基于多物理场耦合计算的正六边形微通道热沉构形研究

王亮¹, 谢志辉^{1*}, 孙丰瑞¹, 陈林根^{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室, 武汉 430205;

3. 武汉工程大学机电工程学院, 武汉 430205

* E-mail: zhihui-xie@163.com; lgchenna@yahoo.com; lingencheng@hotmail.com

收稿日期: 2018-09-23; 接受日期: 2018-12-24; 网络版发表日期: 2019-04-09

国家自然科学基金(批准号: 51579244, 51506220)和海军工程大学自主立项课题(批准号: 20160134)资助项目

摘要 提出了新的微通道正六边形热沉分别在无回流、边缘回流和中心回流3种回流方式下4种通道结构的设计原型, 基于热-流-力-应变的多物理场耦合计算, 研究了回流方式、微通道分支数和微通道分布演化对正六边形热沉的最大热阻和基于焓耗散的当量热阻的影响, 并进行了热应力和形变分析. 数值计算结果表明: 以最大热阻最小化和当量热阻最小化为目标, 3种回流方式中的中心回流式为最佳回流方式, 中心回流式六分支微通道正六边形热沉按上层微通道沿六边形内切圆半径分布、下层微通道沿六边形外接圆半径分布为最优构形, 可使传热性能最优, 且最大热应力为0.28 GPa, 比硅的屈服强度小1个数量级以上, 最大形变为1.4 μm . 所得结果可为实际微通道热沉提供多学科设计的理论支撑.

关键词 微通道热沉, 焓耗散极值原理, 构形理论, 多物理场耦合, 电子器件冷却

1 引言

在舰船与水下航行器、航空航天飞行器等高科技工程领域中, 电子器件的应用极为广泛, 其可靠性和工作性能影响到相关系统整体功效的发挥, 尤其是舰载雷达、密闭电源机柜与动力集控系统等高功率电子电气设备, 对热控要求更为严格. 且随着电子器件的微型化和高性能化发展, 其单位体积的发热率激增. 然而, 电子器件温度越高, 其性能越低乃至烧损. 当器件的热流密度高于20 W/cm²时, 常规的热控方法无法满足高

热流密度器件的散热需求, 这对电子设备的热控技术提出了新的挑战. 微通道热沉作为一种高效散热装置, 在电子器件冷却研究领域获得了极大关注.

构形理论^[1~12]一方面解释了自然界和社会领域中流动结构生成的深刻原因, 另一方面为工程界各种流动系统的结构优化设计提供了统一的物理准则(构形定律), 被称为一种新的几何哲学, 广泛应用于面向器件散热的热沉优化设计, 其中微通道热沉的构形优化研究发展迅速. Bello-Ochende和Meyer^[13]在给定的热沉总体积和高导热材料体积的约束条件下, 以总导热率

引用格式: 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. 中国科学: 技术科学, 2019, 49: 741–752
Wang L, Xie Z H, Sun F R, et al. Constructal studies on hexagonal microchannel heat sinks based on multi-physics field coupling calculations (in Chinese). Sci Sin Tech, 2019, 49: 741–752, doi: 10.1360/N092018-00231

最大化为目标, 对两种微通道构造形式进行了构形优化. Bejan等人^[14]在通道横截面和管壁材料给定的情况下, 研究了正方形和等边三角形两种横截面形状的微通道, 发现在管壁等厚的情况下, 以减小热阻和减小流阻为目标的正方形和等边三角形横截面微通道具有最优构形. 谢志辉等人^[15,16]分别在通道表面积和通道总体积的约束条件下, 以H形^[15]和线-线^[16]对流换热脉管为研究对象, 进行了以熵产率和熵产数最小为目标的构形优化. Xie等人^[17]以总热阻最小化为目标, 对多级分叉微通道热沉进行了构形优化, 结果表明: 多级分叉微通道热沉比常规矩形微通道热沉的传热性能更好. Adewumi等人^[18]数值研究了带有微针肋的复合微通道热沉的换热性能, 并对微针肋的几何形状进行了构形优化. 将工质的供液通道与回液通道集成在热沉上, 更有利于电子器件布置的紧凑化, 成为一种新的热沉设计结构型式. Ghaedamini等人^[19]通过数值方法对工质回流式微通道圆盘热沉进行构形设计, Farzaneh等人^[20,21]对工质回流式微通道正方形、正三角形热沉及微通道构造方式进行了构形设计.

多学科构形优化适应多学科工程最优化的实际需求, 是构形理论发展的趋势. Lorente和Bejan^[22]最早研究了传热问题和强度问题相结合的绝热壁构形优化, 开辟了多学科构形优化新方向. 谢志辉等人^[23,24]和Chen等人^[25]进一步考虑体积和质量因素, 新建复合目标函数, 对立式绝热壁进行了多学科多目标构形优化. Gosselin等人^[26]研究了支撑梁构形优化问题. 一些学者在应用构形理论广泛研究和优化微通道热沉流场和热场的基础上, 引入机械强度^[27-31]和热应力^[31-33]作为优化目标, 对微通道热沉开展了基于多物理场耦合的多学科构形优化设计. Wang等人^[27]研究了脉管结构的冷却性能及机械强度问题. Çetkin^[31]研究了脉管通道的构造方式和几何形状对脉管结构机械强度和热应力的影响.

