

带肋复合微通道换热器内流动传热性能研究

赵浩腾, 崔凯路, 张子涛, 吴越, 何坤, 晏鑫

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为探究微肋与二次通道复合结构对微通道换热器流动换热性能增强的影响机理,采用数值方法,研究了不同雷诺数下6种带肋复合微通道换热器内的压降、流场结构、摩擦系数、基底温度、相对努赛尔数和综合流动换热性能,并与矩形光滑微通道和无肋二次通道微通道的流动换热性能进行了对比。研究表明:在流动特性方面,引入二次通道结构对微通道内的压降损失和相对摩擦系数没有影响,但引入微肋结构会产生节流效应并诱发漩涡结构,导致微通道内的压降损失增大3~10倍;在传热特性方面,引入二次通道结构能够强化换热,在二次通道结构基础上增加微肋结构能进一步增强微通道换热器的传热性能;相比于矩形光滑微通道和无肋二次通道微通道,复合微通道换热器的基底温度最高下降13.52 K,相对努赛尔数最高增大35.36%;在综合性能方面,对于所研究的6种带肋复合微通道换热器,前三角肋复合微通道具有最优的流动传热综合性能,并具有高流速、低泵功率、低热阻等优点。

关键词: 换热器;复合微通道;二次通道;微肋;流动;传热

中图分类号: TK172 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202408010 **文章编号:** 0253-987X(2024)08-0092-11

Study on Flow and Heat Transfer Performance in Ribbed Composite Micro-Channel Heat Sinks

ZHAO Haoteng, CUI Kailu, ZHANG Zitao, WU Yue, HE Kun, YAN Xin

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To explore the effect of composite structure of micro-ribs and secondary channel on the enhancement of flow and heat transfer performance in micro-channel heat sinks, the numerical method is utilized to investigate the pressure drop, flow structure, friction factor, base temperature, relative Nusselt number, and comprehensive flow and heat transfer performance in the heat sinks of six different ribbed composite micro-channels at a range of Reynolds numbers. The flow and heat transfer performance in the composite micro-channel heat sinks are compared with those in the rectangular smooth micro-channel and the non-ribbed micro-channel with secondary channel. The results show that, with respect to the flow characteristic, the introduction of the secondary channel has no effect on the pressure drop penalty and the relative friction coefficient in the micro-channel. However, the introduction of the micro-ribs produces a throttling effect and induces vortex structures, resulting in an increase of 3—10 times in the pressure drop penalty in the micro-channel. For the heat transfer characteristic, the introduction

收稿日期: 2024-02-07。 作者简介: 赵浩腾(2000—),男,硕士生;晏鑫(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 陕西省自然科学基金资助项目(2023-JC-YB-340);国家自然科学基金资助项目(52076165)。

网络出版时间: 2024-04-25

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240424.1423.005>

of the secondary micro-channel enhances the heat transfer in the micro-channel, and the micro-ribs in addition to the secondary micro-channel can further improve the heat transfer. Compared with the rectangular smooth micro-channel and the non-ribbed micro-channel with secondary channel, the base temperature in the composite micro-channel heat sink is decreased by 13.52 K and the relative Nusselt number is increased by 35.36 % at most. In terms of the comprehensive performance, among the six ribbed composite micro-channel heat sinks studied, the composite micro-channel with front triangular ribs has the best comprehensive flow and heat transfer performance, and the advantages such as the high flow velocity, low pump power consumption, and low heat resistance.

Keywords: heat sink; composite micro-channel; secondary channel; micro-rib; flow; heat transfer

近年来,随着微电子技术的不断进步,先进电子设备元器件逐渐向微型化、集成化方向发展,电子元器件单位面积上的发热功率增加,导致传统的冷却方式逐渐难以满足微型电子设备器件的散热要求^[1]。为了增强高性能芯片的散热能力,开发新型高效冷却技术并加以改进,已成为芯片技术领域亟待解决的重要课题,受到了研究者的广泛关注。

微通道换热器具有尺寸小、重量轻、结构紧凑及传热性能好等优点,因而被研究者广泛认为是解决高热流密度芯片的散热问题的有效手段,目前研究者针对不同结构的微通道换热器开展了大量的实验^[2-3]和数值^[4-6]研究,开发出许多结构独特、性能高效的复杂微通道换热器^[7-9]。

已有研究表明,肋结构可以有效增强微通道换热器的换热能力^[10-12]。Huang等^[13]通过实验研究了带圆形肋、椭圆形肋及水滴形肋圆管通道在相同的肋高及截面积下的换热性能,发现带椭圆形肋圆管通道的局部努塞尔数最高,而带水滴形肋圆管通道具有最优的综合性能。Chai等^[14]对5种带侧壁偏置肋的微通道换热器的流动与传热特性进行了数值模拟,结果表明,带偏置肋微通道换热器的努塞尔数是光滑微通道换热器的1.42~1.95倍,性能评价指标为1.02~1.48倍,换热性能均显著增强。然而,微通道换热性能的增强常常伴随着压降的增大^[14-15]。张承武等^[16]通过实验研究发现带圆形肋、椭圆形肋及菱形肋微通道流道内的阻力系数随着雷诺数的增大而逐渐减小,但压降随流量的增大而增大,高雷诺数下带椭圆形肋微通道的压降和阻力系数最小,分别为18 kPa和0.26。

此外,在微通道换热器中适当地引入二次通道结构可以降低热阻^[17],部分微通道换热器还可以保持压降基本不变^[18-19]。Fan等^[20]通过引入连接主通道的二次通道结构,实现了流动的充分混合及边

界层的周期性破坏与重生成,在强化传热的同时保持压降损失基本不变。Raja Kuppasamy等^[21]将具有交替倾斜二次通道的微通道换热器与普通的微通道换热器的流动换热性能进行对比,发现其整体性能提高了146%,热阻值降低了76.8%,同时伴随着压降损失的减小。研究发现,二次通道内会出现漩涡结构,影响流体与固体壁面之间的换热,而采用二次通道复合肋结构的方法,可以改变流体的流向,增加二次通道内的流体流量,抑制漩涡结构的发展^[22]。

