

复合纳米流体在歧管微通道内的流动传热数值模拟

董辉¹, 于珂凡¹, 赵亮¹, 王进²

(1. 东北大学 冶金学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 河北工业大学 能源与环境工程学院, 天津 300401)

摘要: 对歧管微通道散热器中复合纳米流体的流动与传热特性进行数值模拟. 以水基 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO}$ 复合纳米流体为工质, 探讨纳米颗粒混合比例、体积分数(ϕ)、雷诺数(Re)以及引入凹槽对散热器流动换热的影响. 结果表明, 复合纳米流体在较高的体积分数和雷诺数下具有较好的热力学性能, 但相应的压降也会增大. 混合比例 1:4 的复合纳米流体整体性能最优, 在 $Re=100, \phi=6\%$ 时, 泵功消耗比单一的水基 Al_2O_3 纳米流体降低 18.9%, 综合性能指标提高 21.7%. 在歧管微通道的侧壁上添加不同形状的凹槽与光滑歧管微通道的换热效果基本相当.

关键词: 歧管微通道散热器; 复合纳米流体; 凹槽结构; 流动与传热

中图分类号: TK 124; TK 172 文章编号: 1005-3026(2024)07-0960-07

Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer of Hybrid Nanofluids in Manifold Microchannel Heat Sink

DONG Hui¹, YU Ke-fan¹, ZHAO Liang¹, WANG Jin²

(1. School of Metallurgy, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China. Corresponding author: DONG Hui, E-mail: dongh@mail.neu.edu.cn)

Abstract: The numerical simulation of flow and heat transfer characteristics of hybrid nanofluids in a manifold microchannel heat sink (MMHS) was performed. Using $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO}$ -water as the working fluid, the effects of the mixing ratio of nanoparticles, volume fraction (ϕ), Reynolds number (Re), and the introduction of grooves on the flow and heat transfer of the heat sink were investigated. The results showed that the hybrid nanofluids have excellent thermodynamic properties at high concentrations and Re , but the corresponding pressure drop increases. The overall performance of the hybrid nanofluids with a mixing ratio of 1:4 is the best. When $Re=100, \phi=6\%$, the pump power consumption is 18.9% lower, and the overall performance index is 21.7% higher than that of single Al_2O_3 -water nanofluids. Adding different shapes of grooves on the sidewall has a similar heat transfer effect to that of a smooth bifurcation microchannel.

Key words: manifold microchannel heat sink; hybrid nanofluid; grooved structure; flow and heat transfer

随着电子器件的逐步小型化、集成化, 新型高效的散热设备已成为当下的研究热点^[1-2]. 与传统的微通道散热器相比, 歧管微通道散热器 (manifold microchannel heat sink, MMHS) 具有更强的传热性能^[3], 并且可以有效降低压降, 缓解温

度均匀性问题.

Ryu等^[4]提出了一种MMHS热性能的三维分析方法, 并应用于散热器的优化设计, MMHS可以使受热面温度均匀性大幅提高. Luo等^[5]分别以水和HFE7100为工质对Z型、C型、H型和U型

收稿日期: 2023-03-20

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(N2225025); 国家自然科学基金资助项目(52176067); 河北省杰出青年科学基金项目(E2022202139); 河北省自然科学基金资助项目(E2021202163).

作者简介: 董辉(1969-), 男, 辽宁沈阳人, 东北大学教授.

4种歧管结构的散热器进行数值模拟,结果表明H型和U型散热器具有更高的温度均匀性和更加优良的流动传热性能.工质是限制MMHS散热能力的一个重要因素.相较传统工质,纳米流体的换热能力更强^[6].1995年,Choi等^[7]首次提出纳米流体的概念,即以一定的方式将纳米级别的固体颗粒分散到基液中形成相对稳定的悬浮液^[8-9].文献[10-12]以 Al_2O_3 -水和CuO-水纳米流体作为工质,研究了体积分数、雷诺数等对MMHS流动与传热的影响.结果表明,随着颗粒体积分数和雷诺数的增加,散热器的换热能力增强,但相应的泵功率也会增加.ADIO等^[12]基于CuO-水纳米流体,比较了光滑和带肋微通道对散热器性能的影响.结果表明,带肋微通道能够使 Nu 得到提高.除优化结构和替换工质外,还可以通过引入流动扰动来改进散热器的性能.

