光电器件

DOI：10.16818/j.issn1001－5868.2024040701

基于场协同原理和 NSGA-Ⅱ的扇形穴-梯形肋微通道多目标优化

王俊超[1]，刘人鞠[1]，杨光照[1]，Ivan Babichuk[1,2]，
曹明轩[1*]，臧鲁浩[1]，王天雷[1*]，王　颖[1]，袁铭辉[3]

（1. 五邑大学 智能制造学部，广东 江门 529020；2. 乌克兰国家科学院 瓦西里·拉什卡廖夫半导体物理研究所，基辅 03028；3. 香港科技大学 机械及航空航天系，香港 999077）

摘　要： 采用数值方法研究了不同结构参数下扇形穴-梯形肋微通道的流动和传热特性。发现肋高(α)对总热阻(R_{th})和压降(Δp)的影响最为显著；随着 α 的增大，R_{th} 迅速减小，而 Δp 迅速增大。为获得最优参数，采用响应面法、非支配遗传算法Ⅱ(NSGA-Ⅱ)和相似理想解排序技术(TOPSIS)进行多目标优化。并基于场协同原理和强化传热系数(PEC)对优化前后微通道的整体性能进行评价。结果表明，当 R_{th} 均为 0.185 8 K/W 时，优化后的微通道的 W_{pp} 仅为 0.006 2 W，比未优化的微通道降低了 53.38%；当 W_{pp} 均为 0.013 2 W 时，优化后的微通道 R_{th} 比未优化的微通道 R_{th} 降低了 13.04%，仅为 0.16 K/W。优化后微通道的 PEC 高于未优化前，当 $Re=231$ 时，PEC 从 1.163 增加到 1.253，增加了 7.74%；当 $Re=631$ 时，PEC 最大为 1.451 5。场协同原理表明，TOPSIS 最优微通道的速度场和温度场协同效果最好($FC=0.018\ 89$)。

关键词： 微通道；NSGA-Ⅱ；传热；场协同原理；强化传热系数

中图分类号： O351；TK124　**文章编号：** 1001－5868(2024)05－0767－13

Multi-objective Optimization of A Trapezoidal-rib and Fan-groove Microchannel Based on the Field Synergy Principle and NSGA-Ⅱ

WANG Junchao[1]，LIU Renju[1]，YANG Guangzhao[1]，Ivan Babichuk[1,2]，CAO Mingxuan[1]，
ZANG Luhao[1]，WANG Tianlei[1]，WANG Ying[1]，YUAN Minghui[3]

（1. School of Mechanical and Automation Engineering，Wuyi University，Jiangmen 529020，CHN；
2. V. Lashkaryov Institute of Semiconductors Physics，National Academy of Sciences of Ukraine，Kyiv 03028，UKR；
3. Department of Mechanical Engineering，Hong Kong University of Science and Technology，Hong Kong 999077，CHN）

Abstract： Under different structural parameters，the flow and heat transfer characteristics of TF-MCHS are studied using numerical methods. The results show that the rib height (α) has the most significant effect on the total thermal resistance (R_{th}) and pressure decrease (Δp). As α increases，the R_{th} of the microchannel decreases rapidly，but Δp increases rapidly. To obtain the best parameter，a multi-objective optimization was performed using the response surface methodology (RSM)，non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA-Ⅱ)，and the technique for order preference by similarity to the ideal solution (TOPSIS). According to the field synergy principle and the performance evaluation criteria (PEC)，the overall performance of the microchannel before and after optimization was assessed. The results show that when R_{th} is

收稿日期：2024－04－07.

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，王天雷

0.185 8 K/W, the pumping power (W_{pp}) of the optimized microchannel is 53.38% lower than that of the unoptimized microchannel, at only 0.006 2 W. When W_{pp} is 0.013 2 W, the R_{th} of the optimized microchannel decreases by 13.04%, compared with that of the unoptimized microchannel, at only 0.16 K/W. The *PEC* of the TOPSIS optimal microchannel is higher than that of the unoptimized microchannel. At $Re=231$, the *PEC* increases from 1.163 to 1.253, an increase of 7.74%. At $Re=631$, the *PEC* is 1.451 5. The field synergy principle indicates that the velocity field and temperature field of the TOPSIS optimal microchannel have the best synergy effect ($Fc=0.018\ 89$).

Key words: microchannel heat sink; NSGA-Ⅱ; heat transfer; field synergy principle; PEC

0 引言

由于电子设备向集成化和小型化的方向快速发展,这些设备产生的热流通量显著增加[1]。大多数电子设备可以通过强制空气冷却[2]或液体对流传热[3]的方法进行冷却,但对于热流密度大于 100 W/cm^2 电子设备则不能通过这些技术进行冷却。微通道散热器具备高散热率、轻量化和紧凑性的特点,被认为有能力克服这一散热问题。

在过去的一段时间里,已经对微通道散热器进行了大量的数值分析和实验研究,以降低热阻和泵送功率。这些研究成果涵盖多个主题领域,具体包括截面形状设计[4-6]、肋槽结构[7-9]、粗糙度表面[10]、波浪微通道[11-12]和多孔介质方法[13-14]等。其中,近年来提出的肋穴结构设计是提高散热器传热能力的有效方法。Zhu 等研究了肋和凹槽形状对微通道传热和水力特性的影响。结果表明:当肋板为矩形时,压降和 Nu 最大;当肋骨呈圆形时,强化传热系数(*PEC*)最大,并且肋槽的位置对整体性能也有明显影响[15]。Datta 等研究了侧壁带有肋和凹穴的复杂通道,通过对比 Nu、摩擦系数和热性能变化,发现复杂通道的综合性能最好[16]。强化换热的原因是肋和凹穴可以中断速度和热边界层,增强核心流域的混沌平流和流动扰动,从而强化换热[17-18]。同时,相较于对称肋穴结构,非对称肋穴结构可以改变主流的方向,从而使得微通道发热底面的温度分布更优,整体性能更好[19-20]。

尽管已经做了很多研究来改进肋和穴的设计,但几何尺寸对微通道的热阻、泵送功率功和温度均匀性的影响仍然不清楚。微通道散热器的热阻和泵送功率通常是相互矛盾的,热阻的降低通常会导致泵送功率的增加。因此,无法使用单目标优化方法同时得到最小的热阻和泵送功率。

为解决这一矛盾,在过去的 20 年里提出了各种多目标优化方法[21-25]。Peitao 等使用 NSGA-Ⅱ对三角肋穴结构微通道进行优化,以 R_{th} 和 W_{pp} 为目标函数,对微通道的穴深、肋高和 Re 进行优化设计。首先采用响应面法得到目标函数与设计变量间的函数式,再通过非支配排序遗传算法和k-mean 聚类得到相应的 Pareto 解集。结果表明,当 R_{th} 和 W_{pp} 适中时,微通道的综合性能提高了 1.230 5 倍[26]。Kose 等使用多目标遗传算法探究了矩形、三角形和梯形截面微通道的传热性能,为确保变量统一,保持三种形状的水力直径为 150 μm。以 Re、矩形宽高比、三角形顶点角和梯形结角为设计变量。结果表明,当三角形顶角参数为 50°和梯形结角为 60°时性能最优[27]。Alperen 等研究了入口速度和长径比对微通道性能的影响,并以预置的速度和泵送功率为优化目标。多目标优化结果表明,当通道宽度为 0.29 mm,高度为 0.5~0.67 mm 时,微通道性能最优[28]。Wang 等结合多目标遗传算法,对多孔肋微通道进行了设计优化,使得整体性能得到显著提高[29]。Yang 和 Cao 等通过结合响应面法(RSM)、非支配遗传算法Ⅱ(NSGA-Ⅱ)和相似理想解排序技术(TOPSIS)对混合通道进行性能优化,结果表明,在相同泵送功率下,热阻降低了 18.83%[30]。Shang 等以同时最小化热阻和泵送功率,建立了多目标优化模型。研究了高宽比对微通道性能的影响。结果表明,在相同的损耗下,热阻最高降低了 25%[31]。

