材料、结构及工艺

DOI：10.16818/j.issn1001－5868.2021.04.015

均匀热源条件下类叶状微通道矩形热沉的构形设计

曲雪健[1]，谢志辉[1*]，关潇男[1]，夏少军[1]，戈延林[2,3]

（1. 海军工程大学 动力工程学院，武汉 430033；2. 武汉工程大学 热科学与动力工程研究所，武汉 430205；
3. 武汉工程大学 机电工程学院，武汉 430205）

摘　要： 针对均匀背景热流条件下的散热问题，构建了类叶状微通道矩形热沉模型，基于构形理论，在给定热沉体积与液冷通道总体积的约束条件下，以热沉最高温度和压降最小化为目标，以微通道单元数、主通道与分支通道的夹角、主通道与分支通道的管径比为设计变量进行了优化设计。结果表明：通过增加微通道单元数、减小主通道与分支通道的夹角、采用较小的主通道与分支通道之管径比，可以降低热沉的最高温度，但是会增大压降损失。

关键词： 构形理论；电子器件散热；微通道热沉；热设计

中图分类号： TK123　**文章编号：** 1001－5868(2021)04－0525－07

Constructal Design of Rectangular Heat Sink with Leaf-Like Microchannel Under Uniform Heat Source

QU Xuejian[1], XIE Zhihui[1], GUAN Xiaonan[1], XIA Shaojun[1], GE Yanlin[2,3]

(1. College of Power Engin., Naval University of Engin., Wuhan 430033, CHN;
2. Institute of Thermal Science and Power Engin., Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, CHN;
3. School of Mechanical & Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, CHN)

Abstract: For the heat dissipation problem with uniform background heat flow, a leaf-like microchannel rectangular heat sink model was constructed. Based on the constructal theory, under the constraints of a given heat sink volume and the total volume of the liquid cooling channels, with the minimizations of maximum temperature and pressure loss of the heat sink as the objectives, the optimal designs are carried out with the element number of microchannels, the angle between the main channel to the branch channel, and the tube diameter ratio of the main channel to the branch channel as the design variables. The results show that, by increasing the element number of microchannels, reducing the angle between the main channel and the branch channel, and adopting a smaller tube diameter ratio of the main channel to the branch channel, the maximum temperature can be reduced, but the pressure loss increases.

Key words: constructal theory; heat dissipation of electronic devices; micro-channel heat sink; thermal design

0　引言

自 Tuckerman 等[1]提出微通道概念以来，其因结构紧凑、冷却能力突出，成为电子器件冷却技术领域备受关注的重点之一。1996 年，Bejan[2] 通过对城市内部街道等网络结构的自然生成规律进行深入分析，发现了构形定律[3]，提出了构形理论[2-8]，并首先将构形理论应用到电子元件冷却问题中的高导热材料分布优化（体点问题）的研究[3]。陈林根等[9]最早将构形理论引入国内并以中文“构形”定名。构形理论从优化事物外部形状和内部结构的角度为传热传质优化开辟了一条新的途径。Bejan 等[10]在通道横截面和管壁材料给定的情况下，研究了正方形和

收稿日期：2021－04－28.
基金项目：国家自然科学基金项目（51979278，51579244，51506220）.
* 通信作者：谢志辉

等边三角形两种横截面微通道的传热性能。王亮等[11]提出了新的正六边形微通道热沉设计，研究了微通道分布演化对正六边形热沉散热的影响，并进行了热应力和形变分析。

Lorenzini 和 Rocha[12]以最大传热率为优化目标，采用有限元计算方法对 Y 形肋片进行了构形优化，结果表明 Y 形肋片的传热性能比 T 形肋片提高近 11%。Wang 等[13]在固定入口截面面积和对流区域面积的条件下，比较类叶状脉管通道与 Y 形脉管通道的流体流动性能和热沉传热性能，发现类叶状脉管通道比 Y 形脉管通道性能更优，具有更均匀的温度分布和更小的压降。冯辉君等[14]基于构形理论得到无量纲当量热阻最小时类叶形肋片的最优构形。Hu 等[15]在固定热沉体积和通道总体积的条件下，比较羽状类叶通道和棕榈叶状通道，研究发现棕榈叶状通道能大大减小热沉的最大温差。

本文在均匀背景热源条件下，按照多元组合的构形设计思路，建立类叶状微通道矩形热沉模型，在矩形热沉的体积和微通道的总体积保持不变的约束条件下，以热沉最高温度和压降最小化为目标，以微通道单元数、主通道与分支通道的夹角(以下简称为夹角)、主通道与分支通道的管径比(以下简称为管径比)为设计变量对热沉通道进行构形优化，可为实际液冷通道热沉的优化设计提供理论指导。

