0;$$

在加热铜板表面:

$$\lambda_w \left(\frac{dT}{dy} \right)_w = q_0;$$

在多孔介质颗粒表面:

$$T_s = T_f. \quad (8)$$

2.2 计算区域的网格

本文使用 GAMBIT 软件来构建槽型通道计算区域的几何模型并划分网格. 多孔介质的孔隙结构不规则, 因此在该区域中采用较小的四面体划分网格, 最大网格尺寸不超过 2 mm; 在无多孔介质的规则管道中, 采用六面体结构化网格对模型进行网格划分. 选用三维稳态隐式耦合求解器, 在控制方程离散化时, 压力采用标准格式, 连续性方程、动量方程、能量方程采用二阶迎风格式, 选用压力和速度耦合的 SIMPLE 算法来进行数值计算, 连续性方程和动量方程的残差为 10^{-4} , 能量方程的残差为 10^{-6} . 利用 FLUENT 软件进行数值模拟, 管道壁面采用无滑移绝热边界条件, 入口采用充分发展的速度入口边界条件, 管道出口采用出流边界条件, 并在铜板上加有恒定的热流密度 q_0 . 以各模拟条件下的入口速度和温度为入口边界条件, 采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型对管道中的流动和换热进行模拟计算.

3 模拟的结果与讨论

3.1 温度分布

三个速度的铜球颗粒多孔介质槽道内流体流动和传热的模拟条件参数如表 1 所示. 以水为工作介质, 其他条件都相同, 其中, ϕ 为孔隙率, ψ 为多孔介质比面.

由图 2 可以看出, 在流体进出口平均温度 Δt 一定的前提下, 随着流体入口速度的增大, 加热板和多孔介质的最高温度逐渐增大, 热渗透厚度逐渐

减小. 因为随着流体速度的增大, 流体被加热的的时间缩短, 要想带走相同的热量, 所需要的温差必然增大, 即 Y 方向上的温差增大, 铜板上的最大温度也就增大. 在相同温差下, 热渗透的厚度减小. 当流体以一定的速度流过多孔介质时, 在流动方向上, 热渗透的厚度与热边界层的厚度都是逐渐增大的.

三个颗粒直径的铜球颗粒多孔介质槽道内流体流动和传热的模拟条件参数如表 2 所示. 以水为工作介质, 其他条件都相同, 其中, ϕ 为孔隙率, ψ 为多孔介质比面.

表 1 不同速度多孔介质算例的条件参数

| | 入口 | | 热流密度 $q_0 / (\text{W}/\text{m}^2)$ | 多孔介质 | | | | $\Delta t / ^\circ\text{C}$ |
|------|----------------------|----------------|---------------------------------------|--------|-------------------|------------------------|--------------|-----------------------------|
| | u / ms^{-1} | T / K | | ϕ | d_p / mm | ψ / m^{-1} | 阵列 | |
| 条件 1 | 0.01 | 293.15 | 16697.9 | 0.3 | 14 | 224.4 | 4×4 | 4 |
| 条件 2 | 0.05 | 293.15 | 83489.5 | 0.3 | 14 | 224.4 | 4×4 | 4 |
| 条件 3 | 0.10 | 293.15 | 166978.9 | 0.3 | 14 | 224.4 | 4×4 | 4 |

表 2 不同颗粒直径多孔介质算例的条件参数

| | 入口 | | 热流密度 $q_0 / (\text{W}/\text{m}^2)$ | 多孔介质 | | | | $\Delta t / ^\circ\text{C}$ |
|------|----------------------|----------------|---------------------------------------|--------|-------------------|------------------------|--------------|-----------------------------|
| | u / ms^{-1} | T / K | | ϕ | d_p / mm | ψ / m^{-1} | 阵列 | |
| 条件 2 | 0.05 | 293.15 | 83489.5 | 0.3 | 14 | 224.4 | 4×4 | 4 |
| 条件 4 | 0.05 | 293.15 | 83489.5 | 0.3 | 9.4 | 336.6 | 6×6 | 4 |
| 条件 5 | 0.05 | 293.15 | 83489.5 | 0.3 | 7 | 448.8 | 8×8 | 4 |