根据上述工作,目前的多目标优化主要集中在微通道的宽高比、不同截面形状、对称肋槽结构等方面,对非对称肋穴结构的多目标优化研究尚未开展。因此,本研究要解决的问题是在满足电子设备散热要求的同时,优化肋穴微通道的流动和换热性能,以获得更优的 TF-MCHS 结构参数。提出了一种新

型的复合式微通道散热器，通过引入梯形肋和扇形凹穴来提高整体传热性能。本文包括三个部分：第一部分讨论了单个变量对微通道整体性能的影响，得到了每个变量对 R_{th} 和 W_{pp} 的敏感度；第二部分利用 RSM，NSGA-Ⅱ和 TOPSIS 得到 Pareto 解集和 TOPSIS 的最优点；第三部分基于场协同原理和 *PEC* 分析了优化后的微通道内部流动和传热特性。

1　模型描述和数值方法

1.1　几何模型

图 1 为设计的微通道散热器的三维模型图及几何参数。微通道共有十个平行微通道，如图 1(a)所示，散热器整体尺寸为 20 mm×12 mm×1.4 mm，每个通道共有 20 个梯形肋和 18 个扇形穴。其中，单通道的宽度(W_c)和高度(H_c)分别为 0.4 和 0.8 mm。微通道的基底厚度(H_b)、顶板厚度(H_t)和壁厚(W_w)分别为 0.3，0.3 和 0.4 mm。由于通道的对称性，在 CFD 模拟中使用单个通道作为计算区域，如图 1(b)的局部放大图所示。图 1(c)显示了基本几何计算域的四个参数，分别为：梯形肋的宽度(β)和高度(α)、扇形穴的角度(ε)和两者之间的距离(L_c)。

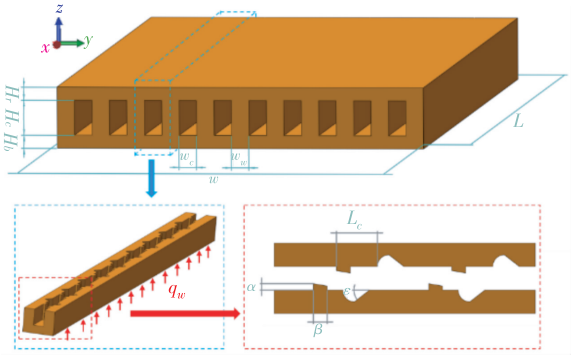


图 1　微通道几何模型示意图

1.2　控制方程

Peitao 认为固体中的热传导和对环境的热损失可以忽略不计，但流体中的热对流仍然是最重要的过程[26]。为了研究 TFMCHS 的传热和流动特性，考虑了以下假设：(1)流体为牛顿流体，层流，不可压缩，单相，稳态；(2)除了水的粘度外，固体的热物理性质是恒定的；(3)忽略重力、热辐射、自然对流和其他形式的力；(4)忽略粘性耗散。

基于上述假设，对控制方程进行数值求解。连续性方程为：

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{1}$$

层流条件下动量方程为：

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho_f}\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\mu_f}{\rho_f}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \tag{2}$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho_f}\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\mu_f}{\rho_f}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \tag{3}$$

$$u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho_f}\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\mu_f}{\rho_f}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \tag{4}$$

冷却介质的能量方程为：

$$u\frac{\partial T_f}{\partial x}+v\frac{\partial T_f}{\partial y}+w\frac{\partial T_f}{\partial z}=\frac{k_f}{\rho_f C_{pf}}\left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2}\right) \tag{5}$$

固体的稳态热传导方程为：

$$k_s\left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2}\right)=0 \tag{6}$$

式中，ρ_f 是冷却液的密度，μ_f 是冷却液的粘度，k_f 和 C_{pf} 分别是冷却液的热导率和比热容，k_s 是固体的热导率。

1.3　边界条件

微通道的进水口为速度入口，速度根据 *Re* 计算，进口温度为 288.15 K。出口为压力出口，出口处表压为零。因为自然对流和热辐射的影响可以忽略不计，所以设置上表面为绝热面。同时，因为微通道具有对称性，左右面被设置为对称边界。具体的边界条件如下：

在流体域中：

$$x=0,u=u_{in},v=w=0,T=T_{in} \tag{7}$$

$$x=L,\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{\partial v}{\partial y}=\frac{\partial w}{\partial z}=0,p=p_{out} \tag{8}$$

在微通道的加热壁处施加均匀的热通量：

$$x=0,-\lambda_s\frac{\partial T}{\partial z}=q_w \tag{9}$$

在上表面设置绝热边界：

$$x=0.35,\frac{\partial T}{\partial z}=0 \tag{10}$$

在 *Re* 数值范围内，微通道内冷却剂的变化范

围为 288.15～363.15 K，粘度变化范围为 3.17×10^{-4}～1.14×10^{-3} kg/(ms^{-2})。可见温度对冷却剂粘度的影响不容忽视。Kestin 等在公式(11)中证实了温度与粘度的关系[32]，即：

$$\log\left\{\frac{\mu(t)}{\mu(20\ ℃)}\right\}=\frac{20-t}{t+90}\{1.2318-1.303\times10^{-3}(20-t)\}+\frac{20-t}{t+90}\{3.06\times10^{-6}(20-t)^2+2.55\times10^{-8}(20-t)^3\} \tag{11}$$

在当前的微通道散热器研究中，热通量的设置范围通常为 100～2 000 W/cm^2[33-34]。例如 Wang 等[34]和 Cheng 等[27]在微通道发热壁设置 100 W/cm^2 的均匀热通量。因此，本文采用了相同的热通量施加在散热器底面。

采用有限体积法对控制方程进行离散化，SIMPLEC 算法实现压力-速度的耦合。对流项采用二阶迎风格式，扩散项采用二级中心差分格式。小于 1×10^{-4} 的残差准则被认为是所有方程的已收敛。使用 ANSYS FLUENT 软件求解三维传热和流体流动方程。

1.4 参数定义

在通道进口处 Re 定义为：

$$Re=\frac{\rho_f u_{in} D_h}{\mu_f} \tag{12}$$

式中，u_{in}，D_h 分别是微通道的入口平均速度和水力直径。

微通道的平均 Nu 为：

$$Nu=\frac{hD_h}{\lambda_f}=\frac{q_w A_{film}}{\Delta T A_{ch} L_{ch}}\cdot\frac{D_h}{\lambda_f} \tag{13}$$

$$\Delta T=T_w-0.5(T_{in}+T_{out}) \tag{14}$$

式中，h，q_w，A_{film}，ΔT 和 A_{ch} 分别为传热系数(W/(m^2·k))、加热壁热流密度(W/m^2)、底板加热面积(m^2)、通道壁与流体的温差(K)、流体与固体壁的接触表面积(m^2)。式中，T_w，T_{in} 和 T_{out} 分别为微通道底面的平均温度、进出口流体温度，单位均为 K。

微通道的平均表观摩擦因数的计算表达式为：

$$f_{ave}=\frac{\Delta P D_h}{2\rho_f L u_m^2} \tag{15}$$

式中，L 和 ΔP，分别为微通道长度和压降。

热阻的定义为：

$$R_{th}=\frac{T_{max}-T_{in}}{Q}=\frac{T_{max}-T_{in}}{A_{film}\cdot q} \tag{16}$$