1 物理模型

1.1 几何模型

构形理论指出，“流”结构的形成是随时间演化而成的，是由统一的物理定律“构形定律”决定的。图 1 给出了树叶叶脉的构形演化路径。

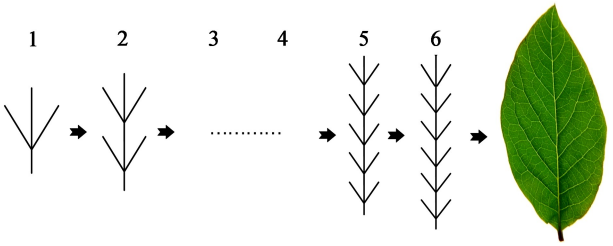
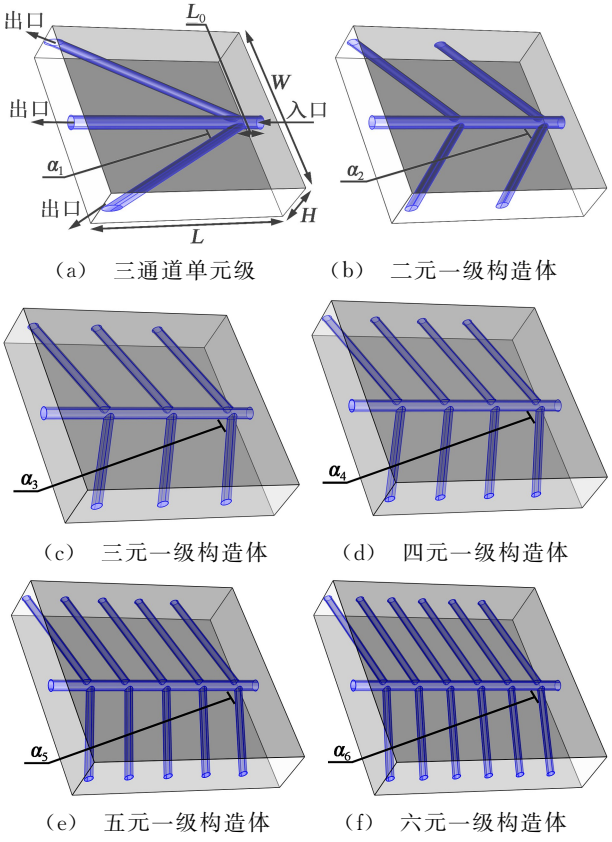


图 1 类叶状微通道结构的构形演化路径

由此自然设计中多元组合的思路，在均匀热载荷条件下，建立从三通道单元级到由 6 个单元级构建而成的一级类叶状微通道矩形热沉，如图 2 所示。冷却剂从叶根流向叶边缘。

矩形热沉长 L、宽 W 和厚 H 分别为 11，10 和 2.5 mm。矩形热沉的体积和微通道的总体积均保持不变，分支通道与主通道交叉处重叠体积和分支通道出口处所截体积忽略不计，冷却流体入口到第一个分支间隔 $L_0=1$ mm，夹角为 α_i(i 代表单元数，$1\leqslant i\leqslant 6$)，为确保分支通道出口分布在热沉两侧，夹角 α 有一定的取值范围，分别为 $28^\circ\leqslant\alpha_1\leqslant 90^\circ$，$48^\circ\leqslant\alpha_2\leqslant 90^\circ$，$59^\circ\leqslant\alpha_3\leqslant 90^\circ$，$66^\circ\leqslant\alpha_4\leqslant 90^\circ$，$71^\circ\leqslant\alpha_5\leqslant 90^\circ$，$74^\circ\leqslant\alpha_6\leqslant 90^\circ$。由脉管通道的几何特征可知，其直径随单元数和夹角 α 变化而变化。热沉下表面受到热流密度为 50 W·cm^{-2} 的均匀热载荷，冷却剂从矩形热沉的右端入口流入，与高温壁面进行对流换热，从左端和两侧的出口流出，其总质量流率为 5×10^{-4} kg·s^{-1}。



