

微通道内 Cu-H₂O 纳米流体强制对流特性的数值模拟研究

葛紫超

(南京理工大学能源与动力工程学院,江苏南京 210094)

摘要:采用格子玻尔兹曼方法(Lattice Boltzmann Method,LBM)研究了Cu-H₂O纳米流体在二维微通道内强制对流流动与传热特征,分析了微通道内Cu纳米颗粒的体积分数 φ 、雷诺数 Re 、相对粗糙度 ε 等因素对流体流动与传热的影响。结果表明:在光滑壁面条件下,随着入口处 Re 数的增加,壁面处 Nu_{ave} 会随着变大,同时随着纳米流体体积分数 φ 的增加,壁面处 Nu_{ave} 也会增加;与光滑壁面相比,在粗糙壁面条件下,随着入口处 Re 数和纳米流体体积分数 φ 的增加,壁面处 Nu_{ave} 也随之增大,但 Nu_{ave} 数的增大程度要比光滑壁面条件下小,且随着壁面相对粗糙度 ε 的增大,壁面处 Nu_{ave} 随之减小。

关键词:纳米流体;相对粗糙度;微通道;格子玻尔兹曼方法

中图分类号:TK124 文献标识码:A

Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer Characteristics of Cu-H₂O Nanofluids in Microchannel

GE Zichao

(School of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: The forced convection and the heat transfer feature of Cu-H₂O nanofluids in two dimensional channel is studied by Lattice Boltzmann method (LBM), and the effects of volume fraction (φ), relative roughness (ε), Reynolds number (Re) of the Cu nanoparticle in microchannel on the fluid flow and heat transfer are analyzed. Results show that when the wall surface is smooth, with the increase of Re at the entrance, the Nu_{ave} at the wall increases, and that with the increase of volume fraction φ , the Nu_{ave} also increases; when the wall surface is tough, with the increase of Re at the entrance and volume fraction φ , the Nu_{ave} at the wall increases, but the increment is less than that when the wall surface is smooth. Besides, with the increase of relative roughness ε , the Nu_{ave} decreases.

Keywords: nanofluids; relative roughness; microchannel; Lattice Boltzmann method

微电子元器件的可靠性对其运行时的温度非常敏感,研究表明,电子元器件的温度每增加1℃,其性能就会下降5%左右^[1]。近年来,随着微电子行业的高速发展,超高集成度电子芯片的出现给换热器带来了更加难以解决的问题^[2-6]。事实上,目前常规的冷却方式已经不能满足超高热流密度的电子芯片的散热需求。为了解决上述问题,ChOI^[7]提出纳米流体的概念,即在液体中添加一些纳米颗粒,形成悬浮液,与传统的换热工质相比,纳米流体有着强大的换热能力等诸

多优点^[8],已成为前沿热点问题^[9-11]。

李强^[12]等通过实验研究了不同 Re 数时Cu-H₂O纳米流体管内层流的对流换热,实验结果表明,在 Re 数相同的条件下,纳米颗粒的加入明显增强了液体的传热能力。RAISI^[13]等采用LBM^[7]数值模拟研究了Cu-H₂O纳米流体在二维光滑微通道内的强制对流问题,结果发现,纳米流体在近壁面处的 Nu_{ave} 数随着纳米颗粒体积分数 φ 的增加而增大,当纳米颗粒的体积分数为3%时,与纯水工况相比,其壁面处的 Nu_{ave} 数增大

了约 30%。

微通道对流换热在太阳能集热系统、电子设备冷却等众多领域有着广泛的应用,但在实际加工中,微通道表面很难做到完全光滑,而表面粗糙度会导致微通道内层流流动与传热特性与光滑壁面产生差别。PEDRAM^[14]通过数值模拟方法得到一些粗糙微通道的阻力特性,研究表明,粗糙度对微通道内流体的流动与传热有一定的影响。梅涛^[15]等采用分子动力学方法以两个无限大平行非对称壁面组成的 Poiseuille 流动为对象,分析了壁面粗糙度的变化对微通道内流体流动的影响,研究表明,两个无限大平行板不对称会引起微通道内流场参数分布的不对称,壁面粗糙度的变化会影响近壁面附近流体的流动特性。壁面粗糙度对于微通道对流换热的具体影响目前还没有归一化的结论,不同的研究甚至会出现矛盾。JIA 等^[16]研究了粗糙度对微通道传热特性的影响,结果发现,随着微通道壁面表面粗糙度的增大,流体在近壁面处的局部 *Nu* 数会变大。KHADEM 等^[17]对具有两种不同粗糙结构的微通道中的流体流动和传热特性进行了数值模拟。结果表明,随着微通道表面粗糙度的增大,流体在近壁面处的局部 *Nu* 数会随之减小。

综上所述,Cu-H₂O 纳米流体可以强化光滑表面微通道内流体的换热过程,增大流体在近壁面处的 *Nu_{ave}*,同时,微通道表面粗糙度的变化会影响近壁面处流体的流动和换热过程,在不同的研究中,有的表现为增强换热性能,有的则表现为削弱换热性能。因此,本研究将利用 LBM 探讨 Cu-H₂O 纳米流体的体积分数 φ 、雷诺数 *Re*、相对粗糙度 ε 等因素对微通道强化传热的影响。