式中，R_{th} 为微通道散热器热阻，T_{max} 为温度场最大值，T_{in} 为入口温度。

泵浦功率的定义为：

$$W_{pp}=N\cdot A_c\cdot u_{in}\cdot\Delta p \tag{17}$$

式中，W_{pp} 为微通道的泵送功率，N 为通道数，A_c 为每个通道的横截面积。

强化传热因子 PEC 的定义为：

$$PEC=\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)\Big/\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3} \tag{18}$$

式中，0 表示矩形通道。

1.5 网格收敛性测试与验证

网格的质量对数值计算起决定性作用。通常计算结果随网格数量的增加变的更准，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。由于模型结构复杂，对其进行预处理，然后采用六面体网格划分，如图 2 所示。在流体域中，将膨胀层添加到流体-固体耦合面，以更正确地模拟边界层的发展。

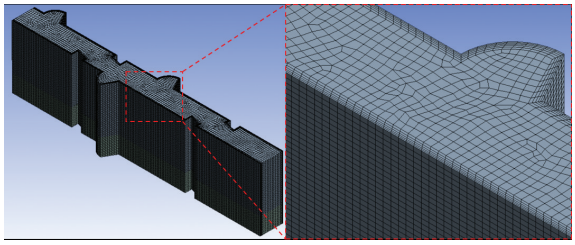


图 2 微通道的计算网格

其中，选择 Nu 和 f_{ave} 为网格质量评估指标。共比较了四种网格的数值结果，如图 3 所示。随着网格数量的增加，Nu 和 f_{ave} 的变化越来越小，网格数量对结果的影响越来越小。当网格数量从 211 万增加到 251 万时，Nu 和 f 的误差分别为 0.43%和 0.14%。因此，考虑到计算机工作能力的限制，选择了 211 万的网格进行进一步的模拟。

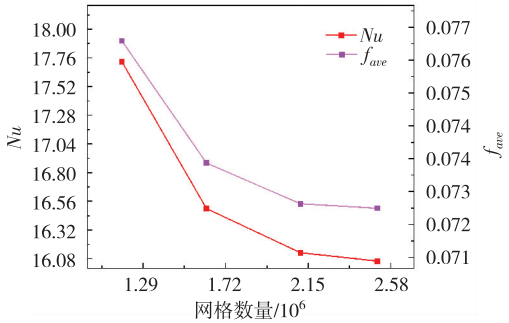


图 3 网格独立性测试

选择 Ganesan 等使用 3D 打印技术制作的微通道散热器作为实验模型[35]。微通道的材料是 Inconel 781，冷却剂是水，Re 在 150～330 之间。入

口冷却液温度为 299.15 K，热电偶产生热量，施加的热流密度为 35 W/cm^2。选择摩擦系数作为验证指标，如图 4 所示。模拟结果与实验结果接近，最大差值为 0.014。

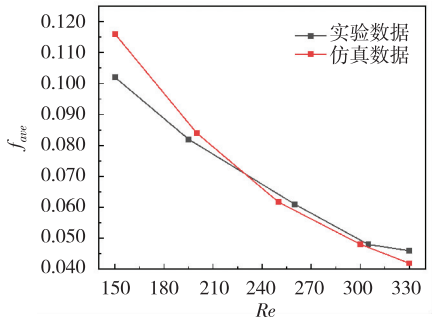


图 4　摩擦系数比较

2　多目标优化

微通道散热器的优化需要将热阻和泵浦功率都最小化。然而，这两个指标经常发生冲突，使得经典方法的实用性较低。针对这种复杂的情况，NSGA-Ⅱ已被证明是解决这些冲突目标的有效方法。多目标优化流程如图 5 所示。

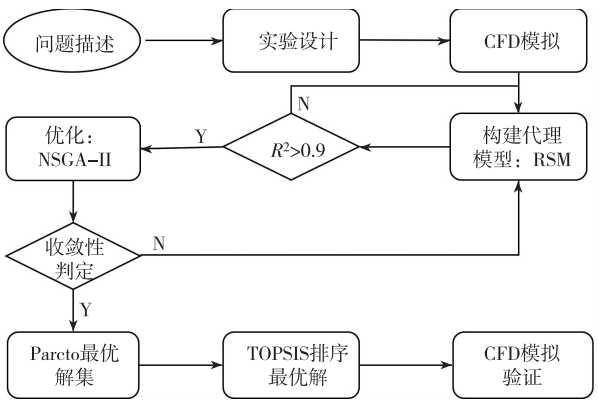


图 5　多目标优化流程

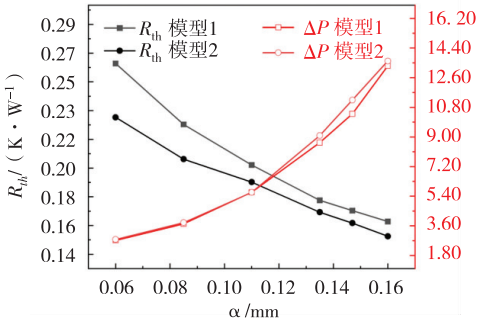
2.1　实验设计

在进行多目标优化之前，有必要研究单变量对 TFMCHS 传热和水力性能的影响。为了确定单个变量的设计区间，得到了其在多个设计中的灵敏度。所选自变量为 α，β，ε 和 L_c。为了进行合理的比较分析，表 1 中列出了两个基准模型（模型 1 和模型 2）及其相应的参数。在分析单个变量对 TFMCHS 的影响时，其他变量保持不变。图 6 展示了 α，β，ε 和 L_c 作为单独变量对这两个基准模型的 TFMCHS 的 R_{th} 和 W_{pp} 的影响。

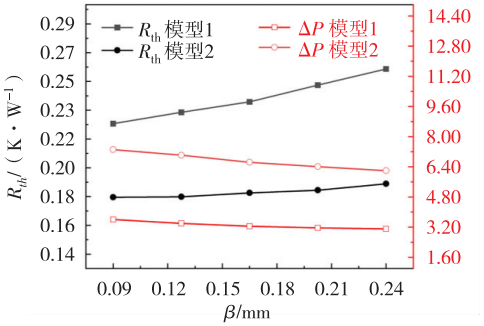
在微通道的整体结构和尺寸保持不变的情况下，通过改变微通道的内结构参数来探讨对散热的影响。如图 6(a)所示，在其他三个参数保持不变的情况下。当 α 从 0.06 mm 增加到 0.16 mm 时，两种模型下 R_{th} 都迅速减少，Δp 迅速增加。众所周

表 1　两个基准模型的参数

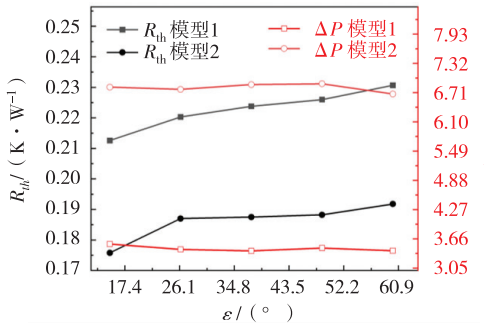
参数	β/mm	α/mm	ε/(°)	L_c/mm
模型 1	0.12	0.08	60	0.36
模型 2	0.15	0.12	15	0.66



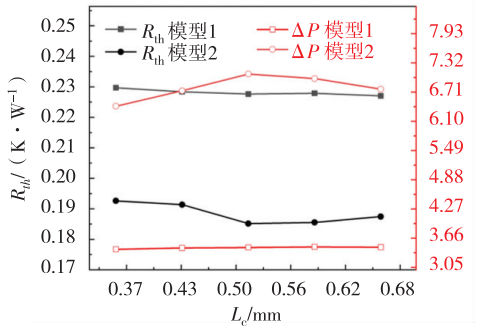
(a) α 对 R_{th} 和 Δp 的影响



(b) β 对 R_{th} 和 Δp 的影响



(c) ε 对 R_{th} 和 Δp 的影响



(d) L_c 对 R_{th} 和 Δp 的影响

图 6　单因素分析

知,压降上升的原因是流动阻力增大。主要原因是肋高的增加,增大了通道中的阻塞效应,并在肋区域产生强大的局部阻力。同时,通道内的射流和节流作用加强,增强了流动扰动,改善了通道内的对流换热,这与 Wang[36] 和 Derakhshanpour[37] 的结果一致。由于通道中较小的 ε 和较大的对流传热面积,模型 2 具有较低的热阻。