(a) 三通道单元级 (b) 二元一级构造体

(c) 三元一级构造体 (d) 四元一级构造体

(e) 五元一级构造体 (f) 六元一级构造体

图 2 类叶状微通道矩形热沉模型

1.2 传热模型

对于如图 1 所示的三维类叶状微通道矩形热沉模型，为研究热沉内流体的流动和传热特性，假设如下：

(1)冷却流体为常物性、不可压缩、连续流体，流体流动为稳态层流流动；

(2)流体不可压缩，且为单相流动；

(3)流体和固体的热物理性质不随温度变化；

(4)忽略重力、浮升力及热辐射的影响。

固体材料为硅(定压比热容 $c_{p,s}$ 为 700 J·kg^{-1}·K^{-1},密度 ρ_s 为 2 330 kg·m^{-3},导热系数 k_s 为 125 W·m^{-1}·K^{-1}),冷却剂取为去离子水(定压比热容 $c_{p,f}$ 为 4 181.7 J·kg^{-1}·K^{-1},密度 ρ_f 为 997 kg·m^{-3},导热系数 k_f 为 0.606 9 W·m^{-1}·K^{-1},动力黏度 μ 为 0.000 889 9 Pa·s),入口温度为 T_{in}=293.15 K。入口采用质量流率入口条件,出口为一个标准大气压的压力出口边界条件,通道壁面处采用标准无滑移边界条件。其流体流动的控制方程为

$$\nabla \cdot \boldsymbol{U}=0 \tag{1}$$

$$\rho(\boldsymbol{U}\cdot\nabla)\boldsymbol{U}=\nabla\cdot[-p\boldsymbol{I}+\mu(\nabla\boldsymbol{U}+(\nabla\boldsymbol{U})^{\mathrm{T}})]+\boldsymbol{F} \tag{2}$$

$$\rho c_p \boldsymbol{U}\cdot\nabla T+\nabla\cdot\boldsymbol{q}=Q \tag{3}$$

固体域稳态导热的能量方程为

$$\nabla^2 T=0 \tag{4}$$

热沉下表面受到恒定热流密度加热,即:

$$\dot{\boldsymbol{q}}=-k_s\frac{\partial T}{\partial z} \tag{5}$$

热沉其他外表面均采用绝热边界条件。固体和流体界面的热通量和温度的连续性方程为

$$k_s\frac{\partial T}{\partial \boldsymbol{n}}=k_f\frac{\partial T_f}{\partial \boldsymbol{n}} \tag{6}$$

$$T_s=T_f \tag{7}$$

式(1)~(7)中,ρ 为密度(kg·m^{-3}),$\boldsymbol{U}$ 为速度矢量(m·s^{-1}),p 为压力(Pa),$\boldsymbol{I}$ 为单位矩阵,μ 为黏性系数(Pa·s),$\boldsymbol{F}$ 为体积力矢量(N·m^{-3}),c_p 为定压比热容(J·kg^{-1}·K^{-1}),T 为温度(K),$\boldsymbol{q}$ 为热流密度矢量(W·m^{-2}),Q 为包含黏性耗散和压力功在内的热源项(W·m^{-3}),k 为热导率(W·m^{-1}·K^{-1}),上标 T 为矩阵转置运算符号,$\boldsymbol{n}$ 为流固界面的法向量,T_f 和 T_s 分别为液体与固体接触处的流体温度和固体温度。

2　数值求解方法

本文利用 COMSOL Multiphysics 软件进行求解,为保证计算精度,对网格独立性进行了检验。

在入口处冷却剂质量流率为 5×10^{-4} kg·s^{-1},夹角 α=74°,管径比 $X=2^{1/3}$ 的条件下,用六元一级构造体进行试算,结果如表 1 所示。为兼顾计算精度和计算时间,本文采用常规网格划分策略对热沉进行网格构建并计算。

表 1　网格独立性检验

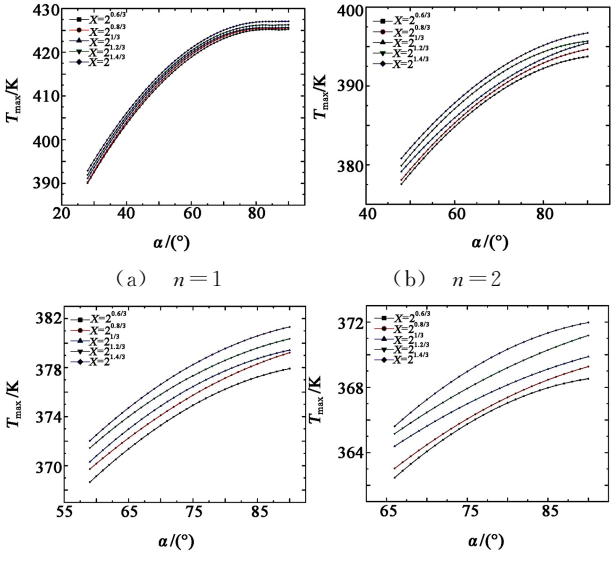
参数	粗化	常规	细化
网格单元体个数	233 375	466 978	1 132 773
$T_{max,i}$/K	353.60	354.38	355.03
$\lvert T_{max,i}-T_{max,i-1}\rvert/T_{max,i}$		0.22%	0.18%