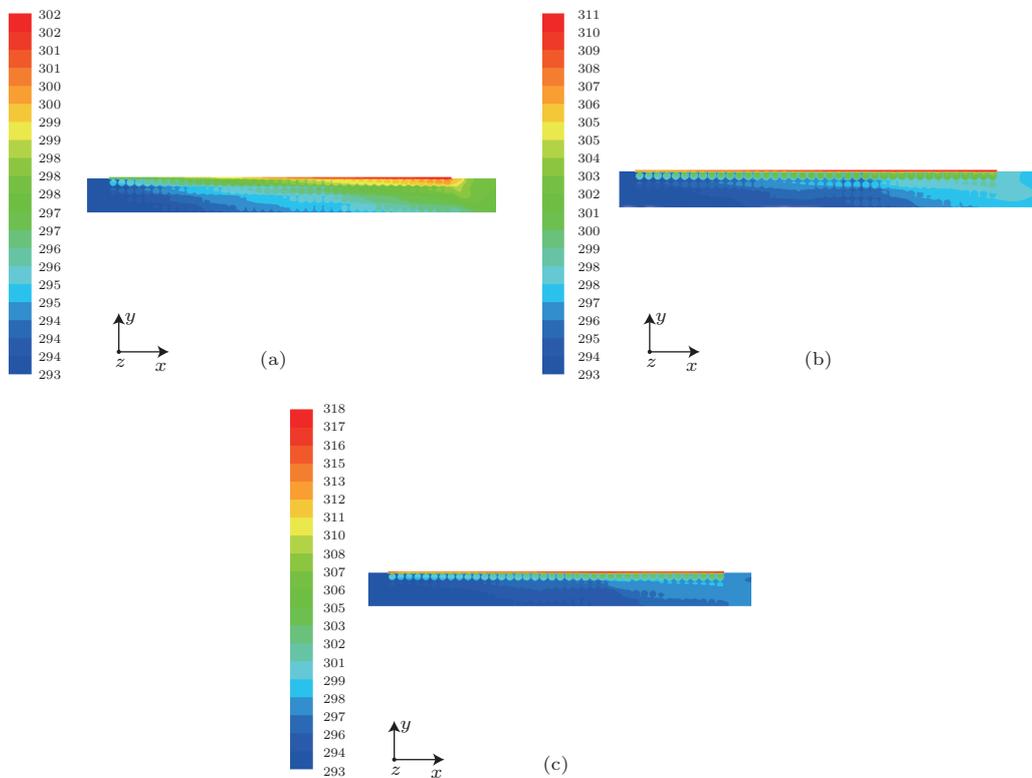


图 2 (网刊彩色) 平面 $z = 0$ 的温度分布云图 ($d_p = 14 \text{ mm}$) (a) 条件 1, $u = 0.01 \text{ m/s}$; (b) 条件 2, $u = 0.05 \text{ m/s}$; (c) 条件 3, $u = 0.1 \text{ m/s}$

