

直肋微小通道流动与换热特性的数值研究

熊帅超^{1,2}

¹兰州交通大学机电工程学院, 甘肃 兰州

²铁道车辆热工教育部重点实验室, 甘肃 兰州

收稿日期: 2025年6月9日; 录用日期: 2025年7月1日; 发布日期: 2025年7月9日

摘要

本文针对IGBT模块散热问题设计了直肋微小通道的物理模型, 分析了结构参数对直肋微小通道的流动与传热特性的影响。结果表明: 适当增加齿高可通过扩展传热面积和增强湍流扰动提升换热效率; 然而, 当 H_c 进一步增加使得阻力系数 f 急剧上升, 这是由于凹槽深度过大导致的流体滞留与流动分离现象。同时温度场分析可知, $H_c = 1.5 \text{ mm}$ 时齿峰末端因回流导致局部温度回升, 验证了过高齿高对换热的抑制作用。顶端间隙 H_a 适当扩大改善了流体通过性并削弱了上壁面边界层的影响。齿顶角 α 通过改变流场扰动强度与流动分离特性影响性能。 α 增大时, 齿形平缓化减少了流动分离, 温度场分布均匀性提升。

关键词

IGBT, 强化换热, 直肋微小通道

Numerical Study of the Flow and Heat Transfer Characteristics of Straight Rib Microchannels

Shuaichao Xiong^{1,2}

¹School of Mechanical Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou Gansu

²Key Laboratory of Railway Vehicle Thermal Engineering, Ministry of Education, Lanzhou Gansu

Received: Jun. 9th, 2025; accepted: Jul. 1st, 2025; published: Jul. 9th, 2025

Abstract

In this paper, a physical model of straight-ribbed microchannel is designed for the heat dissipation of IGBT module. The effects of structural parameters on the flow and heat transfer characteristics of straight-ribbed microchannel are analyzed. The results show that increasing the tooth height can

文章引用: 熊帅超. 直肋微小通道流动与换热特性的数值研究[J]. 建模与仿真, 2025, 14(7): 1-15.

DOI: 10.12677/mos.2025.147510

improve the heat transfer efficiency by expanding the heat transfer area and enhancing the turbulence perturbation; however, when H_c is further increased, the drag coefficient f rises sharply, which is due to the phenomenon of fluid stagnation and flow separation caused by the excessive depth of the notch. Meanwhile, the temperature field analysis shows that when $H_c = 1.5$ mm, the local temperature rises at the end of the tooth peak due to reflux, which verifies the inhibitory effect of too high tooth height on heat transfer. Appropriate expansion of the apical gap H_a improves the fluid passage and weakens the influence of the boundary layer on the upper wall. The tooth apex angle α affects the performance by changing the intensity of the flow field disturbance and the flow separation characteristics. α increases, the flattening of the tooth shape reduces the flow separation, and the uniformity of the temperature field distribution is improved.

Keywords

IGBT, Enhanced Heat Transfer, Rectilinear Microchannel

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

本牵引变流器是现代城市轨道交通车辆电力牵引系统的核心功率变换装置,其可靠性直接决定了列车运行的安全性和效率。由于城市轨道交通车辆在高峰时段密集启停、紧急制动等复杂动态工况下运行,功率半导体器件的热应力问题尤为突出。绝缘栅双极晶体管(IGBT)模块是牵引变流器的核心功率开关器件,其热可靠性已成为制约系统安全运行的关键瓶颈[1][2]。针对 IGBT 模块等功率半导体器件的散热技术,微通道循环水冷却技术有着结构紧密、换热能力强、传热系数高等优势,相比射流冷却和喷雾冷却散热器,微通道散热器更容易实现进一步的推广应用[3]。

为了提升微小通道换热器的换热性能,国内外学者针对几何结构优化与被动强化换热方法提出了多种创新设计。Li [4]通过研究表明,在锯齿形翅片微通道换热器中,整体传热系数与工质质量流量及系统运行压力呈正相关,而与流体入口温度呈现负相关关系。Jeon [5]等通过数值模拟分析微通道换热器中流道尺寸、间距及截面形状对热性能的影响。研究发现:随着流道尺寸增加导致的流速降低,换热器传热效率呈现显著下降趋势;流道间距参数对整体热性能影响程度较弱。Zhong [6]等设计了一种新型微通道-四边波形微通道。结果表明,与光滑管壁微通道相比,完全管壁微通道的换热过程极大地增强了波形微通道,同时增加了流动阻力,但整体热工水力性能仍有明显改善。Wang [7]等设计了一种双层蛇形微通道,通过正交化数值试验,考察了肋骨高度、肋骨数量对各因素的影响冷板热工水力性能与肋骨截断间隙、肋骨端部偏差距离的关系。当肋骨高度从 0.3 mm 增加到 3 mm 时,对流换热系数增大冷板的热阻降低了 12%。最高 PEC 处的优化结构使总热阻和压降分别降低 5.5%和 7.4%。Harvig [8]等研究了多种微小螺旋波纹管流型的流动换热特性,其中结构变量包括波纹形状、翅片高度、波纹间距,研究结论表明,当波纹片高度降低时,流体在固体壁面附近处于无滑移状态,而波纹通道中心存在一个小涡。Foo [9]等实验研究正弦微通道的对流换热性能。研究发现,波长更短、振幅更大的正弦通道具有较好的强化换热性能,换热功率比传统直通式通道提高 51%,但压降损失更大。Ruck [10]等基于数值模拟研究了 V 形肋通道中的湍流流动与换热行为,发现 V 形肋形状能够诱导大尺度涡对,从而有效提升了对流换热能力。Tank [11]等研究了涡流发生器对局部传热系数,临界热通量(CHF)和压力下降的影响。结果表明,与普通

管进行比较传热系数和 CHF 增强。涡流发生器的水平方向比垂直方向有更好的结果。

本文参考了前人的相关研究, 提出新型直肋微小通道来改善其对流换热效果, 进而达到改善散热效果的目的, 在能够满足大功率 IGBT 模块散热需求的基础上, 又具有较小的体积, 为大功率半导体器件的散热提供借鉴。

2. 模型

2.1. 物理模型

如图 1(a)所示为直肋微小通道的物理模型结构示意图。在矩形通道的基础上, 图中热流从芯板底部传入, 冷却水从微小通道中流入, 带走热量。直肋截面结构参数如图 1(b)所示, 肋齿高为 H_c , 顶端间隙为 H_a , 齿顶角为 α ; 为研究微小通道影响因素, 微小通道宽度为 $H=8\text{ mm}$, 选取三个结构参数。具体参数如表 1 所示。