3　结果分析

下文讨论在热流密度为 50 W·cm^{-2}、冷却剂总质量流率为 5×10^{-4} kg·s^{-1} 的条件下,以微通道单元数 n、夹角 α 和管径比 X 为设计变量进行的构形设计。

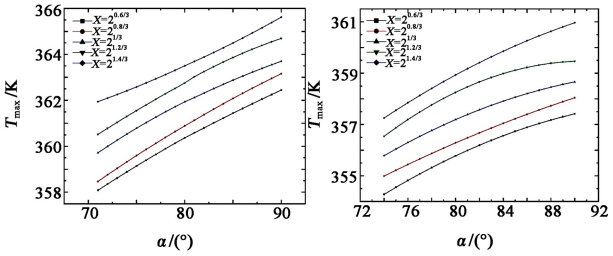
3.1　最高温度最小化

图 3 给出了不同级数的类叶状微通道矩形热沉的最高温度 T_{max} 随夹角 α 和管径比 X 的变化规律。由图可知,在微通道单元数 n 和管径比 X 保持不变时,类叶状微通道热沉的最高温度 T_{max} 总体上随夹角 α 的减小而减小,这是因为随着夹角 α 的减小,类叶状微通道的分支通道能更均匀地布置在热沉中,冷却流体能更好地冷却整个热沉。当管径比 X 和夹角 α 保持不变时,热沉的最高温度 T_{max} 随级数 n 的增大而减小。这是因为随着级数 n 的增大,虽然类叶状微通道的半径减小,但此时热沉内部分布有更多的微通道,与热沉进行对流换热的实际面积更大了,热沉的散热性能增强。在微通道单元数 n 和夹角 α 保持不变时,热沉的最高温度 T_{max} 随管径比 X 的增大而增大。这是因为随着管径比 X 的增大,分支微通道的半径随之减小,与热沉进行对流换热的面积变小,热沉的散热性能变差。



(a)　n=1　　(b)　n=2

(c)　n=3　　(d)　n=4



(e) $n=5$ (f) $n=6$

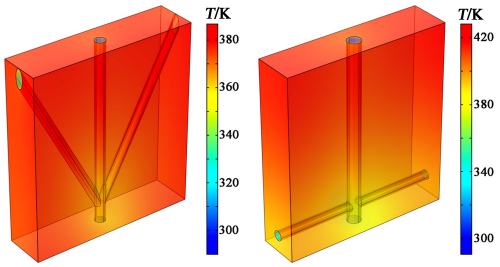
图 3 不同微通道单元数与管径比下，矩形热沉最高温度与夹角的关系

表 2 给出了不同级数的类叶状微通道矩形热沉的最高温度最大值（$(T_{max})_{max}$）、最高温度最小值（$(T_{max})_{min}$）和各自对应的夹角 α 和管径比 X。由表可知，当微通道单元数分别为 1，2，3，4，5，6 时，夹角 α 和管径比 X 的演化可使得热沉的最高温度分别降低 9.67%，4.83%，3.30%，2.70%，2.17% 和 1.82%。这表明，对于给定微通道单元数的热沉，通过调整设计夹角 α 和管径比 X 可以提高散热性能，但随着微通道单元数的增加，热沉散热性能的可改善程度降低。当类叶状微通道热沉均取最高温度最小值所对应的夹角 α 和管径比 X 时，随着微通道单元数由 1 增大到 6，热沉最高温度的最小值逐次降低了 2.38%，2.33%，1.85%，1.16% 和 0.93%，六级微通道热沉的最高温度比单级微通道热沉降低了 8.37%。热沉最高温度的最大值对应夹角 α 的最大值，最高温度的最小值对应夹角 α 的最小值，这是因为当冷却流体在冷却矩形热沉时，微通道内流体的温度从入口到出口逐渐升高，冷却能力逐渐下降，导致热沉的最高温度往往集中在热沉末端附近，因此在夹角 α 取最小值时，类叶状微通道向热沉末端靠拢，能使末端的高温区域更好地被冷却。

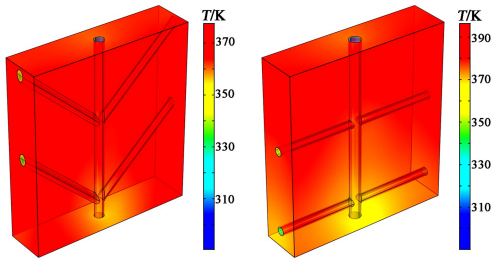
表 2 最高温度的最小值及其对应的夹角、管径比和最高温度的最大值及其对应的夹角、管径比

n	1	2	3	4	5	6
α/(°)	28	48	59	66	71	74
X	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$
$(T_{max})_{min}$/K	386.757	377.535	368.736	361.924	357.712	354.383
α/(°)	90	90	90	90	90	90
X	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$
$(T_{max})_{max}$/K	428.162	396.696	381.325	371.957	365.641	360.970