从根本上说,在热量和温差恒定的情况下,增加表面积可以增加传热系数.文献[13-15]在微通道壁面引入凹槽,研究了凹槽的宽度、深度和间距等几何参数对散热器热性能的影响.结果表明,梯形槽的最大宽度增加和最小宽度减小可以使散热器的换热效果达到最优,这表示三角形槽的热性能优于矩形槽.Wang等^[16]给出一个最差的梯形凹槽几何参数,即 L_b/L_a 为0.75时(L_a 为顶部宽度, L_b 为底部宽度),传热性能最差.

目前,针对微通道散热器和纳米流体的研究多集中于传统直微通道散热器和单一的纳米流体,直微通道散热器的高压降问题以及高换热能力的纳米流体所带来的压降效应,抵消了原本强化传热带来的增益,导致散热器综合性能指标降低.本文在解决散热器高压降问题的同时进一步强化传热,在歧管微通道壁面引入凹槽,以复合水基 Al_2O_3 -CuO纳米流体为工质,通过用户自定义函数实现纳米流体的物性变化,研究不同颗粒体积分数和混合比例下MMHS的综合传热性能.

1 计算域

图1a显示了MMHS的物理模型及基本几何计算域,为了节省计算成本,本文采用二分之一入口区域到全部出口区域作为计算的单元模型.如图1b所示,在微通道的内壁引入了凹槽,几何形状包括三角形凹槽($L_b=0$)、梯形凹槽($L_b=36, 72 \mu m$)和矩形凹槽($L_b=108 \mu m$).散热器几何参数如表1所示.

2 数值方法

2.1 控制方程

对纳米流体在MMHS中的流动和传热问题

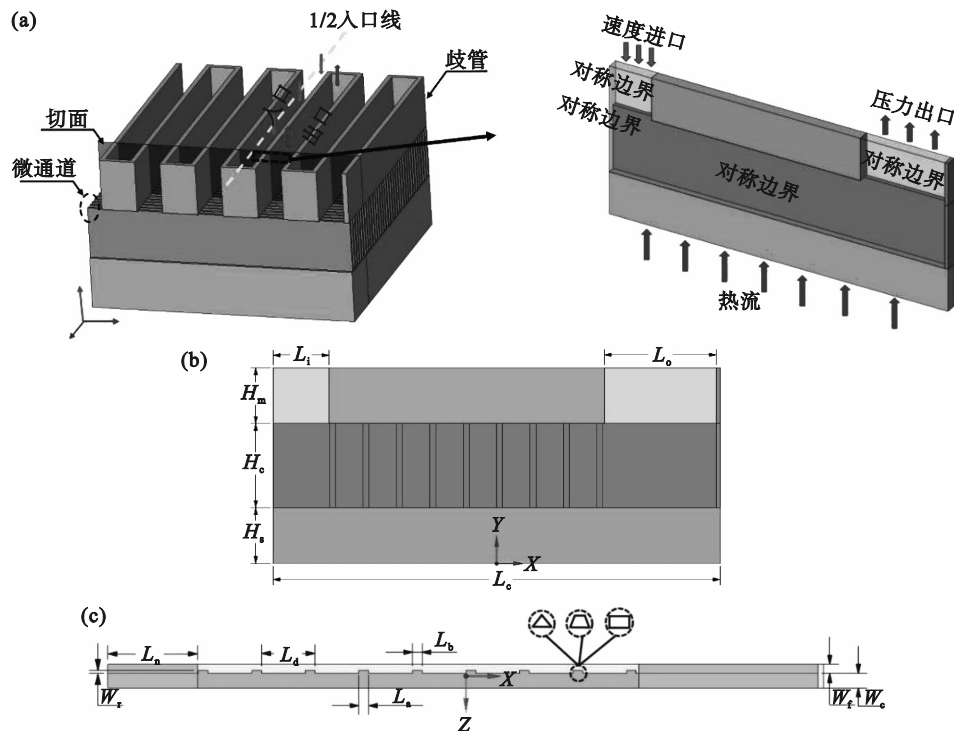


图1 歧管微通道散热器几何模型

Fig. 1 Geometric model of manifold microchannel heat sink

(a)一计算模型;(b)一单元模型;(c)一凹槽形状.

进行以下假设:层流、稳态流动;不考虑重力作用;流体为牛顿不可压缩黏性流体;壁面无相对滑移速度;纳米颗粒均匀分散在水中;假定两者处于热平衡状态,纳米流体视为单相工质^[17-18].基于以上假设,纳米流体的流动换热控制方程如下.