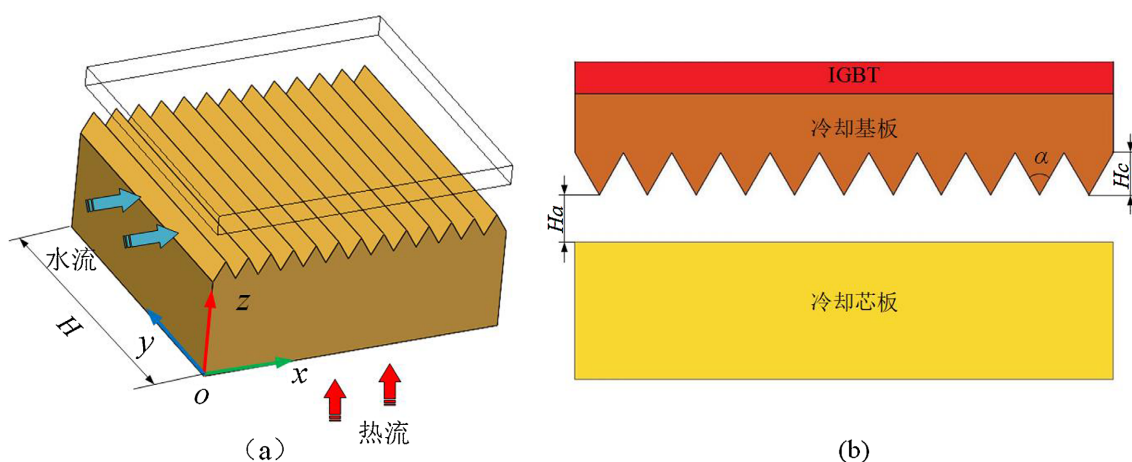


Figure 1. Three-dimensional schematic of the structure
图 1. 结构三维示意图

Table 1. Microchannel structural parameters
表 1. 微小通道结构参数

Case	1	2	3	4	5	6	7	8	9
H_c	0.5 mm	1 mm	1.5 mm	1 mm	1 mm	1 mm	1 mm	1 mm	1 mm
H_a	1 mm	1 mm	1 mm	0.5 mm	1 mm	1.5 mm	1 mm	1 mm	1 mm
α	100°	100°	100°	100°	100°	100°	80°	100°	120°

2.2. 数学模型

本文所研究换热问题包括两个方面: (1) 热量在冷却基板之间导热; (2) 冷却通道中的冷却介质与冷却基板下表面三角形齿之间的对流换热。假设流体为不可压、稳态、常物性。

连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho_f u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho_f u_i u_k)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_f \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

流体区域能量方程:

$$\frac{\partial(\rho_f c_{pf} u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial(\lambda_f \partial T / \partial x_i)}{\partial x_i} \quad (3)$$

固体区域能量方程:

$$\frac{\partial(\lambda_s \partial T / \partial x_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

2.3. 计算区域及边界条件

因肋结构在 IGBT 散热模块中具有结构周期性, 同时为节省计算资源, 故选取通道中一部分结构作为计算区域参与计算。如图 2 所示为计算区域示意图, 采用耦合传热模型。冷却介质在冷却通道内稳定后的充分发展状态, 鉴于入口速度尖角效应, 在入口端面延伸 1/3 微小道长度以施加平直入口速度。为消除计算区域出口处可能出现回流的影响, 将物理出口边界向下延伸 2/3 微小通道长度。

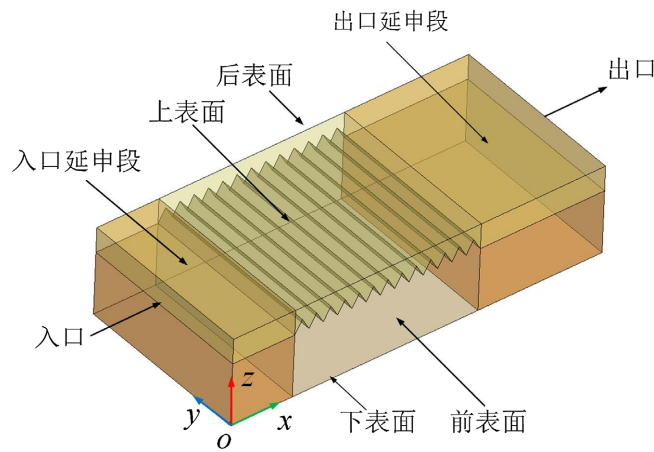


Figure 2. Schematic diagram of the calculation area
图 2. 计算区域示意图

计算区域边界条件设定为:

进出口边界:

$$\Theta(x, y, z)|_{x=0} = \Theta(x, y, z)|_{x=L_x} \quad (5)$$

下表面采用等热流边界条件:

$$-\lambda_s \partial T / \partial n|_s = q_w \quad (6)$$

上表面采用绝热边界条件, 速度为无滑移边界条件:

$$\begin{cases} u(x, y, z) = 0, v(x, y, z) = 0, w(x, y, z) = 0 \\ \partial T(x, y, z) / \partial n|_f = 0 \end{cases} \quad (7)$$

微小通道在 y 方向具有周期性, 故将计算域的前、后表面采用周期性边界条件:

$$\begin{aligned} u|_{y=0} &= u|_{y=2H}, v|_{y=0} = v|_{y=2H}, \\ w|_{y=0} &= w|_{y=2H}, T|_{y=0} = T|_{y=2H} \end{aligned} \quad (8)$$

流体与微小通道的流固耦合接触面上，热边界条件满足流体和固体接触面上温度和热流密度连续条件，速度满足无滑移边界条件：

$$\begin{aligned} u(x, y, z) &= v(x, y, z) = w(x, y, z) = 0; \\ T|_f &= T|_s, \lambda_f \frac{\partial T}{\partial n}|_f = \lambda_s \frac{\partial T}{\partial n}|_s \end{aligned} \quad (9)$$

参数定义：

雷诺数 Re 定义为：

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (10)$$

式中， D_h ——当量直径，m； ρ ——流体工质密度， kg/m^3 ； μ ——流体动力黏度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

当量直径 D_h 定义为：

$$D_h = \frac{4V}{F} \quad (11)$$

式中， V ——入口截面积， m^2 ； F ——湿润周长，m。

局部对流换热系数：

$$h_{\text{local}} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} / (T_w - T_f) \quad (12)$$

T_f 为流体的特征温度：

$$T_f = \iint u(x, y, z) T(x, y, z) dydz / \iint u(x, y, z) dydz \quad (13)$$

平均对流换热系数：

$$h = \iint_A h_{\text{local}} dA / A \quad (14)$$

局部努塞尔数 Nu_{local} ：

$$Nu_{\text{local}} = h_{\text{local}} D_h / \lambda \quad (15)$$

平均努塞尔数 Nu ：

$$Nu = h D_h / \lambda \quad (16)$$

阻力系数 f 定义如下：

$$f = 2 \frac{\Delta p}{L_x} \frac{D_h}{\rho u_{in, \max}^2} \quad (17)$$

式中： L_x ——计算域中微小通道换热面长度，m； Δp ——计算域中进、出口的压差，Pa； $u_{in, \max}$ ——最小截面处流体速度，m/s。

强化换热因子 JF 的计算方法为：

$$JF = (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (18)$$

式中： Nu_0 和 f_0 为矩形光滑微通道的平均努塞尔数及平均阻力系数。

2.4. 网格生成及数值验证

首先使用 ICEM 划分出直肋微小通道固体域网格，如图 3(c)所示。直肋微小通道包括流体域和固体域，为减少整体计算网格数量，固体下部分区域采用与物理量梯度一致的较稀疏网格，因此，在划分直肋微小通道固体域网格时，将其分为两部分，其一是流固接触面区(网格较密)，其二是其余固体域区；最后划分流体域网格，并进行局部加密，如图 3(b)所示；最后将以上三部分网格组合形成计算区域的整体网格，如图 3(a)所示。