图 6(b)显示了 β 对 R_{th} 和 Δp 的影响。结果表明,在这两种模型下,热阻都随着肋宽度的增加而增加。这是因为肋宽度的增加不会增大通道中的流体-固体耦合面积,反而会降低通道中冷却液的容积。从而削弱了流体对壁面的冲击,并使得总传热能力下降。因此,随着肋条宽度的增加,在这两种模型下通道中的局部压降也会减小。与模型 1 相比,模型 2 的热阻明显更低,压降更高。这主要是由于模型 2 的 α 更大,总体上散热效果更显著。

图 6(c)描述了 ε 对 R_{th} 和 Δp 的影响。在这两种模型下,ε 的变化对热阻有明显的影响,但对压降影响不大。这是因为当 ε 为 15°时,收缩壁长度为 0.95 mm。当 ε 为 60°时,收缩壁仅为 0.32 mm。因此,随着 ε 的增大,对流换热面积显著减小,使通道整体散热效果变差。由于梯形肋改变了主流的流向,主流对壁面的冲击减弱,压降略有降低。模型 2 和模型 1 有相同的趋势。

图 6(d)描述了 L_c 对 R_{th} 和 Δp 的影响。可以看出,模型 1 对 R_{th} 和 Δp 的变化不敏感。模型 2 的 R_{th} 随距离的增加先减小后增大,Δp 则相反。从模型 2 可以看出,肋穴混合效果有一个最优值。当 $L_c=0.51$ mm 时,整体散热性能最佳。同时可以看出,在不同的参数组合下,单个变量对整体的影响是不确定的。因此,多目标优化是非常必要的。

综上所述,两个目标函数中的 R_{th} 和 Δp 是相互冲突的。降低热阻总是以更大的压降为代价,反之亦然。各变量对微通道的热阻和压降有不同的影响,其中 α 的影响最大[38],其次是 β,ε 和 L_c。在不同的设计参数组合下,当相同的变量发生变化时,两种模型之间的差异也很大。因此,对上述参数进行多目标优化是实现 MCHS 结构优化的最佳途径。

由以上分析可知,各参数的变量范围如表 2 所示。通过改变 4 个参数,建立了 29 组物理模型进行数值模拟。为了获得 TFMCHS 的最佳传热和水力性能,选择 R_{th} 和 W_{pp} 作为传热和水力性能的优化目标。结果如表 3 所示。在所有仿真案例中,入口速度均设置为 0.8 m/s。

表 2 设计变量和设计空间

范围	变量			
	β/mm	α/mm	ε/(°)	L_c/mm
上边界	0.09	0.06	15	0.36
下边界	0.24	0.16	60	0.66

表 3 设计实验

参数	ε/(°)	β/mm	α/mm	L_c/mm	R_{th}/(K·W^{-1})	W_{pp}/W
1	37.5	0.24	0.11	0.51	0.207 7	0.012 44
2	60	0.165	0.11	0.51	0.200 4	0.013 53
3	48.75	0.127 5	0.085	0.585	0.220 1	0.009 67
4	48.75	0.202 5	0.135	0.435	0.183 1	0.019 04
5	37.5	0.09	0.11	0.51	0.189 2	0.015 71
6	37.5	0.165	0.11	0.51	0.198 1	0.013 67
7	37.5	0.165	0.06	0.51	0.251 1	0.006 86
8	37.5	0.165	0.11	0.51	0.198 1	0.013 67
9	48.75	0.202 5	0.135	0.585	0.183 9	0.020 02
10	26.25	0.127 5	0.135	0.435	0.174 1	0.023 41
11	26.25	0.127 5	0.085	0.585	0.199 1	0.009 22
12	37.5	0.165	0.11	0.51	0.198 1	0.013 65
13	26.25	0.202 5	0.085	0.585	0.231 8	0.008 78
14	26.25	0.202 5	0.085	0.435	0.240 0	0.008 52
15	48.75	0.127 5	0.135	0.435	0.176 9	0.021 57
16	48.75	0.127 5	0.085	0.435	0.221 0	0.009 51
17	37.5	0.165	0.11	0.66	0.195 7	0.013 89
18	37.5	0.165	0.11	0.51	0.197 8	0.013 57
19	37.5	0.165	0.11	0.51	0.197 7	0.013 58
20	26.25	0.202 5	0.135	0.435	0.180 2	0.019 47
21	15	0.165	0.11	0.51	0.183 9	0.013 29
22	26.25	0.202 5	0.135	0.585	0.176 5	0.020 64
23	26.25	0.127 5	0.085	0.435	0.212 2	0.009 72
24	37.5	0.165	0.11	0.36	0.195 2	0.013 33
25	48.75	0.202 5	0.085	0.585	0.230 7	0.008 95
26	26.25	0.127 5	0.135	0.585	0.163 9	0.024 59
27	37.5	0.165	0.11	0.51	0.198 1	0.013 63
28	48.75	0.202 5	0.085	0.435	0.229 4	0.008 98
29	48.75	0.127 5	0.135	0.585	0.169 9	0.023 19

2.2 代理模型

代理模型是一种基于样本数据点显示输入变量和输出响应之间关系的数学模型[39]。可以使用不同的代理模型来构建响应函数,例如 RSM,Kriging 或径向基神经网络[40]。其中,RSM 给出了优化目标与优化参数的关系。本研究采用 RSM 建立 R_{th} 和 W_{pp} 的响应函数,如式(19)和(20)。

$$R_{th}(\varepsilon,\beta,\alpha,L_c)=a_0+a_1\times\varepsilon+a_2\times\beta+a_3\times\alpha+a_4\times L_c+a_5\times\varepsilon\times\beta+a_6\times\varepsilon\times\alpha+a_7\times\varepsilon\times L_c+a_8\times\beta\times\alpha+a_9\times\beta\times L_c+a_{10}\times\alpha\times L_c+a_{11}\times\varepsilon^2+a_{12}\times\beta^2+a_{13}\times\alpha^2+a_{14}\times L_c^2+a_{15}\times\varepsilon^3+a_{16}\times\beta^3+a_{17}\times\alpha^3+a_{18}\times L_c^3 \tag{19}$$

$$W_{pp}(\varepsilon,\beta,\alpha,L_c)=b_0+b_1\times\varepsilon+b_2\times\beta+b_3\times\alpha+b_4\times L_c+b_5\times\varepsilon\times\beta+b_6\times\varepsilon\times\alpha+b_7\times\varepsilon\times L_c+b_8\times\beta\times\alpha+b_9\times\beta\times L_c+b_{10}\times\alpha\times L_c+b_{11}\times\varepsilon^2+b_{12}\times\beta^2+b_{13}\times\alpha^2+b_{14}\times L_c^2+b_{15}\times\varepsilon^3+b_{16}\times\beta^3+b_{17}\times\alpha^3 \tag{20}$$