由此可见,采用肋与二次通道的复合结构不仅能够显著增强微通道换热器内的换热,还能抑制压降损失增加的幅度,同时可减弱二次通道中的漩涡结构,从而获得更优良的流动传热综合性能。然而,目前针对带不同肋结构的二次通道复合微通道换热器的流动与传热性能研究论文相对较少,复合结构对微通道内流动换热性能增强的影响机理尚不明确。因此,本文建立了6种带肋复合微通道换热器模型,采用数值方法对带肋复合微通道换热器内的流动换热特性进行了研究,并与矩形光滑微通道以及无肋二次通道微通道内的流动换热特性进行了对比,指出了影响换热增强的关键因素,获得了性能最优的带肋复合微通道结构。

1 数值计算方法

1.1 计算模型与边界条件

图1给出了本文研究的8种微通道换热器的局部俯视图。其中图1(a)和图1(b)为矩形光滑微通道及无肋二次通道微通道,为参考结构;图1(c)~(h)为6种带肋复合微通道。由于微通道换热器在横向具有几何对称性,因此每个微通道换热器只取一个周期通道作为研究对象,冷却液从铜金属壁面周围流过。

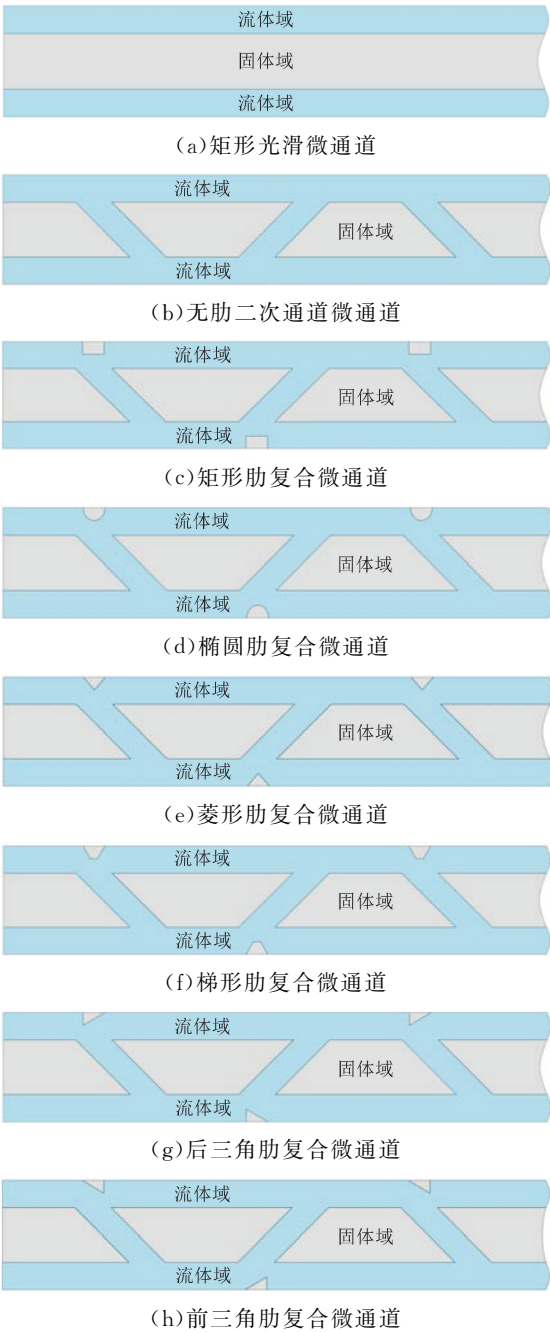


图 1 各微通道换热器的局部俯视图

Fig. 1 Local top view for each microchannel heat sink

带肋复合微通道换热器的基本原理是:当冷却液在微通道中流动时,肋结构会使冷却液的流动方向发生改变。一部分冷却液流入二次通道内,与固体壁面核心温度区进行换热;另一部分冷却液仍在主流通道中流动,但会因流向的周期性变化而受到剧烈扰动,增强了其与固体壁面间的换热水平。因此,微通道换热器的换热能力大幅提高。以前三角肋复合微通道为例,图 2 显示了其计算模型及边界条件,主要边界条件设置如表 1 所示。

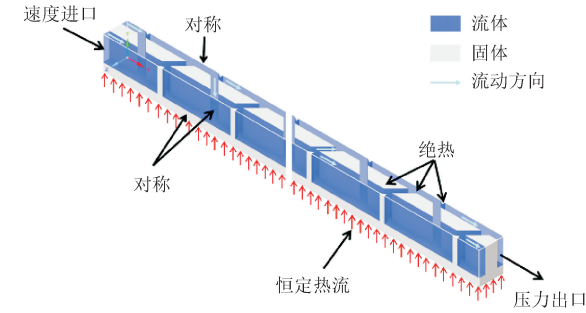


图 2 计算模型及边界条件

Fig. 2 Computational model and boundary conditions

表 1 数值计算边界条件

Table 1 Boundary conditions for numerical simulations

参数	数值
流速 $u/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	0.4, 0.8, 1.2, 1.6, 2.0
进口温度 T_{in}/K	300
出口压力 p_{out}/Pa	0
有效热流密度 $q_{\text{eff}}/(\text{W} \cdot \text{cm}^{-2})$	100

以三角肋复合微通道为例,其几何参数定义如表 2 所示,具体几何特征位置如图 3 所示。在本文中,复合微通道换热器最重要的几何参数是二次通道宽度 W_s 、肋长 L_R 以及肋宽 W_R 。其中:二次通道宽度决定了流体与固体壁面换热面积的增加程度,进而影响到流体与固体壁面间的换热量;肋长和肋宽则共同决定了肋结构对流体流向的扰动影响,通过改变复合微通道换热器的流动特性来增强其传热特性。为使流体流经肋结构时产生分流,引导部分流体进入二次通道内,对二次通道壁面产生冲击作用,增强二次通道结构的对流换热能力,因此本文选取的肋长 L_R 与肋宽 W_R 分别为 60、35 μm 。

表 2 计算模型的几何参数

Table 2 Geometric parameters for the computational models

参数	数值
微通道总长度 $L/\mu\text{m}$	10 000
微通道总高度(含厚度) $H/\mu\text{m}$	400
微通道总宽度 $W/\mu\text{m}$	300
微通道高度 $h/\mu\text{m}$	300
主通道半宽度 $W_c/\mu\text{m}$	75
二次通道间隔长边长度 $W_1/\mu\text{m}$	500
二次通道间隔短边长度 $W_2/\mu\text{m}$	200
二次通道宽度 $W_s/\mu\text{m}$	100
肋长 $L_R/\mu\text{m}$	60
肋宽 $W_R/\mu\text{m}$	35
上底长度(梯形肋) $L_s/\mu\text{m}$	20