1 问题描述及数学方法

微通道计算域和边界条件示意图如图 1 所示,3 个部分组成的长为 *l*、宽为 *h* (*l/h* = 100) 的轴对称矩形微通道,其中,3 个部分的长度比值为 *l*₁:*l*₂:*l*₃ = 3:4:3,微通道在 *l*₂ 段壁面为恒温加热条件, *l*₁、*l*₃ 段壁面为绝热条件。为了研究表面粗糙度的影响,假设粗糙表面是由矩形块组成并且均匀地分布在受热表面上,粗糙块的高度为

h_b,宽为 *M*,粗糙块之间的间距为 *N*。

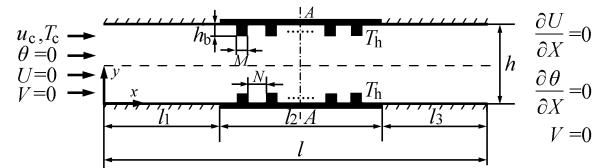


图 1 微通道计算域和边界条件的示意图

Fig. 1 Diagram of microchannel calculation domain and boundary conditions

首先,对微通道内 Cu-H₂O 纳米流体的流动与传热问题进行以下假设:

- (1) 具有稳定的层流和传热;
- (2) 忽略重力的影响;
- (3) 恒定的温度施加在微通道上下壁面处的相关位置;
- (4) 流体物性为常数。

然后在直角坐标系上引用以下无量纲量:

$$X = \frac{x}{h}, Y = \frac{y}{h}, U = \frac{u}{u_c}, V = \frac{v}{u_c}, \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, \quad (1)$$

因此,上述微通道内纳米流体强制对流问题可以由以下无量纲的连续性方程、动量方程和能量方程来描述:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (2)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} v_f Re} \frac{1}{\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right)} \quad (3)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf} v_f Re} \frac{1}{\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right)} \quad (4)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha_{nf}}{\alpha_f Re Pr} \frac{1}{\left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right)} \quad (5)$$

其中, *h* 是微通道的宽度, *P* 是流体压力, ρ 是流体密度, μ 是流体粘度, α 是热扩散率, *Re* 是雷诺数 (*Re* = *u_c* *h* / *v_f*), *Pr* 是普朗特数, *T* 是流体温度, *T_c* 是流体的入口温度, *T_h* 是壁面温度 (*T_h* > *T_c*), *u_c* 是流体入口速度, *U*、*V* 是沿 *x*、*y* 方向的速度矢量的分量,下标 *f* 代表基液,下标 *nf* 代表纳米流体。

对于所建立的微通道模型,使用以下无量纲边界条件求解

$$X = 0, 0 \leq Y/h \leq 1 \text{ 时}, U = 1, V = 0, \theta = 0;$$

$$\begin{aligned} X = l/h, 0 \leq Y/h \leq 1, \frac{\partial U}{\partial X} = 0, V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0; \\ Y = 0, Y = 1, 0 \leq X/h \leq l_1/h, l_2/h \leq X/h \leq l_3/h \text{ 时}, U = 0, V = 0, \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0; \\ Y = 0, Y = 1, l_1/h \leq X/h \leq l_2/h \text{ 时}, U = 0, V = 0, \theta = 1 \end{aligned} \quad (6)$$

为了描述流体与壁面之间对流传热的强弱,计算近壁面处沿流动方向的局部 Nu 数,其计算式为^[10]:

$$Nu = -\frac{k_{nf}}{k_f} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} \quad (7)$$

近壁面处沿流动方向的平均 Nu_{ave} 数的计算式为^[10]:

$$Nu_{ave} = \frac{1}{l_2} \int_{l_1}^{l_1+l_2} Nu(x) dx \quad (8)$$

表 1 不同网格下 Nu_{ave} 值与已有研究的比较

Table 1 Comparison of Nu_{ave} values previous study in different gridsnumber

Re	Nu_{ave} 值 ^[7]	不同网格数下的 Nu_{ave} 值			
		20×2 000	30×3 000	40×4 000	60×6 000
10	0.769	0.765	0.768	0.768	0.768
50	2.538	2.551	2.536	2.538	2.538
100	3.410	3.433	3.423	3.407	3.407

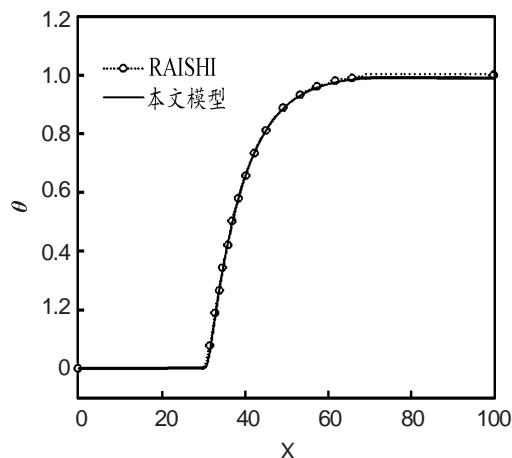


图 2 网格数为 $40 \times 4 000$ 时微通道中线上的无量纲温度 θ 分布

Fig. 2 The dimensionless temperature θ distribution on the midline of the microchannel when the number of grids is 40×4000

