材料、结构及工艺

DOI：10.16818/j.issn1001－5868.2023021102

扇形穴-梯形肋微通道散热器层流与传热特性

王俊超，曹明轩*，臧鲁浩，高一伟

（五邑大学 智能制造学部，广东 江门 529020）

摘　要： 提出了一种新型扇形穴-梯形肋微通道散热器，采用单变量方法从速度、压降和温度方面分别对比了单一空穴或肋与组合结构的性能。基于强化传热因子和熵产最小法对微散热器进行了整体评估。结果表明：空穴和肋的组合使用，使得边界层周期性地中断和再发展，空穴和肋组合的散热效果优于单一的肋或穴。在雷诺数（*Re*）为 1 300 时，强化传热因子为 1.535 4，远高于梯形肋的 1.355 和扇形空穴的 1.28。熵产分析表明，组合结构的不可逆损失最小，这与强化传热因子结果相一致。

关键词： 微通道热沉；穴；肋；热管理；强化传热因子；熵产分析

中图分类号： O351　**文章编号：** 1001－5868(2023)03－0408－09

Laminar Flow and Heat Transfer Characteristics of Microchannel Radiators with Fan-shaped Cavities and Trapezoidal Ribs

WANG Junchao, CAO Mingxuan, ZANG Luhao, GAO Yiwei

(Department of Intelligent Manufacturing Wuyi University, Jiangmen 529020, CHN)

Abstract: A new type of fan-shaped cavity and trapezoidal rib microchannel heat sink is proposed. The performance of single cavity or rib and composite structures were compared by the univariate method in terms of velocity, pressure drop, and temperature. Based on enhanced heat transfer factor and entropy minimization method, the overall evaluation of micro radiators with different structures was carried out. The results show that the combined use of cavity and rib makes the boundary layer periodically interrupted and re-developed, and the combined heat dissipation effect of cavity and rib is better than that of a single rib or cavity structure. When *Re* is 1 300, the enhanced heat transfer factor is 1.535 4, much higher than 1.355 for a trapezoidal rib and 1.28 for a fan-shaped cavity. Entropy generation analysis shows that the combined structure has the least irreversible loss, which is consistent with the enhanced heat transfer factor.

Key words: microchannel heat sink; cavity; rib; thermal management; enhanced heat transfer factor; entropy generation analysis

0　引言

随着电子器件向集成化、小型化和高稳定方向快速发展，微电子器件对高热流密度的散热有着迫切需要[1]。在 1981 年 Tuckerman 和 Peace 首次提出的单相液冷却微通道热沉为高效冷却提供了解决方法[2]，已广泛应用于电子、激光和航空航天等领域。其中激光二极管工作时只有 60％左右的能量被有效利用，二极管产生的高温升是制约激光功率的主要原因[3]。研究发现，通过改进微通道的内部

收稿日期：2023－02－11.

基金项目：广东省重点领域研发计划资助项目(2020B090922004)；粤港澳联合研发基金资助项目(2019WGALH22).

* **通信作者：**曹明轩　**E-mail：** mingxuancao@tju.edu.cn

结构可以极大地提高热沉的散热能力，增强激光器的功率。

为提高微通道热沉的散热效果，很多研究通过加入粗糙源，如肋、穴、翅片和肋与穴的组合等。这些粗糙源会干扰流体流动、改变主流流向并打断边界层，同时产生再循环流从而获取更好的散热效果[4-7]。近几十年来，肋和穴的联合使用一直都是研究的热点。Xia 等[8]探究了肋高和穴深对流体流动的影响，发现肋高是影响流动机制的主要原因。Zhai 等[9]研究了不同肋与相同穴组合下的散热性能，通过热强化因子、协同数和熵产生数三个指标进行评估，结果都表明扇形空穴和梯形肋组合的微通道性能在雷诺数(Re)小于 300 时最优，扇形空穴与圆形肋组合的性能在 Re 大于 300 时最优。随后 Zhai 等[10]通过熵产分析评估六种不同肋和穴的对称组合通道性能，随着 Re 的增加，传热引起的不可逆性减小，而流动摩擦引起的不可逆性增大。Datta 等[11]研究了侧壁上带穴和肋的复杂通道，通过改变相对肋高和穴深，得到了最优的强化传热因子为 1.76。Xia 等[12]通过结合多目标进化算法和计算流体动力学研究了弧形穴和肋的微通道散热器的性能，发现肋的高度对目标函数的影响最为显著。Yao[13]提出了一种新的三角形空穴和肋微通道来增强传热。应用多目标优化遗传算法，得到了最佳散热器热性能为穴深为 0.057 2 mm，肋高为 0.022 4。