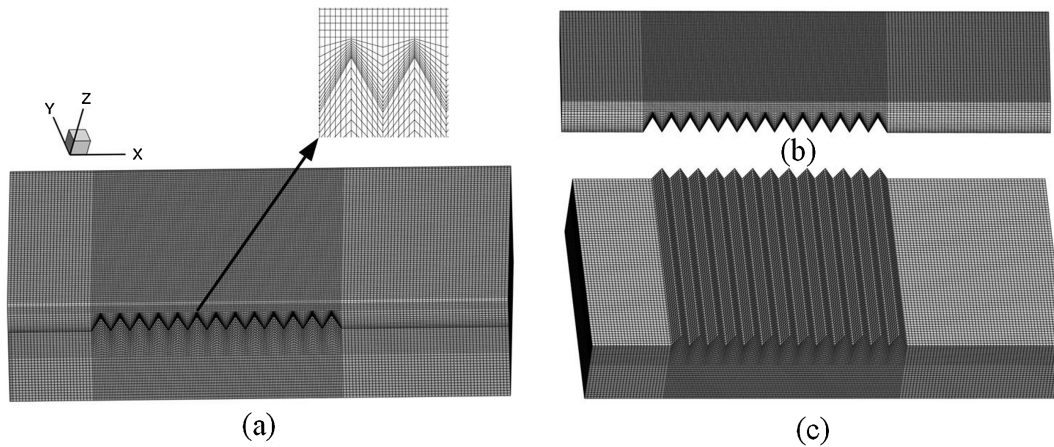


Figure 3. Computational area grid system. (a) Mesh of the computational region of the straight rib; (b) Mesh of the computational region of the solid of the straight rib; (c) Mesh of the computational region of the fluid of the straight rib
图 3. 计算区域网格系统。(a) 直肋计算区域网格；(b) 直肋固体计算区域网格；(c) 直肋流体计算区域网格

本文选取 Case 5 建立了网格数分别为 270 万、350 万、520 万和 665 万的四套网格对直肋微小通道进行数值模拟完成网格无关性验证。 $Re = 700$ ，不同网格数下的 Nu 和 f 的结果如表 2 所示。可以发现，随着网格单元的増加，流体 Nu 和 f 逐渐保持不变。各参数值从第 3 个网格数目开始保持在一定范围，网格数为 520 万与网格数为 665 万的 Nu 和 f 的偏差分别为 0.85% 和 0.46%，可以认为当网格数为 520 万时已满足精度要求，因此采用 520 万网格的网格划分方式。

Table 2. Grid independence verification
表 2. 网格独立性验证

网格数	2,716,004	3,473,200	5,224,921	6,656,689
Nu	32.56	32.79	33.17	33.45
相对误差	1.8%	1.15%	——	0.85%
f	0.344	0.342	0.338	0.336
相对误差	1.8%	0.89%	——	0.59%

本文对直肋微通道内流体流动与传热进行了数值计算，并将数值计算结果与文献[12]中的实验结果进行了对比，对比结果如图 4 所示。数值计算结果与实验数据对比表明，努塞尔数 Nu 及阻力系数 f 的计算值与实验值吻合良好，两者最大相对偏差分别控制在 8% 以内。结合以上结果分析，在文章中所表述的数值方法是可靠的。

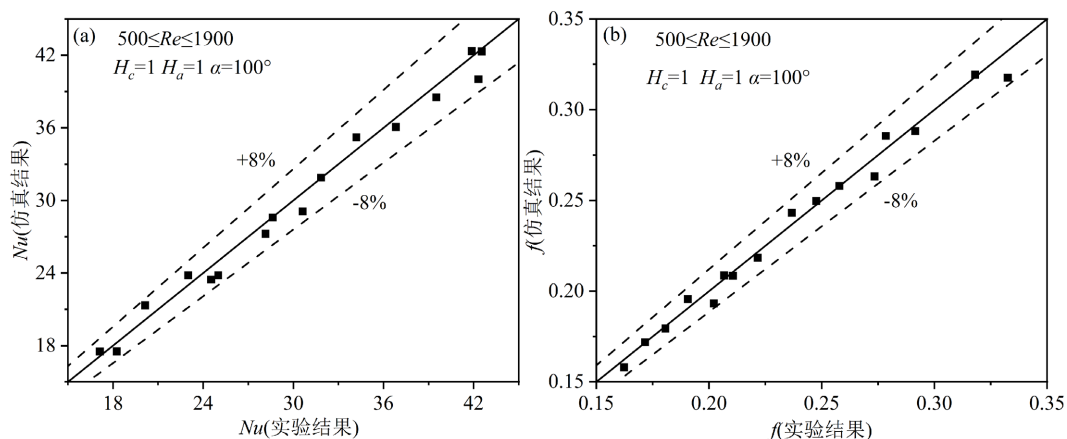


Figure 4. Validation of numerical accuracy
图 4. 数值准确性验证

3. 结果分析

3.1. 直肋齿高 H_c 对直肋微小通道流动与换热的影响

3.1.1. 不同 H_c 下直肋微小通道流动与换热特性

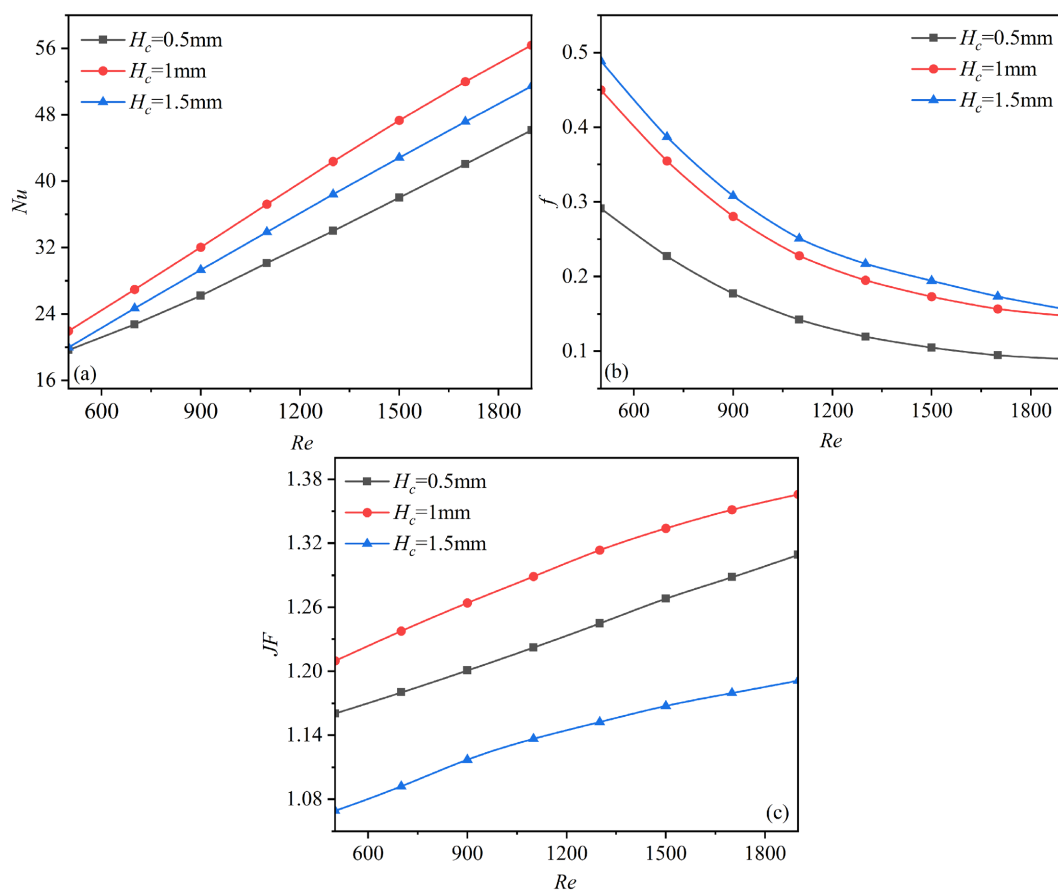


Figure 5. Influence of tooth height H_c on the flow and heat transfer performance of straight rib microchannels
图 5. 齿高 H_c 对直肋微小通道流动与换热性能的影响