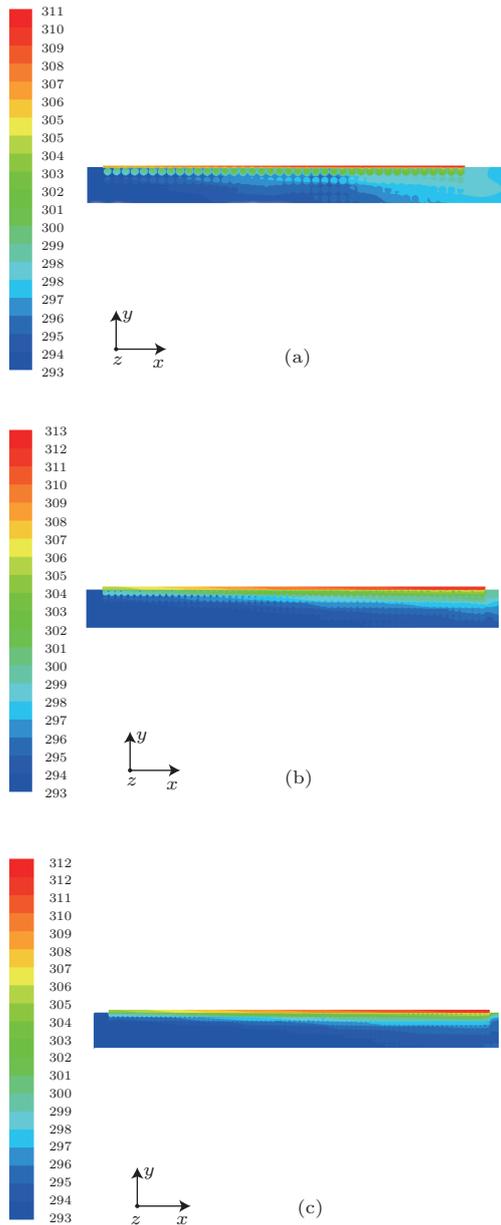


图3 (网刊彩色) 平面 $z = 0$ 的温度分布云图 ($u = 0.05$ m/s) (a) 条件2, $d_p = 14$ mm; (b) 条件4, $d_p = 9.4$ mm; (c) 条件5, $d_p = 7$ mm

图3中的三个算例中多孔介质材质都是黄铜, 其导热系数为 $108.6 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 而水的导热系数约为 $0.6 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. 所以在 Y 方向上的导热主要取决于多孔介质骨架. 可以看出, 在相同孔隙率和多孔介质骨架材料的情况下, 多孔介质颗粒直径对多孔介质管道中的温度分布、热渗透厚度、热边界层的影响几乎可以忽略. 三个算例的加热铜板下表面的平均对流换热系数分别为 $6700.4854 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $6712.2446 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, $6960.356 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. 可以看出, 颗粒直径对多孔介质的对流换热影响不大, 当骨架的导热系数比较高时, 对流换热随颗粒直径的

减小而略有增大.

3.2 对流换热系数

加热铜板下表面的局部对流换热系数定义如下:

$$h_x = \frac{q_0}{T_w(x) - T_f(x)}, \quad (9)$$

式中, q_0 为铜板表面的热流密度; $T_w(x)$ 为 x 处的铜板下表面的温度; $T_f(x)$ 为 x 截面处的流体的平均温度.

图4反映了水流过多孔介质中的局部对流换热系数的沿程分布. 从中可以看出: 在长度方向上, 局部对流换热系数逐渐减小, 最后趋于定值. 入口处的局部对流换热系数比较大, 且颗粒直径越小, 入口效应越明显. 但是在多孔介质的出口端部, 局部表面换热系数有所增大. 其原因主要是受到了端部效应的影响. 由于加热铜板的导热作用, 在多孔介质出口端部存在加热能量沿壁面轴向流失, 使端部附近的热流密度也有所下降, 而在计算 h_x 时, 高估了端部的热流密度值, 从而使计算的 h_x 在出口端部偏高. 随着流速的增大, 局部对流换热系数也逐渐增大. 由图4(a)可见, 颗粒直径 $d_p = 14$ mm 时, 入口速度为 0.02 m/s , 0.03 m/s , 0.04 m/s 时, 流动都已变成了紊流, 对流换热系数大于颗粒直径 $d_p = 9.4 \text{ mm}$ (见图4(b)), $d_p = 7 \text{ mm}$ (见图4(c)) 时相同条件下的 h_x . 这主要是因为, 紊流时会产生很多小漩涡, 还会有相邻流层之间的混合. 所以, 紊流的 h_x 比层流有所提高; 颗粒直径越大, 由层流转变成紊流所需要的速度越小, 临界雷诺数也越小. 由图4可知, $d_p = 14 \text{ mm}$ 时, 入口速度 $u = 0.02 \text{ m/s}$ 时, 流动就已明显变成了紊流, $d_p = 9.4 \text{ mm}$ 时, 入口速度增加到 0.04 m/s 时, 流动才变成紊流, 而 $d_p = 7 \text{ mm}$ 时, 四种流速下, 流动都是层流状态.

本文对幂律流体在多孔介质中的对流换热做了数值模拟. 用文献[11]中提供的相对分子质量为 1700 万 g/mol , 水解度为 26% 的聚丙烯酰胺水溶液做工质. 工质流变参数如表3所示.