优化的效果在很大程度上取决于上述目标函数的拟合程度。为了检验代理模型的拟合程度，引入了多元统计系数（R^2）和平均绝对相对偏差（$AARD\%$），其方程如下

$$R^2=1-\sum_{j=1}^{N}(P_j-E_j)^2\Big/\sum_{j=1}^{N}(P_j)^2 \tag{21}$$

$$AARD\%=\frac{100}{N}\sum_{j=1}^{N}\left|\frac{P_j-E_j}{P_j}\right| \tag{22}$$

式中，P，E，N 分别为数值数据、预测数据和数据集的数量。由定义可知，R^2 的取值范围在 0～1 之间。当 R^2 越接近 1 时，误差的影响越小，回归方程越准确。经计算，热阻函数的 R^2 值和 $AARD\%$ 值分别为 0.999 88 和 0.88%，泵送功率函数的 R^2 值和 $AARD\%$ 值分别为 0.999 89 和 1.01%。结果表明，该目标函数能够准确预测 R_{th} 和 W_{pp} 值。

2.3　多目标进化算法：NSGA-Ⅱ

以上多目标优化问题可描述如下：

目前的问题与两个相互竞争的目标有关。在这两个目标中，一个目标的改进会导致另一个目标的恶化。

$$\begin{aligned}&Minimize f(\varepsilon,\beta,\alpha,L_c)=Minimize\{R_{th}(\varepsilon,\beta,\alpha,L_c),\\&W_{pp}(\varepsilon,\beta,\alpha,L_c)\},\\&15^\circ\leqslant\varepsilon\leqslant60^\circ,\\&0.09\ \text{mm}\leqslant\beta\leqslant0.24\ \text{mm},\\&0.06\ \text{mm}\leqslant\alpha\leqslant0.16\ \text{mm},\\&0.36\ \text{mm}\leqslant L_c\leqslant0.66\ \text{mm}\end{aligned} \tag{23}$$

Deb 等受到达尔文进化论的启发，提出了一种优化设计变量的算法，并证明了该算法优于其他先进的多目标进化算法[41]。NSGA-Ⅱ的步骤如下：

(1)首先，设置 NSGA-Ⅱ参数，然后输入两个目标函数和四个变量的值范围；

(2)设置种群数量为 50，迭代次数为 2 000，并初始化种群；

(3)将种群进行非支配排序，通过选择、交叉和变异操作生成第一代种群，种群数量为 50；

(4)将生成的第一代种群，再进行选择、交叉和变异操作生成子代种群；

(5)把父代种群和子代种群进行合并得到新的种群，种群数量为 100；

(6)对合并种群进行快速非支配排序，使每个个体获得一个新的排名；

(7)为了使算法保持良好传播性，并避免局部最大值和最小值，进行拥挤度计算。首选选择拥挤距离较大的个体进入下个种群，形成新的种群，种群数为 50；

(8)重复步骤(4)～(7)直至达到收敛条件，输出微通道散热器的 Pareto 最优解集。

2.4　TOPSIS

NSGA-Ⅱ生成一组最优解，而不是单一的解。这组最优解中的每个解都是最小化热阻和泵浦功率的最优权衡方案。为了得到唯一的最优解，本文采用熵权法计算各指标的权重，然后采用 TOPSIS 法对结果进行排序。TOPSIS 方法是一种有限方案的多属性决策方法，由 Hwang 和 Yoon 于 1981 年首次提出[42]。其核心是找到目标问题的正理想解和负理想解，然后在可行方案中找到一个最优方案，使其距正理想解的距离最近，而距离负理想解的距离最远[43]。

3　结果与分析

3.1　优化结果

应用 NSGA-Ⅱ解决 TFMCHS 热阻和泵功率优化问题，控制参数为：种群规模为 50，交叉概率为 0.9，突变率为 0.2。除四个几何变量外，散热器其他参数保持不变。图 7 显示了 TFMCHS 的最优解集组成的 Pareto 前沿。29 个原始数据集的传热和水力性能由五角形表示。由图 7 可知，Pareto 解是均匀分布的，极值点 A 和 B 分布在两端。从 A 点到 B 点，所有 Pareto 解的热阻减少泵送功率增加。因此，当热性能为唯一的目标函数时，选择设计点 B 为最优解，而当压降为唯一的目标函数时，选择设计点 A 为最优解。最理想的解应该放置在 R_{th} 和 W_{pp} 最低区域。对于多目标优化问题，Pareto 边界上的每个解之间不存在优劣关系。最终选择的最优解是由决策者的偏好和实际需求决定的。

优化前的最佳参数如图 7 所示，其中 $\beta=0.165$ mm，$\alpha=0.11$ mm，$\varepsilon=15^\circ$，$L_c=0.51$ mm。MCHS 的 R_{th} 和 W_{pp} 分别为 0.183 9 K/W，0.013 3 W。与优化前的 TFMCHS 相比，相同 R_{th} 下 TFMCHS 的 W_{pp} 下降了 53.38%，仅为 0.006 2 W。对应的四个参数 β，α，ε 和 L_c 分别为 0.090 03 mm，0.071 85 mm，15°和 0.66 mm。在相同的 W_{pp} 下，R_{th} 下降 13.04%，仅为 0.16 K/W。

为了从 Pareto 解集当中选择出最适当的解，本文采用 TOPSIS 法和熵权法对 50 个 Pareto 最优解

进行排序，并确定最优解。采用熵权法得到的热阻和泵送功率的权重分别为55.066%和44.934%，最优TOPSIS解如图7所示。值得注意的是，热阻和泵浦功率的权重可能会随着项目需求的变化而变化，TOPSIS排序结果将有所变化。

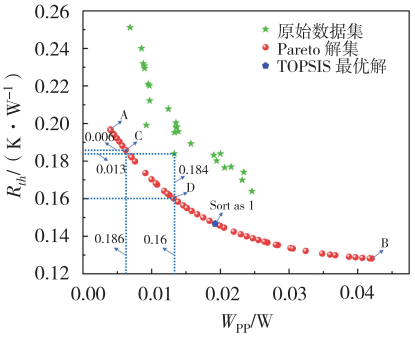


图7 Pareto解集最优解抉择

为了检验预测模型的准确性，选取TOPSIS最优解点、C点和D点进行数值模拟，并与预测模型的结果进行比较。利用公式(24)计算模拟解与Pareto解之间的误差E：

$$E=\left|\frac{\phi_S-\phi_P}{\phi_S}\right|\times 100\% \tag{24}$$

式中，ϕ_S为CFD仿真解，ϕ_P为Pareto解。

表4显示了模拟和Pareto解。R_{th}与W_{pp}的相对误差小于13%，R_{th}的平均相对误差为10.4%，W_{pp}的平均相对误差为10.2%。结果表明，Pareto解与仿真解吻合较好。

表4 优化结果验证

参数	TOPSIS解		C点		D点	
	R_{th}/(K·W^{-1})	W_{pp}/W	R_{th}/(K·W^{-1})	W_{pp}/W	R_{th}/(K·W^{-1})	W_{pp}/W
预测	0.146 68	0.019 27	0.185 82	0.006 25	0.160 06	0.013 21
CFD	0.164 38	0.021 409	0.204 02	0.007 171	0.181 04	0.014 3
误差	0.107 65	0.099 923	0.089 205	0.128 38	0.115 894	0.076 234