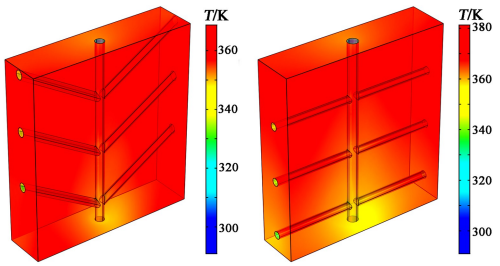
图 4 给出了微通道单元数 n 从 1 到 6 的变化过程中，类叶状微通道矩形热沉最高温度 T_{max} 分别取最小值（左图）和最大值（右图）时所对应的几何结构和温度分布云图。由图可知，在热沉处于最高温度最小值时类叶状微通道的分布比热沉处于最高温度最大值时类叶状微通道的分布更均匀，能最大程度增大类叶状分支通道和圆柱形主通道内流体与热沉之间的对流换热，增大热沉的散热能力，从而使热沉的温度处于一个较低的水平。在微通道单元数较少时，改变微通道的几何参数对热沉温度分布的影响比微通道单元数较多时更大。这是因为在微通道单



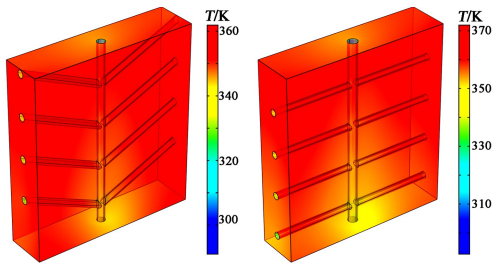
(a) $n=1$



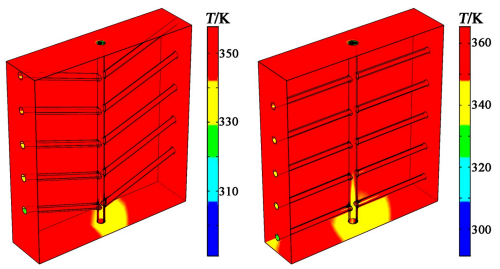
(b) $n=2$



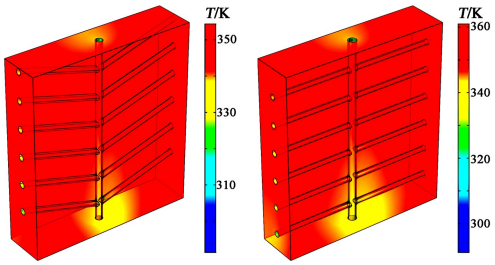
(c) $n=3$



(d) $n=4$



(e) $n=5$



(f)　$n=6$

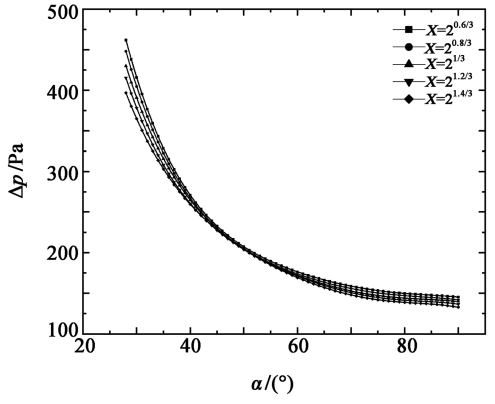
图 4　类叶状微通道矩形热沉的最高温度取最小值(左图)和最大值(右图)时对应的几何结构和温度分布云图

元数较少时,通过改变微通道的几何参数可以更大地影响类叶状微通道的几何分布,从而改变热沉各处热阻的空间分布,而在微通道单元数较多时,改变微通道的几何参数对类叶状微通道的几何分布影响较小,热沉各处热阻的空间分布变化不大。