注: L_s 为梯形肋上底长度,即沿主流方向梯形肋的最小长度。

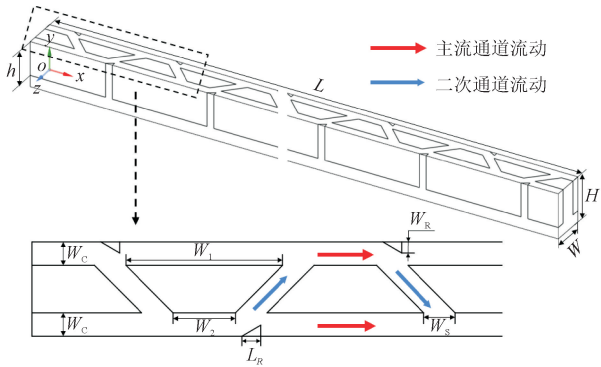


图 3 微通道换热器的几何参数

Fig. 3 Geometrical parameters for microchannel heat sink

此外,肋结构布置在二次通道入口处能有效实现分流,因此本文中肋长的中心线与二次通道的入口中心线重合,肋结构位于主流道正中心位置。为与微肋相互配合,二次通道宽度 W_s 取值为 $100\text{ }\mu\text{m}$ 。

本文计算域包括流体域和固体域,采用 ANSYS Workbench Mesh 对其生成非结构化网格。为满足计算精度要求,对流固耦合面进行加密处理,方法为平滑过渡,网格的过渡比为 0.272,边界层层数为 20 层,膨胀比为 1.2。以菱形肋复合微通道为例,图 4 展示了其网格示意图。由表 1、表 2 可知,本文中的流动最大雷诺数在 500 左右,因此采用层流流动计算方法,采用 ANSYS Fluent 对微通道的流动传热性能进行计算。计算时,采用 SIMPLE 算法对流固耦合问题的流动传热方程进行迭代求解,当残差降至 10^{-6} 以下时(能量方程降至 10^{-9}),认为计算收敛。

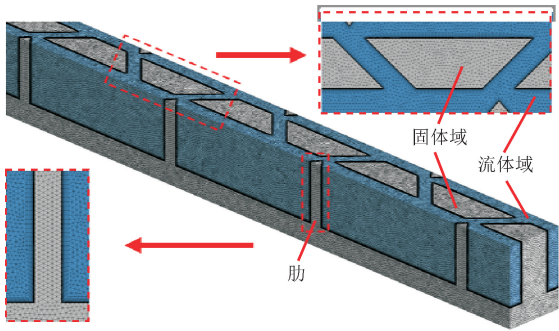


图 4 计算网格示意图

Fig. 4 Schematic view for the computational meshes

在本文的数值模拟中,金属固体的材质为铜,冷却液为水。水的物性参数受到温度的影响较大,为了得到更为准确的模拟结果,假定水的物性参数不受压力的影响,将水的导热系数^[23]和动力黏度^[24]

表达为温度 T 的多项式函数,表达如下

$$k = -0.933\ 14 + 8.53\text{e}^{-3}T - 1.125\ 9\text{e}^{-5}T^2 \quad (1)$$

$$\mu = 9.67\text{e}^{-2} - 8.207\text{e}^{-4}T + 2.344\text{e}^{-6}T^2 - 2.244\text{e}^{-9}T^3 \quad (2)$$

而受温度影响较小的密度和比定压热容则取为默认值,表达如下

$$\rho = 998.2\text{ kg/m}^3 \quad (3)$$

$$c_p = 4.182\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \quad (4)$$

1.2 参数定义

雷诺数定义为

$$Re = \frac{\rho u_{in} D}{\mu} \quad (5)$$

式中: ρ 为水的密度, kg/m^3 ; u_{in} 为流体进口速度, m/s ; D 为当量直径, m ; μ 为水的动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

当量直径定义为

$$D = \frac{4hW_c}{h + 2W_c} \quad (6)$$

式中: h 为微通道高度, m ; W_c 为主通道半宽度, m 。

表面摩擦系数定义为

$$f = \frac{D\Delta p}{2L\rho u_{in}^2} \quad (7)$$

式中: Δp 为流体进出口压力差, Pa ; L 为微通道总长度, m 。

平均换热系数定义为

$$h_{ave} = \frac{q_{eff}A_B}{A_{con}(T_{w,ave} - T_{f,ave})} \quad (8)$$

式中: q_{eff} 为有效热流密度, W/m^2 ; A_B 为基底加热面积, m^2 ; $T_{w,ave}$ 为微通道内与流体接触的壁面平均温度, K ; $T_{f,ave}$ 为流体的平均温度, K ; A_{con} 为流体与固体壁面之间的对流换热面积, m^2 。

有效热流密度定义为:

$$q_{eff} = \frac{mc_p(T_{out} - T_{in})}{A_B} \quad (9)$$

式中: m 为流体的质量流量, kg/s ; c_p 为流体的比定压热容, $\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$; T_{out} 为出口流体的平均温度, K ; T_{in} 为进口流体的平均温度, K 。

流体的平均温度定义为

$$T_{f,ave} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (10)$$

平均努塞耳数定义为

$$Nu = \frac{h_{ave}D}{k_f} \quad (11)$$

式中: k_f 为流体的导热系数, $\text{W/(m}\cdot\text{K)}$ 。值得指出的是,本文在处理数据时,水的导热系数 k_f 和动力

黏度 μ 都是根据水的平均温度 $T_{f,ave}$ 给出的。

热阻定义为

$$R_{th} = \frac{T_{w,ave} - T_{in}}{q_{eff}} \tag{12}$$

泵功率定义为

$$P_p = \Delta p Q_v \tag{13}$$

式中： Q_v 为流体的体积流量， m^3/s 。

1.3 网格无关性考核

本文对矩形光滑微通道的流动传热特性数值计算进行了网格无关性验证，表 3 给出了不同网格数时矩形光滑微通道的压降 Δp 与平均努塞尔数 Nu 参数的验证结果。

表 3 不同网格数时矩形光滑微通道的 Δp 与 Nu
Table 3 Predicted Δp and Nu for the rectangular smooth microchannel with different grid numbers

网格数/万	$\Delta p/Pa$	Δp 误差/%	Nu	Nu 误差/%
160	1 649.170 7	0.938	5.134 6	1.240
360	1 664.640 2	0.153	5.198 3	0.186
540	1 667.188 0	0.276	5.188 6	0.253
660	1 671.793 1	0.110	5.201 8	0.079
800	1 673.629 6		5.205 9	