表3 聚丙烯酰胺溶液的流变性参数 [11]

| 质量浓度/(mg/L) | 稠度系数 $K/(\text{mPa}\cdot\text{s}^n)$ | 幂律指数 n |
|-------------|--------------------------------------|----------|
| 500 | 9.598 | 0.7655 |
| 1000 | 35.083 | 0.6984 |
| 1500 | 103.395 | 0.6074 |

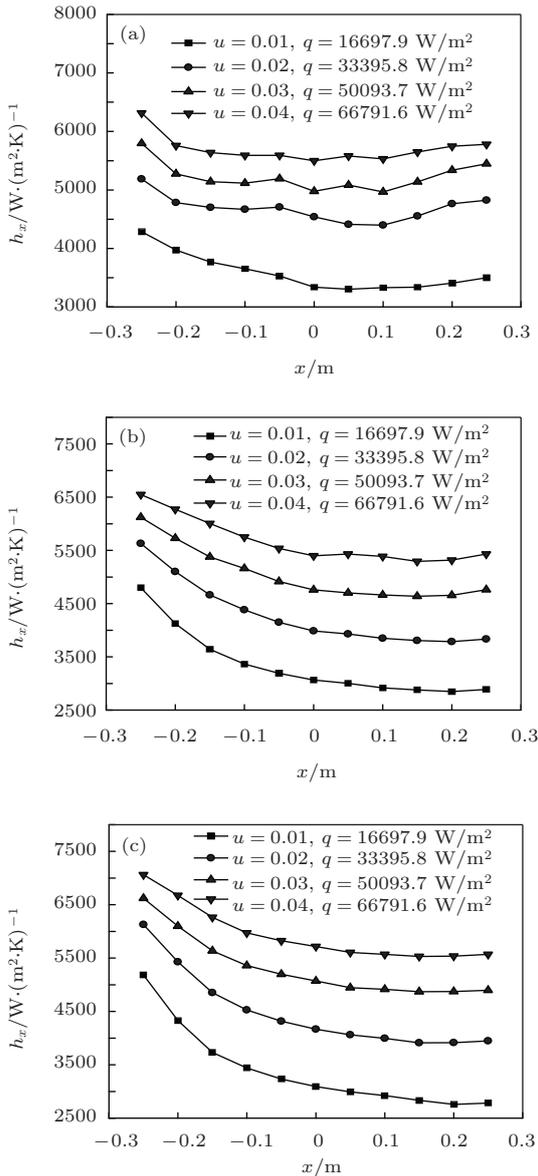


图4 水在多孔介质中的局部对流换热系数 (a) $d_p = 14$ mm; (b) $d_p = 9.4$ mm; (c) $d_p = 7$ mm

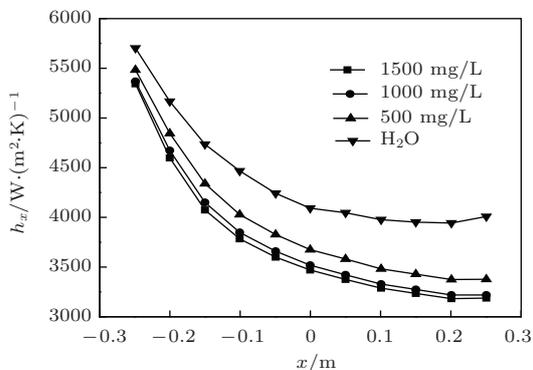


图5 聚丙烯酰胺溶液在多孔介质中的局部对流换热系数 ($d_p = 9.4$ mm, $u = 0.02$ m/s, $q_0 = 33395.8$ W/m²)

图5为聚丙烯酰胺水溶液流过多孔介质中的局部对流换热系数沿程分布,可以看出,在相同的条件下,聚丙烯酰胺溶液在多孔介质中的对流换热要比水的换热差,而且聚丙烯酰胺水溶液的质量浓度越高,其局部对流换热系数越小.随着质量浓度的增大,局部对流换热系数下降的幅度减小.这主要是因为聚丙烯酰胺溶液黏性耗散的影响.由于黏性耗散所产生的热量使周围流体的温度升高,减弱了对流换热.黏性耗散在对流换热中所起的作用就像内部热源.聚丙烯酰胺溶液的质量浓度越高,溶液的表现黏度越大,黏性耗散越强,局部对流换热系数越小.