连续性方程:

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0. \quad (1)$$

动量方程:

$$\nabla \cdot \rho_{\text{eff}}(\mathbf{U}\mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}}((\nabla\mathbf{U}) + (\nabla\mathbf{U})^T)). \quad (2)$$

能量方程:

$$(\rho_{\text{eff}}c_{p,\text{eff}})\nabla \cdot (\mathbf{U}\mathbf{T}) = \nabla \cdot (\lambda_{\text{eff}}\nabla T). \quad (3)$$

$$\nabla \cdot (\lambda_s \nabla T_s) = 0. \quad (4)$$

上述各式中:下标 eff 代表纳米流体;s 代表固体; \mathbf{U}, T, p 分别代表流体流速、温度和压力; λ, ρ, c_p, μ 分别代表热导率、密度、比热容和动力黏度.

表 1 MMHS 几何参数

Table 1 MMHS geometric parameters

L_i	L_o	L_c	L_n	L_d	L_a	W_r	W_f	W_c	H_c	H_m	H_s
1 000	2 000	8 000	1 000	490	108	31	100	160	1 500	1 000	1 000

2.2 复合纳米流体性质

水的热物性是温度的函数^[19]:

$$\rho_b = -3.570 \times 10^{-3} T^2 + 1.88 T + 753.2, \quad (5)$$

$$\mu_b = 2.591 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{238.3}{T-143.2}}, \quad (6)$$

$$\lambda_b = -8.354 \times 10^{-6} T^2 + 6.53 \times 10^{-3} T - 0.598. \quad (7)$$

式中,下标 b 代表水.

Al_2O_3 和 CuO 的热物理性质如表 2 所示^[20-21]. 水的比热容 $c_{p,b}$ 取为常数 $4\,182 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

表 2 Al_2O_3 和 CuO 热物理性质

Table 2 Thermophysical properties of Al_2O_3 and CuO

参数	Al_2O_3	CuO
密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	3 970	6 500
热导率/ $(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	40	20
比热容/ $(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	765	535.6

单相混合纳米流体的密度由式(8)得^[22]

$$\rho_{\text{eff}} = \rho_b(1 - \varphi) + \rho_p \varphi. \quad (8)$$

其中: φ 代表纳米颗粒的体积分数, $\varphi = \varphi_a + \varphi_c$; 下标 p 代表纳米颗粒, a 代表 Al_2O_3 纳米颗粒, c 代表 CuO 纳米颗粒.

混合纳米颗粒的热物性由式(9)得

$$\rho_p = \left(\frac{\varphi_c}{\varphi}\right)\rho_c + \left(\frac{\varphi_a}{\varphi}\right)\rho_a, \quad (9)$$

$$\Omega_p = \left(\frac{\varphi_c}{\varphi}\right)\Omega_c + \left(\frac{\varphi_a}{\varphi}\right)\Omega_a. \quad (10)$$

其中 Ω 代表混合纳米颗粒的指定物性.

假设纳米流体处于热平衡状态,则混合纳米流体的比热容为^[23]

$$c_{p,\text{eff}} = [(1 - \varphi)\rho_b c_{p,b} + \varphi\rho_p c_{p,p}]/\rho_{\text{eff}}. \quad (11)$$

考虑纳米颗粒的布朗运动,纳米流体的热导

率经验模型^[24]如下:

$$\lambda_{\text{eff}} = \lambda_{\text{static}} + \lambda_{\text{Brownian}}, \quad (12)$$

$$\lambda_{\text{static}} = \lambda_b \left(\frac{\lambda_p + 2\lambda_b - 2(\lambda_b - \lambda_p)\varphi}{\lambda_p + 2\lambda_b + (\lambda_b - \lambda_p)\varphi} \right), \quad (13)$$

$$\lambda_{\text{Brownian}} = 5 \times 10^4 \beta \varphi \rho_b c_{p,b} \sqrt{\frac{kT}{\rho_p d_p}} f(T, \varphi), \quad (14)$$

$$f(T, \varphi) = (2.8217 \times 10^{-2} \varphi + 3.917 \times 10^{-3}) \left(\frac{T}{T_0} \right) + (-3.0699 \times 10^{-2} \varphi - 3.91123 \times 10^{-3}). \quad (15)$$

其中: λ_{static} 是静态导热系数; $\lambda_{\text{Brownian}}$ 是动态导热系数; β 是颗粒体积分数的函数,由 Vajjha 等^[25] 实验确定,如表 3 所示; $f(T, \varphi)$ 是半经验公式;玻尔兹曼常数 $k = 1.3807 \times 10^{-23} \text{ J/K}$; d_p 为纳米颗粒直径;参考温度 $T_0 = 273 \text{ K}$.

