

DOI: 10.7652/xjtuxb201911012

梯度渗透率金属泡沫管内的流动与传热特性分析

王会^{1,2}, 郭烈锦², 刁永发¹

(1. 东华大学环境科学与工程学院, 201620, 上海;
2. 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对传统采用完全填充的金属泡沫强化管容易引起系统压降大幅增加的问题,对梯度填充这一新型填充方式开展了数值模拟,所研究的换热管径向上填充有两层不同渗透率的金属泡沫。研究获得了梯度渗透率金属泡沫管内的流动与传热特性规律。研究结果显示:梯度填充管的传热和阻力性能与渗透率梯度直接相关;相比于单一渗透率填充管,当渗透率梯度大于 10 时,梯度填充管的综合换热性能可以提高 2 倍;当渗透率梯度小于 0.1 时,综合换热性能降低 27%。为了达到更好的换热效果,管壁附近金属泡沫的渗透率至少需要是管中心区域的 10 倍。研究结果可为新型高效、低阻、紧凑式换热器的设计研发提供理论指导。

关键词: 梯度渗透率;金属泡沫;综合换热性能

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)11-0085-06

Analysis of Flow and Heat Transfer Characteristics in Metal Foam Filled Tube with Gradient Permeability

WANG Hui^{1,2}, GUO Liejin², DIAO Yongfa¹

(1. School of Environmental Science and Engineering, Donghua University, Shanghai 201620, China;
2. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To solve the problem that the pressure drop of the system is greatly increased by the traditional fully filled metal foam enhanced tube, a new gradient filling method is simulated. The heat exchanger pipe is filled with two layers of metal foam with different permeabilities in the radial direction. Numerical simulation is conducted to study the flow and heat transfer characteristics of the metal foam filled tubes with gradient permeability. The results show that the heat transfer and flow performances are directly related to the permeability gradient. When the dimensionless permeability gradient is greater than 10, the comprehensive heat transfer performance of the metal foam filled tube with gradient permeability can be improved by 2 times compared with that of the pipe with uniform permeability. However, when the dimensionless permeability gradient is less than 0.1, the comprehensive heat transfer performance is decreased by 27%. In order to achieve better heat transfer performance, the permeability of the metal foam near the tube wall needs to be at least 10 times that in the central area of the tube. This study may provide theoretical guidance for design and development of new type of high efficiency, low resistance and compact heat exchangers.

Keywords: gradient permeability; metal foam; comprehensive heat transfer performance

随着经济和社会的发展,人类对能源的需求日益增加,目前人类面对着空前的能源危机。在工业生产中,换热设备向着更加高效、更加紧凑的方向发展。金属泡沫具有比重轻、比表面积大、导热系数高、强度高等优点,是近些年发展起来的新型多孔材料,其内含有贯通的导热网络,是优秀的强化传热介质^[1]。

在工业应用中,通常采用单一渗透率完全填充的方式,将金属泡沫填满换热管的内部空间,以提高换热效率。Calmidi 对平板通道完全填充铝泡沫后的传热和流动参数进行了测量,整理得到了预测金属泡沫有效导热系数的经验关联式^[2]。国内方面卢天健和赵长颖是最早开始研究金属泡沫内流动传热特性的学者,提出了金属泡沫立方体孔胞简化模型,并开展了大量的实验和数值模拟研究^[3-4]。徐会金等对金属泡沫导热、对流以及辐射传热的最近研究进展进行了详细的综述^[5]。本文作者对管内完全填充不锈钢金属泡沫的换热管在对流换热边界条件下的传热特性进行了实验研究,研究表明金属泡沫管的换热性能受边界条件的影响较大,金属泡沫可以有效提升换热管的换热性能,但也极大地增大了流动压降^[6-7]。