相对误差定义为

$$e = \left| \frac{X_2 - X_1}{X_1} \right| \times 100\% \tag{14}$$

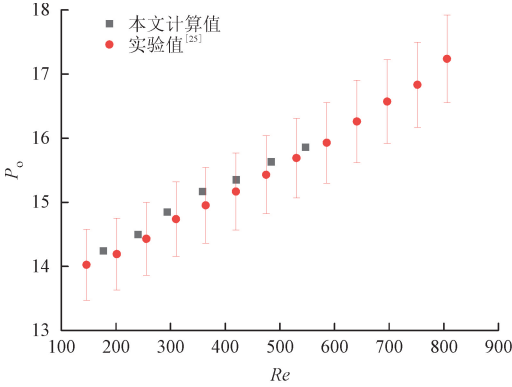
式中： X 表示压降 Δp 或平均努塞尔数 Nu ； X_1 表示较小网格数的模拟计算值， X_2 表示较大网格数的模拟计算值。

在本文中，当 $e < 0.15\%$ 时，则称 X_1 对应的网格数为最优网格数，认为此时已经达到网格无关性。从表 3 中可以看出，当网格数达到 660 万时，计算结果与网格数为 800 万时的计算结果之间的误差小于 0.15% ，继续增加网格数对计算结果影响较小，达到网格无关性。因此，矩形光滑微通道的网格数确定为 660 万。

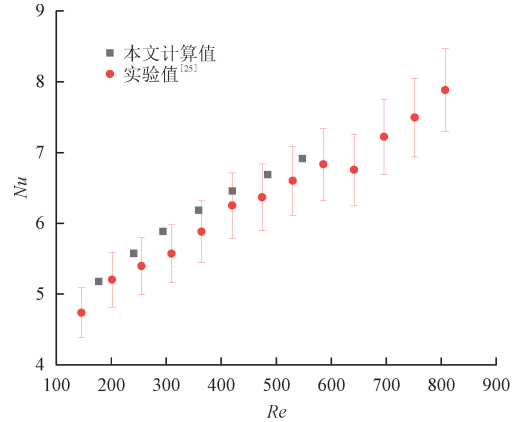
1.4 数值方法验证

采用数值方法计算了矩形光滑微通道结构的流动与传热特性，并将计算结果与实验结果^[25]进行了对比，如图 5 所示。可知，对于反映流动性能的指标参数 $P_o = fRe$ ，模拟结果与实验结果吻合较好，数值结果与实验值间的最大误差仅为 1.58% ，远小于实验的测量误差 3.95% ^[25]；对于反映传热性能的指标参数 Nu ，虽然数值计算结果比实验结果普遍偏高，但数值计算结果仍落在实验测量的误差范围内（实验误

差为 7.39% ^[25]），且二者也具有相同的变化趋势。因此，本文所采用的数值方法具有较高的精度。



(a) P_o 参数对比



(b) Nu 参数对比

图 5 矩形光滑微通道计算结果与实验结果^[25]对比
Fig. 5 Comparisons of the predicted flow and heat transfer performance in the rectangular smooth microchannels to the experimental results^[25]

2 结果与讨论

2.1 流动特性

2.1.1 压降特性

图 6 给出了流体进出口压降 Δp 随雷诺数 Re 的变化曲线。由图 6 可知，仅增加二次通道结构对流体进出口压降损失几乎没有影响。这是因为流体在无肋二次通道微通道内流动时受到的扰动较小，扰动仅发生在二次通道出入口处，低流速流体进入二次通道后受高速主流影响，难以流出二次通道，因此流体在主通道内的流动状态与矩形光滑微通道内几乎相同。由图 6 还可知，在二次通道结构基础上再增加肋结构会使流体进出口压降显著增加。这是因为，对于带肋复合微通道，肋结构改变了流体的主流方向，使得流体受到剧烈扰动，损失了较多的能

量。同时,流道结构具有周期性,流体在流道中受到周期性扰动,进一步加剧了能量损失。此外,部分流体受肋结构扰动后流入二次通道内,造成了流体的分流,导致通流面积增大,从而降低了主通道内的流动速度(相对于两种参考微通道)。为了维持与两种参考微通道整体上相同水平的流动速度,就需要增大进出口压降。并且,当流体流出二次通道后,在二次通道出口处与主流混合,产生混合流动损失。综合而言,相对于两种参考微通道,带肋复合微通道需要更大的进出口压降以维持流道中相同 Re 条件下的流动。由于不同的肋结构对微通道内流体流动特性的扰动程度不同,所以不同带肋复合微通道内的压降特性存在较大差异。对于本文研究的 6 种带肋复合微通道,其进出口压降相比于两种参考微通道增大了 3~10 倍。

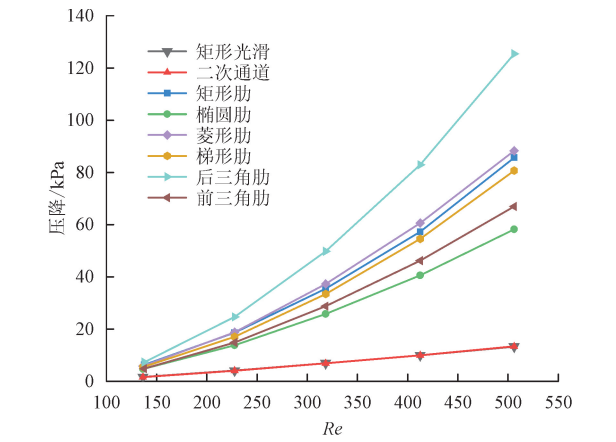


图 6 压降随雷诺数的变化关系

Fig. 6 Relationships between the pressure drop and Reynolds number

在带肋复合微通道中,后三角肋复合微通道的压降最大,椭圆肋复合微通道的压降最小;随着雷诺数的增加,各带肋复合微通道的压降梯度是在增大的。这是因为,雷诺数增加意味着流体进口速度(流量)增加,当高流速流体流过肋结构时,肋对流体的扰动影响变得更加剧烈,单位流量流体损失了更多的能量,使得维持流动所需的压降在梯度上是增大的。综上所述,肋结构通过自身形状对流体造成不同程度的扰动,进而对其压降特性产生显著影响。