表 3 根据文献[25]实验设计 β 的曲线拟合关系

Table 3 Curve fitting relationship of β designed according to Ref.[25] experiments

纳米颗粒	β	体积分数	温度/K
Al_2O_3	$8.4407(100\varphi)^{-1.07304}$	$1\% \leq \varphi \leq 10\%$	$298 \leq T \leq 363$
CuO	$9.881(100\varphi)^{-0.9446}$	$1\% \leq \varphi \leq 6\%$	$298 \leq T \leq 363$

纳米流体的黏度由 Corcione^[26] 提出:

$$\mu_{\text{eff}} = \frac{1}{1 - 34.87 \left(\frac{d_p}{d_b}\right)^{-0.3} \varphi^{1.03}} \mu_b. \quad (16)$$

其中: $d_b = \left(\frac{6M}{N\pi\rho_b}\right)^{\frac{1}{3}}$, M 为体积摩尔浓度, N 为阿伏伽德罗常数,其值为 $6.022 \times 10^{23} \text{ mol}^{-1}$.

2.3 数值解与边界条件

本文采用计算流体力学商用软件 ANSYS FLUENT 求解上述流动与传热问题,采用用户自定义函数实现了纳米流体的物性变化,控制方程组运用有限体积法进行数值求解.

散热器的进出口边界采用速度入口和压力出口。基板受热面由铜制成,施加恒定 $100 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 的热流,同时在入口的背面和左侧、出口的背面和正面施加对称边界条件。其他边界设为绝热边界。在所有的内壁上都存在着耦合传热,并施加了一个无滑移条件,如图 1a 所示。

2.4 特征参数

歧管微通道内流体雷诺数的计算公式如下:

$$Re = \frac{\rho_{\text{eff}} u_{\text{in}} D_{\text{h}}}{\mu_{\text{eff}}} \quad (17)$$

其中: u_{in} 为流体的入口流速;水力直径

$$D_{\text{h}} = \frac{4H_{\text{c}} \times W_{\text{c}}}{2(H_{\text{c}} + W_{\text{c}})} \quad (18)$$

散热器热阻

$$R = \frac{\bar{T}_{\text{h}} - T_{\text{in}}}{q} \quad (19)$$

其中: q 为受热面处的热流密度; \bar{T}_{h} 为受热面的平均温度; T_{in} 为流体入口温度。

努塞尔数可以衡量 MMHS 内流体的换热能力,计算公式如下:

$$Nu = \frac{hD_{\text{h}}}{\lambda_{\text{eff}}} \quad (20)$$

其中: 传热系数 $h = \frac{q}{\bar{T}_{\text{h}} - T_{\text{eff}}}$, T_{eff} 为流体温度, 本文

取流体的入口温度为 300 K ; λ_{eff} 为流体的热导率, 本文取流体域热导率的质量平均值。

泵功率是反映散热器能耗的重要参数, 表达式如下:

$$P = V(p_{\text{in}} - p_{\text{out}}) \quad (21)$$

其中: V 为体积流量, $V = u_{\text{in}} A_{\text{in}}$, A_{in} 为 MMHS 入口截面面积; p_{in} , p_{out} 分别为 MMHS 入口和出口处的压力。

性能指标用于评估水力性能和热性能之间的平衡^[12], 定义如下:

$$PI = \frac{Nu}{P} \quad (22)$$

强化传热因子被用来量化引入凹槽时 MMHS 的综合传热性能^[12], 定义如下:

$$\eta = \frac{Nu_{\text{G}}/P_{\text{G}}}{Nu_{\text{O}}/P_{\text{O}}} \quad (23)$$

其中: G 代表带凹槽微通道; O 代表光滑微通道。

2.5 网格无关性及模型验证

对歧管微通道散热器进行网格划分, 为了获得可以保证计算结果精确性的网格, 以水为工质进行网格无关性验证, 用歧管出口的平均温度、基板受热面平均温度进行评估, 确定使用的网格单元数为 727 947, 如表 4 所示。

表 4 网格独立性测试结果
Table 4 Grid independence test results

编号	网格单元数	$\bar{T}_{\text{h}}/\text{K}$	相对误差/%	T_{out}/K	误差/%
1	87 961	322.767 9	—	302.780 4	—
2	651 738	322.260 8	0.157 36	303.161 4	0.125 68
3	727 947	322.002 8	0.080 12	303.246 8	0.028 16
4	1 050 160	322.000 2	0.000 81	303.244 6	0.000 73