为了减小金属泡沫管的压降,学者们提出了部分填充的概念。部分填充又分为两种填充方式,一种是只在管中心区域填充金属泡沫,而在靠近壁面处不进行填充。Mohamad 采用平衡模型对这种部分填充泡沫管内的传热和流动特性进行了数值模拟,研究结果指出部分填充管的压降明显低于完全填充管^[8]。Mahmoudi 等采用同样的填充方式,对部分填充换热管的性能进行了研究^[9-13]。另一种部分填充的方式是只在管壁处进行填充,而管中心处不进行填充。Bhargavi 等在相关的研究中均采用了第 2 种部分填充的方式^[14-21]。徐治国等提出了梯度填充金属泡沫的概念,即在管内径方向上填充两种不同渗透率的金属泡沫,其通过实验研究指出相比于单一渗透率填充的金属泡沫,梯度金属泡沫可以显著增强池沸腾传热^[22-23]。

梯度填充可以兼顾换热的增强和压降的增加,是一种新型有效的金属泡沫填充方式。但是,目前梯度填充管的金属泡沫的渗透率分配情况对换热和阻力特性的影响规律还不清晰。本文通过数值模拟,探讨了管壁附近金属泡沫和管中心金属泡沫渗透率的高低分配,及其对换热管换热性能和管内阻力性能的影响规律,指出了合理的渗透率分配方式。

1 物理模型

本文所描述的物理模型如图 1 所示,半径 R_0 为 0.005 m、长 L 为 0.4 m 的水平圆管内填充有两层不同渗透率的不锈钢泡沫,靠近管中心区域的泡沫层记为泡沫 1,靠近管壁处的泡沫层记为泡沫 2,两层泡沫的孔隙率均为 0.98,但是具有不同的渗透率。 R_i 为靠近管中心的不锈钢泡沫层半径。在本文的研究中,两层泡沫层的厚度设置成各占圆管半径的一半,即 $R_i/R_0=0.5$ 。平均速度为 u_{in} 、温度为 T_{in} 的空气从金属泡沫管左侧流入,被高温壁面加热后再从金属泡沫管的右侧流出。管壁温度记为 T_w ,且 $T_w>T_{in}$ 。

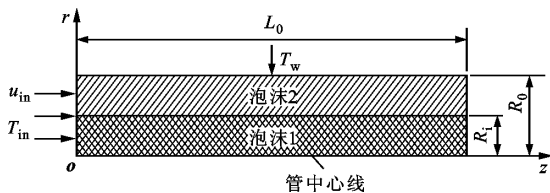


图 1 物理模型示意图

2 数学模型

本文研究中采用的假设如下:

- (1) 流体不可压缩;
- (2) 忽略自然对流和辐射换热的影响;
- (3) 各物性参数为常数;
- (4) 金属泡沫为均匀介质且各向同性。

基于以上的假设条件,可以得出描述该模型流动和传热过程的无量纲控制方程。连续性方程为

$$\frac{\partial U}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial(RV)}{\partial R} = 0 \quad (1)$$

z 方向动量方程为

$$\frac{\partial UU}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial(RUV)}{\partial R} = \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\partial U}{\partial Z} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) \right] - \frac{\partial P}{\partial Z} - \frac{U}{Da_i Re} \quad (2)$$

r 方向动量方程为

$$\frac{\partial UV}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial(RVV)}{\partial R} = \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\partial V}{\partial Z} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial V}{\partial R} \right) - \frac{V}{R^2} \right] - \frac{\partial P}{\partial R} - \frac{V}{Da_i Re} \quad (3)$$

式中: Da 为达西数,代表金属泡沫的渗透率;下标 $i=1,2$ 分别表示泡沫 1、泡沫 2。

能量方程为

$$\frac{\partial U\theta}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial(RV\theta)}{\partial R} =$$

$$\frac{1}{RePr} \left[\frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Z} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) \right] \quad (4)$$