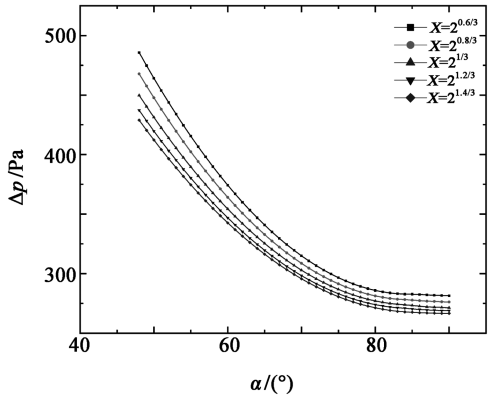
3.2　压降最小化

图 5 给出了不同级数的类叶状微通道矩形热沉的压降 Δp 随夹角 α 和管径比 X 的变化规律。

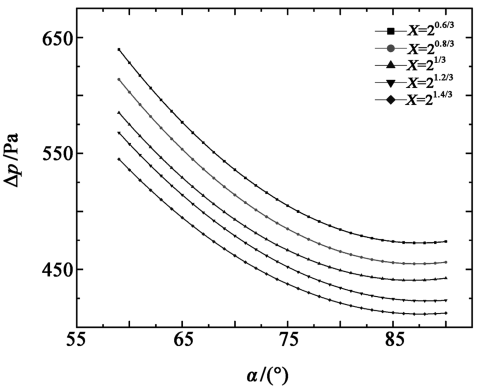
由图 5 可知,在微通道单元数 n 和管径比 X 保持不变时,类叶状微通道热沉的压降 Δp 总体上随夹角α的减小而增大。这是因为随着夹角α的减



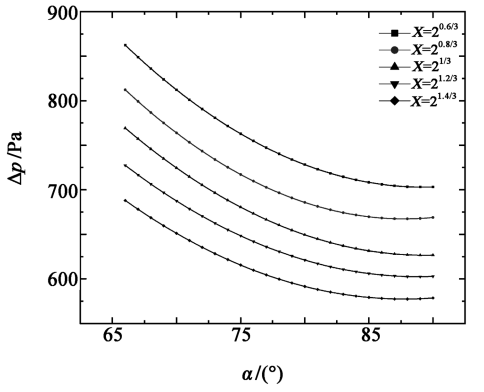
(a)　$n=1$



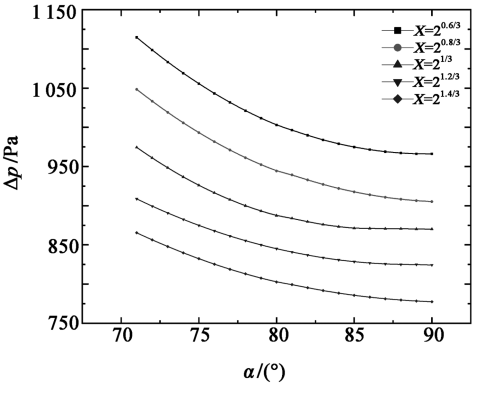
(b)　$n=2$



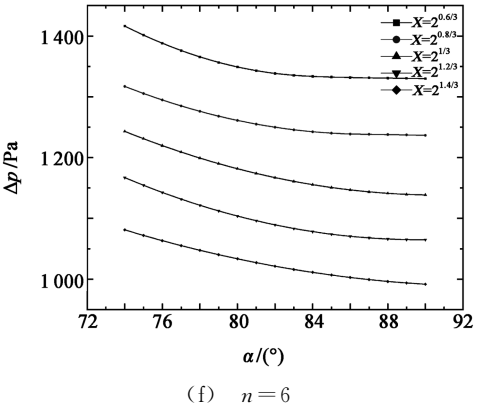
(c)　$n=3$



(d)　$n=4$



(e)　$n=5$



(f)　$n=6$

图 5　不同微通道单元数下类叶状微通道矩形热沉压降 Δp 与夹角 α 的关系

小，类叶状微通道的流程增加，导致冷却流体沿程的压力损失增大、压降增大。当管径比 X 和夹角 α 保持不变时，热沉的压降 Δp 随微通道单元数 n 的增大而增大。这是微通道单元数 n 的增大，同样导致了冷却流体的流程增加。当微通道单元数 n 和夹角 α 保持不变时，热沉的压降 Δp 随管径比 X 的增大而减小。这是因为管径比 X 的增大会减小冷却通道的半径，从而导致冷却流体在通道内的流程减小，压降损失随之减小。

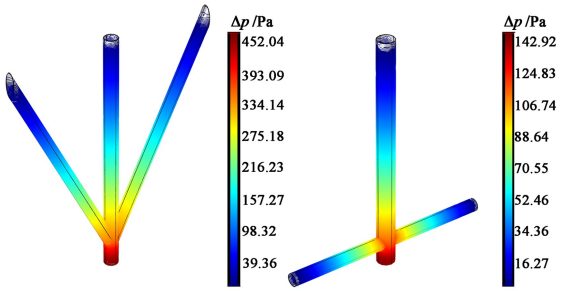
表 3 给出了不同微通道单元数所构建的类叶状微通道矩形热沉的压降最大值（$(\Delta p)_{max}$）、压降最小值（$(\Delta p)_{min}$）和各自对应的夹角 α 和管径比 X。