过增元等人^[34-36]提出的熵理论奠定了传热学新的理论基础, 形成了传热优化的新视角、新准则和新方法^[37-42]. 陈群和任建勋^[43]分析了对流换热过程的广义热阻与熵耗散之间的关系, 讨论了最小热阻原理在对流换热过程分析与优化中的适用性. 许明田等人^[44]推导出了换热器中由流体阻力引起的熵耗散表达式. 郭江峰等人^[45]定义了一个评价换热器性能的物理量——熵耗散数, 通过分析熵耗散数随换热器有效度的

变化规律, 发现熵耗散数避免了熵产数导致的“熵产悖论”. 刘明艳等人^[46]研究表明熵耗散极值原理仍然适用于微小尺度条件下的对流换热. 程雪涛和梁新刚^[47]讨论了熵理论在热功转化过程中的应用. Anwar和Sharqawy^[48]定义了换热器的熵有效度概念. Hua等人^[49]证明了熵及其耗散率也可以作为Lyapunov函数来反映热传导过程的不可逆性, 熵耗散率可以用来推导傅里叶热传导定律并优化传热过程. Hua等人^[50]的研究还发现原有的熵耗散极值原理不能用于动态热传导过程, 应用卷积积分定义了扩展的熵, 可以优化动态热传导过程. 基于热量熵在传热过程优化中的成功应用以及质量传递和热量传递之间的类比, 陈群和任建勋^[51]将热量熵的概念推广到质量传递过程的分析中, 提出了质量熵及质量熵耗散的概念, 并在一定约束条件下对传质过程的性能进行了优化.

熵耗散极值原理是不同于熵产生最小化原理的传热优化新准则, 对于不涉及热功转换的传热问题, 熵耗散极值原理更具优势^[37]. 柳雄斌等人^[52]、Qian和Li^[53]、Cheng等人^[54]分别基于熵耗散极值原理和熵产生最小化原理对逆流换热器^[52]、多种换热器^[53]和两相流换热器^[54]的性能进行了分析和比较, 发现参与热功转换的换热器, 熵产生最小化原理更具适用性, 但对于只参与热量传递的换热器, 熵耗散极值原理更具适用性. Liu等人^[55]推导了基于熵概念的能量平衡方程, 研究发现熵耗散极值原理比熵产生最小化原理更适用于封闭腔内的对流传热优化.

将熵理论与构形理论相结合, 为传热传质优化开辟了新方向, 从体点^[56,57]、空腔^[58,59]、肋片^[60-62]、冷却通道^[63,64]、换热器^[65,66]、热源^[67-69]等部件和装置到钢铁生产流程^[5,70,71]大系统, 从微纳尺度^[56]到宏观尺度^[57-73]等各方面均开展了系列化的研究工作. 陈林根和冯辉君^[5]、冯辉君等人^[74,75]、Shi等人^[76]在给定线热流的边界条件下, 以脉管通道总体积为约束条件, 建立了圆盘内非对称树状脉管网络^[5,74]、网络矩形内X形脉管网络^[5,75]和线-线对流换热脉管网络^[76]三种模型, 分别以熵产率最小化和熵耗散率最小化为目标进行了构形优化, 结果均表明, 两种优化目标所得的脉管网络最优构形是不同的. 当追求可用能损失最小时, 应选择对应熵产生最小的最优构形, 而当追求热量传递能力损失最小时, 应选择对应熵耗散最小的最优构形.

综上所述, 构形理论和焓理论为传热优化提供了有力的理论指导, 同样为面向器件的热沉优化设计提供了新的方法和准则. 工程实际对多学科优化设计的需求越来越旺盛. 本文提出新的正六边形热沉设计原型, 基于热-流-力-应变的多物理场耦合计算, 以回流方式、通道分支数、通道分布为几何演化变量, 结合构形理论和焓理论对正六边形微通道热沉开展构形优化并进行热应力和形变分析, 为实际工质回流式微通道正六边形热沉的多学科设计提供理论支撑.

2 热沉模型和数值方法

2.1 几何模型

图1给出了一种中心回流式微通道正六边形热沉的几何模型. 如图所示, 微通道高度为 h 、宽度为 D , 环形连接通道的宽度为 D_R , D_R/D 的比例设定为1/3. 热沉的高度为 H 、体积为 V , 热沉的微通道体积为 V_m , V_m 与 V 的比例定义为体积比 ϕ .

在热科学领域, 构形理论可称之为“带有构型问题的非平衡系统热力学”^[2~4]. 构形定律^[1~3]指出: “对于一个沿时间箭头方向进行结构演化的有限尺寸流动系统来讲, 为流过其内部的‘流’提供越来越容易通过的路径是决定其结构形成的根本原因”. 或可扼要表述为: 事物结构源自于性能达到最优^[4]. 显然, 对于具有对称性的正六边形热沉, 冷却流体由中心处流入, 其流动通道的结构主要取决于有无回流、通道分支数、上层(供液)通道和下层(回液)通道的分布(统称为通道分布)3个几何因素. 当有回流时, 典型的回流路径为沿热沉的边缘回流和沿径向回流到热沉中心处. 而上下层通

图1 热沉几何模型图

道的典型分布为该六边形的内切圆半径方向和外接圆半径方向. 那么, 能否得到使热沉达到最佳传热性能的最佳冷却液流动通道呢? 本文以回流方式、通道分支数和通道分布为几何演化变量, 研究冷却通道演化对热沉性能的影响, 以寻求最优通道构形.

本文算例中以热沉的总体积 $V=5652 \text{ mm}^3$ 和通道的体积占比 $\phi=0.048$ 为几何约束条件, 热沉高度 $H=4.5 \text{ mm}$, 所有微通道的高度 h 均为 0.3 mm , 通道分支数考虑3和6两种情形.

2.2 传热模型

考虑微通道热沉内的流动和换热特点, 传热模型假设如下: 冷却流体为常物性, 不可压缩、连续流体, 无内热源, 忽略重力、浮升力及热辐射的影响, 流体流动为稳态层流流动, 采用质量流率入口条件, 出口为1个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, 微通道热沉参考材料为硅, 冷却流体为去离子水.