为验证本文数学模型的准确性, 采用 Sharma 等^[27]的实验数据进行对比。以 MMHS 为研究对象, 水为工质, 在体积流量 $0.3\sim 0.9 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$, 入口温度 $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 基板受热面热流密度 $100 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$ 时对散热器进行了实验。本文在相同的工况下对 MMHS 进行了数值模拟, 监测散热器的出口温度与实验值进行对比。如图 2 所示, 实验值与模拟值相对偏差在 $0.2\%\sim 0.8\%$ 之间, 因此建立的模型可以准确预测 MMHS 中的流体流动换热。

3 结果分析与讨论

3.1 纳米颗粒混合比例及体积分数对 MMHS 传热特性的影响

如图 3 所示, 以体积分数 1% 的 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-CuO}$

(混合比例 $a:c=1:4$) 复合纳米流体为例。当流体流入微通道时, 在 A 处突然逆时针 90° 方向流动, 导致速度梯度发生改变, 形成涡旋, 破坏了边界层的形成。且流体直接冲击微通道底面, 致使底部的边界层发生破坏, 强化了流体与壁面之间的换热。从图 4a~4c 中可以看出, Al_2O_3 与 CuO 颗粒添加比例为 $1:4$, $1:1$ 和 $4:1$ 的对称面局部高温区在逐渐缩小, 这是由于 Al_2O_3 的热导率大于 CuO , 因此相同体积分数下, Al_2O_3 的添加比例越高, 纳米颗粒的导热能力越好。如图 4c~4d 所示, 随着纳米颗粒的增加, 基板温度分布更均匀, 形成热点的可能性更小。因为纳米颗粒悬浮于水中具有良好的导热性能, 随着颗粒添加的增多纳米流体的导热能力提高, 并且纳米粒子的布朗运动对流体热导率有增强作用, 同时随着颗

粒含量的增大而增强.

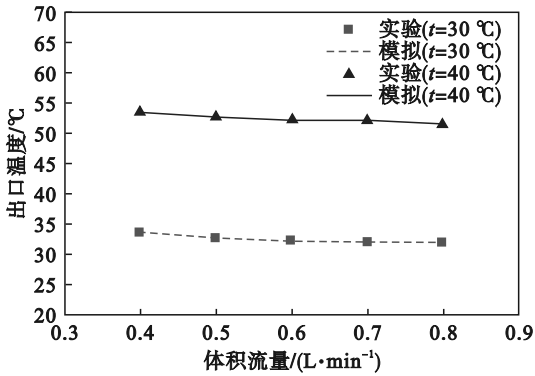


图2 数值模拟与Sharma等^[27]实验结果偏差

Fig. 2 Deviation between numerical simulation and the experimental data from Sharma et al^[27].

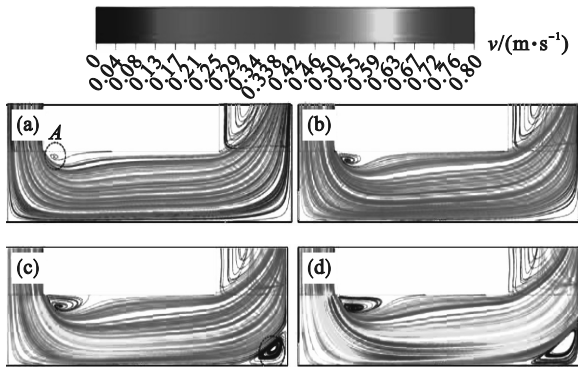


图3 不同雷诺数下流体的速度分布

Fig. 3 Velocity distribution of fluid at different Re (a)— $Re=25$; (b)— $Re=50$; (c)— $Re=75$; (d)— $Re=100$.

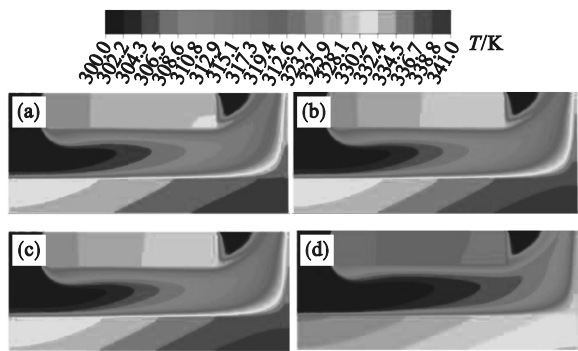


图4 不同体积分数和混合比例下MMHS温度梯度

Fig. 4 MMHS temperature graduation with different volume fraction and mixing ratio

(a)— $\varphi=0.02, a:c=1:4$; (b)— $\varphi=0.02, a:c=1:1$; (c)— $\varphi=0.02, a:c=4:1$; (d)— $\varphi=0.06, a:c=4:1$.