如图 5(a)所示,随着 Re 的增大,直肋齿高 H_c 的变化对直肋微小通道的换热性能的影响逐渐升高;在同一 Re 下, Nu 随着 H_c 增大呈现先升后降的趋势。表明适当的增加直肋齿高可以增强换热的效果。具体而言,与 $H_c = 0.5 \text{ mm}$ 相比, $H_c = 1 \text{ mm}$ 的 Nu 提高了 11.6%~24.5%, $H_c = 1.5 \text{ mm}$ 的 Nu 提高了 8.5%~11.5%。如图 5(b)所示,可知 H_c 的增加不利于流体的流动;在同一 Re 下,与 $H_c = 0.5 \text{ mm}$ 相比, $H_c = 1 \text{ mm}$ 的 f 提高了 51.7%~55.5%, $H_c = 1.5 \text{ mm}$ 的 f 提高了 65.5%~66.7%。如图 5(c)所示,可知直肋齿高 H_c 对直肋微小通道的综合换热性能影响较大,故在设计结构参数时应重点关注直肋齿高对微小通道的影响。与 $H_c = 0.5 \text{ mm}$ 相比, $H_c = 1 \text{ mm}$ 时 JF 提高了 4.3%~5.6%,而 $H_c = 1.5 \text{ mm}$ 时 JF 降低了 11%~12.5%。

3.1.2. 不同 H_c 下沿流动截面方向温度分布

如图 6 所示,当 $H_c = 0.5 \text{ mm}$ 时,局部区域存在明显的高温集中现象,温度梯度陡峭,表明散热能力受限;齿高增至 1 mm 后,高温区范围缩小,温度梯度趋于平缓,热扩散效率有所提升;而 $H_c = 1.5 \text{ mm}$ 时,温度分布均匀性进一步增强,高温核心区显著弱化,最低温度值同步下降。这一规律揭示了齿高对散热性能的关键作用。

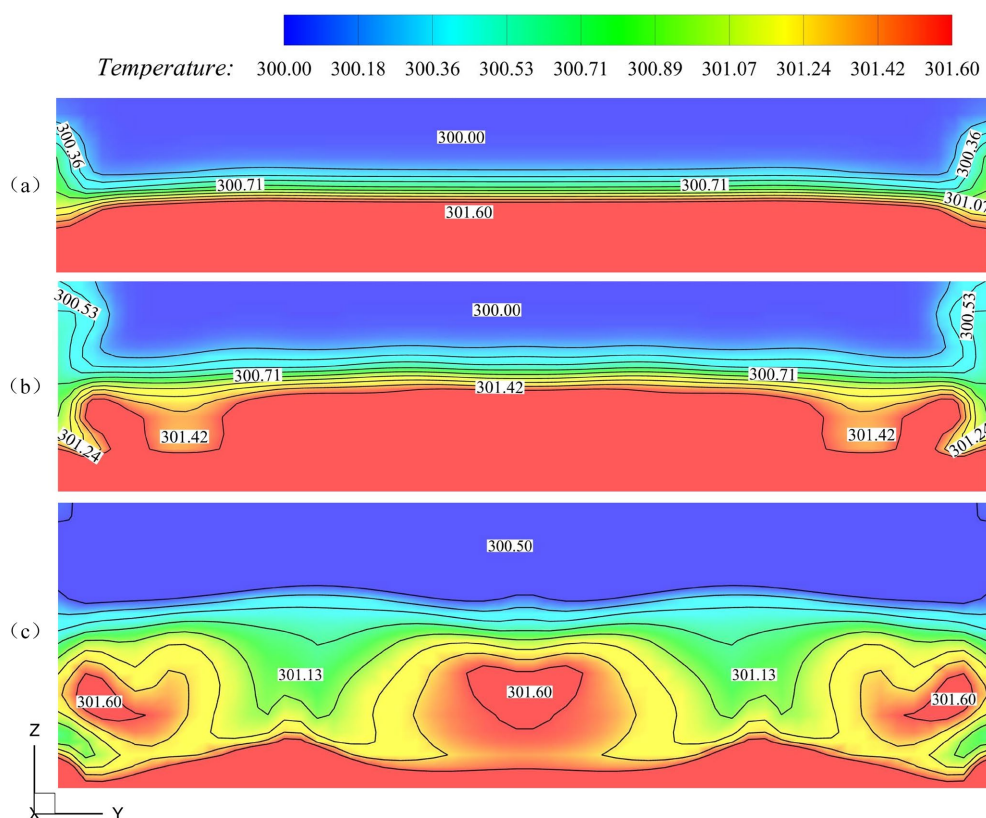


Figure 6. Effect of tooth height H_c on the temperature distribution along the flow cross-section direction
图 6. 齿高 H_c 对沿流动截面方向温度分布的影响

3.1.3. 不同 H_c 下沿流动截面方向速度分布

如图 7 所示,当 $H_c = 0.5 \text{ mm}$ 时,速度分布较为平缓,高速区集中在通道中央,近壁面速度梯度较小,表明小齿高对流动干扰有限。随着齿高增至 1 mm,流动分离加剧,速度梯度显著增大,肋后方出现低速区或涡流,高速区范围缩小,湍流增强。当 H_c 进一步增至 1.5 mm,速度分布呈现更复杂的结构,高速区被压缩至狭窄区域,表明流动阻力急剧增大,压降显著上升。

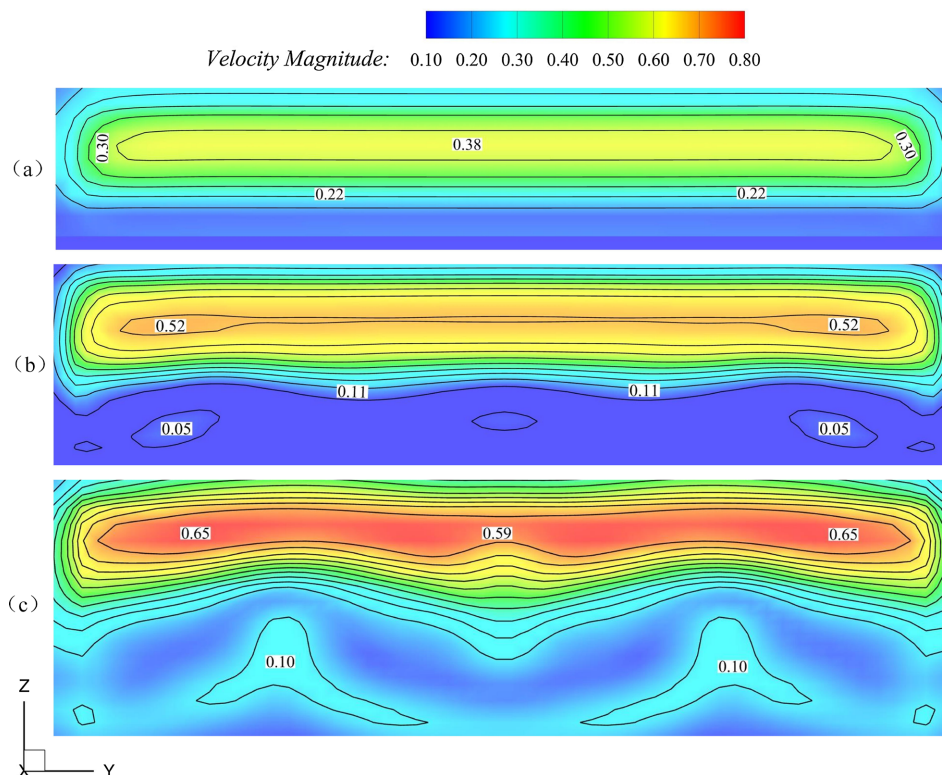


Figure 7. Effect of tooth height H_c on velocity distribution along the flow cross-section direction
图 7. 齿高 H_c 对沿流动截面方向速度分布的影响