基于上述假设, 对流换热过程的控制方程组为

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0, \quad (1)$$

$$\rho(\mathbf{U} \cdot \nabla) \mathbf{U} = \nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \mu(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T)] + \mathbf{F}, \quad (2)$$

$$\rho c_p \mathbf{U} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q. \quad (3)$$

固体域稳态导热的能量方程为

$$\nabla^2 T = 0. \quad (4)$$

热沉与流体的入口温度设为 300 K . 热沉冷却紧贴其下方的高热流密度发热器件, 即热沉底部为恒定热流密度加热, 有

$$k_s \frac{\partial T}{\partial z} = -\dot{q}. \quad (5)$$

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

$$k_s \frac{\partial T_s}{\partial \mathbf{n}} = k_f \frac{\partial T_f}{\partial \mathbf{n}}, \quad (6)$$

$$T_s = T_f, \quad (7)$$

式中, $\mathbf{n}$ 为流固界面的法向量.

式(1)~(7)中, ρ 为流体密度(kg m^{-3}), $\mathbf{U}$ 为速度矢量(m s^{-1}), p 为压力(Pa), $\mathbf{I}$ 为单位矩阵, μ 为黏性系数(Pa s), $\mathbf{F}$ 为体积力矢量(N m^{-3}), c_p 为流体定压比热容($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$), T 为温度(K), $\mathbf{q}$ 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_f 为流体热导率($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$), k_s 为固体热导率($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$), 上标 T 表示转置运算。

2.3 热应力与应变模型

考虑微通道热沉固体材料硅的材料力学特性, 假设硅为均质固体, 是各向同性的线弹性材料, 无体积力。本文通过热-流-力-应变多物理场耦合来进行稳态线性热应力分析, 计算微通道热沉中由于温度梯度和力学约束共同作用下引起的热应力和形变。其中热沉底面为固定面, 其他面为自由面。

基于上述假设, 小变形情况下温度梯度和固定约束共同作用下会产生相应的应力应变:

$$\sigma = \mathbf{D}\varepsilon, \quad (8)$$

式中,

$$\varepsilon = \alpha(T - T_{\text{ref}})[1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T, \quad (9)$$

$$\mathbf{D} = \frac{E}{(1+\gamma)(1-2\gamma)} \times \begin{bmatrix} 1-\gamma & \gamma & \gamma & 0 & 0 & 0 \\ \gamma & 1-\gamma & \gamma & 0 & 0 & 0 \\ \gamma & \gamma & 1-\gamma & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1-\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1-\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1-\gamma \end{bmatrix}, \quad (10)$$

式中, σ 为应力(Pa), $\mathbf{D}$ 为弹性矩阵, ε 为应变, γ 为泊松比, E 为弹性模量(Pa), α 为热膨胀系数(K^{-1})。

2.4 性能指标

热沉的最大热阻为

$$R_m = (T_{\text{max}} - T_{\text{in}}) / \dot{Q}_h, \quad (11)$$

新物理量焓^[34-36]反映了物体所具有的热量传递的总能力, 单位体积内焓的耗散率定义为焓耗散函数 $\dot{E}_{h\phi}$, 其表达式为

$$\dot{E}_{h\phi} = -\dot{\mathbf{q}} \cdot \nabla T, \quad (12)$$

式中, $\dot{\mathbf{q}}$ 是热流密度矢量(W m^{-2}), ∇T 是温度梯度(K m^{-1})。

整个控制体的焓耗散率 $\dot{E}_{vh\phi}$ (W K)^[34-36]为

$$\dot{E}_{vh\phi} = \int_V \dot{E}_{vh\phi} dv = \int_V |-\dot{\mathbf{q}} \cdot \nabla T| dv, \quad (13)$$

式中, V 为控制体的体积(m^3)。

基于焓耗散率, 系统的当量热阻 R_h (K W^{-1})^[34-36]为

$$R_h = \dot{E}_{vh\phi} / \dot{Q}_h^2, \quad (14)$$

式中, $\dot{Q}_h$ 是通过边界的热流率(W)。系统的当量热阻越小, 系统的整体传热性能越优。

2.5 数值方法

本文使用COMSOL Multiphysics有限元软件进行求解。在网格划分上采用边界层网格和四面体网格。算例中, 给定 $\dot{m}=3 \text{ g s}^{-1}$ 和 $\dot{q}=30 \text{ W cm}^{-2}$ 。为保证计算精度, 对各级结构的网格独立性进行了检验。以中心回流式三分支微通道正六边形热沉为例, 对其主要参数 R_m 的计算进行检验, 粗化网格、标准网格、细化网格的网格数量分别为104807, 248025, 401226, 最大热阻相对误差分别为0.43%, 0.27%。为兼顾计算精度和计算时间, 本文采用标准网格策略划分。图2分别给出了中心回流式三分支微通道正六边形热沉的外表面和局部微通道结构的网格划分。连续性、速度和能量方程的收敛标准均为 1×10^{-6} 。

为了进一步检验本文算法的可靠性, 本文建立了文献[77]中微通道分支数 n 分别为3, 4, 5, 6的三维圆盘热沉模型, 采用与文献[77]相同的假设及边界条件。图3给出了本文与文献[77]的结果对比, 最高温度 T_{max} 最大相差仅0.58%, 故本文算法可靠。

3 结果与讨论

下文分别以式(11)和(14)为优化目标, 研究无回流、边缘回流、中心回流3种流体回流方式下微通道正六边形热沉的最优构形, 并进行热应力和形变分析。

图2 网格划分。(a) 热沉外表面; (b) 局部微通道

图3 本文与文献[77]中 $T_{\max}$ 的比较

3.1 无回流式微通道正六边形热沉的构形优化

图4给出了无回流情况下的微通道正六边形热沉的4种结构模型, 均如图4(a)所示, 冷却流体由热沉上部中心处入口进入微通道结构、从热沉边缘的出口流出。模型1和2为三支微通道结构, 模型3和4为六分支微通道结构, 模型1和3的微通道沿六边形内切圆半径分布, 模型2和4的微通道沿六边形外接圆半径分布。