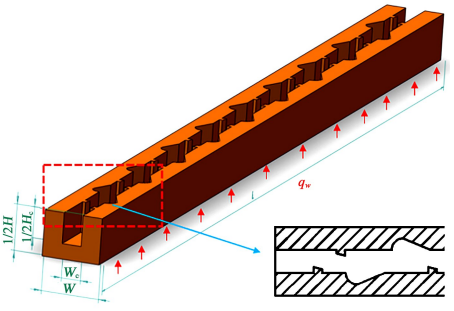
除了上述对称的肋与穴组合外，Chai 等[14-16]采用数值方法研究了对称和非对称布置的扇形肋上微通道热沉中的层流水利特性及扇形肋的几何形状的影响。发现在 Re 属于 187～715 内，对称扇形肋的微通道平均摩擦系数是直通道的 1.1～8.28 倍，而非对称的扇形肋为 1.22～6.27 倍。随着肋高的增加，非对称排列的微通道散热器的性能逐渐优于对称微通道。Chai 等[17-18]探究了对称和非对称的三角形肋微散热器的传热机理。发现对称三角形肋结构主要通过会聚-发散作用对局部流体流动和传热进行影响，非对称三角形肋结构主要通过改变主流流动方向来改善传热性能。在 Re 属于 187～715 内，不同排列的对称三角肋的换热系数为直通道的 1.03～2.01 倍，压降高 1.06～9.09 倍；不同偏置的三角形肋换热系数高 1.01～2.16 倍，压降高 1.04～7.43 倍。非对称结构换热性能与对称结构差不多，但压降要小得多。Bayrak 等[19]对侧壁上有肋和空穴的对称和非对称结构进了数值研究，发现对称结构主要由喷射和节流效应大大提高了传热性能，而非对称结构在发热底面有最佳的温度均匀分布。Debbarma[20]对比了侧壁上有圆形空穴和突起的微通道在对称和非对称排列下的散热性能，对称通道具有更高的传热系数、最大的 Nu 数，但就整体而言，非对称通道的性能更优越，具备更大的强化传热系数。

虽然很多研究者对对称的肋与穴组合结构进行了大量的研究，但是对非对称的肋与穴组合结构研究却很少。对比对称的组合结构，非对称结构具备更小的压降，更均匀的温度分布和更优的综合性能。

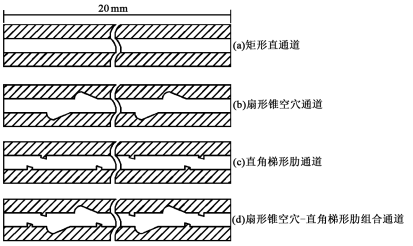
本文提出了一种新型非对称扇形穴-梯形肋微通道散热器，从速度、压降和温度方面分为对比了单一空穴或肋与组合结构的性能。在 Re 为 700 时，组合结构的底面平均温度比直通道低 24°且底面温差低 27.4°；当 Re 为 1 300 时，组合通道底面温差仅为 3.1°，提高了温度分布的均匀性。且在 Re 为 1 300 时，组合通道的强化传热因子为 1.535 4，努塞尔数为直通道的 2.48 倍。

1　微通道热沉的数值模拟

图 1 给出了扇穴-梯形肋和传统矩形微通道散热器的三维模型图和几何参数。整体微通道热沉由铜材料制成，其中共有十个平行微通道。考虑到整体结构的对称性，为了简化计算，在本次仿真中只采用了整个散热器的一个对称部分。如图1，计算域



(a)　几何模型



(b) 横截面结构与尺寸

图 1　微通道几何模型和横截面结构与尺寸

总长 L 为 20 mm、总高 H 为 1.4 mm 和总宽 W 为 1.2 mm。单个微通道的高 H_c 为 0.8 mm，宽 W_c 为 0.4 mm，两个微通道之间的距离 W_w 为 0.8 mm，微通道底部到散热器底部的距离 H_b 为 0.3 mm，微通道顶部到散热器顶部的距离 H_{top} 为 0.3 mm。

2 微通道热沉的数值模拟

2.1 控制方程与边界条件

实验通过采用计算流体力学 CFD 软件 ANSYS Fluent 2021 对三维模型进行了流体流动和传热特性的模拟计算。压力-速度用 SIMPLEC 算法进行耦合，动量和能量方程采用二阶迎风离散格式[21]。Service 等[22]指出当无量纲参数克努森数(Knudsen Number，KN)小于 10^3 时，认为流动是连续的，其表达式为：

$$k_n=\frac{A}{D_h} \tag{1}$$

$$\Lambda=\frac{\mu\sqrt{\pi}}{\rho_f\sqrt{2RT}} \tag{2}$$

式中，D_h 是微通道的水力直径，Λ 是水分子平均自由程，约为 0.17 nm，k_n 数为 10^4 数量级，远小于 10^3，因此流动是连续的。纳维-斯托克斯(N-S)方程和无滑移边界条件是合理的。为了简化问题，对模型做以下假设：

(1)流体为牛顿流体，流动是层流、不可压缩、稳态的[23-24]；(2)除水的粘性外，流体和固体的特性都是恒定的[25-27]；(3)忽略粘性耗散、辐射换热和接触热阻[26,28]；(4)无滑移边界条件[23]。根据以上假设，控制方程包括连续性方程、N-S 方程和能量方程如下：

$$\nabla\cdot V=0 \tag{3}$$

$$\rho(v\cdot\nabla v)=-\nabla p+\nabla(\mu_f\cdot\nabla T_f) \tag{4}$$

$$\rho C_p v\cdot\nabla T_f=\nabla(\lambda_f\cdot\nabla T_f) \tag{5}$$

对于固体区域，能量方程为：

$$\nabla(\lambda_z\cdot\nabla T_z)=0 \tag{6}$$

式中，v 为流体的速度，p 为流体区域压力，T_f 为流体温度，T_z 为固体温度。ρ，C_p，λ_f，λ_z 分别为水的密度、比热容、水的导热系数和无氧铜的导热系数。

此次仿真模拟，以水为流体，以无氧铜为管壁材料。水的密度为 1 000 kg·m^{-3}，导热系数为 0.6 W·m^{-1}·K^{-1}，恒压热容为 4 178 J·kg^{-1}·K^{-1}，粘性随温度变化；无氧铜的密度为 8 933 kg·m^{-3}，导热系数为 401 W·m^{-1}·K^{-1}，恒压热容为 385 J·kg^{-1}·K^{-1}。