表 3 压降的最小值及其对应的夹角、管径比和压降的最大值及其对应的夹角、管径比

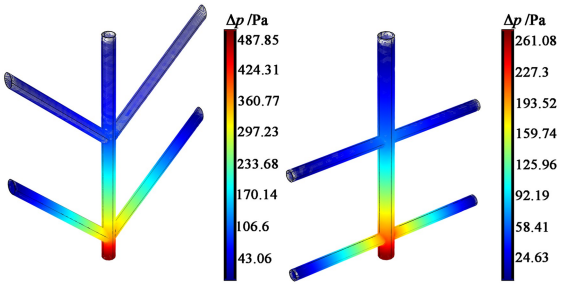
n	1	2	3	4	5	6
α/(°)	90	90	90	90	90	90
X	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$	$2^{1.4/3}$
$(\Delta p)_{min}$/Pa	133.265	264.545	407.793	573.584	770.835	997.728
α/(°)	28	48	90	90	90	90
X	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$	$2^{0.6/3}$
$(\Delta p)_{max}$/Pa	463.244	499.358	636.408	869.168	1 127.113	1 425.281

由表可知，当微通道单元数分别为 1，2，3，4，5，6 时，夹角 α 和管径比 X 的演化可使得热沉的压降分别降低 71.23%，47.02%，35.92%，34.01%，30.00%和 7.93%。这表明，对于给定微通道单元数的热沉，通过调整夹角 α 和管径比 X 可以降低热沉的压降，但随着微通道单元数的增加，热沉压降的降低程度同样降低。当类叶状微通道热沉均取压降最小值时所对应的夹角 α 和管径比 X 时，随着微通道单元数由 6 减小到 1，热沉压降的最小值逐次降低了 22.74%，25.59%，28.90%，35.13%，49.62%，且单级微通道热沉的压降比六级微通道热沉降低了 88.64%。这表明，通过减小微通道单元数 n 可以显著降低类叶状微通道矩形热沉的压降，从而改善流动性能。综合表 2～3 可知，几何结构的演化对流动性能的影响远高于对热性能的影响。

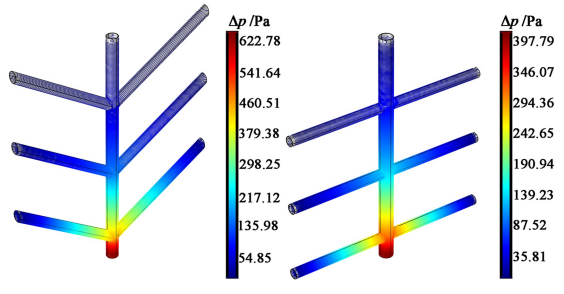
图 6 给出了微通道单元数 n 从 1 到 6 的变化过程中，类叶状微通道矩形热沉压降 Δp 分别取最大值（左图）和最小值（右图）时所对应的几何结构和压力分布云图。由图可知，随着微通道单元数的增加，冷却流体在通道内的流程也随之增大，从而导致压降损失增大。在微通道单元数较少时，改变类叶状微通道的几何参数，对类叶状微通道的几何分布影响较大。但由于微通道单元数较少的原因，冷却流体在通道内的流程变化较小，因此压降损失变化不大。在微通道单元数较多时，改变类叶状微通道的几何参数，对类叶状微通道的几何分布影响不大。但由于微通道单元数较多，冷却流体在通道内的流