图5给出了图4所示4种结构的表面温度分布云图。由图可知, 两种微通道分布方式下, 增加微通道分支数均显著改善了热沉温度分布的均匀性。对于三支结构, 微通道沿内切圆半径分布时热沉温度分布的均匀性更好; 对于六分支结构, 微通道沿外接圆半径分布

图4 无回流情况下的4种热沉结构。(a) 模型1, 三支-内切圆半径; (b) 模型2, 三支-外接圆半径; (c) 模型3, 六分支-内切圆半径; (d) 模型4, 六分支-外接圆半径

图5 (网络版彩图)无回流情况下4种热沉结构的温度分布云图。(a) 模型1; (b) 模型2; (c) 模型3; (d) 模型4

时热沉温度分布的均匀性更好。

计算表明, 模型1~4对应的最大热阻分别为0.171, 0.196, 0.163, 0.146 $\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$, 即模型4与模型1~3比较, 最大热阻分别降低了14.6%, 25.5%, 10.4%。对于三支结构, 内切圆半径微通道热沉与外接圆半径微通道热沉相比, 最大热阻降低了12.7%; 对于六分支结构, 则是外接圆半径微通道热沉与内切圆半径微通道热沉相比, 最大热阻降低了10.4%; 对于内切圆半径微通道热沉, 六分支结构与三支结构相比, 最大热阻降低了4.7%; 对于外接圆半径微通道热沉, 六分支结构与三支结构相比, 最大热阻降低了25.5%。

图6给出了图4所示4种结构的焓耗散率分布云图。由图可知, 两种微通道分布方式下, 增加微通道分支数

图6 (网络版彩图)无回流情况下4种热沉结构的焓耗散率分布云图。(a) 模型1; (b) 模型2; (c) 模型3; (d) 模型4

均显著改善了热沉焔耗散率分布的均匀性。对于三分支结构, 微通道沿内切圆半径分布时的热沉焔耗散率分布均匀性更好; 对于六分支结构, 微通道沿外接圆半径分布时的热沉焔耗散率分布均匀性更好。

计算表明, 模型1~4对应的当量热阻分别为0.092, 0.098, 0.085, 0.077 $\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$, 即模型4与模型1~3比较, 当量热阻分别降低了16.3%, 21.4%, 9.4%。对于三分支结构, 内切圆半径微通道热沉与外接圆半径微通道热沉相比, 当量热阻降低了6.1%; 对于六分支结构, 则是外接圆半径微通道热沉与内切圆半径微通道热沉相比, 当量热阻降低了9.4%; 对于内切圆半径微通道热沉, 六分支结构与三分支结构相比, 当量热阻降低了7.6%; 对于外接圆半径微通道热沉, 六分支结构与三分支结构相比, 当量热阻降低了21.4%。

分别以最大热阻最小化和当量热阻最小化为目标, 对无回流式微通道正六边形热沉的数值计算结果均表明: 六分支微通道热沉比三分支微通道热沉更优, 且六分支微通道沿外接圆半径分布比沿内切圆半径分布更优。

3.2 边缘回流式微通道正六边形热沉的构形优化

图7给出了边缘回流情况下的微通道正六边形热沉的4种结构模型, 均如图7(a)所示, 冷却流体由热沉上部中心处入口流入, 沿上层微通道流至边缘环形通道后汇集于边缘上的出口流出。

图8给出了图7所示4种结构的表面温度分布云图。由图8可知, 热沉的温度分布极不均匀, 这是由于流体在入口和出口两点之间趋向于流过压降最小的路径, 因此, 较少的流体以较长的流程流过远离出口的通道, 而靠近出口的通道中的流体质量流率更高, 这导致了靠近出口附近区域的温度较低, 远离出口附近区域的温度很高。边缘回流方式不仅没有降低最高温度, 反而增大了最高温度。

计算表明, 模型1'~4'对应的最大热阻分别为0.296, 0.328, 0.383, 0.406 $\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$, 即模型1'与模型2'~4'比较, 最大热阻分别降低了9.8%, 22.7%, 27.1%。对于三分支结构, 内切圆半径微通道热沉与外接圆半径微通道热沉相比, 最大热阻降低了9.8%; 对于六分支结构, 内切圆半径微通道热沉与外接圆半径微通道热沉相比, 最大热阻降低了5.7%; 对于内切圆半径微通道热沉, 三分支结构与六分支结构相比, 最大热阻降低了22.7%;

图7 边缘回流情况下的4种热沉结构. (a) 模型1'; (b) 模型2'; (c) 模型3'; (d) 模型4'

图8 (网络版彩图)边缘回流情况下4种结构的温度分布云图. (a) 模型1'; (b) 模型2'; (c) 模型3'; (d) 模型4'

对于外接圆半径微通道热沉, 三分支结构与六分支结构相比, 最大热阻降低了19.2%。

图9给出了图7所示4种结构的焔耗散率分布云图。由图9可知, 靠近出口附近区域的焔耗散率较高, 远离出口附近区域的焔耗散率较低。结合式(13)和图8分析, 这是由于靠近出口附近区域的冷却流体质量流率较大, 温度梯度较高, 远离出口附近区域的质量流率较小, 温度梯度较低造成的。

计算表明, 模型1'~4'对应的当量热阻分别为0.130, 0.135, 0.195, 0.178 $\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$, 即模型1'与模型2'~4'比较, 当量热阻分别降低了3.7%, 33.3%, 27.0%。对于三分支结构, 内切圆半径微通道热沉与外接圆半径微通道热

图9 (网络版彩图)边缘回流情况下4种结构的焓耗散率分布云图。(a) 模型1'; (b) 模型2'; (c) 模型3'; (d) 模型4'