3.2 优化后微通道的热性能

图8为Re=431时的TFMCHS微通道加热壁沿流动方向的局部温度变化图。从图中可以看出，

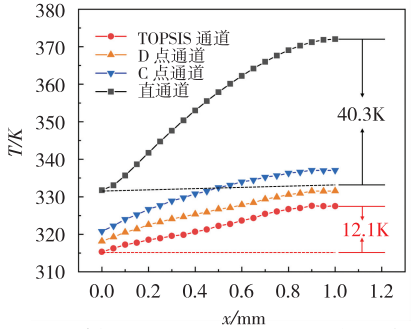
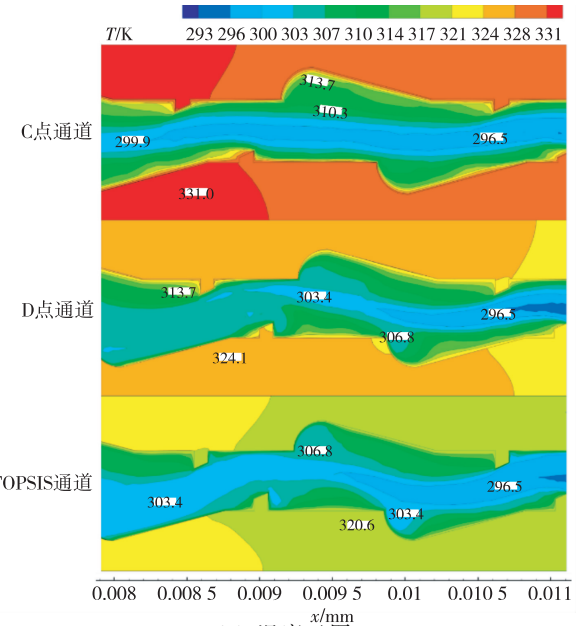


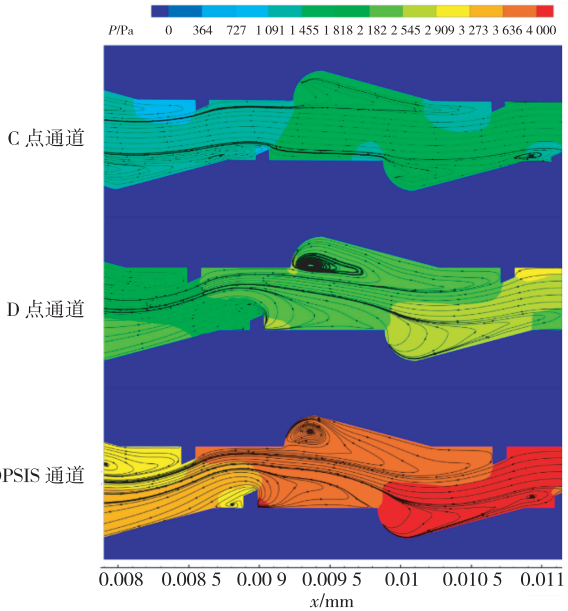
图8 微通道加热壁沿流动方向的局部温度变化

梯形肋和扇形穴可以显著减小加热壁的温度。这是因为肋和穴能诱导通道侧壁热水与通道中心冷水混合增强，明显改善了微通道内的温度分布，使得整体散热效果最佳[44]。值得注意的是，直微通道加热壁的温差为40.3 K，而TOPSIS最优通道处的温差仅为12.1 K。这表明带肋和穴的微通道加热壁温度更低、更均匀，可有效提高芯片的性能和寿命。

图9为TOPSIS最优通道、C点通道和D点通道的温度与压力云图。可以看出，TOPSIS通道的温度最低，Δp最大，而C点通道的温度最大，Δp最小。从温度等值线可以看出，壁面附近的温度等值



(a) 温度云图



(b) 压力云图

图9 不同参数在x-z平面的分布图

线密度最大，温度梯度较大[17]。这主要是因为微通道内部的流动是层流的，在没有外界干扰的情况下，流体内部基本上只有传热，热对流可以忽略。流体越靠近壁面，边界层的影响越大，换热效果越差。而肋区和穴区的温度等值线相对稀疏，说明这里的温度梯度较小，流体混合更均匀。从流线上可以看出，肋越高导致槽内涡流较强。涡流区增强了流体的对流换热，允许冷却剂更充分地带走壁面热流[19]。同时产生了更强的射流和节流效应，增强了流体内部的混合，也因此产生了更强的摩擦阻力。

3.3　综合性能

对于结构复杂的微通道换热，内部微观结构影响流体内部的温度场和速度场。此外，在高热流密度换热条件下，当特征尺寸达到微米尺度时，微通道内的轴向热传导尤为重要[45]。本节应用场协同原理来研究肋和穴的强化传热的机理。Guo 等最早提出了场协同，并表明，较小的速度矢量与温度梯度协同角，可以增强微通道的散热性能[46]，表达式为：

$$\vec{U}\cdot\nabla\vec{T}=|\vec{U}|\times|\nabla\vec{T}|\times\cos\delta \tag{25}$$

式中，$\vec{U}$ 为速度矢量，$\Delta\vec{T}$ 为温度梯度，δ 为速度矢量与温度梯度的协同角。

Bi 等提出了考虑压力损失对传热性能影响时速度矢量与速度梯度的协同表达式[47]：

$$\vec{U}\cdot\nabla\vec{u}=|\vec{U}|\times|\nabla\vec{u}|\times\cos\theta \tag{26}$$

式中，θ 为速度矢量与速度梯度之间的协同角。

值得注意的是，θ 和 δ 仅仅代表局部流场的协同效应，不能代表整体传热和水力性质[48]。为了提高微通道的整体性能，需要使 δ 尽可能小，θ 尽可能大。这样传热效果更强，摩擦损失更小。因此，提出一种场协同数 Fc 来测量流体域的协同，分析速度场与温度场之间的协同[49]。在整个流场中，Fc 越大，温度场和速度场协同作用越好，传热越强。Fc 可表示为：

$$Fc=\frac{Nu}{RePr}=\int_0^1(\vec{U}\cdot\nabla\vec{T})\mathrm{d}y \tag{27}$$

根据场协同原理，微通道内的温度梯度沿流动方向逐渐减小。为了提高温度场和速度场的协同效应，必须考虑流动过程中轴向热传导的影响。

图 10 为 $Re=431$ 时，五个通道的 θ 在流动方向的分布。如图所示，直线通道的速度协同角最大。这主要是由于边界层效应，导致速度梯度方向为径向，而速度矢量方向为轴向，两个方向垂直，因此协同角最大。对于复杂通道，较低速度协同角分布在肋和穴附近，且在肋前和穴中的速度协同角最小。从图 9(b)流线可以看出，在涡流区域的协同角普遍更低。

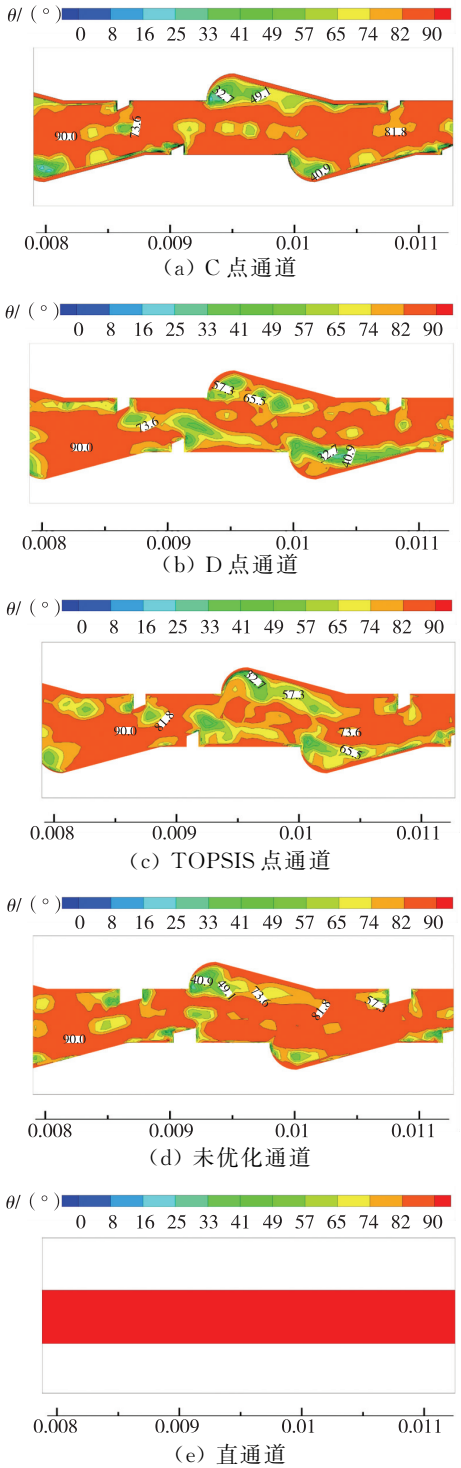


图 10　局部 θ 在微通道中的分布

图 11 给出了五个通道的 δ 在流动方向的分布。可以看出，较小的 δ 主要分布在肋和空穴附近。主

要原因是肋和穴的结构破坏了速度矢量、速度梯度和温度梯度的协同作用，从而降低了协同角。Zhai等从场协同角度探究了带三角形肋和穴的微通道，也观察到肋和穴附近的协同角较小[50]。在五种微通道中，TOPSIS最优通道的δ小区域大于其他通道。这说明随着肋高的增加，微通道内产生的扰动更强烈，对速度场和温度场的协同效果影响更大。