上述控制方程中的无量纲参数定义如下(在计算区域内任取一点): $(Z, R) = \frac{(z, r)}{R_0}$, Z 和 R 分别表示该点的轴向坐标和径向坐标; $(U, V) = \frac{(u, v)}{u_{in}}$, U 和 V 分别表示该点的轴向速度和纵向速度; $P = \frac{p}{\rho u_{in}^2}$, P 表示该点的压力; $Re = \frac{\rho u_{in} D_0}{\mu_l}$, Re 表示入口雷诺数, D_0 为圆管的直径; $n = \frac{Da_2}{Da_1}$, n 表征渗透率梯度。

模型的边界条件设置如下

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial U}{\partial R} = 0 \\ V = 0, R = 0; \\ \frac{\partial \theta}{\partial R} = 0 \end{array} \right\}; \left\{ \begin{array}{l} U = 0 \\ V = 0, R = 1 \\ \theta = 0 \end{array} \right\} \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} U = 1 \\ V = 0, Z = 0; \\ \theta = 1 \end{array} \right\}; \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial U}{\partial Z} = 0 \\ \frac{\partial V}{\partial Z} = 0, Z = L/R_0 \\ \frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0 \end{array} \right\}$$

经网格无关解验证后,本文计算用的网格节点数取 $r \times z = 60 \times 600$ 。压力速度耦合采用 SIMPLE 算法,压力插补格式选择 Standard 格式,其他项采用二阶迎风格式进行离散。数值计算中,当残差小于 1×10^{-8} 时,认为计算收敛。

3 计算结果与分析

3.1 计算方法有效性验证

为验证计算方法的有效性,本文首先对光管层流条件下的流动与换热情况进行了数值模拟。光管的管壁努塞尔数的模拟结果为 3.66,与精确解相吻合。将光管内充分发展的轴向速度分布与文献给出的泊肃叶流动的解析解进行对比^[24],结果如图 2 所示。由图可知,本文速度场的模拟结果与解析解吻合得很好。

3.2 渗透率梯度对管内速度分布的影响

图 3 为 $Re=100$ 时 $Z=70$ 处不同梯度渗透率的金属泡沫管内的速度分布。需要指出的是,光管内速度充分发展的长度约为 $x=0.04D_0Re=0.04$ m,即在 $Z=8$ 处,光管内的速度就可以得到充分发展,而填充金属泡沫后管内的速度发展长度相比光管可以减小 50% 及以上^[10],所以在 $Z=70$ 处,管内

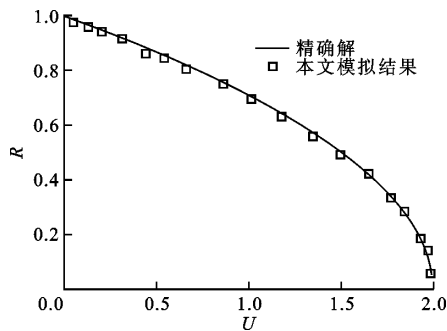


图 2 数值计算方法有效性验证

的速度必然得到充分的发展。

图 3 中的 3 条线代表 3 种渗透率的组合:曲线 1 代表泡沫 1 具有相对较高的渗透率,泡沫 2 具有相对较低的渗透率, $n=0.1$;曲线 2 代表泡沫 1 具有相对较低的渗透率,泡沫 2 具有相对较高的渗透率, $n=10$;曲线 3 代表泡沫 1 和泡沫 2 具有相同的渗透率, $n=1$ 。

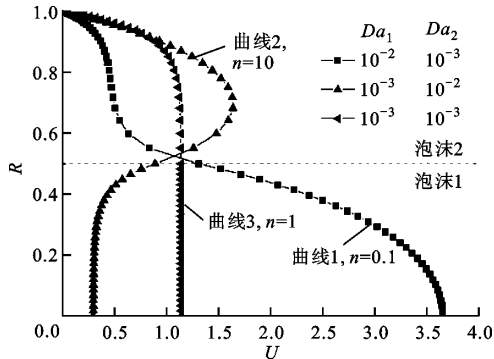


图 3 不同梯度渗透率的金属泡沫管内的速度分布

由图 3 可见,3 种情况下管内的速度分布截然不同,这说明金属泡沫管内的速度分布受渗透率梯度的影响较为明显。对于同一个金属泡沫管而言,达西数为 10^{-2} 的金属泡沫区的速度高于达西数为 10^{-3} 的金属泡沫区的速度。这是由于渗透率高时,流体的黏性阻力低,从而速度较大。当填充相同渗透率的金属泡沫时,管内的速度在整个截面上较为均匀。