2.1.2 漩涡结构

当雷诺数 Re 为 227.66 时,不同微通道流道中心位置的速度流线图如图 7 所示。从图中可以观察到,流体受到不同肋结构扰动后的速度变化和漩涡结构及分布。从图 7(b)可知,在无肋二次通道微通

道中,流入二次通道的流体速度很低,主流通道内流体的动压大于二次通道内流体的动压,因此在二次通道入口处产生了较大的漩涡,阻碍新流体流入二次通道。此外,漩涡使流体损失了大量动能,流速进一步降低,部分热流体难以流出二次通道,二次通道的强化传热能力因此被抑制。

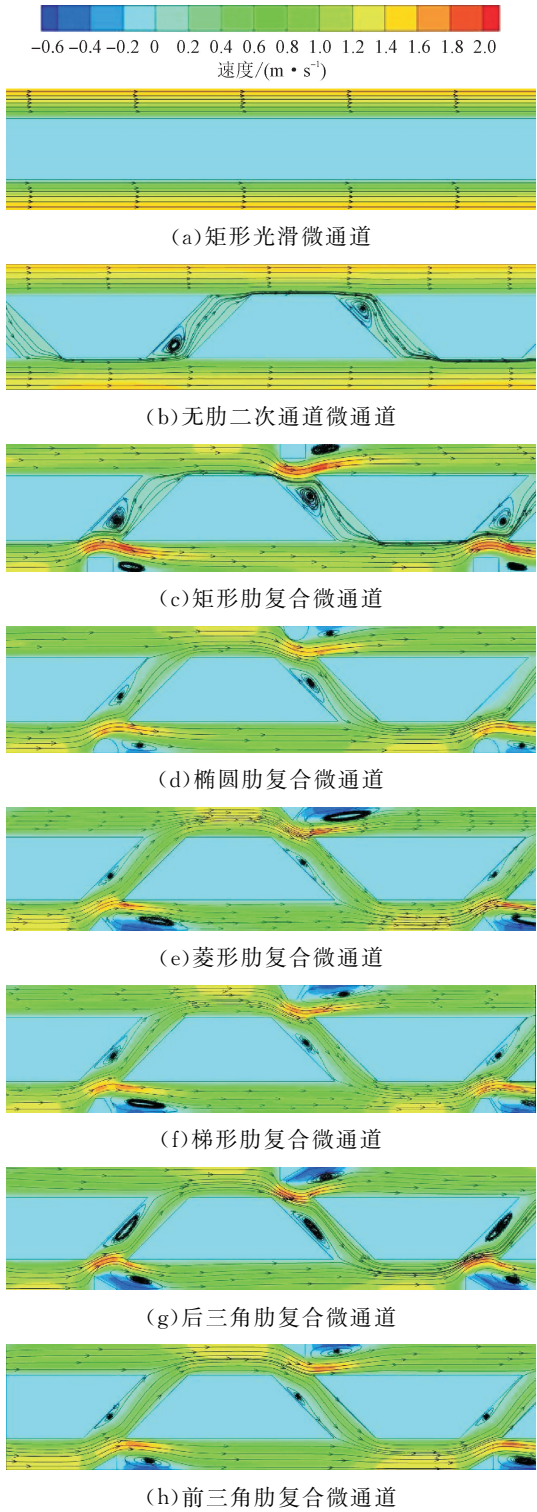


图 7 不同微通道的流线图

Fig. 7 Streamlines in different microchannels

对于带肋复合微通道,由于肋对流体的扰动作用,流体在流经肋结构时,通常会在肋的后方形形成漩涡,如图 7(c)~(h)所示。一方面,漩涡能够搅动周围的流体,使冷热流体充分混合,抑制了边界层的生成,有利于流体与固体壁面间的换热;另一方面,肋结构和漩涡的共同作用会使主通道内的流体产生节流效应,造成部分能量损失,使得流体流经肋结构后压力大幅降低,为维持其在流道内的正常流动,需要更大的进出口流体压降。

肋结构虽然会导致漩涡的产生,但对二次通道换热能力的释放也有至关重要的作用。从图 7 中可以看出,除矩形肋复合微通道外,其余复合微通道的二次通道内的漩涡均有不同程度的削弱。这是因为,肋结构使流体在主通道与二次通道分界处形成高流速,并且引导部分流体进入到二次通道内,削弱了流体的回流,热流体得以流出,增强了流体与壁面的对流换热。其中,菱形肋复合微通道和前三角肋复合微通道的二次通道内的漩涡尺寸最小;且相比于菱形肋复合微通道,前三角肋复合微通道在主流区产生的漩涡也较小。综合而言,对于所研究的 6 种带肋复合微通道结构,前三角肋复合微通道具有最优的漩涡结构。

2.1.3 摩擦特性

微通道的摩擦特性是通过相对摩擦系数 f/f_0 这个参数体现的, f_0 为矩形光滑微通道的表面摩擦系数, f 为其他微通道的表面摩擦系数。图 8 给出了不同微通道的相对摩擦系数 f/f_0 随雷诺数 Re 的变化曲线。

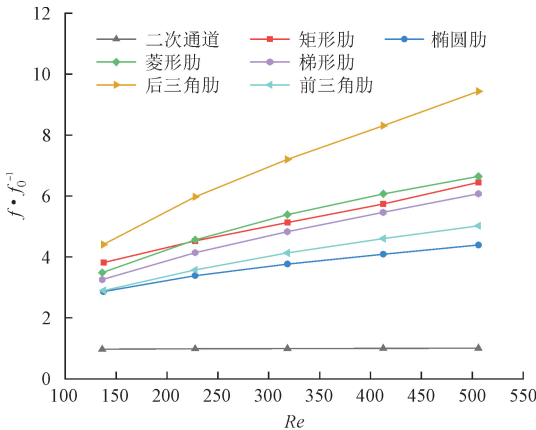


图 8 相对摩擦系数随雷诺数的变化关系

Fig. 8 Relationships between the relative friction coefficient and Reynolds number

由图 8 可知,无肋二次通道微通道的相对摩擦系数约为 1,这说明增加二次通道没有对流体的流

动产生额外的阻力,与其压降结果(图 6)相对应。在带肋复合微通道中,后三角肋复合微通道具有最大的相对摩擦系数,当 Re 从 137.5 变化到 506.1 时,其相对摩擦系数增大了 114 %;椭圆肋复合微通道具有最小的相对摩擦系数,当 Re 从 137.5 变化到 506.1 时,其相对摩擦系数增大了 53 %。