2 网格独立性和程序验证

用 LBM 模拟微通道内纳米流体的流动与传热特性,为了验证程序的可靠性,首先进行网格无关性的验证。当 $Re = 10, 50, 100$ 时分别对 4 种($20 \times 2 000, 30 \times 3 000, 40 \times 4 000, 60 \times 6 000$)网格下的纯水基液($P_r = 6.2, \varphi = 0$)强制对流模型进行仿真,结果见表 1。当网格数为 $40 \times 4 000$ 时,模拟结果满足网格无关性。为了进一步验证程序准确性,对 $40 \times 4 000$ 网格下微通道水平中线上的无量纲温度 θ 分布与文献[7]中的数据进行比较,结果如图 2 所示,可见,本模型的数值结果与文献中吻合较好,所有数据误差都在 1% 以内。因此,试验采用 $40 \times 4 000$ 的计算网格。

3 结果与讨论

3.1 光滑微通道流动与传热特性

3.1.1 Re 数的影响

图 3 是不同 Re 数时微通道内流体的流场图和等温线图,可以看出,不同 Re 数时流体的流线几乎没有发生变化,但是等温线却变化十分明显。当 $Re = 10$ 时,微通道内部的流体仅在加热段流动了一小段距离,其温度便达到了壁面温度,但是,随着 Re 数的增大,流体的流动速度增大,流体还未与壁面充分换热就已经流出,导致流体在微通道出口时的温度随 Re 数增大而减小。在不同 Re 数时,微通道水平中线上流体的无量纲温度 θ 分布如图 4 所示,当 $Re = 10$ 时,流体在出口处中线上的无量纲温度 θ 约为 1; $Re =$

50时 θ 约为0.61; $Re=100$ 时 θ 约为0.35,可见,随着 Re 数的增大,流体的出口温度在减小,

RAISI^[10]在类似的关于 Re 数对微通道流动的影响中也得到过同样的结论。

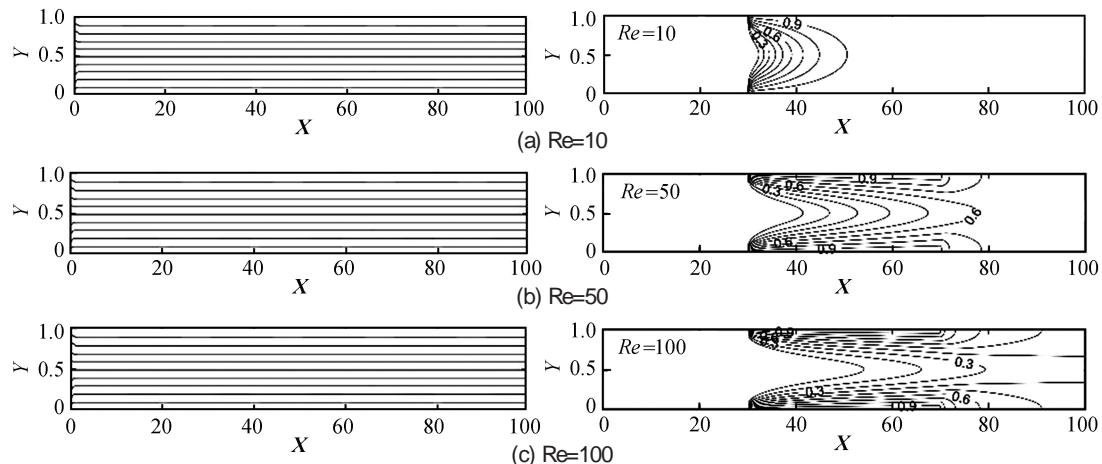


图3 微通道内流体的流场图(左)和等温线图(右)

Fig. 3 Isotherm (left) and streamlines (right)

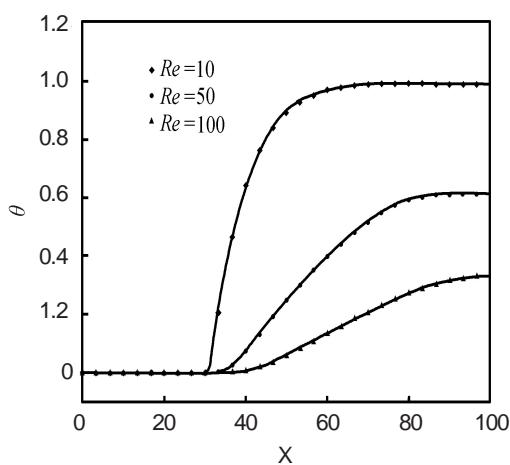


图4 不同 Re 数时微通道水平中线上流体的无量纲温度 θ 分布图

Fig. 4 Variation of centerlinedimensionless temperature θ along the channel length for fluid at various Re numbers