在此次研究中，水的温度范围为 288.15～360 K。水的粘度范围为 3.17×10^{-4}～1.14×10^{-3} ky/(ms^{-2})。因此必须考虑水的温度对粘性的影响，可由式(7)计算，Kestin 充分证明了这一点。

$$\left\{\frac{\mu[t]}{\mu(20\,℃)}\right\}=\frac{20-t}{t+90}\{1.2318-1.303\times10^{-3}(20-t)+3.06\times10^{-6}(20-t)^2+2.55\times10^{-8}(20-t)^3\} \tag{7}$$

微通道入口设置为匀速入口，入口温度设置为 288.15°，出口为压力出口，表压为零。在微通道底部施加均匀的热通量 $q_w=100$ W·cm^{-2}，在流固耦合壁面设置耦合边界条件[29]。当连续性方程和 N-S 方程残差小于 10^{-3}，能量方程小于 10^{-6} 时，可认为数值解收敛。

2.2 模拟验证

2.2.1 网格无关性检测

网格的质量对数值计算起着决定性作用。通常计算结果随网格数量的增加变得更准，但耗时更长。为了在数值精度和计算效率之间保持平衡，首先对网格的无关性进行检测。以 Re 为 701.5，进口速度为 1.5 m/s 时的直微通道为例，分别划分网格类型 1(255 万)，类型 2(192 万)，类型 3(156 万)对流换热系数与类型 4(328 万)的对比误差为 1.67%，3.79%和 5.78%，如图 2 所示。因此采用类型 1 的网格进行模拟。

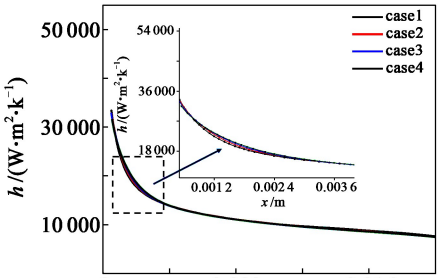


图 2 不同网格下局部的对流换热系数

2.2.2 模型有效性验证

为了验证数值结果的准确性和可靠性，将矩形微通道的表观摩擦因子和进出口温差与理论解进行对比。图 3 显示了不同 Re 下数值结果和理论结果之间的对比。Re 和矩形微通道的 D_h 计算表达式如下：

$$Re=\frac{\rho u_{\mathrm{m}} D_{\mathrm{h}}}{\mu} \tag{8}$$

$$D_{\mathrm{h}}=\frac{2HW}{H+W} \tag{9}$$

式中，u_{m}，μ，H，W 分别是微通道入口平均速度、流体平均动力粘度、微通道的高度和横截面宽度。

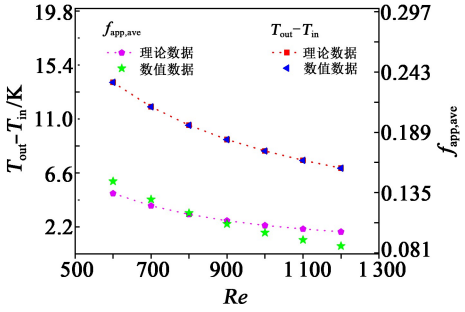


图 3　表观摩擦因数和进出口温差的理论和数值数据对比图

微通道的局部传热系数 $h(x)$ 和局部努塞尔数 $N_u(x)$ 表达式如下：

$$h(x)=\frac{qLW}{A_{\mathrm{b}}[T_{\mathrm{w}}(x)-T_{\mathrm{f}}(x)]} \tag{10}$$

$$N_u(x)=\frac{h(x)D_{\mathrm{h}}}{k_{\mathrm{f}}} \tag{11}$$

式中，A_{c}，A_{b}，q，L，W 分别为微通道的横截面积、底部发热面积、底面的热流密度、微通道的总长和总宽。$T_{\mathrm{w}}(x)$ 和 $T_{\mathrm{f}}(x)$ 分布为通道局部壁面温度和局部流体体积温度。

$$T_{\mathrm{w}}(x)=\frac{1}{w_{\mathrm{c}}}\int_{w_{\mathrm{c}}} T_{\mathrm{w}}(x,y,H_{\mathrm{b}})\mathrm{d}y \tag{12}$$

$$T_{\mathrm{f}}(x)=\frac{\int_{A_{\mathrm{c}}}\rho u C_{\mathrm{p}}(x,y,z)T_{\mathrm{f}}(x,y,z)\mathrm{d}A_{\mathrm{c}}}{\int_{A_{\mathrm{c}}}\rho u C_{\mathrm{p}}(x,y,z)\mathrm{d}A_{\mathrm{c}}} \tag{13}$$

微通道平均表观摩擦因数的计算表达式如下：

$$f_{\mathrm{app,ave}}=\frac{2\Delta P D_{\mathrm{h}}}{\rho_{\mathrm{f}} L u_{\mathrm{m}}^2} \tag{14}$$

式中，L 和 ΔP，分别为微通道长度和压降。

对于发展层流，Shah 和 London[30] 发现矩形通道中的表观摩擦因数可以表示为：

$$f_{\mathrm{app,ave}}Re=\sqrt{\left[\frac{3.2}{(L/\mathrm{Re}D_{\mathrm{h}})}\right]^2+(Po)^2} \tag{15}$$

$$Po=96[1-1.355\,3(AR)+1.946\,7(AR)^2-1.701\,2(AR)^3+0.956\,4(AR)^4-0.253\,7(AR)^5] \tag{16}$$