2.2 传热特性

2.2.1 不同雷诺数下微通道的基底温度

基底是微通道换热器接受热流的底面,它的平均温度直接反映了微通道换热器的换热能力。图 9 给出了不同微通道的基底温度 T 随雷诺数 Re 的变化曲线图,图 10 给出了各微通道的对流换热面积。

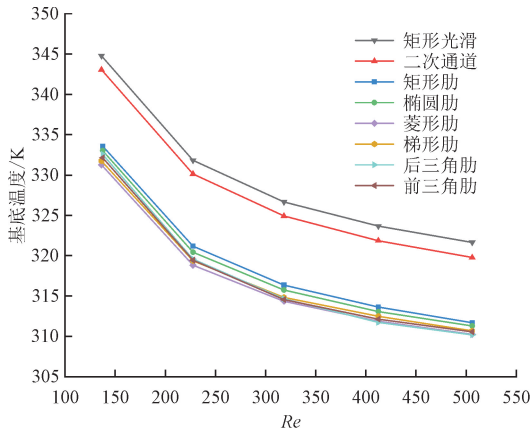


图 9 基底温度随雷诺数的变化关系

Fig. 9 Relationships between the base temperature and Reynolds number

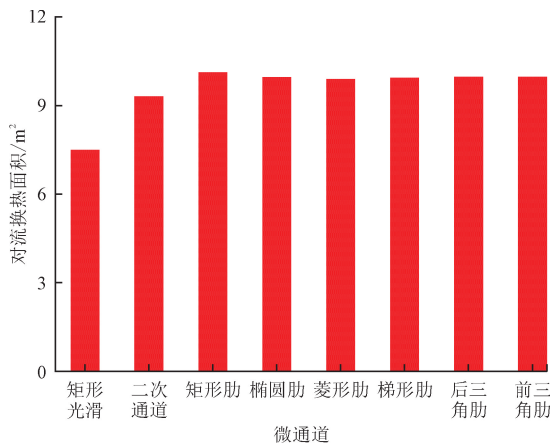


图 10 微通道的对流换热面积

Fig. 10 Convective heat transfer areas of microchannels

由图 9 可知,无肋二次通道微通道的基底温度比矩形光滑微通道的基底温度低 1.5~2 K,这说明增加二次通道提高了微通道的换热能力。从图 10

可以看出,无肋二次通道微通道的对流换热面积相比于矩形光滑微通道增加了 24%,因而流体能从固体壁面带走更多的热量,使得基底温度降低。但是,二次通道的强化换热能力并未得到完全释放,对流换热面积的大幅增加与基底温度的小幅降低并不匹配,因此单独使用二次通道结构对微通道换热器传热性能的提升收益较小。

对于带肋复合微通道,它们的基底温度远低于矩形光滑微通道或无肋二次通道微通道。其中,菱形肋复合微通道的基底温度降低最多,为 13.52 K。这是因为,肋结构的引入使得流体得以充分混合,同时削薄了流动边界层与热边界层,提高了流体与固体壁面之间的对流换热系数,使得流体带走的热量成倍增加。此外,肋结构引导流体分流,充分发挥二次通道的强化换热功能,使得流体能够与固体壁面保持较高水平的换热。通过对比可知,不同带肋复合微通道的基底温度虽有差距,但相差不大。这说明肋的形状对微通道换热器传热性能的增益较小,起主要作用的是肋结构对流体流动的作用机理。综上所述,肋与二次通道复合结构可以充分发挥二者各自的功能,对微通道换热器传热性能的提升具有协同作用。

不论何种微通道,当雷诺数增大时,其基底温度都会显著减小。这是因为,雷诺数增大时,流体速度增加,单位时间内与固体壁面进行热量交换的流体增多,壁面被流体带走的热量随之增多,二者之间的对流换热温差变大,同时热流体能够及时流出微通道。此外,肋结构对流体的扰动进一步增强,流体混合更加充分。因此,微通道的基底温度会随雷诺数的增大而减小。

2.2.2 不同雷诺数下微通道的相对努塞尔数

图 11 给出了不同微通道的相对努塞尔数 Nu/Nu_0 随雷诺数 Re 的变化曲线图。其中, Nu_0 为矩形光滑微通道的平均努塞尔数, Nu 为其他微通道的平均努塞尔数。从图 11 可知,无肋二次通道微通道的相对努塞尔数约为 0.87,小于 1,说明无肋二次通道微通道内流体与固体壁面的对流换热系数较小。这是因为,二次通道虽然增大了流体与固体壁面间的对流换热面积,并且带走了更多的热量,但是流体从单位对流面上带走的热量变少了。流体在主流通道内流动时,仅在二次通道入口处受到微弱扰动,部分靠近固体壁面的热流体进入二次通道内。该部分流体流速低、温度高,与固体壁面的对流换热能力弱,抑制了二次通道的强化传热能力,最终导致

无肋二次通道微通道的相对努塞尔数小于 1。

对于带肋复合微通道,其相对努塞尔数均在 1.5 以上,远大于 1。其中,菱形肋复合微通道具有最高的相对努塞尔数,矩形肋复合微通道具有最低的相对努塞尔数。 Re 从最小变化到最大时,梯形肋复合微通道的相对努塞尔数增幅最大,为 35.36%,前三角肋复合微通道的相对努塞尔数增幅最小,为 21.64%。虽然肋结构与流体对流换热很弱,但其与二次通道相互配合,促使部分流体以高流速流入二次通道,释放了二次通道的强化传热能力,使得带肋复合微通道的平均努塞尔数大幅提高。