表2 Cu 纳米颗粒和水在 25℃ 时的物性

Table 2 Thermophysical properties of Cu(copper) as the nanoparticles and water at 25 °C

材料	$C_p/$ (J/kg · K)	$\rho/$ (kg · m ⁻³)	$K/$ (W/mK)	$\mu/$ (Pa · s)
纯水	4179	997.1	0.613	8.91×10^{-4}
Cu	383	8954	400	—

3.1.2 纳米颗粒体积分数的影响

纳米流体是在基液水中添加一些Cu纳米颗粒而形成的悬浮液。假设纳米流体中的水和Cu纳米颗粒处于热平衡状态,并把纳米颗粒近似看成球形均匀地分布在基液中,Cu和水的物性以及纳米流体热物理参数的计算式如表2和表3所示。

表3 纳米流体定热物性参数计算公式

Table 3 Calculation formula for thermodynamic properties of nanofluids

热物性参数	计算公式
密度	$\rho_{nf} = (1-\varphi)\rho_f + \varphi\rho_{np}$
热容	$(\rho_{cp})_{nf} = (1-\varphi)(\rho_{cp})_f + \varphi(\rho_{cp})_{np}$
热扩散系数 ^[18]	$\alpha_{nf} = \frac{k_{nf}}{(\rho_{cp})_{nf}}$
导热系数 ^[19]	$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p + 2k_f - 2\varphi(k_f - k_p)}{k_p + 2k_f + \varphi(k_f - k_p)}$
粘度 ^[20]	$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}}$
普朗特数 Pr	$Pr = \frac{(\mu c_p)_{nf}}{k_{nf}}$

Cu-H₂O 纳米流体的体积分数分别为 0、1%、3%、5%, Re 数分别为 10、50、100。图5是不同体积分数时 Cu-H₂O 纳米流体沿壁面处的局部 Nu 数变化情况。从图中可以看出,随着 Cu-