沉相比, 当量热阻降低了3.7%; 对于六分支结构, 则是外接圆半径微通道热沉与内切圆半径微通道热沉相比, 当量热阻降低了8.7%; 对于内切圆半径微通道热沉, 三分支结构与六分支结构相比, 当量热阻降低了33.3%; 对于外接圆半径微通道热沉, 三分支结构与六分支结构相比, 当量热阻降低了24.2%。

分别以最大热阻最小化和当量热阻最小化为目标, 对边缘回流式微通道正六边形热沉的数值计算结果均表明: 三分支微通道热沉比六分支微通道热沉更优, 且三分支微通道沿内切圆半径分布比沿外接圆半径分布更优。

3.3 中心回流式微通道正六边形热沉的构形优化

图10给出了中心回流情况下的正六边形微通道热沉的4种结构模型, 均如图10(a)所示, 冷却流体由热沉上部中心处入口流入, 沿上层微通道流至边缘环形通道, 再经由下层微通道回流至中心出口处流出。模型1"与2"为三分支微通道结构, 模型3"与4"为六分支微通道结构。模型1"的上下层微通道均沿六边形内切圆半径分布, 模型2"的上下层微通道均沿六边形外接圆半径分布, 模型3"的微通道上层沿六边形内切圆半径、下层沿六边形外接圆半径分布, 模型4"的微通道上层沿六边形外接圆半径、下层沿六边形内切圆半径分布。

图11给出了图10所示4种结构的温度分布云图。与图5和8比较, 中心回流情况下的4种结构热沉的最高温度最低且温度分布更加均匀。

图10 中心回流情况下4种热沉结构。(a) 模型1'', 三分支-上层内切圆半径、下层内切圆半径; (b) 模型2'', 三分支-上层外接圆半径、下层外接圆半径; (c) 模型3'', 六分支-上层内切圆半径、下层外接圆半径; (d) 模型4'', 六分支-上层外接圆半径、下层内切圆半径

图11 (网络版彩图)中心回流情况下4种结构的温度分布云图。(a) 模型1''; (b) 模型2''; (c) 模型3''; (d) 模型4''

计算表明, 模型1"~4"对应的最大热阻分别为0.130, 0.137, 0.120, 0.120 K W⁻¹, 即模型3"与4"最大热阻相等, 与模型1"和2"比较, 最大热阻分别降低了7.7%和12.4%。对于三分支结构, 微通道沿内切圆半径分布与沿外接圆半径分布相比, 当量热阻降低了5.1%; 对于六分支结构, 两种微通道分布的热沉最大热阻相等; 微通道上层沿六边形内切圆半径、下层沿六边形外接圆半径分布的六分支结构与微通道均沿内切圆半径分布的三分支结构相比, 最大热阻降低了7.7%; 微通道上层沿六边形外接圆半径、下层沿六边形内切圆半径分布的六分支结构与微通道均沿外接圆半径分布

的三分支结构相比, 最大热阻降低了12.4%。

图12给出了图10所示4种结构的焓耗散率分布云图。与图6和9相比, 中心回流情况下焓耗散率分布更加均匀。

计算表明, 模型1"~4"对应的当量热阻分别为0.059, 0.065, 0.057, 0.058 K·W⁻¹, 即模型3"与模型1", 2", 4"比较, 当量热阻分别降低了3.4%, 12.3%, 1.7%。对于三分支结构, 微通道沿内切圆半径分布与沿外接圆半径分布相比, 当量热阻降低了9.2%; 对于六分支结构, 微通道上层沿六边形内切圆半径、下层沿六边形外接圆半径分布与微通道上层沿六边形外接圆半径、下层沿内切圆半径分布相比, 当量热阻降低了1.7%; 微通道上层沿六边形内切圆半径、下层沿六边形外接圆半径分布的六分支结构与微通道均沿内切圆半径分布的三分支结构相比, 当量热阻降低了3.4%; 微通道上层沿六边形外接圆半径、下层沿六边形内切圆半径分布的六分支结构与微通道均沿外接圆半径分布的三分支结构相比, 当量热阻降低了10.8%。

分别以最大热阻最小化和当量热阻最小化为目标, 对中心回流式微通道正六边形热沉的数值计算结果均表明: 六分支微通道热沉比三分支微通道热沉更优, 且上层微通道沿六边形内切圆半径分布、下层微通道沿六边形外接圆半径分布比上层微通道沿六边形外接圆半径分布、下层微通道沿六边形内切圆半径分布更优。

3.4 最优构形的热应力与形变分析

由上述优化结果可知: 分别以最大热阻最小化和

图12 (网络版彩图)中心回流情况下4种结构的焓耗散率分布云图。(a) 模型1"; (b) 模型2"; (c) 模型3"; (d) 模型4"

当量热阻最小化为目标, 在不同回流方式对应的相同微通道分支数和相同微通道分布的情况下, 中心回流方式最优, 无回流方式居中, 边缘回流方式最差。在中心回流方式下, 上层微通道沿六边形内切圆半径分布、下层微通道沿六边形外接圆半径分布的六分支热沉结构最优。

图13分别给出了该最优构形的外表面、通道结构、底面和切面的热应力云图。由图可知, 在温度梯度和底面固定约束的共同作用下, 热沉最大热应力区域产生在热沉底面边缘处, 最大应力点产生在热沉下表面正六边形顶点处, 即底面固定约束的边缘容易出现热疲劳。而热沉上表面由于远离底面受热面和底面固定约束, 故热沉上表面热应力较小。此外, 由于微通道内表面与冷却流体之间的对流换热作用, 导致微通道表面的温度梯度较大, 因此在热沉受热面底面以外的区域, 微通道内表面区域产生了相对较大的热应力。计算表明, 该热沉结构的最大热应力为0.28 GPa, 比硅的屈服强度7 GPa小1个数量级以上。

图14给出了比例因子为500时的该最优构形的外表面、通道结构、侧面和切面的形变云图。由图可知, 在温度梯度和底面固定约束的共同作用下, 热沉侧面、顶面等自由面会向外侧膨胀, 故形变最大区域产生在热沉上表面边缘区域, 形变最大点产生在上表面正六边形顶点处。而热沉上表面中心处区域由于是冷却流体入口, 固体区域面积相对较小, 故上表面中心区域形变较小。由图14(b)可知, 若在高热流密度情况下, 热沉微通道结构将产生向上凸起形变, 对冷却流

图13 (网络版彩图)热应力云图。(a) 外表面; (b) 通道结构; (c) 底面; (d) 切面

图 14 (网络版彩图)形变云图(比例因子: 500). (a) 外表面; (b) 通道结构; (c) 侧面; (d) 切面

体流场产生不利影响进而影响对流换热, 甚至会导致微通道的堵塞或断裂. 计算表明, 该热沉结构的最大形变为 $1.4\ \mu\text{m}$.