曲线 1 中泡沫 1 区的速度呈现抛物线的形状,从两层金属泡沫交界面到管中心,速度不断增大,最大速度出现在管中心轴线上;曲线 2 在泡沫 2 区速度呈现出非对称的抛物线变化,在泡沫 1 区速度分布较均匀,最大速度出现在 $R=0.7$ 处;曲线 3 只在壁面附近出现一个速度发展的过程,在 $R=0 \sim 0.8$ 的范围内,速度分布均匀。

3.3 渗透率梯度对管内换热和压降的影响

渗透率梯度除了影响金属泡沫管内的速度分布

以外,还会对金属泡沫管内的换热和压降情况产生影响。将泡沫 1 的渗透率固定为 $Da_1 = 10^{-2}$, 泡沫 2 的渗透率 Da_2 从 10^{-6} 到 10 变化, 即研究 n 取值处于 10^{-4} 到 100 时, 其对管壁 Nu 和管内压降 ΔP 的影响规律, 以期获得最佳的渗透率梯度。

图 4 为壁面 Nu 随渗透率梯度的变化规律。由图可见, 当 $n < 1$ 时, 壁面 Nu 随着渗透率梯度的增加而迅速增加。这是由于当泡沫 2 区域的渗透率远远小于泡沫 1 区域的渗透率时, 流体主要在泡沫 1 区域流动, 而靠近壁面处流体速度很低。随着泡沫 2 的渗透率增大, 壁面处的速度逐渐增加, 使得壁面边界层减薄, 从而增强了换热管的换热效率。但是, 当 $n > 10$ 之后, 继续提升泡沫 2 区域的渗透率, 换热管的换热效率几乎不发生改变。这是由于随着泡沫 2 渗透率的不断增大, 壁面处金属泡沫的填充量逐渐减少, 与速度增大带来的换热效果的增加互相抵消导致的。

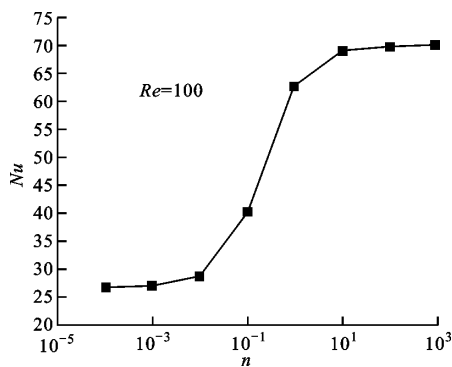


图 4 渗透率梯度对 Nu 的影响

图 5 为管内压降随渗透率梯度的变化规律。由图可见, 当 $n < 1$ 时, 管内压降随着 Da_2 的增加迅速降低。这是由于此时管内的压降主要取决于泡沫 2 内的流动阻力。随着泡沫 2 的渗透率增加, 流体流过泡沫 2 的黏性阻力降低, 从而管内的压降得到明显降低。

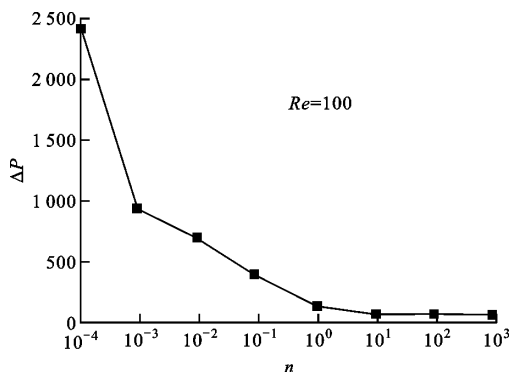


图 5 渗透率梯度对压降的影响

在 $n > 10$ 以后, 继续增大泡沫 2 的渗透率, 对总的压降影响比较小。这是由于当泡沫 2 的渗透率高于泡沫 1 的渗透率以后, 管内的压降主要由泡沫 1 内的流动阻力决定。