H_2O 纳米流体中体积分数的增加, Nu 数增大, 并

且高 Re 数的 Nu 数均大于低 Re 数时的 Nu 数。

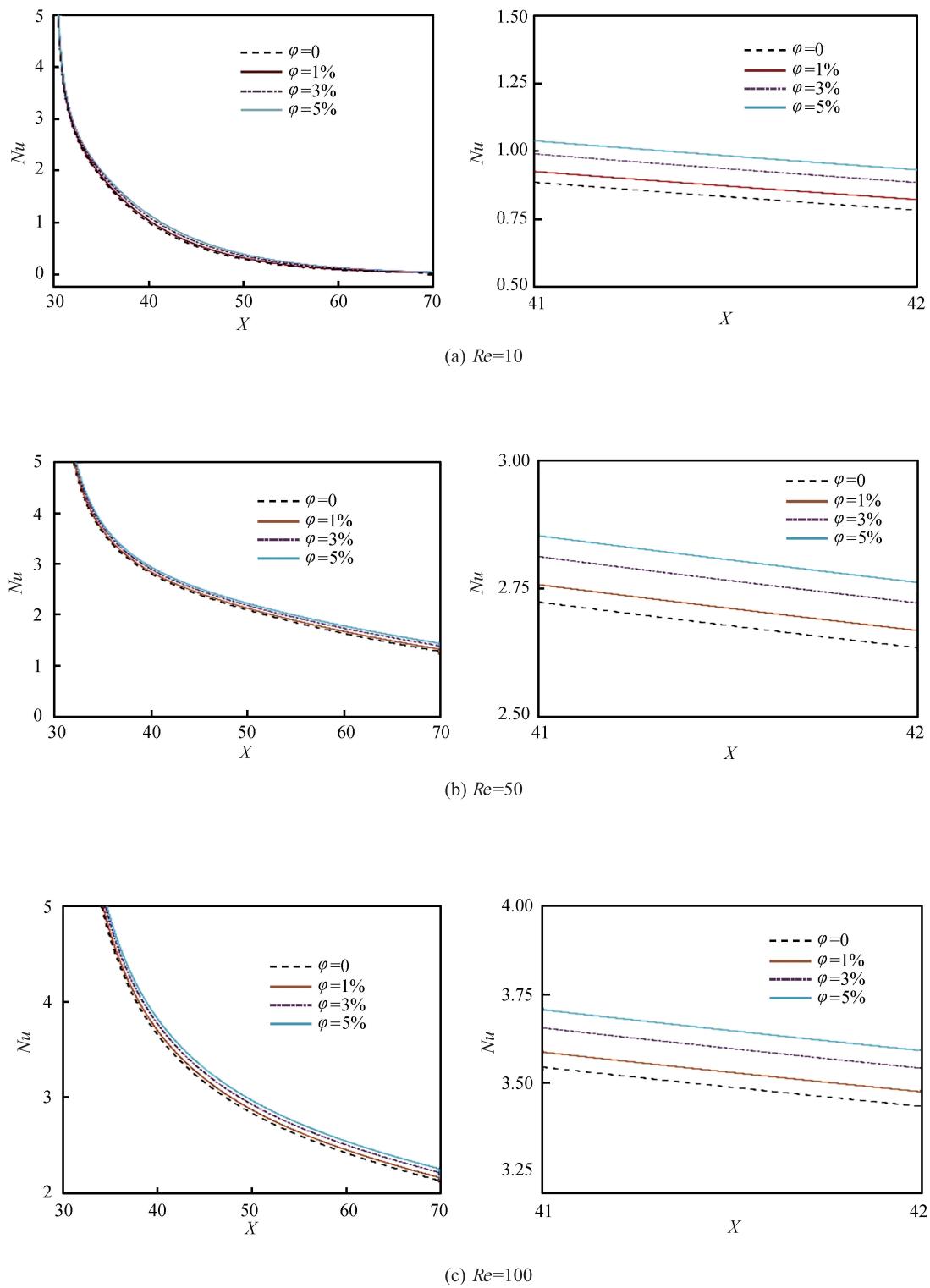


图 5 不同 φ ($\varphi=0$ 、 1% 、 3% 、 5%) 时 Nu 数变化图

Fig. 5 Variation of Nu number along the channel length at various

表 4 Cu-H₂O 纳米流体在不同
Re 数时的 *Nu_{ave}* 数

Table 4 *Nu_{ave}* number of Cu-H₂O nanofluids
at different *Re* numbers

<i>Re</i>	$\varphi=0$	$\varphi=1\%$	$\varphi=3\%$	$\varphi=5\%$
10	0.770	0.780	0.821	0.851
50	2.538	2.690	2.923	3.144
100	3.407	3.653	4.061	4.455

从表 4 中可以得出,当 *Re*=10 时,添加 1% 的纳米颗粒可以使 *Nu_{ave}* 数提高 1.3%,添加 3% 的纳米颗粒可以提高 6.6%,而添加 5% 的纳米颗粒则可以提高 10.5%。在低 *Re* 数时,体积分数对 *Nu* 数的影响相对较小。当 *Re*=50 时,添加 1% 的纳米颗粒可以使 *Nu_{ave}* 数提高 6.0%,添加 3% 的纳米颗粒可以提高 15.2%,而添加 5% 的纳米颗粒可以提高 23.9%。当 *Re*=100 时,添加 1% 的纳米颗粒可以使 *Nu* 数提高 7.2%,添加 3% 的纳米颗粒可以提高 19.2%,而添加 5% 的纳米颗粒可以提高 30.8%。这说明,在高 *Re* 数的情况下,体积分数对 *Nu* 数的影响则会变得更加明显。

上述结果表明,增加纳米颗粒的体积分数可以增大壁面处的 *Nu_{ave}* 数,这是因为添加纳米颗粒后,改变了基液流体的传热特性。因此,在基液中添加一定量的纳米颗粒,可以强化悬浮液内部的热量传递。

3.2 粗糙微通道流动与传热特性

3.2.1 相对粗糙度 ε 大小的影响

微通道表面相对粗糙度 ε 对纳米流体强化传热的影响如图 1 所示,其中, ε 的定义为上下壁面同一位置处粗糙块的高度之和与水力直径之比^[31],即: $\varepsilon = h_b/h$ 。首先考虑 *Re*=10、 $\varphi=0$ 时,不同 ε 对微通道强化传热的影响。

图 6 为不同 ε 情况下流体的等温线图,由图可知, ε 越大,微通道中的流体越快的达到壁面温度。图 7 为不同 ε 情况下流体中线处的无量纲温度分布,从图中可以看到, ε 越大,微通道内流体中线处的无量纲温度 θ 上升的越快,这是由于粗糙度越大,流体在微通道内流动时受到的扰动越大,流体与粗糙块上壁面表面进行热交换的过程越剧烈。

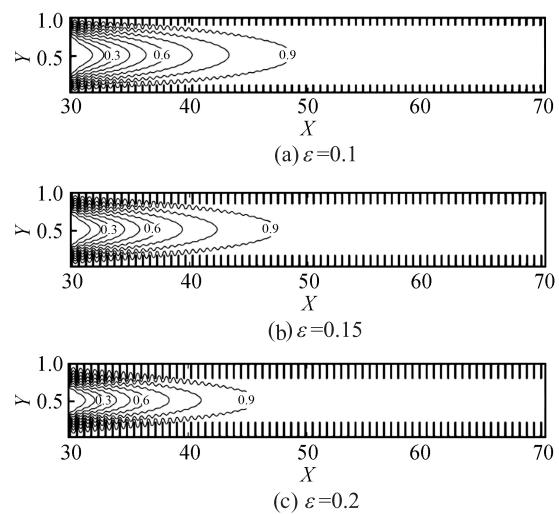


图 6 *Re*=10 时,微通道内流体的等温线图

Fig. 6 Isotherm of fluid in microchannel at *Re*=10

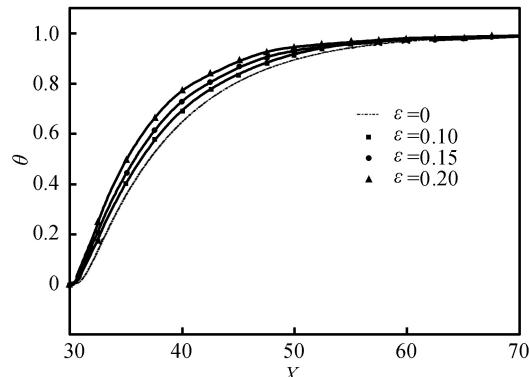


图 7 *Re*=10 时不同 ε 下流体中线处的无量纲
温度分布 θ

Fig. 7 *Re*=10, the dimensionless temperature distribution at
the midline of the fluid under different ε