3.2. 顶端间隙 H_a 对直肋微小通道流动与换热的影响

3.2.1. 不同 H_a 下直肋微小通道流动与换热特性

如图 8(a)所示, 在相同 Re 下, Nu 随着 H_a 的增大先升后降的趋势, 这表明顶端间隙 H_a 的适当增大有利于通道内的流体流动, 但 H_a 进一步增大, 使得通道内上层流体与上壁面的边界层变厚, 减弱了直肋微小通道的换热性能。与 $H_a = 0.5$ mm 相比, $H_a = 1$ mm 的 Nu 提高了 5.3%~16.8%, $H_a = 1.5$ mm 的 Nu 降低了 3.6%~11.2%。如图 8(b)所示, 在低 Re 下, 顶端间隙 H_a 对 f 影响较大; 在相同 Re 下, H_a 的增大不利于流体在直肋微小通道中的流动; 与 $H_a = 0.5$ mm 相比, $H_a = 1$ mm 时的 f 提高了 7.7%~20.5%, 而 $H_a = 1.5$ mm 时的 f 提高了 23.1%~67.6%。如图 8(c)所示, Re 不变时, JF 随着 H_a 的增大而减小; 与 $H_a = 0.5$ mm 相比, $H_a = 1$ mm 时 JF 降低了 1.4%~3.9%, $H_a = 1.5$ mm 时 JF 降低 8.6%~10.9%。

3.2.2. 不同 H_a 下沿流动截面方向温度分布

如图 9 所示, 当 $H_a = 0.5$ mm 时, 温度场分布较集中, 高温区域覆盖范围较大, 且温度梯度明显, 表明流体流动受限。当间隙增至 1 mm, 高温区域面积明显缩小, 温度分布趋于平缓, 峰值温度降低, 说明流体流动性增强, 热量更有效地被带走。进一步增大间隙至 1.5 mm, 温度分布更加均匀, 高温区域进一步缩减, 整体温度梯度显著减小。这表明较大间隙优化了流场结构, 从而提升整体散热性能。综合分析, 适当增大直肋顶端间隙可有效改善散热效果。

3.2.3. 不同 H_a 下沿流动截面方向速度分布

如图 10 所示, 当 $H_a = 0.5$ mm 时, 速度梯度较大, 近壁面区域存在明显低速带, 且高速区集中在肋间隙中部, 表明小间隙下流动受限, 边界层分离较显著; $H_a = 1$ mm 时, 高速区范围扩大, 低速区减弱,

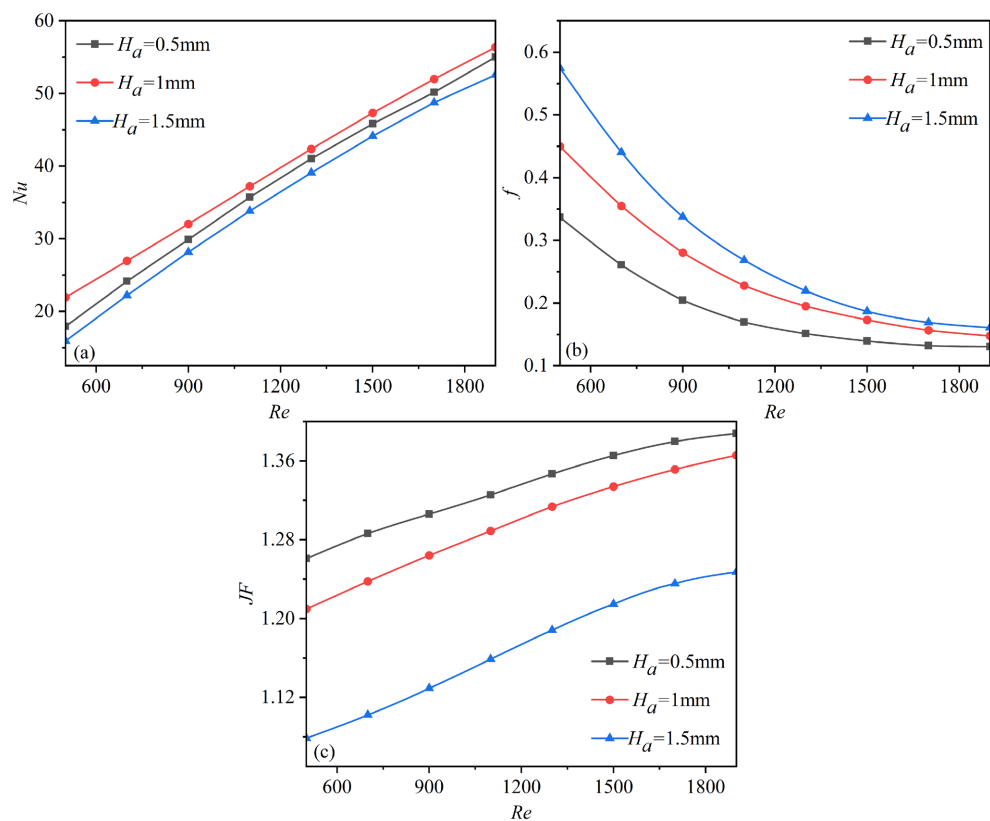


Figure 8. Effect of tip gap H_a on flow and heat transfer performance of straight rib microchannels
图 8. 顶端间隙 H_a 对直肋微小通道流动与换热性能的影响