4 结论

本文提出了新的正六边形热沉设计原型, 基于热-流-力-应变的多物理场耦合计算, 以回流方式、通道分支数、通道分布为几何演化变量, 结合构形理论和焓理论对微通道正六边形热沉开展了构形优化并进

行了热应力和形变分析, 主要结论如下.

(1) 无回流式微通道正六边形热沉具有六分支微通道时比具有三分支微通道时更优, 且六分支结构的微通道沿六边形外接圆半径分布比沿六边形内切圆半径分布更优.

(2) 边缘回流式微通道正六边形热沉具有三分支微通道时比具有六分支微通道时更优, 且三分支结构的微通道沿内切圆半径分布比沿外接圆半径分布更优.

(3) 中心回流式微通道正六边形热沉具有六分支微通道时比具有三分支微通道时更优, 且六分支结构的上层微通道沿六边形内切圆半径分布、下层微通道沿六边形外接圆半径分布比上层微通道沿六边形外接圆半径分布、下层微通道沿六边形内切圆半径分布更优.

(4) 当微通道分支数和分布方式相同时, 中心回流方式优于无回流和边缘回流两种回流方式. 上层微通道沿六边形内切圆半径分布、下层微通道沿六边形外接圆半径分布的中心回流式六分支微通道正六边形热沉的最大热阻和当量热阻均最小, 传热性能最优, 为本研究得出的最优构形, 且该结构最大热应力为 $0.28\ \text{GPa}$, 比硅的屈服强度小1个数量级以上, 最大形变为 $1.4\ \mu\text{m}$.

参考文献

- 1 Bejan A. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume. *Int J Heat Mass Transfer*, 1997, 40: 799–816
- 2 Bejan A. Shape and Structure, from Engineering to Nature. Cambridge: Cambridge University Press, 2000
- 3 Bejan A, Lorente S. Design with Constructal Theory. New Jersey: Wiley, 2008
- 4 陈林根. 构形理论及其应用的研究进展. 中国科学: 技术科学, 2012, 42: 505–524
- 5 陈林根, 冯辉君. 流动和传热传质过程的多目标构形优化. 北京: 科学出版社, 2016
- 6 Bejan A. The Physics of Life: The Evolution of Everything. New York: St. Martins Press, 2016
- 7 Bejan A, Errera M R. Complexity, organization, evolution, and constructal law. *J Appl Phys*, 2016, 119: 074901
- 8 Lorente S. constructal law: From microscale to urban-scale design. *Annu Rev Heat Transfer*, 2016, 19: 335–368
- 9 Feng H J, Chen L G, Xie Z H. Multi-disciplinary, multi-objective and multi-scale constructal optimizations for heat and mass transfer processes performed in Naval University of Engineering, a review. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 115: 86–98
- 10 Almerbati A, Lorente S, Bejan A. The evolutionary design of cooling a plate with one stream. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 116: 9–15
- 11 Chen L G, Xiao Q H, Feng H J. Constructal optimizations for heat and mass transfers based on the entransy dissipation extremum principle, performed at the naval university of engineering: A review. *Entropy*, 2018, 20: 74
- 12 Feng H J, Chen L G, Xie Z H, et al. Progress of constructal theory in China over the past decade. *Int J Heat Mass Transfer*, 2019, 130: 393–419
- 13 Bello-Ochende T, Meyer J P. Constructal cooling channels: Application to heat transfer in micro-channel heat sinks. *Int J Emerg Multidiscipl Fluid Sci*, 2009, 1: 61–83