如图5所示,随着雷诺数的增大,散热器传热效果逐渐增强,基板受热面热点温度逐渐降低,当 $Re=100$ 时,传热系数提高最明显,达到68%~81%.这是由于雷诺数的提高增加了流体的流速,如图3所示,A处涡旋越来越大,导致流体对边界层的扰动增强.在低 Re 条件下纳米颗粒体积分数

每增大2%,传热系数提高10%左右,热点温度降低4 K左右.在 $Re=25, \varphi=1\%$ 的工况下,复合纳米流体传热能力相较单一的 Al_2O_3 -水纳米流体没有明显差别.

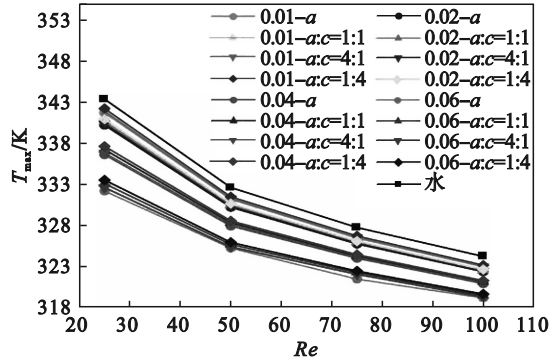


图5 受热面热点温度

Fig. 5 Hot spot temperature of heating surface

3.2 纳米颗粒混合比例及体积分数对MMHS泵功率及性能指标的影响

泵功率是反映散热器能耗的重要参数,如图6所示,体积分数1%和2%的纳米流体泵功率比工质水低13%~48%,这是因为虽然纳米流体的黏度大,但低体积分数下纳米流体的入口流速小,黏度所带来的阻力损失小于工质水的高流速带来的压降影响.在相同雷诺数和体积分数下, Al_2O_3 与CuO纳米颗粒混合比例1:4的复合纳米流体泵功率最低,在 $Re=100, \varphi=6\%$ 时,比单一的 Al_2O_3 纳米流体低18.9%.这是由于 Al_2O_3 颗粒的密度小于CuO颗粒,因此在相同 Re 的条件下水基 Al_2O_3 纳米流体具有较高的入口流速,较快的入口流速导致较高的压力,即产生高的压降与泵功率.

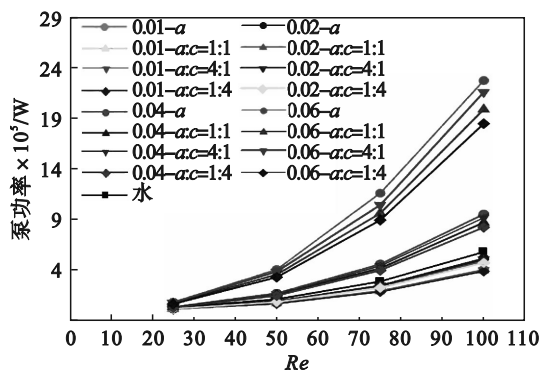


图6 不同体积分数和混合比例对泵功率的影响

Fig. 6 Effects of different volume fraction and mixing ratio on pump power

如图7所示,在不同 Re 下,悬浮的纳米颗粒越多综合性能越差.在 $Re=25, \varphi=6\%$ 时,混合比例1:4的复合纳米流体综合性能指标比单一的

Al₂O₃纳米流体高 21.7%,这是由于泵功率的影响占主导,单一的 Al₂O₃ 纳米流体泵功率高于复合纳米流体,产生的压降效应抵消了强化传热带来的增益,导致其综合性能指标降低.

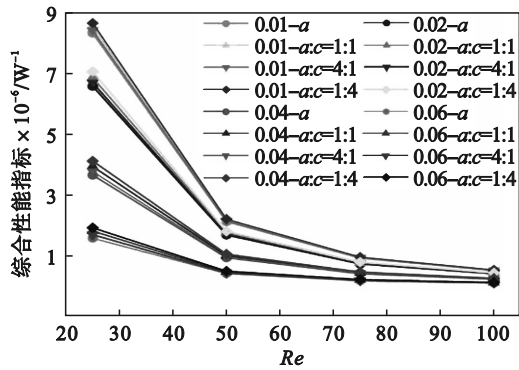


图 7 体积分数和混合比例对综合性能的影响
Fig. 7 Effects of volume fraction and mixing ratio on the overall performance