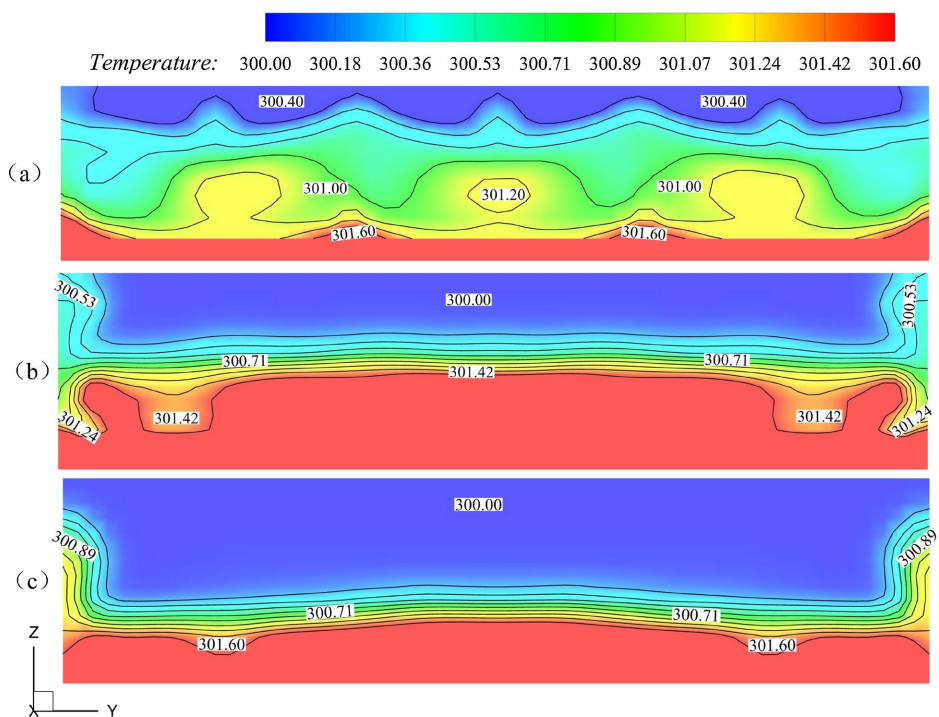


Figure 9. Effect of apical gap H_a on the temperature distribution along the flow cross-section direction
图 9. 顶端间隙 H_a 对沿流动截面方向温度分布的影响

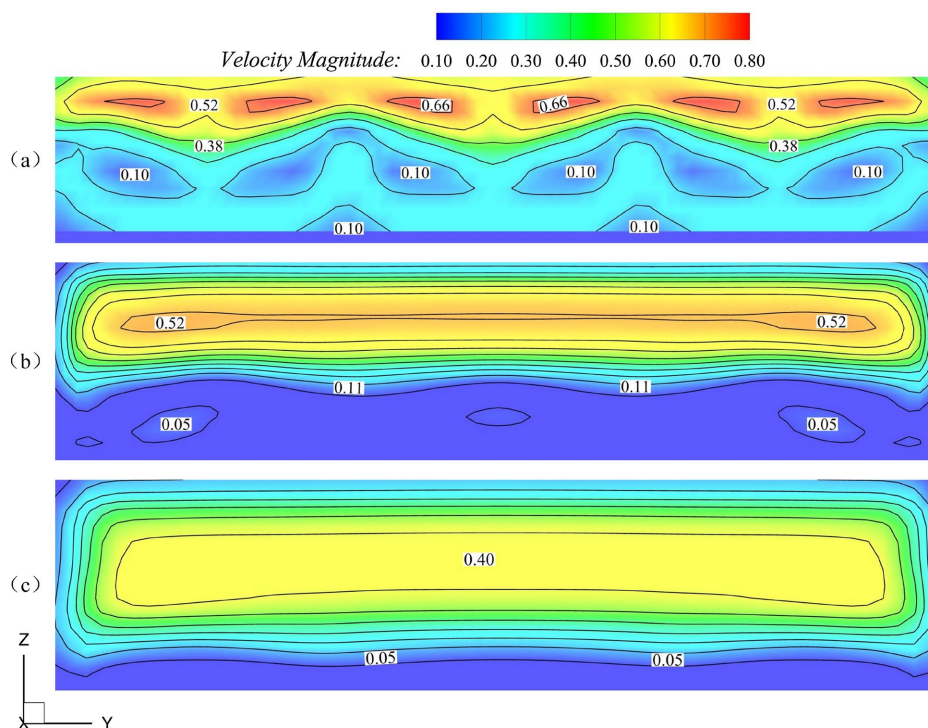


Figure 10. Effect of apical gap H_a on the velocity distribution along the flow cross-section direction
图 10. 顶端间隙 H_a 对沿流动截面方向速度分布的影响

速度分布趋于均匀,说明间隙增大后流体通过性增强,流动阻力降低; $H_a=1.5\text{ mm}$ 时,速度分布进一步均匀化,反映大间隙下流动趋于稳定。综合来看, H_a 的增大会削弱局部流动扰动,改善流动均匀性。

3.3. 直肋齿顶角 α 对直肋微小通道流动与换热的影响

3.3.1. 不同 α 下直肋微小通道流动与换热特性

如图 11(a)所示,在相同 Re 下, Nu 随着 α 的增大先降后升的趋势,这是由于 α 的增大,使得直肋对流体的扰动减小,削弱了直肋微小通道的换热效果, α 的进一步增大,虽然直肋对流体的扰动继续减小,但滞留在凹槽处的流体量减小,故 Nu 略微变大。与 $\alpha=80^\circ$ 相比, $\alpha=100^\circ$ 的 Nu 下降了 11.1%~19.2%;而 $\alpha=120^\circ$ 的 Nu 下降了 7.9%~11.6%。如图 11(b)所示,随着 α 的增大, f 逐渐降低。这表明,当直肋齿形状越为平缓,流体流动的阻力就越小,流动性能越优异;与 $\alpha=80^\circ$ 相比, $\alpha=100^\circ$ 的 f 降低了 4.4%~12.2%,而 $\alpha=120^\circ$ 的 f 降低了 11.9%~34.7%。如图 11(c)所示, Re 不变时, JF 随着 α 的增大呈现先减小后增大的趋势,并且变化幅度较大,即 α 的变化可对直肋微小通道的换热性能有较大的影响,当 $\alpha=80^\circ$ 时,换热因子最大;与 $\alpha=80^\circ$ 相比, $\alpha=100^\circ$ 的 JF 降低了 8.7%~12.8%,而 $\alpha=120^\circ$ 的 JF 提高了 3.5%~4.3%。

3.3.2. 不同 α 下沿流动截面方向温度分布

如图 12 所示,当 $\alpha=80^\circ$ 时,温度分布相对均匀,高温区域集中在肋片下游,且温度梯度较小,表明热量传递较为平缓。随着顶角增大至 100° ,高温区域向肋片顶部前移,同时温度梯度增大,说明流场扰动增强,促进了换热效率。当 $\alpha=120^\circ$ 时,高温区域显著缩小并集中于肋尖附近,表明此时流体的湍流混合作用更强。总体来看,齿顶角增大通过改变流场结构增强了流体的扰动,从而优化了散热性能。