式中，Po 为泊肃叶数(Poiseuille Number)，取决于通道几何结构(对于充分发展的层流)；AR 为通道纵横比。

根据 Garimell 等[31] 提出的能量守恒微通道进出口温度计算关系式：

$$T_{\mathrm{out}}-T_{\mathrm{in}}=\frac{q_{\mathrm{w}}A_{\mathrm{b}}}{\rho_{\mathrm{f}}A_{\mathrm{in}}u_{\mathrm{m}}C_{\mathrm{p}}} \tag{17}$$

式中，T_{in}，T_{out}，A_{b} 和 A_{in} 分别表示微通道进口温度、出口温度、微通道发热面积和流体入口面积。

3　结果与分析

3.1　流动特性分析

微通道的几何结构对流体流动和传热性能有非常重要的影响。图 4 给出了当 $Re=701.5$ 时，矩形直通道、扇形穴通道、梯形肋通道和组合通道在相同截面处($y=0.07$ mm)的速度矢量图。在直微通道中，流体速度在中心处最高，越靠近壁面处速度越低，接近壁面处近乎为零；在扇形穴微通道中，当流体流经空穴时，速度矢量在空穴入口处向空穴偏移。随着通道截面积变大，流经空穴的流体速度变慢，部分流体被困，造成停滞区，导致对流引起的传热受到严重破坏。同时停滞区内产生涡流，将空穴内热的流体拉向中心区域。这使得中心处较冷的流体和微通道壁面附近较热的流体能充分混合，促进温度的均匀性；在梯形肋微通道中，当流体流经梯形肋时，速度矢量部分被中断，主流发生了偏移，整体以 S 型流动。在肋的上游有一个非常小的层流停滞区，在肋的下游产生了较大的停滞区，导致较低的传热效

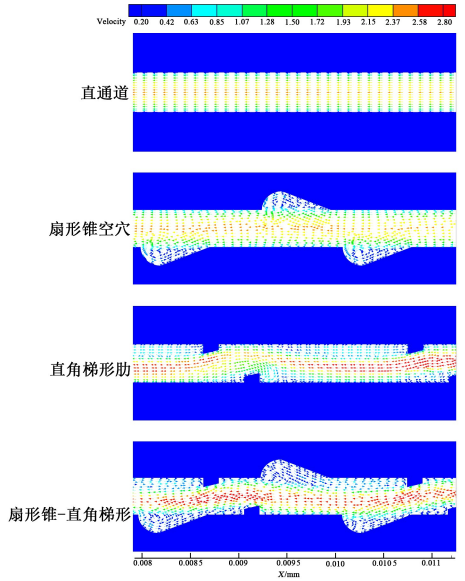


图 4　不同结构在 x-z 平面速度矢量分布图($Re=601.5$，$y=0.7$ mm)

果。但停滞区内由于涡流作用，冷热流体混合效果较好[32]；在扇形穴-梯形肋微通道中，由于流动面积的突然扩大和肋的阻塞作用，空穴中的涡流区明显减小，降低了其引起的传热恶化效果。此外，组合微通道 y 方向的速度梯度小于其他微通道，使得冷热流体混合得更均匀。肋和空穴的结合使用使得边界层周期性的中断和产生，明显增强了传热效果[19]。

如图 5 所示为四种微通道的压力分布图。对于直通道，由于通道内壁面的摩擦损失，静压沿着流动方向逐渐减小；对于扇空穴微通道，当流体进入空穴之后，流速减小，流体压力增大。在扇形的收缩壁面处，由于主流直接冲击下游空穴，导致空穴收缩处的压力较大，形成反向压力梯度；对于梯形肋微通道，压降不仅包括沿程通道内壁面的摩擦损失，还包括肋引起的损失。当流体流到肋端时，由于肋的阻塞效果，使得肋前端产生较大的压力。当流体流到肋上时，由于通道收缩，流速增大，导致压力减小，同时产生了明显的径向压力梯度[33]。对于扇形穴-梯形肋微通道，由于流动面积的增大，组合通道的压力明显低于梯形肋通道。同时，肋结构使得主流直接冲击空穴，有效地减弱了空穴内边界层。

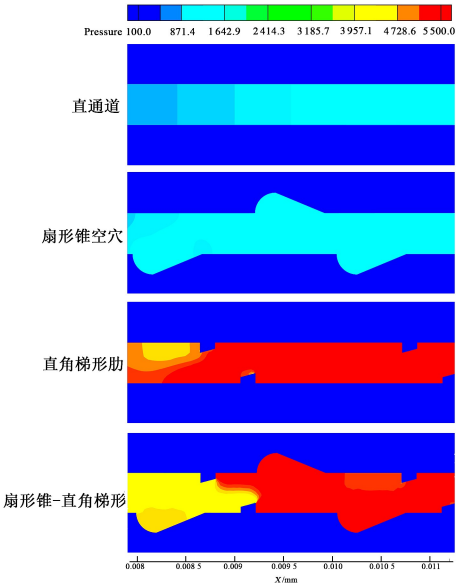


图 5 不同结构在 x-z 平面的压力分布图（$Re=601.5$，$y=0.7$ mm）

3.2 传热特性分析

微通道内空穴和肋对散热器传热性能有很大的影响[5]，图 6 所示为四种微通道的温度分布图。由于直通道内几乎不存在流体的混合，直通道的温度远高于其他通道。对于扇形空穴微通道，最大温度出现在空穴扩张壁面处。此处的流体不易被主流带走导致温度很高。对于梯形肋微通道，梯形肋使主流冲击上下壁面，通道中心冷流和靠近侧壁的热流充分混合，使得通道中心与侧壁之间的温差大幅减小。对于组合微通道，由于肋的作用使得空穴中的涡流区减小，有利于空穴内流体的传热，同时空穴增大了流体和壁面的对流换热面积。与梯形肋通道相比，组合通道内的温度更低，温度分布更加均匀。