表 5 为 *Re*=10 时不同 ε 对微通道平均 *Nu_{ave}* 数的影响。可以看出,随着 ε 的增大,微通道壁面处的 *Nu_{ave}* 随之减小。图 8 为壁面处局部 *Nu* 的分布情况,可以看出,粗糙块上表面处的局部 *Nu* 数大于光滑壁面处的局部 *Nu* 数,且 ε 越大,粗糙块上表面局部 *Nu* 数值越大,而在两个粗糙块之间的局部 *Nu* 数明显小于光滑壁面的局部 *Nu* 数,且 ε 越大,粗糙块之间局部 *Nu* 数越小,这与粗糙块上表面处的局部 *Nu* 数变化情况正好相反,出现这种现象的原因是由于两个粗糙块之间的流体发生滞留,且粗糙块越密集,这种现象越明显,LIU 等^[21]在关于相对粗糙度 ε 对微通道内层流传热影响的研究也观察到类似的现象。

表5 $Re=10$ 时,不同 ε 时流体在壁面处的 Nu_{ave} Table 5 When $Re=10$, Nu_{ave} with fluid at the wall at different ε

0	0.10	0.15	0.2
0.770	0.510	0.447	0.404

3.2.2 Re 数的影响

图9为相对粗糙度 $\varepsilon=0.1$ 时,不同 Re 数时流体在微通道内的等温线图。可以看出,模拟结果与光滑表面情况类似,随着 Re 数的增大,流体的流动更加剧烈。图10为无量纲温度分布,可以看出,在 Re 数相同的条件下, ε 越大,微通道中线水平方向上的无量纲温度 θ 越高。

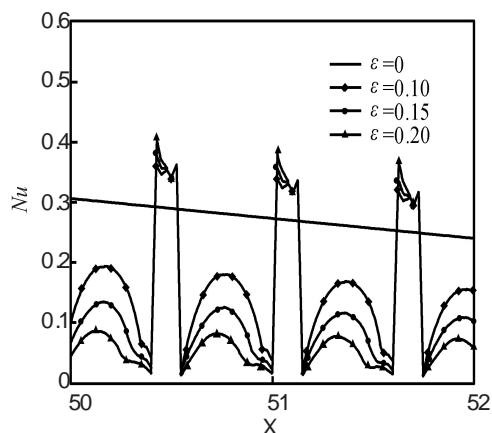
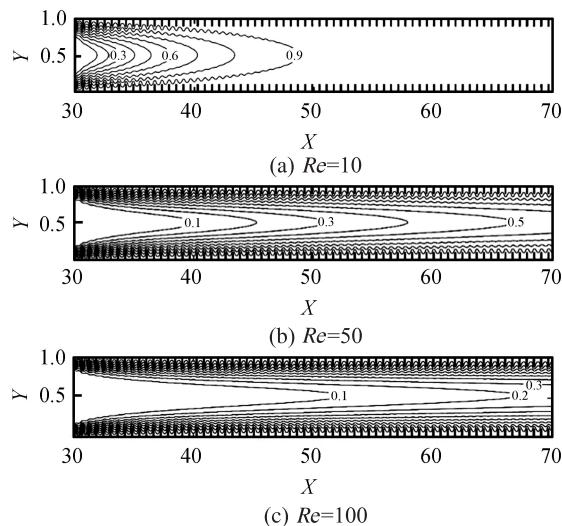
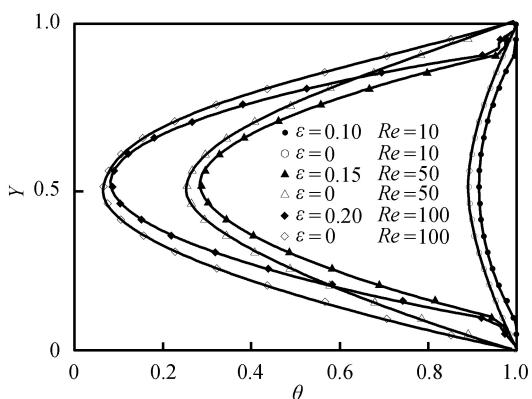
图8 $Re=10$ 时,不同相对粗糙度 ε 下沿着壁面处的局部 Nu 数变化图Fig. 8 When $Re=10$, the variation of local Nu number along the wall surface in different relative roughness ε 图9 $\varepsilon=0.1$ 时,微通道内流体的等温线图Fig. 9 Isotherm of fluid in microchannel at $\varepsilon=0.1$ 图10 不同 Re 数和 ε 下微通道水平方向中线上的无量纲温度 θ 分布Fig. 10 Variation of centerlinedimensionless temperature θ along the channel length for fluid at various Re numbers and ε