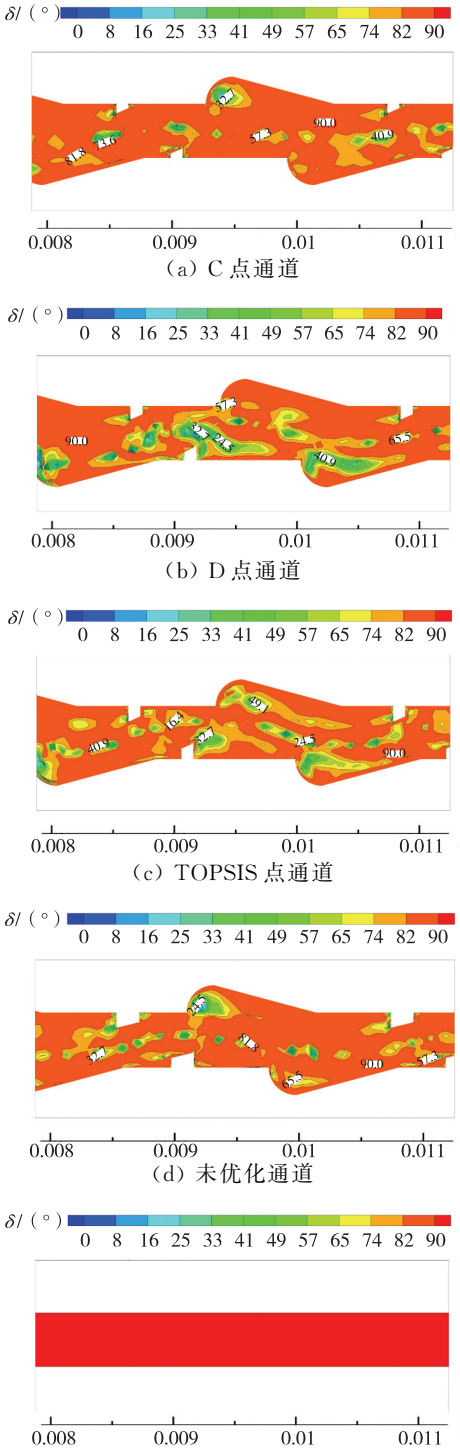


图11 局部δ在微通道中的分布

图12给出了直微通道、未优化微通道和TOPSIS最优微通道的*PEC*和协同数随*Re*数的变化情况。可以发现，两通道的*PEC*均随*Re*的增加而增加，且均大于1。这意味着带肋和穴的微通道能有效地强化传热，提高微通道散热器的综合性能。当$Re=631$时，*PEC*最大值为1.451。

同时，各通道的*Fc*随着*Re*的增加而减小。这是因为当热边界层较厚且入口速度较慢时，轴向热传导效应产生的轴向温度梯度增加了速度场和温度场之间的协同作用[48]，但随着速度的增加，轴向热传导被逐渐忽略。当*Re*不变时，TFMCHS的*Fc*值明显高于直通道。这是因为肋和穴引起的涡流，降低了速度矢量与温度梯度之间的协同角。Guo等提出当$Fc=1$时，速度梯度与温度梯度完全协同[49]。然而，在大多数应用程序中，*Fc*远小于1。因此，尽管肋和凹槽的设计可以显著改善传热，但微通道的性能仍有相当大的改进空间。值得注意的是，*PEC*和*Fc*在评价微通道传热性能方面有很好的一致性。

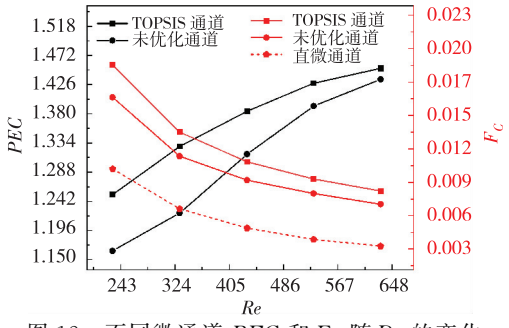


图12 不同微通道*PEC*和*Fc*随*Re*的变化

4 结论

采用数值模拟方法，研究了不同几何参数下微通道的综合性能，并结合NSGA-Ⅱ求取最佳设计参数。通过分析四个几何参数对微通道散热器R_{th}和Δp的敏感度来确定参数优化范围。然后以R_{th}和W_{pp}作为优化目标，对TFMCHS进行多目标优化。并将优化后微通道与未优化的微通道进行了比较。主要结论如下：

(1)4个参数对TFMCHS的R_{th}和Δp的影响非常复杂。这表明单因素方法无法同时使得TFMCHS的R_{th}和W_{pp}达到最优。

(2)在Pareto解集上，当MCHS的R_{th}为0.185 8 K/W时，W_{pp}降低到0.006 2 W，比未优化

微通道低 53.38%。当 W_{pp} 为 0.013 2 W 时，R_{th} 降低到 0.16 K/W，比未优化微通道降低 13.04%。

(3)采用熵权 TOPSIS 方法从 Pareto 解集中选择出最优解，并与解集中的 C 点和 D 点进行对比。发现 TOPSIS 点的温度最低，压降最大，C 点的温度最大，压降最小。

(4)当 $Re=431$ 时，与直通道发热底面的温差相比，TOPSIS 最优通道的温差降低了 28.2 K，仅为 12.1 K。

(5)当 Re 相同时，带肋和穴微通道的速度场和温度场协同效果最好。这是因为梯形肋和扇形穴引起的涡流，降低了速度矢量与温度梯度之间的协同角。同时对比了未优化微通道和优化后通道的 PEC。结果表明，经过优化后的微通道传热性能远高于未优化前的。PEC 与 Fc 在评价微通道换热强度方面具有较好的一致性。

参考文献：

[1] He Z, Yan Y, Zhang Z. Thermal management and temperature uniformity enhancement of electronic devices by micro heat sinks: A review[J]. Energy, 2021, 216: 119223.

[2] Wang C. A quick overview of compact air-cooled heat sinks applicable for electronic cooling-recent progress [J]. Inventions, 2017, 2(1): 5.

[3] Yang M, Li M T, Hua Y C, et al. Experimental study on single-phase hybrid microchannel cooling using HFE-7100 for liquid-cooled chips[J]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2020, 160: 120230.

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

[5] Parlak M, Özsunar A, Koşar A. High aspect ratio microchannel heat sink optimization under thermally developing flow conditions based on minimum power consumption[J]. Appl. Therm. Eng., 2022, 201: 117700.

[6] Soleimanikutanaei S, Ghasemisahebi E, Lin C X. Numerical study of heat transfer enhancement using transverse microchannels in a heat sink[J]. Int. J. Therm. Sci., 2018, 125: 89-100.

[7] 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]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2016, 97: 1069-1080.