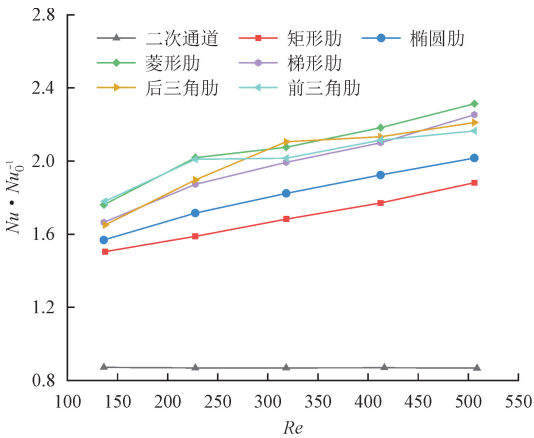


图 11 相对努塞尔数随雷诺数的变化关系

Fig. 11 Relationships between the relative Nusselt number and Reynolds number

2.3 综合性能

2.3.1 综合评价指标

通过上述研究可以发现,传热增强的同时往往会伴随流道内压降的增大,二者紧密联系,因此用一个综合评价指标 η 来衡量微通道流动与换热的综合性能,该指标定义为^[26]

$$\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-\frac{1}{3}} \tag{15}$$

综合评价指标 η 越高,说明微通道的传热性能越优于其流动性能。图 12 给出了不同微通道的综合评价指标 η 随雷诺数 Re 的变化曲线图。由图 12 可知,无肋二次通道微通道的 η 稳定在 0.87 左右,而带肋复合微通道的 η 普遍在 1.0 以上,只有矩形肋复合微通道的 η 不到 1.0,但仍远高于无肋二次通道微通道。这再次印证了肋与二次通道的复合结构对微通道换热性能的增强起协同作用。

前三角肋复合微通道具有最高的 η 值,最高可达 1.31,最低为 1.26,远高于其他复合微通道。这

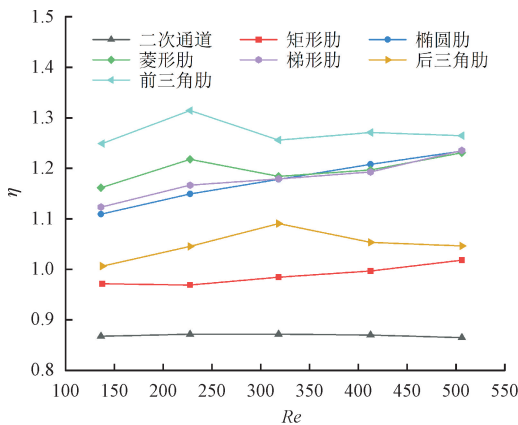


图 12 综合评价指标随雷诺数的变化关系

Fig. 12 Relationship between the comprehensive evaluation index and Reynolds number

表明其具有最优的流动与传热综合性能,能够在较小的压降下实现较高水平的热交换。这是因为,前三角肋对流体的引导具有优越性,其三角尖端正对流体的布局有效地改变了流体的流向,并且使得流体以损失较少能量为代价实现充分混合,这与图 6 相对应(其压降仅高于椭圆肋复合微通道)。前三角肋复合微通道还具有较优的流动特性,充分发挥了二次通道强化传热功能,使得流体与固体壁面的热交换水平大幅提升,这与图 11 相对应(其相对努塞尔数总是维持在较高数值,仅次于菱形肋复合微通道)。因此,通过研究综合评价指标 η ,最终确定前三角肋复合微通道为综合性能最优的微通道结构。

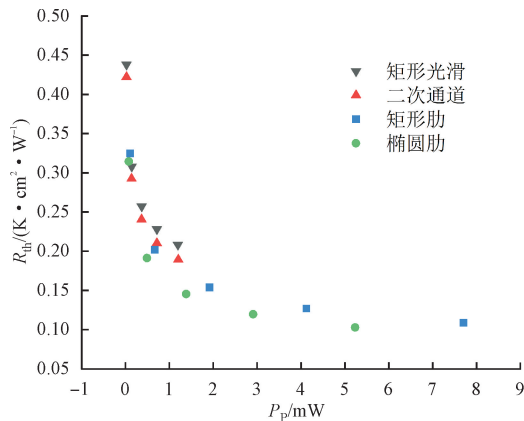
2.3.2 热阻与泵功率的关系

热阻与泵功率的关系也是衡量微通道的流动与传热综合性能优劣的有效方法之一。图 13 给出了不同结构微通道的对流传热热阻 R_{th} 随泵功率 P_p 的变化图。

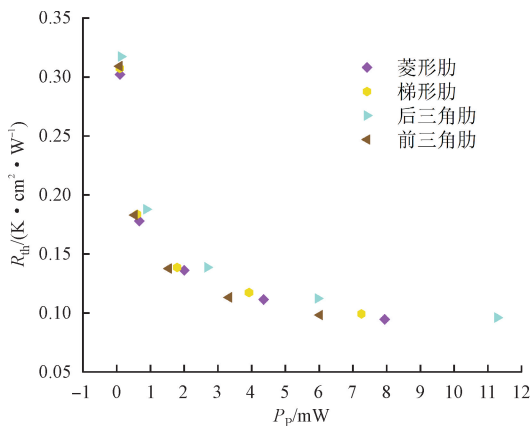
从图 13(a)中可以看出,在相同泵功率的条件下,即使二次通道的换热能力仅发挥小部分,无肋二次通道微通道的热阻仍比矩形光滑微通道的热阻小约 $0.02 \text{ K} \cdot \text{cm}^2 \cdot \text{W}^{-1}$,再次体现了二次通道的优良性能。相比于带肋复合微通道,矩形光滑微通道和无肋二次通道微通道只需要消耗少量泵功率,就可以使流体在流道内保持较高的流速,若在此基础上再增加部分泵功率,就能实现对流换热热阻的大幅降低。

由图 13 可知,椭圆肋复合微通道和前三角肋复合微通道具有最优的热阻与泵功率的关系。椭圆肋复合微通道在相同流速条件下消耗泵功率较少,但

热阻较高;而前三角肋复合微通道牺牲部分泵功率换取到热阻减小。在实际中,为了保证微电子设备的正常运行,牺牲少量泵功率以保证高换热水平是可以接受的。此外,由图 12 可知,前三角肋复合微通道的综合性能优于椭圆肋复合微通道。因此,无论是从综合评价指标上看,还是从热阻与泵功率的关系上看,前三角肋复合微通道均具有最优的综合性能。



(a) 图 1(a)~(d) 4 种微通道



(b) 图 1(e)~(h) 4 种微通道

图 13 热阻随泵功率的变化关系

Fig. 13 Relationship between the thermal resistance and pump power

3 结 论

本文采用数值计算方法研究了 6 种带肋复合微通道的流动换热特性,并与矩形光滑微通道及无肋二次通道微通道的流动换热特性进行对比,分析了微肋和二次通道结构对微通道流动换热特性的影响规律,并利用综合评价指标 η 及热阻与泵功率的关系评价了不同复合微通道的综合性能,结论如下。

(1) 引入二次通道结构对微通道内的压降损失和相对摩擦系数没有影响,而引入肋结构会在主流

通道内产生节流效应,导致流体进出口压降增大3~10倍,微通道的相对摩擦系数也相应增大2.9~9.4倍。此外,二次通道内与肋结构后会产生漩涡,一方面促进了流体混合,另一方面造成了能量损失。