图11为不同 Re 数情况下微通道的 Nu_{ave} 数随 ε 的变化情况,从图中可知,在不同 Re 数下,随着 ε 的增大, Nu_{ave} 都是呈现不断减小的趋势。当 $\varepsilon=0$ 时,微通道的 Nu_{ave} 值最大,此时微通道的换热能力最强。当 $Re=10$ 、 $\varepsilon=0.1$ 时,微通道壁面处的 $Nu_{ave}=0.51$,比微通道壁面为光滑壁面时的减小了33.78%; $\varepsilon=0.15$ 时, Nu_{ave} 减小了41.95%;而 $\varepsilon=0.20$ 时, Nu_{ave} 减小了46.53%。当 $Re=50$ 和100时,微通道壁面处的 Nu_{ave} 值都会随着 ε 的增大而减小,并且 ε 越大, Nu_{ave} 减小程度也越大;在 $Re=100$ 、 $\varepsilon=0.20$ 时, Nu_{ave} 比微通道壁面为光滑壁面时的减小了47.29%。这些结果表明,壁面相对粗糙度 ε 的出现,会使壁面处的 Nu_{ave} 值减小, ε 越大,对微通道传热的抑制作用越强。

3.2.3 Cu-H₂O纳米流体的体积分数

不同Cu-H₂O纳米颗粒的体积分数对微通道强化传热的影响如图12所示,可以看出,在不同 ε 情况下,添加一定量的纳米流体, Nu_{ave} 都是呈现不断增大的趋势。当 $Re=10$ 、 $\varepsilon=0.1$ 时,添加1%的纳米颗粒, Nu_{ave} 提高1.16%,而添加3%的纳米颗粒时 Nu_{ave} 可提高6.02%,添加5%的纳米颗粒时 Nu_{ave} 可提高9.71%;当 $\varepsilon=0.15$ 时,添加5%的纳米颗粒时, Nu_{ave} 可提高9.46%;在 $\varepsilon=0.20$ 时,添加5%的纳米颗粒时 Nu_{ave} 可提高9.41%。

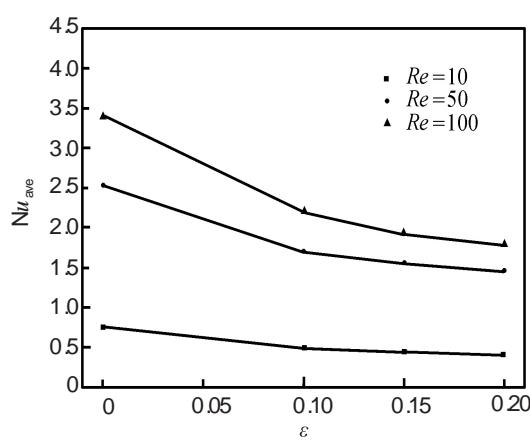


图 11 不同 Re 数和 ε 下微通道内流体的 Nu_{ave}
Fig. 11 Nu_{ave} of fluids in microchannel with different Re numbers and ε

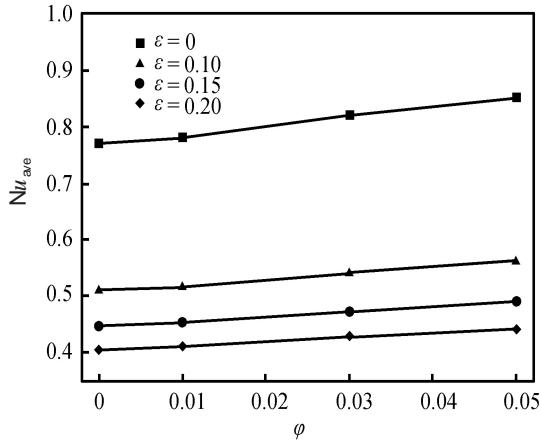


图 12 $Re=10$ 时 ε 与 φ 微通道内流体 Nu_{ave} 的影响
Fig. 12 When $Re=10$, Nu_{ave} of fluid in microchannel with different ε and φ

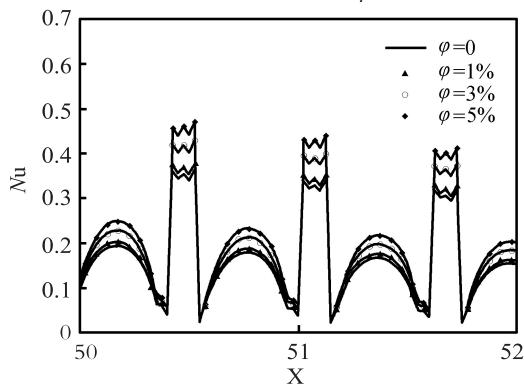


图 13 $Re=10$ 时 φ 对局部 Nu 数的影响
Fig. 13 When $Re=10$, distribution of local Nu number with different φ