[8] 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]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2016, 97: 1081-1090.

[9] Chai L, Xia G, Wang H. 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]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2016, 97: 1091-1101.

[10] Kadivar M, Tormey D, McGranaghan G. CFD of roughness effects on laminar heat transfer applied to additive manufactured minichannels[J]. Heat and Mass Transfer, 2022: 1-15.

[11] Wang S L, An D, Yang Y R, et al. Heat transfer and flow characteristics in symmetric and parallel wavy microchannel heat sinks with porous ribs[J]. Int. J. Therm. Sci., 2023, 185: 108080.

[12] Park M C, Ma S B, Kim K Y. Optimization of a wavy microchannel heat sink with grooves[J]. Processes, 2021, 9(2): 373.

[13] Sindhu S, Gireesha B J, Ganji D D. Simulation of Cu: γ-ALOOH/Water in a microchannel heat sink by dint of porous media approach[J]. Case Studies in Therm. Eng., 2020, 21: 100723.

[14] Li W, Xie Z, Xi K, et al. Constructal optimization of rectangular microchannel heat sink with porous medium for entropy generation minimization [J]. Entropy, 2021, 23(11): 1528.

[15] Zhu Q, Jin Y, Chen J, et al. Computational study of rib shape and configuration for heat transfer and fluid flow characteristics of microchannel heat sinks with fan-shaped cavities[J]. Appl. Therm. Eng., 2021, 195: 117171.

[16] Datta A, Debbarma D, Biswas N, et al. The role of flow structures on the thermal performance of microchannels with wall features[J]. J. Therm. Sci. and Eng. Appl., 2021, 13(2): 021019.

[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]. Int. J. 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]. Int. J. 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]. Int. J. Therm. Sci., 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]. Math. Probl. Eng., 2022, 2022: 2923661.

[21] Gao C, Lan X, He Z, et al. Temperature uniformity analysis

and multi-objective optimization of a small-scale variable density alternating obliquely truncated microchannel[J]. Therm. Sci. and Eng. Prog., 2023, 38: 101652.

[22] Yang M, Li M, Yu X, et al. A performance evaluation method based on the Pareto frontier for enhanced microchannel heat sinks[J]. Appl. Therm. Eng., 2022, 212: 118550.

[23] Javadpour S M, Abadi E A J, Akbari O A, et al. Optimization of geometry and nano-fluid properties on microchannel performance using Taguchi method and genetic algorithm[J]. Int. Commun. Heat and Mass Transfer, 2020, 119: 104952.

[24] Das A K, Hiremath S S. Experimental and numerical analysis of thermohydraulic performance and entropy-generation in a rectangular microchannel for laminar and single-phase flow: Parametric study and multi-objective optimization[J]. Therm. Sci. and Eng. Progr., 2022, 33: 101375.

[25] Polat M E, Ulger F, Cadirci S. Multi-objective optimization and performance assessment of microchannel heat sinks with micro pin-fins[J]. Int. J. Therm. Sci., 2022, 174: 107432.

[26] Zhai Y, Li Z, 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 Therm. Eng., 2021, 25: 100963.

[27] Kose H A, Yildizeli A, Cadirci S. Parametric study and optimization of microchannel heat sinks with various shapes [J]. Appl. Therm. Eng., 2022, 211: 118368.

[28] Alperen Y, Sertac C. Multi objective optimization of a micro-channel heat sink through genetic algorithm[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2020, 146: 118847.

[29] Wang T H, Wu H C, Meng J H, et al. Optimization of a double-layered microchannel heat sink with semi-porous-ribs by multi-objective genetic algorithm[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2020, 149: 119217.

[30] Yang M, Cao B Y. Multi-objective optimization of a hybrid microchannel heat sink combining manifold concept with secondary channels[J]. Appl. Therm. Eng., 2020, 181: 115592.

[31] Shang X, Li Q, Cao Q, et al. Mathematical modeling and multi-objective optimization on the rectangular micro-channel heat sink[J]. Int. J. Therm. Sci., 2023, 184: 107926.

[32] Kestin J, Sokolov M, Wakeham W A. Viscosity of liquid water in the range −8 ℃ to 150 ℃[J]. J. Phys. Chem. and Ref. Data, 1978, 7(3): 941-948.

[33] Cheng J, Xu H, Tang Z, et al. Multi-objective optimization of manifold microchannel heat sink with corrugated bottom impacted by nanofluid jet[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2023, 201: 123634.

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

[35] Narendran G, Mallikarjuna B, Nagesha B K, et al. Experimental investigation on additive manufactured single and curved double layered microchannel heat sink with nanofluids[J]. Heat and Mass Transfer, 2023, 59: 1311-1332.

[36] Wang G, Chen T, Tian M, et al. Fluid and heat transfer characteristics of microchannel heat sink with truncated rib on sidewall[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2020, 148: 119142.

[37] Derakhshanpour K, Kamali R, Eslami M. Improving performance of single and double-layered microchannel heat sinks by cylindrical ribs: A numerical investigation of geometric parameters[J]. Int. Commun. in Heat Mass Transfer, 2021, 126: 105440.

[38] Liu X, Zhang H, Wang F, et al. Thermal and hydraulic performances of the wavy microchannel heat sink with fan-shaped ribs on the sidewall[J]. Int. J. Therm. Sci., 2022, 179: 107688.

[39] 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]. J. Braz. Soc. Mech. Sci. and Eng., 2021, 43: 1-15.

[40] Deng T, Ran Y, Yin Y, et al. Multi-objective optimization design of thermal management system for lithium-ion battery pack based on non-dominated sorting genetic algorithm Ⅱ [J]. Appl. Therm. Eng., 2020, 164: 114394.

[41] Deb K, Pratap A, Agarwal S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-Ⅱ [J]. IEEE Trans. Evol. Comput., 2002, 6(2): 182-197.

[42] Hwang C L, Yoon K, Hwang C L, et al. Methods for Multiple Attribute Decision Making [M]. Heidelberg: Springer, 1981: 58-191.

[43] Wang G, Ding G, Liu R, et al. Multi-objective optimization of a bidirectional-ribbed microchannel based on CFD and NSGA-Ⅱ genetic algorithm[J]. Int. J. Therm. Sci., 2022, 181: 107731.

[44] Zhu Q, Su R, Xia H, et al. Numerical simulation study of thermal and hydraulic characteristics of laminar flow in microchannel heat sink with water droplet cavities and different rib columns[J]. Int. J. Therm. Sci., 2022, 172: 107319.

[45] Li F, Zhu W, He H. Numerical optimization on microchannel flow and heat transfer performance based on field synergy principle[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2019, 130: 375-385.

[46] Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1998, 41(14): 2221-2225.

[47] Bi C, Tang G H, Tao W Q. Heat transfer enhancement in mini-channel heat sinks with dimples and cylindrical grooves

[J]. Appl. Therm. Eng., 2013, 55(1/2): 121-132.

[48] Li F, Zhu W, He H. Field synergy analysis on flow and heat transfer characteristics of nanofluid in microchannel with non-uniform cavities configuration [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2019, 144: 118617.

[49] Guo J, Xu M, Cheng L. The application of field synergy number in shell-and-tube heat exchanger optimization design [J]. Appl. Energy, 2009, 86(10): 2079-2087.

[50] Zhai Y, Li Z, Wang H, et al. Analysis of field synergy principle and the relationship between secondary flow and heat transfer in double-layered microchannels with cavities and ribs[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2016, 101: 190-197.

作者简介：

王俊超(1996—)，男，河南省人，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，副教授，主要研究方向：大功率激光芯片热管理、激光选区熔覆设备的研发；

王天雷(1981—)，男，副教授，主要研究方向：工业系统非线性控制、人工智能感知的算法技术研究与最优化问题求解。