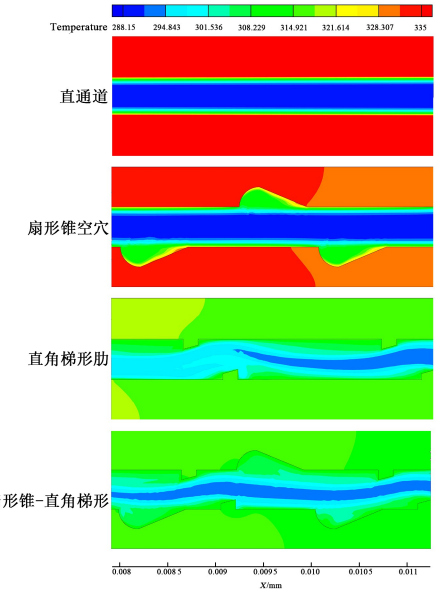


图 6 不同结构在 x-z 平面的温度分布图（$Re=601.5$，$y=0.7$ mm）

对于微芯片冷却来说，发热表面的平均温度和温差非常重要。因为温度分布的均匀性直接影响到微芯片的可靠性、效率和使用寿命[34]。图 7 和图 8 表示了四种类型的微通道底部发热面的平均温度和发热面的温差随 Re 的变化。可以看到，在四种微通道中，加热底面的平均温度和温差都随着 Re 的增加而减小。并且随着 Re 的增大，平均温度和温差减小的趋势在变小，这表明当 Re 增大到一定值后，再通过增加流速来降底部发热面温度并不是有

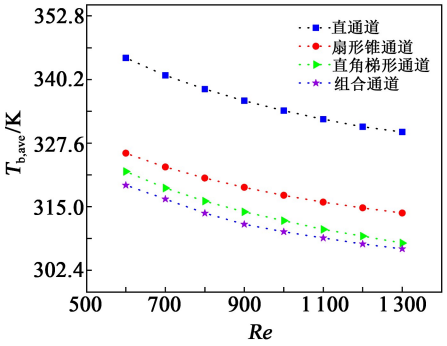


图 7 四种微通道底面平均温度变化图

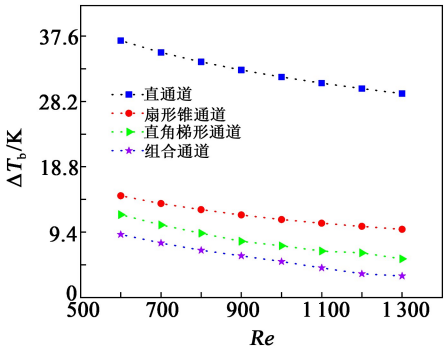


图 8　四种微通道底面温差变化图

效的方法。从图中可以清晰地看到在不同 Re 下，直微通道底部发热面的平均温度和温差最大，其次是扇形空穴微通道梯形肋微通道，组合微通道的平均温度和温差最小。当 $Re=600$ 时，组合结构的底面平均温度和温差分别比直通道低 25.239 和 27.87 K。由此可见组合微通道散热的高性能。

图 9 为不同微通道的平均努塞尔数随 Re 的变化情况。流体在微通道中的平均对流换热系数 h_{ave} 和努塞尔数 Nu_{ave} 数可表示为：

$$h_{ave}=\frac{qA_b}{A_{ch}\Delta T_m} \tag{18}$$

$$\Delta T_m=T_w-\frac{1}{2}(T_{in}+T_{out}) \tag{19}$$

$$Nu_{ave}=\frac{h_{ave}D_h}{\lambda_f} \tag{20}$$

式中，T_w 为底部发热面平均温度。

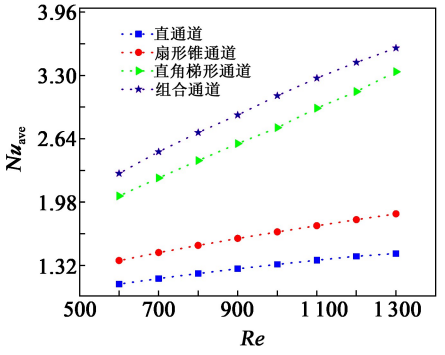


图 9　不同微通道平均努塞尔数随 Re 的变化图

从图可以看出，四种微通道的平均努塞尔数均随着 Re 的增加而变小，且 Re 越大，努塞尔数增加越平缓。其中组合散热性能最好，其次是梯形肋结构和扇形穴通道。在 Re 为 600 时，组合结构的努塞尔数为直通道的 2.03 倍；而当 Re 为 1 300 时，努塞尔数为直通道的 2.485 倍。随着 Re 的增加，组合结构具备更好的散热性能。