3.4 渗透率梯度对综合传热性能的影响

管内填充金属泡沫可使得壁面换热效果得到强化, 但同时也增大了管内的压降。本文定义一个无量纲数 A_{PEC} 作为换热性能的综合评价指标

$$A_{PEC} = \frac{Nu/Nu_s}{(\Delta P/\Delta P_s)^{1/3}} \quad (6)$$

式中: Nu 和 Nu_s 分别表示金属泡沫填充管和光管的管壁 Nu ; ΔP 和 ΔP_s 分别表示金属泡沫填充管和光管的无量纲压降; 综合评价因子 A_{PEC} 表示换热器的综合换热效果, 其值大于 1 表示在相同泵功下强化表面相对于基准表面能传递更多的热量, 其值越高, 代表换热器的综合换热效果越好。

图 6 为综合评价因子随渗透率梯度的变化规律, 其变化趋势与壁面 Nu 的变化趋势类似。当 $n < 10$ 时, 换热器的综合评价因子随着渗透率梯度的增大而增大; 当 $n > 10$ 时, 综合评价因子的变化不明显, 也就是说壁面处金属泡沫的渗透率至少要大于管中心处金属泡沫渗透率的 10 倍以上, 才能达到理想的综合换热性能。

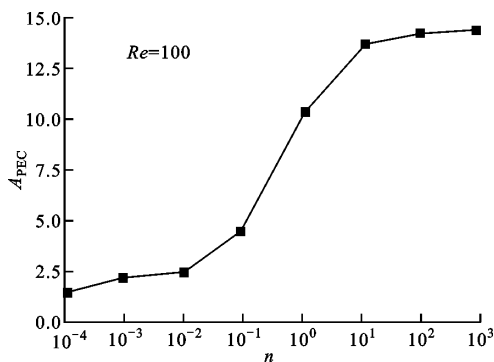


图 6 渗透率梯度对综合评价因子的影响

为了进一步验证这一结论, 分别计算出前文提到的 3 种梯度渗透率的金属泡沫管换热和流动参数, 并加以比较, 计算结果见表 1。由表 1 可知: 算例 2 的壁面 Nu 最高, 管内压降最低, 综合换热因子最高; 算例 3 的两部分金属泡沫的渗透率相同, 实际上代表的是完全填充的情况。通过比较可知, 合理配置两层金属泡沫的渗透率可以得到比完全填充更好的效果。但是, 如果管中心的金属泡沫渗透率高而靠近壁面处的渗透率低, 会带来相反的效果。在本文工况下, 当 $n = 10$ 时, 梯度填充管的综合换热性能比完全填充管的综合换热性能提高了 1 倍。

表 1 不同梯度渗透率的金属泡沫填充管性能比较

算例	n	Da_1	Da_2	Nu	ΔP	A_{PEC}
1	0.1	10^{-2}	10^{-3}	40.34	381.43	4.52
2	10	10^{-3}	10^{-2}	96.34	238.59	12.61
3	1	10^{-3}	10^{-3}	74.04	912.41	6.20

4 结 论

本文对金属泡沫强化管的填充方式进行了优化,提出了对换热管内金属泡沫进行径向分层的想法,并对填充有两层不同渗透率的金属泡沫管内的流动和传热特性进行了数值模拟,分析了渗透率梯度对管内速度分布、壁面 Nu 、管内压降以及综合评价因子的影响,主要结论如下。