3.3.3. 不同 α 下沿流动截面方向速度分布

如图 13 所示,当 $\alpha=80^\circ$ 时,速度分布相对均匀,主流区域速度梯度平缓,表明流体受肋齿扰动

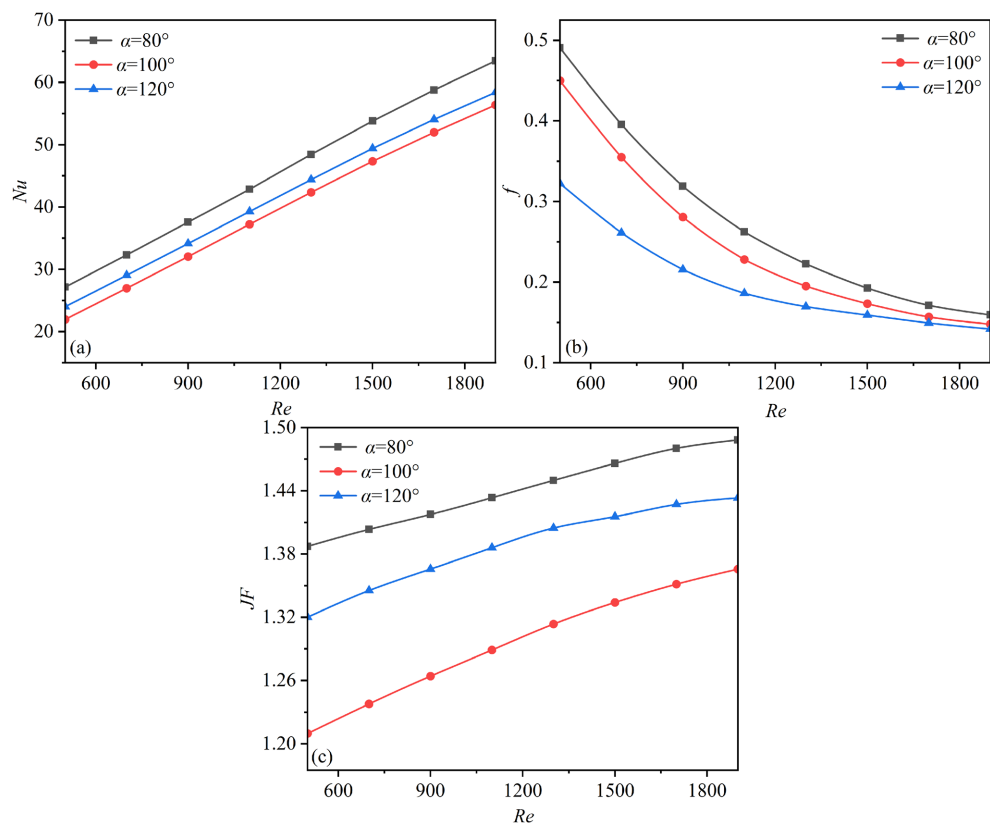


Figure 11. Influence of tooth apex angle α on the flow and heat transfer performance of microchannels with straight ribs
图 11. 齿顶角 α 对直肋微小通道流动与换热性能的影响

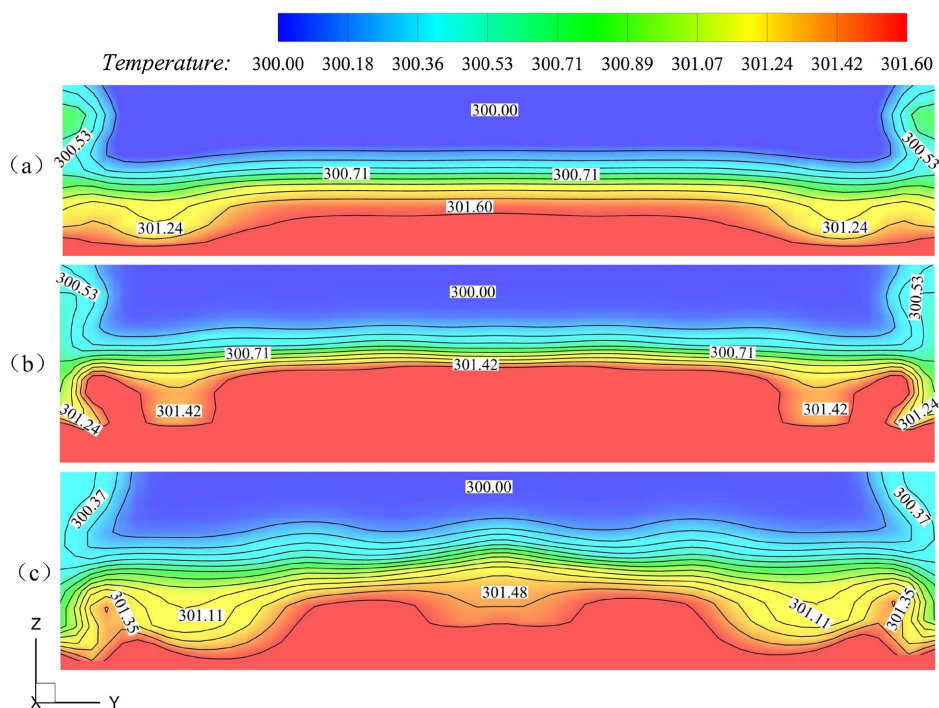


Figure 12. Effect of tooth apex angle α on the temperature distribution along the flow cross-section direction
图 12. 齿顶角 α 对沿流动截面方向温度分布的影响

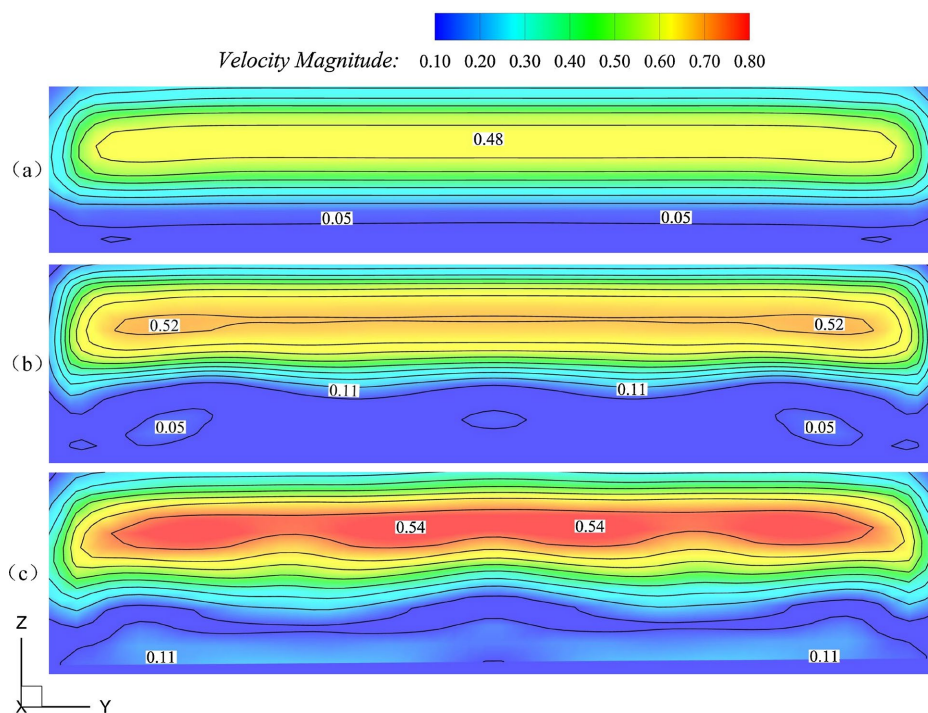


Figure 13. Effect of tooth apex angle α on velocity distribution along the flow cross-section direction
图 13. 齿顶角 α 对沿流动截面方向速度分布的影响