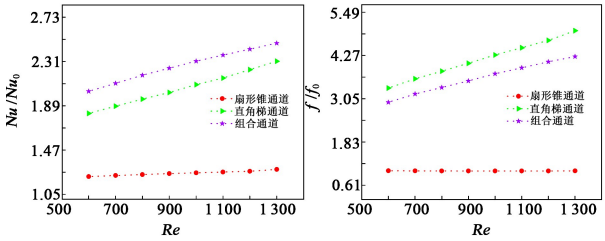
3.3　流动与传热性能综合分析

本研究中的性能评估标准为设计的三种通道和直通道的综合性能对比。努塞尔数的对比（Nu/Nu_0）和表观摩擦因数的对比（f/f_0）是用于识别散热性能和水压性能的两个参数。引入强化传热因子 η 来评价传热和流动的综合性能[35]。当 η 大于 1 时，说明传热性能优于压降，当 η 小于 1 时则相反。所以 η 越大，表明该结构的综合性能越好，表示为：

$$\eta=\frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{21}$$

式中，Nu_0 和 f_0 为直通道的平均努塞尔数和表观摩擦系数。

图 10(a)和(b)显示了 Nu/Nu_0 和 f/f_0 随 Re 的变化，可以看出 Nu/Nu_0 和 f/f_0 均随 Re 的增加而增加。在图 10(a)中，设计的三个微通道散热器的散热性能都优于直通道，可以看出组合结构的传热性能最好，远高于其他通道。在图 10(b)中，梯形肋的摩擦损失最大，扇形空穴通道的摩擦损失最小。说明空穴带来的流动面积增加对摩擦损失的影响很小，而肋结构是产生摩擦损失的主要原因[12]。当 $Re=600$ 和 1 300 时，组合通道 Nu/Nu_0 分别为 2.03 和 2.48，f/f_0 分别为 2.94 和 4.23。对比梯形肋，组合结构具备更高的努塞尔数和更低的压降。



(a) Nu/Nu_0　　(b) f/f_0

图 10　不同结构微通道 Nu/Nu_0 和 f/f_0 随 Re 的变化图

η 的值随 Re 的变化如图 11 所示。组合通道的 η 的值随 Re 的增加而增大。梯形肋和扇形空穴的

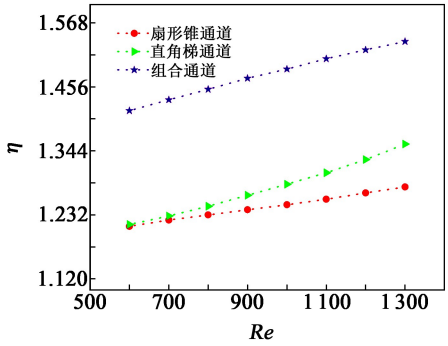


图 11　不同微通道的强化传热因子随 Re 的变化

η 值在低 Re 时接近，但随着 Re 的增加梯形肋通道的传热性能渐渐优于扇形穴通道。此外可以明显看出，组合通道的 η 优于其他结构。且当 Re 为 1 300 时，η 值最大为 1.535 4。

3.4 熵产分析

由能量守恒定律可知，微通道底面的发热量等于流体吸收的热量(忽略其他损失)。但是热量传输和转化过程都是不可逆的，在这个过程中会导致热能品质的下降。Bejan 从热力学第二定律的角度出发，提出可用体积熵产率计算通道内每个点的熵产率，从而分析通道内流体流动和传热的不可逆损失。微通道内强迫对流传热过程的流动熵产率($\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta P}$)、传热熵产率($\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta T}$)及总熵产率($\dot{S}''_{\mathrm{gen}}$)表达式分别为：

$$\dot{S}''_{\mathrm{gen}}=\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta T}+\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta P} \tag{22}$$

$$\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta T}=\frac{\lambda_{\mathrm{f}}}{T_{\mathrm{f}}^2}\left[\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial T}{\partial z}\right)^2\right] \tag{23}$$

$$\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta P}=\frac{\mu}{T_{\mathrm{f}}}\left\{2\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2\right]+\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2\right\} \tag{24}$$

式中，u，v 和 w 分别为 x，y 和 z 方向的速度分量。对上式(22)～(24)在流动区域(Ω)内进行积分得：

$$\iiint_{\Omega}\dot{S}''_{\mathrm{gen}}\,\mathrm{d}V=\iiint_{\Omega}\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta T}\,\mathrm{d}V+\iiint_{\Omega}\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta P}\,\mathrm{d}V \tag{25}$$

$$\dot{S}_{\mathrm{gen},\Delta P}=\iiint_{\Omega}\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta P}\,\mathrm{d}V=\frac{q_{\mathrm{m}}}{\rho T_{\mathrm{f}}}\Delta P \tag{26}$$

$$\dot{S}_{\mathrm{gen},\Delta T}=\iiint_{\Omega}\Omega\dot{S}''_{\mathrm{gen},\Delta T}\,\mathrm{d}V=\frac{qA_{\mathrm{b}}(T_{\mathrm{w}}-T_{\mathrm{f}})}{T_{\mathrm{w}}T_{\mathrm{f}}} \tag{27}$$

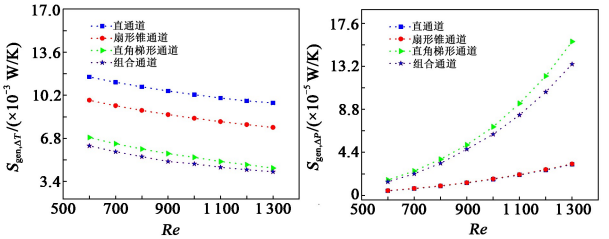
$$\dot{S}_{\mathrm{gen}}=\dot{S}_{\mathrm{gen},\Delta P}+\dot{S}_{\mathrm{gen},\Delta T} \tag{28}$$