- (1)为达到最佳的综合换热效果,管壁附近的金属泡沫渗透率应至少为管中心区域渗透率的 10 倍以上。
- (2)在本文的研究工况下,通过合理配置渗透率,梯度渗透率管的综合换热性能可达完全填充管的 2 倍。
- (3)管内压降首先随着渗透率梯度的增大而迅速减小,但当 $n>10$ 时,继续增大渗透率梯度,管内压降几乎不产生变化。
- (4)管壁 Nu 首先随着渗透率梯度的增大而迅速增大,但当 $n>10$ 时,继续增大渗透率梯度,管壁 Nu 几乎不产生变化;综合评价因子随渗透率梯度的变化趋势与壁面 Nu 的变化趋势相同。

参考文献:

[1] ZHENG X, LEE H, WEISGRABER T H, et al. Ultralight, ultrastiff mechanical metamaterials [J]. Science, 2014, 344(6190): 1373-1377.

[2] CALMIDI V, MAHAJAN R. The effective thermal conductivity of high porosity fibrous metal foams [J]. Journal of Heat Transfer, 1999, 121(2): 466-471.

[3] LU T J. Heat transfer efficiency of metal honeycombs [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(11): 2031-2040.

[4] ZHAO C Y. Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55 (13/14): 3618-3632.

[5] XU H J, XING Z B, WANG F Q, et al. Review on heat conduction, heat convection, thermal radiation and phase change heat transfer of nanofluids in porous

media: fundamentals and applications [J]. Chemical Engineering Science, 2019, 195: 462-483.

[6] WANG H, GUO L J. Experimental investigation on pressure drop and heat transfer in metal foam filled tubes under convective boundary condition [J]. Chemical Engineering Science, 2016, 155: 438-448.

[7] 王会,郭烈锦,郝洁. 金属泡沫填充管换热性能的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2017, 38(1): 155-158. WANG Hui, GUO Liejin, HAO Jie. Experimental investigation on heat transfer phenomenon in metal foam filled tubes [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(1): 155-158.

[8] MOHAMAD A A. Heat transfer enhancements in heat exchangers fitted with porous media: Part I Constant wall temperature [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2003, 42(4): 385-395.

[9] MAHMOUDI Y, MAEREFAT M. Analytical investigation of heat transfer enhancement in a channel partially filled with a porous material under local thermal non-equilibrium condition [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(12): 2386-2401.

[10] MAHMOUDI Y, KARIMI N. Numerical investigation of heat transfer enhancement in a pipe partially filled with a porous material under local thermal non-equilibrium condition [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 68: 161-173.

[11] MAHMOUDI Y, KARIMI N, MAZAHERI K. Analytical investigation of heat transfer enhancement in a channel partially filled with a porous material under local thermal non-equilibrium condition: effects of different thermal boundary conditions at the porous-fluid interface [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 70: 875-891.

[12] YANG C, LIU W, NAKAYAMA A. Forced convective heat transfer enhancement in a tube with its core partially filled with a porous medium [J]. Open Transport Phenomena Journal, 2009, 1: 1-6.

[13] BHARGAVI D, SATYAMURTY V. Optimum porous insert configurations for enhanced heat transfer in channels [J]. Journal of Porous Media, 2011, 14(3): 187-203.

[14] SATYAMURTY V V, BHARGAVI D. Forced convection in thermally developing region of a channel partially filled with a porous material and optimal porous fraction [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(2): 319-332.

[15] BHARGAVI D, SATYAMURTY V, SEKHAR G R. Effect of porous fraction and interfacial stress jump on