3.3 凹槽对 MMHS 综合性能指标的影响

如图 8 所示,带有不同形状凹槽的 MMHS 的换热能力略有差异,其中带矩形凹槽的 MMHS 显示出最好的降温效果,带梯形凹槽(L₀=72 μm)的 MMHS 显示出最高的 Nu,这是由于式(20)定义 Nu 的温度采用基板受热面的平均温度,带梯形凹槽的散热器基板低温区占比较大,导致基板整体平均温度较低.与光滑微通道相比,带有凹槽的 MMHS 热性能更高,这是由于凹槽的引入可能产生涡旋使热边界层破坏、使流动传热表面积增加,增强了流动扰动.此外,与光滑微通道不同的是,带有凹槽的微通道流体主要在涡上滑动,而涡在槽上起着轴承的作用,将滑动摩擦转化为滚动摩擦,降低了流体的黏性阻力.图 9 引入了式(23)所描述的强化传热因子.可以看出带有凹槽的微通道压降增量更小,综合性能优于光滑微通道,强化传热因子大于 1.

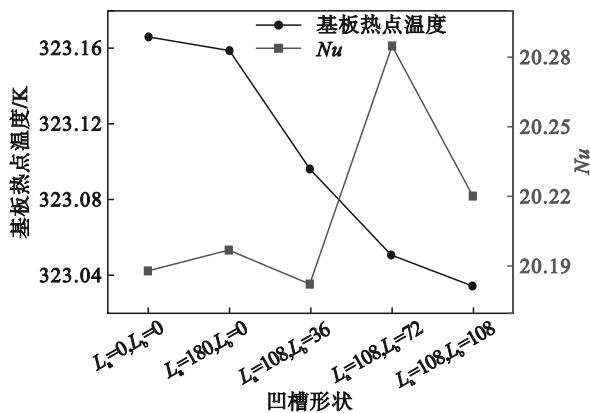


图 8 凹槽形状对热点温度的影响
Fig. 8 Effect of groove shape on hot spot temperature

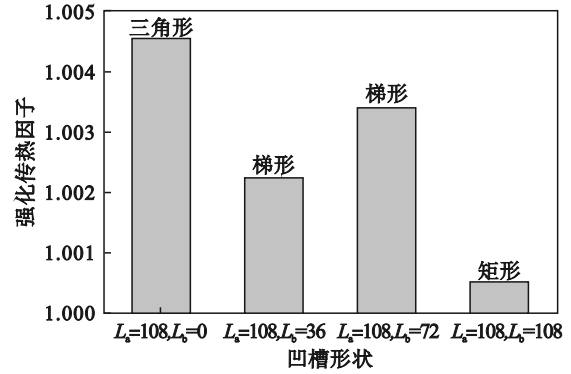


图 9 凹槽形状对综合性能指标的影响

Fig. 9 Effect of groove shape on overall performance index

4 结 论

1) 雷诺数的增大可以提高流体的换热能力,但导致压降大幅度增加,从而消耗更多泵功.

2) 在基液中添加纳米颗粒可以有效提高流体换热能力,但流体在微通道内的压降和流动阻力也会增加.在低纳米流体浓度时,相较于换热能力泵功消耗并不明显,工质为纳米流体的 MMHS 综合性能优于工质为水的 MMHS,而在较高纳米流体浓度时,泵功消耗占主导,其综合性能降低.

3) 混合比例 4:1, 1:1 和 1:4 的复合纳米流体在低体积分数下换热性能与单一的 Al₂O₃-水纳米流体相近.随着体积分数的增加,复合纳米流体的泵功消耗远小于 Al₂O₃-水纳米流体,约有 18.9% 的降低.因此,复合纳米流体的综合性能优于单一的 Al₂O₃-水纳米流体.

4) 在微通道侧壁引入凹槽可以提高 MMHS 的热性能,与光滑的 MMHS 相比,有凹槽的 MMHS 的基板热点温度更低、综合性能指标更好.在 Re=100, φ=0.01 工况下,使用复合纳米流体和凹槽代替纯水和光滑的微通道,MMHS 的综合性能约提高 38.6%.