为了评价设计的三种通道内总熵产率的大小，引入熵产增大数 $N_{\mathrm{s,a}}$，表达式如下：

$$N_{\mathrm{s,a}}=\frac{\dot{S}_{\mathrm{gen}}}{\dot{S}_{\mathrm{gen,a}}} \tag{29}$$

式中，q_{m} 为质量流量，T_{f} 为流体定性温度，取流道进出口流体温度的平均值。下标 0 为参考流道(直流道)的总熵产，熵产增大数越小，表明不可逆损失越小。

由图 12(a)和(b)明显可以看出，不同结构通道的传热熵产均随着 Re 的增加而减小。直通道的传热熵产最大，组合通道的最小。其主要原因为对于直通道，随着 Re 的增大，通道内流速加快，使得热量更快地被流体从发热底面带走。减小了流体和发热底面之间的温差，从而使得传热熵产也随之减小。而同时流速的增大，壁面摩擦增强。导致摩擦引起的不可逆损失越来越大。对于带空穴和肋的通道，随着 Re 的增大，肋和空穴的存在加大了流体的扰动，使得流体与加热底面的温差变小，引起的传热不可逆性变小。同时肋的阻塞效果增大了压降，使摩擦引起了更大的不可逆损失。对比分析图 12，可以看出传热熵产要远大于摩擦熵产，这说明在微通道中，由于流体流速和微通道横截面积很小，由摩擦引起的不可逆损失对总熵产率的贡献较小，总熵产的趋势与传热熵产应相一致。



(a) 传热熵产 (b) 摩擦熵产

图 12 不同通道的传热熵产和摩擦熵产随 Re 变化

从熵产增大数图 13 可以看出，设计的三种通道的熵产增大数均小于 1，与直通道相比，可见复杂通道传热性能的优越性。其中组合通道的熵产增大数最小，其总熵产不可逆损失也最小。且随着 Re 的增大，三种通道的熵产增大数变小，这与图 11 得出的组合通道散热性能最好相一致。

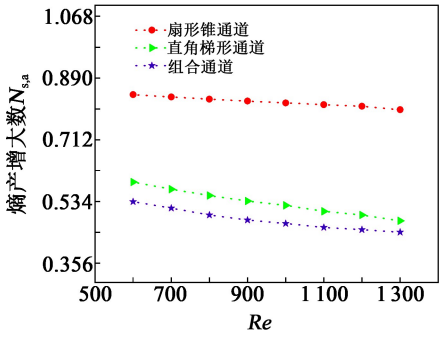


图 13 不同通道熵产增大数随 Re 的变化图

4 结论

本文提出了一种新型的扇形空穴-梯形肋微通道散热器。通过对比非对称空穴和肋结构，根据热力学第一定律和热力学第二定律，探究了空穴与肋的组合对强化传热的作用机理。得出如下结论：

(1)空穴和肋的组合有利于强化换热,这主要是由于速度边界层和热边界层的中断和再发展、强烈的流体扰动和内部涡流的混合作用。通过对比空穴结构,梯形肋改变了主流的流向使得空穴内部的涡流区减弱,冲击了边界层,增强了传热效果,同时由于空穴的存在,使得通道内的对流换热面积增大。与直通道相比,本文提出微通道的发热底面温度更低、更均匀,散热效果更显著。

(2)传热熵产随 Re 的增加而减少,摩擦熵产随 Re 的增大而增大,由于组合通道的流体温度与发热底面之间温差最小,组合通道的总熵产最低,不可逆性最小,散热效果最好。

(3)用强化因子和熵产增大数来评价四种通道的综合性能。二者结果相同,空穴与肋组合的微通道强化传热因子最大,熵产增大数最小。

参考文献:

[1] Ding B, Zhang Z H, Gong L, et al. A novel thermal management scheme for 3D-IC chips with multi-cores and high power density[J]. Appl. Thermal Engineering, 2020, 168: 114832.

[2] Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. Electron. Device Lett., 1981, 2(5): 126-129.

[3] 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: 119-223.

[4] Alihosseini Y, Zabetian Targhi M, Heyhat M M, et al. Effect of a micro heat sink geometric design on thermo-hydraulic performance: A review[J]. Appl. Thermal Engineering, 2020, 170: 114974.

[5] Alihosseini Y, Zabetian Targhi M, Heyhat M M, et al. Thermo-hydraulic performance of wavy microchannel heat sink with oblique grooved finned[J]. Appl. Thermal Engineering, 2021, 189: 116719.

[6] Zhao X H, Chen J W, Zhang Z Q, et al. A review on heat enhancement in thermal energy conversion and management using field synergy principle[J]. Appl. Energy, 2020, 257: 113995.

[7] Ajeel R K, Salim W S I W, Hasnan K. Numerical investigations of heat transfer enhancement in a house shaped-corrugated channel: Combination of nanofluid and geometrical parameters[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2020, 17: 100376.

[8] Xia G, Zhai Y, Cui Z. Numerical investigation of thermal enhancement in micro heat sink with fan-shaped reentrant cavities and internal ribs[J]. Appl. Thermal Engineering, 2013, 58(1/2): 52-60.

[9] Zhai Y, Xia G, Liu X, et al. Heat transfer in the microchannels with fan-shaped reentrant cavities and different ribs based on field synergy principle and entropy generation analysis[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2014, 68: 224-233.