- skin friction and heat transfer in flow through a channel partially filled with porous material [J]. *Journal of Porous Media*, 2009, 12(11): 1065-1082.
- [16] QU Z, XU H, TAO W. Numerical simulation of non-equilibrium conjugate heat transfer in tubes partially filled with metallic foams [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2012, 7(1): 151-165.
- [17] XU H, LU T, HE Y, et al. Thermal modeling of forced convection in a parallel-plate channel partially filled with metallic foams [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2011, 133(9): 092603.
- [18] XU H, QU Z, TAO W. Analytical solution of forced convective heat transfer in tubes partially filled with metallic foam using the two-equation model [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(17): 3846-3855.
- [19] SHOKOUHMAND H, SAYEHVAND H. Study of forced convection in a pipe partially filled with a porous medium [J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2010, 17(3): 205-221.
- [20] ALKAM M, AL-NIMR M, HAMDAN M. On forced convection in channels partially filled with porous substrates [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2002, 38(4/5): 337-342.
- [21] 王会. 管内填充金属泡沫的流动与传热特性研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2017: 90-108.
- [22] XU Z G, ZHAO C Y. Experimental study on pool boiling heat transfer in gradient metal foams [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 85: 824-829.
- [23] XU Z G, ZHAO C Y. Enhanced boiling heat transfer by gradient porous metals in saturated pure water and surfactant solutions [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 100: 68-77.
- [24] WHITE F M, CORFIELD I. *Viscous fluid flow* [M]. New York, USA: McGraw-Hill, 2006: 1-30.
- (编辑 荆树蓉)
-
- (上接第 84 页)
- [6] LANDEN O L, BENEDETTI R, BLEUEL D, et al. Progress in the indirect-drive National Ignition Campaign [J]. *Plasma Physics & Controlled Fusion*, 2012, 54(12): 124026.
- [7] MORTENSEN N A, BRUUS H. Universal dynamics in the onset of a Hagen-Poiseuille flow [J]. *Physical Review E: Statistical Nonlinear & Soft Matter Physics*, 2006, 74(1/2): 017301.
- [8] PRUD'HOMME R K, CHAPMAN T W, BOWEN J R. Laminar compressible flow in a tube [J]. *Applied Scientific Research*, 1986, 43(1): 67-74.
- [9] TISON S A. Experimental data and theoretical modeling of gas flows through metal capillary leaks [J]. *Vacuum*, 1993, 44(s 11/12): 1171-1175.
- [10] BHANDARKAR S, PARHAM T, FAIR J. Modeling and experiments of compressible gas flow through microcapillary fill tubes on NIF targets [J]. *Fusion Science & Technology*, 2011, 59(1): 51-57.
- [11] FAN P. A stratified flow model for calculating the conductance of long tubes with constant cross section [J]. *Vacuum*, 2001, 60(3): 347-354.
- [12] 刘之定, 刘晓东. 低温储罐自增压过程仿真研究 [J]. *节能技术*, 2010, 28(6): 508-511.
- LIU Zhiding, LIU Xiangdong. Simulation research on self-pressurization process of cryogenic tank [J]. *Energy Conservation Technology*, 2010, 28(6): 508-511.
- [13] 王长明. 理想气体状态方程的统计证明 [J]. *兰州文理学院学报(自然科学版)*, 2005, 19(3): 35-36.
- WANG Changming. A statistical proof on the state equation of ideal gas [J]. *Journal of Lanzhou University of Arts and Science (Natural Science Edition)*, 2005, 19(3): 35-36.
- [14] SAHRAOUI M, KAVIANY M. Slip and no-slip velocity boundary conditions at interface of porous, plain media [J]. *Int J Heat & Mass Transfer*, 1992, 35(4): 927-943.
- [15] YU S, AMEEL T A. Slip-flow heat transfer in rectangular microchannels [J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2001, 44(22): 4225-4234.
- [16] WLEKLINSKI J J. A calculation of gaseous slip velocity and microscale flow fields from a molecular-continuum matching analysis [J]. *Physica: A*, 2001, 291(1/2/3/4): 197-210.
- [17] 籍延坤. 气体动理论的基本统计规律的建立 [J]. *大连交通大学学报*, 2005, 26(3): 4-7.
- JI Yankun. Establishment of kinetic theory of gases on basic statistical law [J]. *Journal of Dalian Railway Institute*, 2005, 26(3): 4-7.
- (编辑 荆树蓉 亢列梅)