- 14 Bejan A, Almerbati A, Lorente S, et al. Arrays of flow channels with heat transfer embedded in conducting walls. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 99: 504–511
- 15 谢志辉, 陈林根, 孙丰瑞. H形对流热脉管的熵产率最小构形优化. *热科学与技术*, 2011, 10: 269–277
- 16 Xie Z H, Chen L G, Sun F R. Constructal entropy generation rate minimization of line-to-line vascular networks with convective heat transfer. *Int J Thermal Sci*, 2013, 74: 72–80
- 17 Xie G N, Zhang F L, Sundén B, et al. Constructal design and thermal analysis of microchannel heat sinks with multistage bifurcations in single-phase liquid flow. *Appl Thermal Eng*, 2014, 62: 791–802
- 18 Adewumi O O, Bello-Ochende T, Meyer J P. Numerical investigation into the thermal performance of single microchannels with varying axial length and different shapes of micro pin-fin inserts. *Heat Transfer Eng*, 2017, 38: 1157–1170
- 19 Ghaedamini H, Salimpour M R, Campo A. Constructal design of reverting microchannels for convective cooling of a circular disc. *Int J Thermal Sci*, 2011, 50: 1051–1061
- 20 Farzaneh M, Salimpour M R, Tavakoli M R. Design of bifurcating microchannels with/without loops for cooling of square-shaped electronic components. *Appl Thermal Eng*, 2016, 108: 581–595
- 21 Farzaneh M, Tavakoli M R, Salimpour M R. Effect of reverting channels on heat transfer performance of microchannels with different geometries. *J Appl Fluid Mech*, 2017, 10: 41–53
- 22 Lorente S, Bejan A. Combined ‘flow and strength’ geometric optimization: Internal structure in a vertical insulating wall with air cavities and prescribed strength. *Int J Heat Mass Transfer*, 2002, 45: 3313–3320
- 23 谢志辉, 陈林根, 孙丰瑞. 基于热流与强度复合目标的立式绝热壁构形优化. *中国科学: 技术科学*, 2011, 41: 809–820
- 24 Xie Z H, Chen L G, Sun F R. Constructal optimization for an insulating wall combining heat flow, strength and volume. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2014, 54: 141–147
- 25 Chen L G, Xie Z H, Sun F R. Multiobjective constructal optimization of an insulating wall combining heat flow, strength and weight. *Int J Thermal Sci*, 2011, 50: 1782–1789
- 26 Gosselin L, Bejan A, Lorente S. Combined ‘heat flow and strength’ optimization of geometry: Mechanical structures most resistant to thermal attack. *Int J Heat Mass Transfer*, 2004, 47: 3477–3489
- 27 Wang K M, Lorente S, Bejan A. Vascular structures for volumetric cooling and mechanical strength. *J Appl Phys*, 2010, 107: 044901
- 28 Lorente S, Lee J, Bejan A. The “flow of stresses” concept: The analogy between mechanical strength and heat convection. *Int J Heat Mass Transfer*, 2010, 53: 2963–2968
- 29 Çetkin E, Lorente S, Bejan A. Vascularization for cooling and mechanical strength. *Int J Heat Mass Transfer*, 2011, 54: 2774–2781
- 30 Çetkin E, Lorente S, Bejan A. Hybrid grid and tree structures for cooling and mechanical strength. *J Appl Phys*, 2011, 110: 064910
- 31 Çetkin E. The effect of cooling on mechanical and thermal stresses in vascular structures. *J Thermal Eng*, 2018, 4: 1855–1866
- 32 Rocha L A O, Lorente S, Bejan A. Vascular design for reducing hot spots and stresses. *J Appl Phys*, 2014, 115: 174904
- 33 Çetkin E, Lorente S, Bejan A. Vascularization for cooling and reduced thermal stresses. *Int J Heat Mass Transfer*, 2015, 80: 858–864
- 34 过增元, 梁新刚, 朱宏晔. 焄——描述物体传递热量能力的物理量. *自然科学进展*, 2006, 16: 1288–1296
- 35 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. *Int J Heat Mass Transfer*, 2007, 50: 2545–2556
- 36 过增元. 热学中的新物理量. *工程热物理学报*, 2008, 29: 112–114
- 37 李志信, 过增元. 对流换热优化的场协同理论. 北京: 科学出版社, 2010
- 38 陈林根. 焄理论及其应用的进展. *科学通报*, 2012, 57: 2815–2835
- 39 Cheng X T, Liang X G. Entransy, entransy dissipation and entransy loss for analyses of heat transfer and heat-work conversion processes. *J Thermal Sci Tech*, 2013, 8: 337–352
- 40 Chen Q, Liang X G, Guo Z Y. Entransy theory for the optimization of heat transfer—A review and update. *Int J Heat Mass Transfer*, 2013, 63: 65–81
- 41 Kostic M M. Entransy concept and controversies: A critical perspective within elusive thermal landscape. *Int J Heat Mass Transfer*, 2017, 115: 340–346
- 42 Dong Y, Cao B Y, Guo Z Y. Thermomass theory: A mechanical pathway to analyze anomalous heat conduction in nanomaterial. In: Vakhrushev A, ed. *Nanomechanics*. Rijeka, Croatia: InTech-Open Access Publisher, 2017. 69–87
- 43 陈群, 任建勋. 对流换热过程的广义热阻及其与焄耗散的关系. *科学通报*, 2008, 53: 1730–1736