上述结果表明,在粗糙表面的微通道中加入一定体积分数纳米颗粒,可以增大流体的换热能

力。图 13 为 $Re=10$ 时 φ 对局部 Nu 数的影响,可以看出,添加纳米颗粒后流体在粗糙块上表面和粗糙块之间的局部 Nu 数均增大,结合图 12,可以得出,加入纳米颗粒的 φ 越大,流体在壁面处 Nu_{ave} 越大,强化传热能力越强,但是与表 4 对比可知,当微通道为粗糙表面时,相较于光滑壁面, φ 对 Nu_{ave} 数的提升能力有着明显的下降。这是因为在壁面具有粗糙度后,流体会在粗糙块之间发生滞留现象,并且相对粗糙度越大,滞留现象发生的就越明显,在加入纳米颗粒后,流体的粘度相应会增大,这也会加剧流体在粗糙块之间的滞留,使流体与壁面之间的 Nu_{ave} 数相较于光滑表面时有所减小。

4 结论

(1) 当微通道为光滑表面时,提高入口的 Re 数和增大纳米流体的体积分数 φ 都可以使流体的 Nu_{ave} 数得到提高,说明纳米流体具有强化传热的能力。

(2) 当微通道为粗糙表面时,提高入口的 Re 数和增大纳米流体的体积分数 φ ,同样可以使流体的 Nu_{ave} 数得到提高,但是增大微通道表面的相对粗糙度 ε 会使流体的 Nu_{ave} 数减小。

参考文献:

- [1] SUN B, LIU H F. Flow and heat transfer characteristics of nanofluids in a liquid cooled CPU heat radiator [J]. Appl Therm Eng, 2017, 115: 435–443.
- [2] SUN Y J, SAMUDRA A, SAHINIDIS N V. 110th Anniversary: design of cooling fluids for electronic equipment [J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2019, 58: 4925–4935.
- [3] 周海峰, 邱颖霞, 鞠金山. 电子设备液冷技术研究进展 [J]. 电子机械工程, 2016, 32(4): 7–10.
- [4] NOR H N, LIP H S, MING C Y. Overview of micro-channel design for high heat flux application [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2018, 82: 901–914.
- [5] 宣益民, 李强. 纳米流体强化传热研究 [J]. 工程热物理学报, 2000, 21(4): 466–470.
- [6] 史保新, 刘良德, 邓晨冕. 纳米流体在制冷及冷却中的应用研究进展 [J]. 材料导报, 2012, 26(20): 32–43.
- [7] CHOI S U S. Nanofluids: From vision to reality through

- research[C]. Journal of Heat Transfer transactions of the Asme, 2009, 113: 3.
- [8] LI QIANG, XUAN Y M. Heat transfer enhancement of nanofluids [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 21: 58–64.
- [9] 李强, 宣益民. 铜水纳米流体流动与对流换热特性 [J]. 中国科学: 技术科学, 2002, 32(3): 331–337.
- [10] 屈健, 吴信宇, 吴慧英, 等. Al_2O_3 水纳米流体在微圆管内的流动特性 [J]. 化学工程, 2009, 37(7): 21–24.
- [11] KOO J, KLEINSTRERER C. Laminar nanofluid flow in microheat-sinks [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2005, 48: 2652–2611.
- [12] GAMRAT G, FAVRE-MARINET M, et al. An experimental study and modelling of roughness effects on laminar flow in microchannels [J]. Journal of Fluid Mechanics, 2008, 594: 399–423.
- [13] RAISI A, GHASEMI B, AMINOSADATI S M. A numerical study on the forced convection of laminar nanofluid in a microchannel with both slip and no-slip conditions [J]. Numer. Heat Transfer. Part A, 2011, 59(2): 114–129.
- [14] ALIPOUR P, TOGHRAIE D, KARIMPOUR A, et al. Modeling different structures inper turbed poiseuille flow in a nanochannel by using of molecular dynamics simulation: Study the equilibrium [J]. Physica A, 2009, 515: 13–30.
- [15] 梅涛, 陈占秀, 杨历, 等. 纳米通道粗糙内壁对流体流动行为的影响 [J]. 物理学报, 2019, 68(9): 184–194.
- [16] KARIMPOUR A, ALIREZA H N, et al. Simulation of copper-water nanofluid in a microchannel in slip flow regime using the lattice Boltzmann method [J]. European Journal of Mechanics B/Fluids, 2015, 49: 89–99.
- [17] KHADEM M H, SHAMS M, HOSSAINPOUR S. Numerical simulation of roughness effects on flow and heat transfer in microchannels at slip flow regime [J]. Int Commun Heat Mass, 2009, 36: 69–77.
- [18] HRISHIKESH E P, SUNDARARAJAN T, PRADEEP T, et al. A micro-convection model for thermal conductivity of nanofluid [J]. Pramana – J Phys, 2005, 65: 863–872.
- [19] BRINKMAN H C. The viscosity of concentrated suspensions and solutions [J]. J Chem Phys. 1952, 20: 571 – 81.
- [20] WASP E J, KENNY J P, GANDHI R L. Solid – liquid floe; slurry pipeline transportation [M]. Berlin; Trans Tech, 1977: 83–90.
- [21] LIU Y P, XU G Q, SUN J N, et al. Investigation of the roughness effect on flow behavior and heat transfer characteristics in microchannels [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2015, 83: 11–20.