参考文献:

[1] He Z Q, Yan Y F, Zhang Z E. Thermal management and temperature uniformity enhancement of electronic devices by micro heat sinks: a review[J]. *Energy*, 2021, 216: 119223.
[2] Khattak Z, Ali H M. Air cooled heat sink geometries subjected to forced flow: a critical review[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 130: 141-161.
[3] Harpole G M, Eninger J E. Micro-channel heat exchanger optimization [C]// *Proceedings of Seventh Annual IEEE, Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*. Phoenix, 1991: 59-63.
[4] Ryu J H, Choi D H, Kim S J. Three-dimensional numerical

- optimization of a manifold microchannel heat sink [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(9):1553–1562.
- [5] Luo Y, Zhang J Z, Li W. A comparative numerical study on two-phase boiling fluid flow and heat transfer in the microchannel heat sink with different manifold arrangements [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 156:119864.
- [6] Sajid M U, Ali H M. Thermal conductivity of hybrid nanofluids: a critical review [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 126:211–234.
- [7] Choi S, Eastman J A. Enhancing thermal conductivity of fluid with nanoparticles [C]// AMSE International Mechanical Engineering Congress and Exposition. San Francisco, CA, 1995:12–17.
- [8] Motlagh S Y, Golab E, Sadr A N. Two-phase modeling of the free convection of nanofluid inside the inclined porous semiannulus enclosure [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2019, 164:105183.
- [9] Aminian E, Moghadasi H, Saffari H. Magnetic field effects on forced convection flow of a hybrid nanofluid in a Q15 cylinder filled with porous media: a numerical study [J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2020, 141(5):1–13.
- [10] Yue Y, Mohammadian S, Zhang Y W. Analysis of performances of a manifold microchannel heat sink with nanofluids [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, 89:305–313.
- [11] Pourfattah F, Arani A, Babaie M R, et al. On the thermal characteristics of a manifold microchannel heat sink subjected to nanofluid using two-phase flow simulation [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 143:118518.
- [12] Adio S A, Olalere A E, Olagoke R O, et al. Thermal and entropy analysis of a manifold microchannel heat sink operating on CuO-water nanofluid [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2021, 43(2):1–15.
- [13] Zhu Q F, Su R R, Hu L Y, et al. Heat transfer enhancement for microchannel heat sink by strengthening fluids mixing with backward right-angled trapezoidal grooves in channel sidewalls [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, 135:106106.
- [14] Zhu Q F, Xia H X, Chen J J, et al. Fluid flow and heat transfer characteristics of microchannel heat sinks with different groove shapes [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021, 161:106721.
- [15] Kuppusamy N R, Mohammed H A, Lim C W. Numerical investigation of trapezoidal grooved microchannel heat sink using nanofluids [J]. *Thermochimica Acta*, 2013, 573:39–56.
- [16] Wang R J, Wang W, Wang J W, et al. Analysis and optimization of trapezoidal grooved microchannel heat sink using nanofluids in a micro solar cell [J]. *Entropy*, 2018, 20(1):e20010009.
- [17] Garcia de Maria J M, Bairi A, Zarco-Pernia E. A review on natural convection in enclosures for engineering applications, the particular case of the parallelogrammic diode cavity [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 63:304–322.
- [18] Al-Rashed A A A A, Amin S, Sajad E, et al. Numerical investigation of non-Newtonian water-CMC/CuO nanofluid flow in an offset strip-fin microchannel heat sink: thermal performance and thermodynamic considerations [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 155:247–258.
- [19] Tohidi A, Ghaffari H, Nasibi H, et al. Heat transfer enhancement by combination of chaotic advection and nanofluids flow in helically coiled tube [J]. *Applied Thermal Engineering Design Processes Equipment Economics*, 2015, 86:91–105.
- [20] Kong D Y, Kim Y S, Kang M S, et al. A holistic approach to thermal-hydraulic design of 3D manifold microchannel heat sinks for energy-efficient cooling [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021, 28:101583.
- [21] Alfaryjat A A, Mohammed H A, Adam N M, et al. Numerical investigation of heat transfer enhancement using various nanofluids in hexagonal microchannel heat sink [J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018, 5:252–262.
- [22] Jiang Y N, Zhou X M, Wang Y. Comprehensive heat transfer performance analysis of nanofluid mixed forced and thermocapillary convection around a gas bubble in minichannel [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2020, 110:104386.
- [23] Zhou S Q, Ni R. Measurement of the specific heat capacity of water-based Al_2O_3 nanofluid [J]. *Applied Physics Letters*, 2008, 92:093123.
- [24] Koo J, Kleinstreuer C. A new thermal conductivity model for nanofluids [J]. *Journal of Nanoparticle Research*, 2004, 6(6):577–588.
- [25] Vajjha R S, Das D K. Experimental determination of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(21/22):4675–4682.
- [26] Corcione M. Heat transfer features of buoyancy-driven nanofluids inside rectangular enclosures differentially heated at the sidewalls [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2010, 49(9):1536–1546.
- [27] Sharma C S, Zimmermann S, Tiwari M K, et al. Optimal thermal operation of liquid-cooled electronic chips [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55:1957–1969.