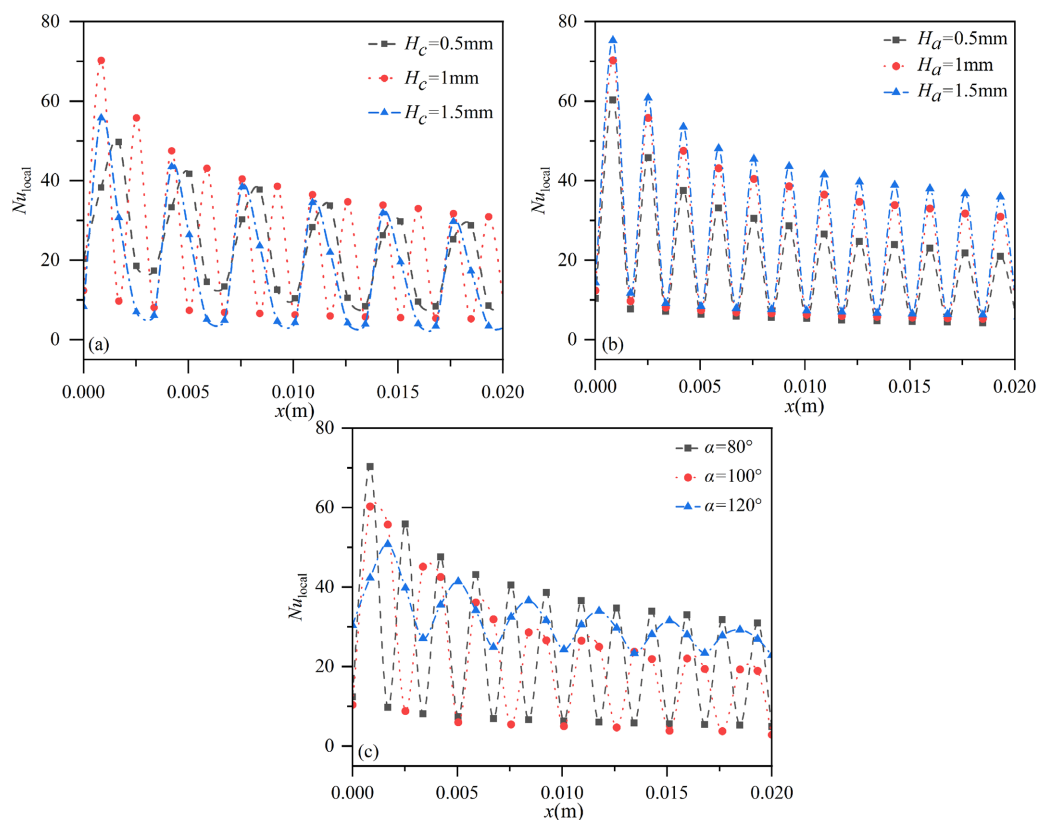


Figure 14. Effect of structural parameters of straight rib microchannels on Nu_{local}
图 14. 直肋微小通道结构参数对 Nu_{local} 的影响

较小, 未出现明显分离。随着齿顶角增大至 100° , 肋齿后部局部速度降低, 边界层分离现象初现, 形成小范围低速区。当齿顶角进一步增至 120° , 流动分离加剧, 出现大面积低速甚至回流区, 速度分布呈现显著非对称性, 主流动能损失增加, 表明大齿顶角下流动阻力显著提升。

3.4. 结构参数对直肋微小通道内 Nu_{local} 的影响

如图 14(a)所示, 随着齿高 H_c 的增大, 沿流动方向的 Nu_{local} 沿 x 方向呈现出波动变化。具体来说, 齿峰处的 Nu_{local} 先增大后减小; 而齿谷处附近的 Nu_{local} 则逐渐减小, 这是因为流体在齿谷处的滞留量增大, 导致换热性能降低; 总体而言, 沿流动方向, 齿峰和齿谷处的 Nu_{local} 均呈现减小的趋势。如图 14(b)所示, 展示了不同顶端间隙 H_a 对 Nu_{local} 沿 x 方向变化的影响。可以看出, H_a 对 Nu_{local} 的影响主要集中在流体通道上端, 并且顶端间隙的增加会使得 Nu_{local} 增大; 然而, 进一步增大 H_a , Nu_{local} 的增大幅度会降低, 由此可见, 适当增大顶端间隙有利于强化换热效果; 在齿谷处, H_a 的影响几乎可以忽略不计。如图 14(c)所示, 展示了不同齿顶角 α 对 Nu_{local} 沿 x 方向变化的影响。在齿高 H_c 不变的情况下, α 的增大会减小齿峰与齿谷处的 Nu_{local} 的差值; 具体而言, $\alpha = 120^\circ$ 时, 齿峰与齿谷处的 Nu_{local} 的差值较大, 此时, 齿谷处的 Nu_{local} 的值远大于 $\alpha = 80^\circ$ 和 $\alpha = 100^\circ$ 的值, 可知齿顶角的变大, 可以有效减少齿谷处流体的滞留量, 但也降低了齿峰处的换热效果。

4. 结论

本文探究结构参数对直肋微小通道流动与传热特性的影响。主要结论如下:

- (1) 适当增加直肋齿高可以增强换热的效果, 对直肋微小通道的综合换热性能影响较大, 故在设计结构参数时应重点关注直肋齿高对微小通道的影响;
- (2) H_a 通过改善流体通过性并削弱了上壁面边界层的影响进而影响换热效果;
- (3) 齿顶角 α 通过改变流场扰动强度与流动分离特性影响换热性能。

基金项目

甘肃省高等学校产业支撑计划项目(2023CYZC-37)。

参考文献

- [1] 翁星方, 邹档兵. 城市轨道交通车辆牵引逆变器的技术发展[J]. 机车电传动, 2012(1): 47-51.
- [2] 高昆峰. 轨道交通车辆牵引逆变器 IGBT 失效分析及整改策略分析[J]. 内燃机与配件, 2024(24): 48-50.
- [3] 宗朝晖. 现代电力电子的冷却技术[J]. 变流技术与电力牵引, 2007(4): 6-12.
- [4] Li, X., Deng, T., Ma, T., Ke, H. and Wang, Q. (2019) A New Evaluation Method for Overall Heat Transfer Performance of Supercritical Carbon Dioxide in a Printed Circuit Heat Exchanger. *Energy Conversion and Management*, **193**, 99-105. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.061>
- [5] Jeon, S., Baik, Y., Byon, C. and Kim, W. (2016) Thermal Performance of Heterogeneous PCHE for Supercritical CO₂ Energy Cycle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **102**, 867-876. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.091>
- [6] Zhong, S., Zhang, C. and Fan, A. (2025) Numerical Study on Heat Transfer Enhancement of Laminar Flow in Fully Wavy Wall Microchannels. *Applied Thermal Engineering*, **266**, Article ID: 125782. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125782>
- [7] Wang, H., Gan, Y., Luo, Q., Li, Y. and Feng, J. (2025) A Study on the Effect of Channel Structures on Flow and Heat Transfer Performance of Cold Plate with Double-Layer Serpentine Microchannel. *Applied Thermal Engineering*, **259**, Article ID: 124944. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124944>
- [8] Hærvig, J., Sørensen, K. and Condra, T.J. (2017) On the Fully-Developed Heat Transfer Enhancing Flow Field in Sinusoidally, Spirally Corrugated Tubes Using Computational Fluid Dynamics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **106**, 1051-1062. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.080>

-
- [9] Foo, Z.H., Cheng, K.X., Goh, A.L. and Ooi, K.T. (2018) Single-Phase Convective Heat Transfer Performance of Wavy Microchannels in Macro Geometry. *Applied Thermal Engineering*, **141**, 675-687.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.06.015>
- [10] Ruck, S. and Arbeiter, F. (2018) Detached Eddy Simulation of Turbulent Flow and Heat Transfer in Cooling Channels Roughened by Various Shaped Ribs on One Wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **118**, 388-401.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.094>
- [11] Tank, P.N., Kothadia, H.B., Sridharan, A. and Prabhu, S.V. (2024) Experimental Investigation on Two-Phase Flow in Horizontal Channel with Vortex Generator. *Heat Transfer Engineering*, **46**, 321-341.
<https://doi.org/10.1080/01457632.2024.2308354>
- [12] 孙委委. 波纹微通道强化传热性能实验研究[D]: [硕士学位论文]. 兰州: 兰州交通大学, 2017.