- 44 许明田, 程林, 郭江峰. 焓耗散理论在换热器设计中的应用. *工程热物理学报*, 2009, 30: 2090–2092
- 45 郭江峰, 程林, 许明田. 焓耗散数及其应用. *科学通报*, 2009, 54: 2998–3002
- 46 刘明艳, 徐向华, 梁新刚. 高热流密度下矩形微小通道对流换热的模拟与优化. *工程热物理学报*, 2010, 31: 633–636
- 47 程雪涛, 梁新刚. 焓理论在热功转换过程中的应用探讨. *物理学报*, 2014, 63: 32–39
- 48 Anwar M K, Sharqawy M H. Entransy effectiveness for analysis of heat exchangers. *Glob J Res Eng*, 2017, 17: 49–52
- 49 Hua Y C, Zhao T, Guo Z Y. Irreversibility and action of the heat conduction process. *Entropy*, 2018, 20: 206
- 50 Hua Y C, Zhao T, Guo Z Y. Optimization of the one-dimensional transient heat conduction problems using extended entransy analyses. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 116: 166–172
- 51 陈群, 任建勋. 传质势容耗散极值原理及通风排污过程的优化. *工程热物理学报*, 2007, 28: 505–507
- 52 柳雄斌, 孟继安, 过增元. 换热器参数优化中的熵产极值和焓耗散极值. *科学通报*, 2008, 52: 3026–3029
- 53 Qian X D, Li Z X. Analysis of entransy dissipation in heat exchangers. *Int J Thermal Sci*, 2011, 50: 608–614
- 54 Cheng X T, Zhang Q, Liang X G. Analyses of entransy dissipation, entropy generation and entransy-dissipation-based thermal resistance on heat exchanger optimization. *Appl Thermal Eng*, 2012, 38: 31–39
- 55 Liu W, Liu Z C, Jia H, et al. Entransy expression of the second law of thermodynamics and its application to optimization in heat transfer process. *Int J Heat Mass Transfer*, 2011, 54: 3049–3059
- 56 冯辉君, 陈林根, 孙丰瑞. 基于焓耗散率最小的三维圆柱单元体和微、纳米尺度下矩形、三角形单元体点导热构形优化. *中国科学: 技术科学*, 2012, 42: 257–271
- 57 Wei S H, Chen L G, Xie Z H. Constructal heat conduction optimization: Progresses with entransy dissipation rate minimization. *Thermal Sci Eng Prog*, 2018, 7: 155–163
- 58 谢志辉, 陈林根, 孙丰瑞. 以焓耗散最小为目标的空腔几何构形优化. *中国科学: 技术科学*, 2009, 39: 1949–1957
- 59 谢志辉, 陈林根, 孙丰瑞. T形腔焓耗散最小构形优化. *科学通报*, 2009, 54: 2605–2612
- 60 谢志辉, 陈林根, 孙丰瑞. T形肋焓耗散率最小与最大热阻最小构形优化的比较研究. *中国科学: 技术科学*, 2011, 41: 962–970
- 61 Chen L G, Xiao Q H, Xie Z H, et al. T-shaped assembly of fins with constructal entransy dissipation rate minimization. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2012, 39: 1556–1562
- 62 杨爱波, 陈林根, 谢志辉, 等. 矩形肋片热沉焓耗散率最小与最大热阻最小构形优化的比较研究. *物理学报*, 2015, 64: 204401
- 63 肖庆华, 陈林根, 孙丰瑞. 基于焓耗散率和流阻最小的冷却流道构形优化. *中国科学: 技术科学*, 2011, 41: 251–261
- 64 冯辉君, 陈林根, 谢志辉, 等. 基于焓耗散率最小的“盘管”冷却流道构形优化. *物理学报*, 2013, 62: 368–376
- 65 Wei S H, Chen L G, Sun F R. Constructal entransy dissipation minimization of round tube heat exchanger cross-section. *Int J Thermal Sci*, 2011, 50: 1285–1292
- 66 冯辉君, 陈林根, 谢志辉, 等. 基于焓理论的H型多尺度换热器构形优化. *中国科学: 技术科学*, 2013, 43: 169–177
- 67 Gong S W, Chen L G, Xie Z H, et al. Constructal optimization of cylindrical heat sources with forced convection based on entransy dissipation rate minimization. *Sci China Tech Sci*, 2016, 59: 631–639
- 68 范旭东, 谢志辉, 孙丰瑞, 等. 变物性条件下基于焓理论的圆柱体热源构形研究. *工程热物理学报*, 2016, 37: 1994–1999
- 69 王刚, 谢志辉, 范旭东, 等. 离散发热器件基于焓耗散率最小和最高温度最小的构形优化比较. *物理学报*, 2017, 66: 204401
- 70 Liu X, Chen L G, Feng H J, et al. Constructal design for blast furnace wall based on the entransy theory. *Appl Thermal Eng*, 2016, 100: 798–804
- 71 Feng H J, Chen L G, Liu X, et al. Generalized constructal optimization of strip laminar cooling process based on entransy theory. *Sci China Tech Sci*, 2016, 59: 1687–1695
- 72 Chen L G. Progress in optimization of mass transfer processes based on mass entransy dissipation extremum principle. *Sci China Tech Sci*, 2014, 57: 2305–2327
- 73 Zhang T, Liu X H, Tang H D, et al. Progress of entransy analysis on the air-conditioning system in buildings. *Sci China Tech Sci*, 2016, 59: 1463–1474
- 74 冯辉君, 陈林根, 谢志辉, 等. 基于焓耗散率最小的“盘管”脉管网络构形优化. *中国科学: 技术科学*, 2014, 44: 71–80
- 75 Feng H J, Chen L G, Xie Z H, et al. Constructal entropy generation rate minimization for X-shaped vascular networks. *Int J Thermal Sci*, 2015, 92: 129–137
- 76 Shi H N, Xie Z H, Chen L G, et al. Constructal optimization for line-to-line vascular based on entropy generation minimization principle. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 126: 848–854

- 77 Wang X Q, Yap C, Mujumdar A S. Laminar heat transfer in constructal microchannel networks with loops. *J Electron Packag*, 2006, 128: 273–280

Constructal studies on hexagonal microchannel heat sinks based on multi-physics field coupling calculations

WANG Liang¹, XIE ZhiHui¹, SUN FengRui¹ & CHEN LinGen^{2,3}

¹ College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

² Institute of Thermal Science and Power Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China;

³ School of Mechanical & Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China

The design prototypes of four kinds of channel structures for three fluid recirculation ways, i.e. without reverting microchannels, with rim reverting microchannels and with central reverting microchannels, respectively, for the hexagonal heat sink are put forward. The influences of the fluid recirculation way, the microchannel branch number and the microchannel distribution on the maximum thermal resistance and the equivalent thermal resistance based on entransy dissipation of the hexagonal heat sink are studied based on thermo-fluid-stress-deformation multi-physics field coupling calculations and the thermal stress and strain analyses are carried out. The results of numerical calculations show that the fluid recirculation way with central reverting microchannels is the best among the three fluid recirculation ways with the objectives of minimizing the maximum thermal resistance and the equivalent thermal resistance. The construct of the hexagonal heat sink with six branch microchannels and central reverting microchannels, in which the upper microchannels distribute along the radius of the hexagonal inscribed circle and the lower microchannels distribute along the hexagonal circumscribed circle, is optimal, and its heat transfer performance is the best. Its maximal thermal strain is 0.28 GPa, and is an order of magnitude smaller than the yield strength of silicon. Its maximal deformation is 1.4 μm . The results can provide some theoretical supports for multidisciplinary design of practical microchannel heat sinks.

microchannel heat sink, entransy dissipation extremum principle, constructal theory, multi-physics field coupling, electronics cooling

doi: [10.1360/N092018-00231](https://doi.org/10.1360/N092018-00231)