(2)二次通道结构具有强化换热功能,当其与肋结构复合使用时,不仅能充分发挥二次通道的换热潜能,而且会造成热边界层的周期性破坏与重塑,提高了流体与固体壁面间的换热水平。与两种简单微通道相比,带肋复合微通道的基底温度大幅下降,最高降低13.52 K;其相对努塞尔数均在1.50以上,最高可达2.31。

(3)前三角肋复合微通道具有最高的 η 值,最高可达1.31,最低为1.26,远高于其它复合微通道。通过研究热阻与泵功率的关系,发现前三角肋复合微通道具有高流速、低泵功率、低热阻的特点。综合而言,前三角肋复合微通道具有最优的流动与传热综合性能。

参考文献:

- [1] LEE J, MUDAWAR I. Low-temperature two-phase microchannel cooling for high-heat-flux thermal management of defense electronics [J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2009, 32(2): 453-465.
- [2] CHENG Lixin, XIA Guodong. Flow patterns and flow pattern maps for adiabatic and diabatic gas liquid two phase flow in microchannels: fundamentals, mechanisms and applications [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2023, 148: 110988.
- [3] 张子涛, 吴越, 何坤, 等. 微通道内稀乳液流动沸腾换热特性的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(4): 60-70.
ZHANG Zitao, WU Yue, HE Kun, et al. Experimental research on the flow boiling heat transfer characteristic of dilute emulsion in micro-channel [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(4): 60-70.
- [4] DONG Wenlin, ZHANG Xilong, LIU Bilong, et al. Research progress on passive enhanced heat transfer technology in microchannel heat sink [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, 220: 125001.
- [5] 王瑜, 刘志成. 微通道内单相及气液两相流动换热数值模拟研究进展综述 [J]. 压力容器, 2019, 36(12): 49-58.
WANG Yu, LIU Zhicheng. Summary of research progress on numerical simulation of single-phase and liquid-

gas two-phase flow heat transfer in microchannels [J]. Pressure Vessel Technology, 2019, 36(12): 49-58.

- [6] 罗伟, 贺静, 罗兵, 等. 截面形状对微通道流动沸腾影响的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(11): 101-111.
LUO Wei, HE Jing, LUO Bing, et al. Numerical study on the effect of cross-sectional shape of microchannels on flow boiling [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(11): 101-111.
- [7] DENG Daxiang, ZENG Long, SUN Wei. A review on flow boiling enhancement and fabrication of enhanced microchannels of microchannel heat sinks [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 175: 121332.
- [8] ZHANG Xuelai, JI Zhe, WANG Jifen, et al. Research progress on structural optimization design of microchannel heat sinks applied to electronic devices [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 235: 121294.
- [9] BHANDARI P, RAWAT K S, PRAJAPATI Y K, et al. A review on design alteration in microchannel heat sink for augmented thermohydraulic performance [J]. Ain Shams Engineering Journal, 2024, 15(2): 102417.
- [10] XU Fayao, WU Huiying. Experimental study of water flow and heat transfer in silicon micro-pin-fin heat sinks [J]. Journal of Heat Transfer, 2018, 140(12): 122401.
- [11] DENG Daxiang, WAN Wei, QIN Yu, et al. Flow boiling enhancement of structured microchannels with micro pin fins [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 105: 338-349.
- [12] 陈启涵. 微通道内肋阵压降及换热特性的数值分析 [D]. 北京: 华北电力大学, 2021.
- [13] HUANG Liang, LI Qingling, ZHAI Hongyan. Experimental study of heat transfer performance of a tube with different shaped pin fins [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 129: 1325-1332.
- [14] CHAI Lei, XIA Guodong, WANG Huasheng. Numerical study of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with offset ribs on sidewalls [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 92: 32-41.
- [15] CHAI Lei, WANG Liang. Thermal-hydraulic performance of interrupted microchannel heat sinks with different rib geometries in transverse microchannels [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2018, 127: 201-212.
- [16] 张承武, 浦龙梅, 姜桂林, 等. 不同截面形状微肋片内流动阻力特性 [J]. 化工学报, 2014, 65(6): 2042-2048.

- ZHANG Chengwu, PU Longmei, JIANG Guilin, et al. Resistance characteristics of micro pin fins with different cross-section shapes [J]. CIESC Journal, 2014, 65(6): 2042-2048.
- [17] SADIQUE H, MURTAZA Q, SAMSHER. Heat transfer augmentation in microchannel heat sink using secondary flows: a review [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 194: 123063.
- [18] 张道旭. 复杂内部结构的微通道热沉流热耦合数值模拟[D]. 南昌: 南昌大学, 2021.
- [19] UDDIN M W, SIFAT N S. Comparative study on hydraulic and thermal characteristics of minichannel heat sink with different secondary channels in parallel and counter flow directions [J]. International Journal of Thermofluids, 2023, 17: 100296.
- [20] FAN Yan, LEE P S, JIN Liwen, et al. A simulation and experimental study of fluid flow and heat transfer on cylindrical oblique-finned heat sink [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 61: 62-72.
- [21] RAJA KUPPUSAMY N, SAIDUR R, GHAZALI N N N, et al. Numerical study of thermal enhancement in micro channel heat sink with secondary flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 78: 216-223.
- [22] BAHIRAEI M, JAMSHIDMOFID M, DAHARI M. Second law analysis of hybrid nanofluid flow in a microchannel heat sink integrated with ribs and secondary channels for utilization in miniature thermal devices [J]. Chemical Engineering and Processing-Process Intensification, 2020, 153: 107963.
- [23] SHI Xiaojun, LI Shan, MU Yingjie, et al. Geometry parameters optimization for a microchannel heat sink with secondary flow channel [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2019, 104: 89-100.
- [24] GHANI I A, SIDIK N A C, MAMAT R, et al. Heat transfer enhancement in microchannel heat sink using hybrid technique of ribs and secondary channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 114: 640-655.
- [25] CHAI Lei, XIA Guodong, WANG Liang, et al. Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks with periodic expansion-constriction cross-sections [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 62: 741-751.
- [26] LIU Wei, LIU Zhichun, MING Tingzhen, et al. Physical quantity synergy in laminar flow field and its application in heat transfer enhancement [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52 (19/20): 4669-4672.

(编辑 刘杨 陶晴)