4 结 论

1) 通过对温度场的分析可知,热渗透的厚度和温度边界层的厚度在流动方向上逐渐增大,并且随流量的增加而减小.

2) 金属颗粒直径对多孔介质的对流换热影响不大,当骨架的导热系数比较高时,对流换热随颗粒直径的减小而略有增大.

3) 金属颗粒直径越大,多孔介质中流体由层流转变成紊流所需要的速度越小,所需要的临界雷诺数也越小.

4) 对流换热系数随聚丙烯酰胺水溶液浓度的增大而减小,由于黏性耗散所产生的热量使周围流体的温度升高,黏性耗散减弱了聚丙烯酰胺水溶液流过多孔介质中的对流换热.

参考文献

- [1] Zheng K C, Wen Z, Wang Z S, Lou G F, Liu X L, Wu W P 2012 *Acta Phys. Sin.* **61** 014401 (in Chinese) [郑坤灿, 温治, 王占胜, 娄国锋, 刘训良, 武文裴 2012 物理学报 **61** 014401]
- [2] Basu R, Layek G C 2013 *Chin. Phys. B* **22** 054702
- [3] Nijemeisland M, Dixon A G 2004 *AIChE Journal* **50** 906
- [4] Freund H, Zeiser T, Huber F, Klemm E, Brenner G, Durst F, Emig G 2003 *Chemical Engineering Science* **58** 903
- [5] Yang J, Zeng M, Yan X, Wang Q W 2010 *Nuclear Power Engineering* **31** 103 (in Chinese) [杨剑, 曾敏, 闫晓, 王秋旺 2010 核动力工程 **31** 103]
- [6] Bu S S, Yang J, Li S Y, Wang Q W 2013 *Journal of Engineering Thermophysics* **34** 534 (in Chinese) [步姗姗, 杨剑, 李师阳, 王秋旺 2013 工程热物理学报 **34** 534]

- [7] Wang Y W, Lu T, Jang P X, Cheng P F, Wang K S 2012 *Appl. Math. Mech.-Engl. Ed.* **33** 911
- [8] Lu T, Jang P X, Guo Z J, Zhang Y W, Li H 2010 *International Journal of Heat and Mass Transfer* **53** 4458
- [9] Lu T, Shen S Q 2007 *Applied Thermal Engineering* **27** 1248
- [10] Wang Y W, Lu T, Wang K 2012 *Annals of Nuclear Energy* **49** 122
- [11] Ye X 2008 *Master Dissertation* (dongying: China University Of Petroleum) (in Chinese) [叶熙 2008 硕士学位论文 (东营: 中国石油大学)]

Numerical study of convection heat transfer in ordered three-dimensional porous media*

Wang Ping[†] Yin Yu-Zhen Shen Sheng-Qiang

(School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

(Received 23 April 2014; revised manuscript received 20 May 2014)

Abstract

Saturated fluid convective heat transfer in ordered three-dimensional porous media has been investigated numerically using a CFD software. Spherical particles with diameters d_p equal to respectively 14, 9.4, 7 mm have orderly arrangements constituting the porous media skeleton. There is a copper plate of constant heat flux density above the porous skeleton. The distribution of temperature and local convective heat transfer coefficient in the channel, as well as factors affecting the convective heat transfer are investigated by the method of fluid-solid coupling. Results show that the thickness of the thermal penetration and the thermal boundary layer increase in the flow direction, and decrease with the flow rate. When the thermal conductivity of the skeleton is relatively high, the convective heat transfer increases slightly with decreasing particle diameter. The convective heat transfer coefficient decreases with the increase in mass concentration of polyacrylamide solution, because the viscous dissipation weakens convection heat transfer.

Keywords: porous media, temperature field, local convective heat transfer coefficient, numerical simulation

PACS: 44.30.+v, 44.27.+g

DOI: 10.7498/aps.63.214401

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No.51276029).

† Corresponding author. E-mail: wp2006@dlut.edu.cn