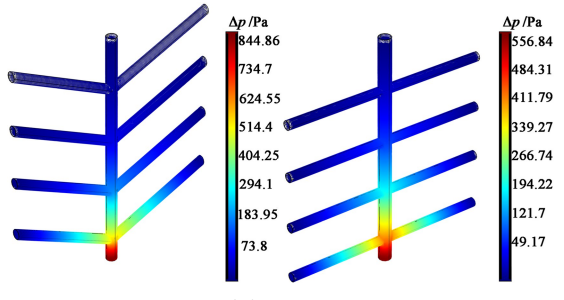
(a) $n=1$



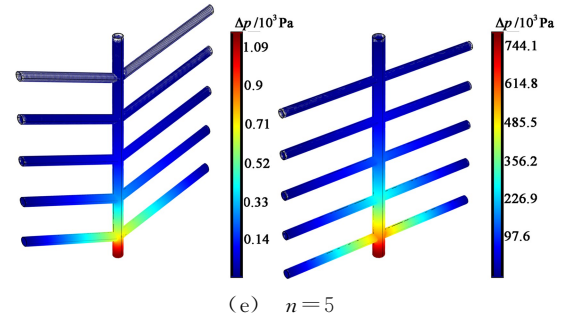
(b) $n=2$



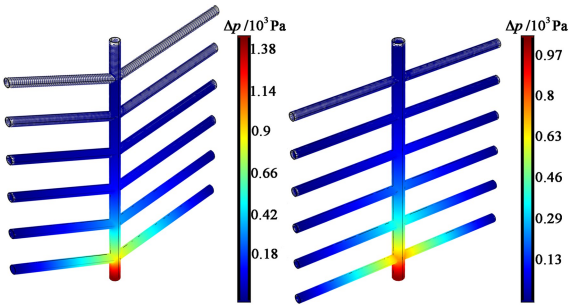
(c) $n=3$



(d) $n=4$



(e) $n=5$



(f)　$n=6$

图 6　类叶状微通道矩形热沉的压降取最大值(左图)和最小值(右图)时对应的几何结构和压力分布云图

程变化较大,因此压降损失变化也大。这与分析最高温度时所得规律是相反的。

4　结论

本文构建了类叶状微通道矩形热沉的三维模型,研究了微通道单元数、主通道与分支通道的夹角、主通道与分支通道的管径比对类叶状微通道矩形热沉最高温度和压降的影响。结果表明:在微通道单元数和管径比固定时,热沉的最高温度随夹角的增大而逐渐增大,压降随夹角的增大而逐渐减小;当管径比和夹角保持不变时,热沉的最高温度随微通道单元数的增大而减小,压降随微通道单元数的增大而增大;在夹角和微通道单元数保持不变时,热沉的最高温度随管径比的增大而增大,压降随管径比的增大而减小。通过增大微通道单元数、减小夹角和采用较小的管径比,可以降低热沉的最高温度,但压降损失增大。微通道几何结构的演化对流动性能的影响大于对热性能的影响。下一步,值得深入研究热性能和流动性能的协调综合优化问题。

参考文献:

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

[2] Bejan A. Street network theory of organization in nature[J]. J. of Advanced Transportation, 1996, 30(2): 85-107.

[3] Bejan A. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(4): 799-811.

[4] Chen Lingen. Progress in study on constructal theory and its applications[J]. Science China: Technological Sciences, 2012, 55(1): 1-19.

[5] Wang Rong, Xie Zhihui, Yin Yong, et al. Constructal design of elliptical cylinders with heat generating for entropy generation minimization[J]. Entropy, 2020, 22(6): 651.

[6] Feng Huijun, Wu Zhixiang, Chen Lingen, et al. Constructal thermodynamic optimization for dual-pressure organic Rankine cycle in waste heat utilization system[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 227: 113585.

[7] Tang Wei, Feng Huijun, Chen Lingen, et al. Constructal design for a boiler economizer[J]. Energy, 2021, 223: 120013.

[8] Wang Liang, Xie Zhihui, Chen Lingen, et al. Equivalent thermal resistance minimization for a circular disc heat sink with reverting microchannels based on constructal theory and entransy theory[J]. Science China: Technological Sciences, 2021, 64(1): 111-121.

[9] 陈林根, 孙丰瑞. 有限时间热力学理论和应用的发展现状[J]. 物理学进展, 1998, 18(4): 395-422.
Chen Lingen, Sun Fengrui. Finite time thermodynamic theory and applications: state of the arts[J]. Progress in Physics, 1998, 18(4): 799-811.

[10] Bejan A, Almerbati A, Lorente S, et al. Arrays of flow channels with heat transfer embedded in conducting walls[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2016, 99: 504-511.

[11] 王　亮, 谢志辉, 孙丰瑞, 等. 基于多物理场耦合计算的正六边形微通道热沉构形研究[J]. 中国科学:技术科学, 2019(7): 741-752.
Wang Liang, Xie Zhihui, Sun Fengrui, et al. Constructal studies on hexagonal microchannel heat sinks based on multi-physics field coupling calculations[J]. Science China: Technological Sciences, 2019(7): 741-752.

[12] Lorenzini G, Rocha L. Constructal design of Y-shaped assembly of fins[J]. Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(23/24): 4552-4557.

[13] Wang Xiangqi, Xu Peng, Mujumdar A, et al. Flow and thermal characteristics of offset branching network[J]. Inter. J. of Thermal Sciences, 2010, 49(2): 272-280.

[14] Feng Huijun, Chen Lingen, Sun Fengrui. Constructal entransy dissipation rate minimization for leaf-like fins[J]. Science China Technological Sciences, 2012(2): 515-526.

[15] Hu Liguo, Wang Dantong, Fan Tongxiang. Optimal palmate leaf-like conductive network for cooling a heat-generating volume[J]. J. of Appl. Phys., 2018, 124(21): 214903.

作者简介:

曲雪健(1997—),男,山东威海人,硕士研究生,主要从事电子器件热管理与热设计研究;

谢志辉(1977—),男,湖南涟源人,博士,教授,博士生导师,主要从事现代热力学、先进热管理与热设计研究。