[10] Zhai Y, Xia G, Liu X, et al. Energy analysis and performance evaluation of flow and heat transfer in different micro heat sinks with complex structure[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2015, 84: 293-303.

[11] Datta A, Debbarma D, Biswas N, et al. The role of flow structures on the thermal performance of microchannels with wall features[J]. J. of Thermal Science and Engineering Applications: Trans. of the ASME, 2021, 13(2): 1-19.

[12] Xia G D, Jia Y T, Li Y F, et al. Numerical simulation and multiobjective optimization of a microchannel heat sink with arc-shaped grooves and ribs[J]. Numerical Heat Transfer, 2016, 70(7/12): 1041-1055.

[13] Zhai Y, Li Z H, Shen X, et al. Thermal performance analysis of multi-objective optimized microchannels with triangular cavity and rib based on field synergy principle[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 25: 100963.

[14] Chai L, Xia G D, Wang H S. Parametric study on thermal and hydraulic characteristics of laminar flow in microchannel heat sink with fan-shaped ribs on sidewalls-Part 1: Heat transfer[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2016, 97: 1069-1080.

[15] Chai L, Xia G D, Wang H S. Parametric study on thermal and hydraulic characteristics of laminar flow in microchannel heat sink with fan-shaped ribs on sidewalls-Part 2: Pressure drop[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2016, 97: 1081-1090.

[16] Chai L, Xia G D, Wang H S. Parametric study on thermal and hydraulic characteristics of laminar flow in microchannel heat sink with fan-shaped ribs on sidewalls-Part 3: Performance evaluation[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2016, 97: 1091-1101.

[17] Chai L, Wang L, Bai X. Thermohydraulic performance of microchannel heat sinks with triangular ribs on sidewalls-Part 1: Local fluid flow and heat transfer characteristics[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2018, 127: 1124-1137.

[18] Chai L, Wang L, Bai X. Thermohydraulic performance of microchannel heat sinks with triangular ribs on sidewalls-Part 2: Average fluid flow and heat transfer characteristics[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2019, 128: 634-648.

[19] Bayrak E, Olcay A B, Serincan M F. Numerical investigation of the effects of geometric structure of microchannel heat sink on flow characteristics and heat transfer performance[J]. Inter. J. of Thermal Sciences, 2019, 135: 589-600.

[20] Debbarma D, Pandey K M, Paul A. Performance enhancement of double-layer microchannel heat sink by

employing dimples and protrusions on channel sidewalls[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2022, 2022: 661-725.

[21] Li Y, Zhang F, Sunden B, et al. Laminar thermal performance of microchannel heat sinks with constructal vertical Y-shaped bifurcation plates[J]. Appl. Thermal Engineering, 2014, 73(1): 185-195.

[22] Service R. Coming soon: The pocket DNA sequencer[J]. Science, 1998, 282: 399-401.

[23] Ghani N, Kamaruzaman Sidik N. Heat transfer augmentation in a microchannel heat sink with sinusoidal cavities and rectangular ribs[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2017, 108: 1969-1981.

[24] Kumar P. Numerical investigation of fluid flow and heat transfer in trapezoidal microchannel with groove structure [J]. Inter. J. of Thermal Sciences, 2019, 136: 33-43.

[25] Rajalingam A, Chakraborty S. Effect of micro-structures in a microchannel heat sink-A comprehensive study[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2020, 154: 119617.

[26] Kewalramani G, Hedau G, Saha A, et al. Study of laminar single phase frictional factor and Nusselt number in in-line micro pin-fin heat sink for electronic cooling applications[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2019, 138: 796-808.

[27] Hadad Y, Rangararajan K, Nemati B, et al. Performance analysis and shape optimization of a water-cooled impingement micro-channel heat sink including manifolds[J]. Inter. J. of Thermal Sciences, 2020, 148: 106-145.

[28] Wang H, Chen Z, Gao J. Influence of geometric parameters on flow and heat transfer performance of micro-channel heat sinks[J]. Appl. Thermal Engineering, 2016, 107: 870-879.

[29] Zhou J, Hu M, Jing D. An efficient method for the geometric parameters optimization of double-layer micro-channel heat sink[J]. Num. Heat Trans. Part A Appl., 2020, 77(11): 966-980.

[30] Shab R, London A. Laminar Flow Forced Convection in Ducts[M]. Academic Press, 1978.

[31] Garimell S, Singhal V. Single-phase flow and heat transport and pumping considerations in microchannel heat sink[J]. Heat Transfer Engineering, 2004, 25(1): 15-25.

[32] Chai L, Xia G, Wang H. Numerical study of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with offset ribs on sidewalls[J]. Appl. Thermal Engineering, 2016, 92: 32-41.

[33] Li Y, Xia G, Ma D, et al. Characteristics of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with triangular cavities and rectangular ribs[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2016, 98: 17-28.

[34] Zhou J, Cao X, Zhang N, et al. Micro-channel heat sink: A review[J]. J. of Thermal Science, 2020, 29(6): 1431-1462.

[35] Webb R. Performance evolution criteria for use of enhanced heat exchanger surfaces in heat exchanger design[J]. Inter. J. Heat and Mass Transfer, 1981, 24(4): 715-726.

作者简介：

王俊超(1996—)，男，硕士研究生，主要研究方向为电子器件热管理与热设计；

曹明轩(1986—)，男，博士，副教授，研究生导师，主要研究方向为大功率激光芯片热管理、激光选区熔覆设备的研发。