强化对流换热中的热量加权温差分析与应用

梁鑫, 胡院林, 王文*, 陈熹挺

上海交通大学制冷与低温研究所, 上海 200240

* 联系人, E-mail: wenwang@sjtu.edu.cn

2016-09-05 收稿, 2016-10-27 修回, 2016-11-01 接受, 2017-06-08 网络版发表

摘要 以电子器件对流散热为背景, 提出热量加权温差综合评价传热量一定的多热源的平均温度和传热系统的传热效率. 通过分析对流传热中控制体内“焓”的构成, 结合变分原理推导了对流换热中的热量加权温差, 讨论了温差均匀性、传热效率以及热量加权温差三者的关系, 即热量加权温差越小, 传热系统温差均匀程度越高; 另外, 从热量加权温差减小的方向来优化传热, 设计一种开缝与翻折相结合的散热翅片, 计算开缝和多翻折翅片与常规直翅片的热量加权温差大小, 并用热量加权温差分析两种传热系统的多热源平均温度大小和温差均匀程度高低的原因, 结果表明: 传热系统的热量加权温差越小, 冷却多热源物体平均温度效果越好. 即对流换热总传热量一定时, 热量加权温差可评价对流换热的传热效率和温差均匀性.

关键词 对流换热, 焓, 热量加权温差, 传热优化

随着集成电路技术的发展, CPU等电子器件体积越来越紧凑, 发热密度越来越大, 易产生部分电子器件的印刷电路板(PCB)温度过高的现象. 高温影响电子器件的平均寿命, 而55%的故障是由于电子器件温度过高导致^[1].

针对电子设备的传热优化问题, 通常提炼传热准则数, 分析强化传热的机理. 即关注的是强化传热前后 Nu 变化^[2]. 由于强化换热常常伴随流体的压降增加, 所以用 $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$ 综合评价传热过程是否被优化(f/f_0 是强化换热前后阻力系数之比). 设备功率一定时, $PEC((Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3})$ ^[3]比前面的标准更合适. Kays等人^[4]提出用 j - f 分析换热器的性能, 传热因子 j 表示传热结构的换热性能, 阻力系数 f 表示传热结构的阻力特性. 考虑到温差导致的传热是不可逆过程, 也可尝试用热量传递能力的损失分析传热不可逆程度. Biot^[5]通过变分得到导热过程中热量的“势”, 定义势: $E = 1/2 \iiint \rho c T^2 dV$, 但未深入讨论热

势. Prigogine等人^[6]由热力学系统在稳定状态的最值条件, 提出熵产最小原理. Bejan^[7,8]推导传热过程中的熵产表达式, 并用传热过程熵产最小判据优化传热系统的参数分布. 但熵属于热力学宏观统计量, 以熵产最小优化传热不能保证传热系统的换热总是被优化. 故Eckert等人^[9]采用Biot定义热势来分析传热过程中势能的不平衡性, 不以熵产最小为优化传热的依据. Guo等人^[10]基于热电比拟提出热量具有“势能”, 通过分析传热过程热势能传递来解释翅片能强化传热的机理. 过增元等人^[11]分析非等温传热的不可逆性, 提出了焓的概念和不同热边界条件下焓耗散的极值原理. 程新广等人^[12]采用加权余量法推导热传导的变分方程, 分析“焓”耗散原理在传热中的具体应用. 吴晶^[13]通过热力学和传热学的类比来讨论焓的物理含义和计算公式, 分析焓耗散在优化传热中的指导作用. 朱宏晔^[14]和Xia等人^[15,16]认为: 焓耗散的大小体现了传热过程温度梯度的均匀性, 即

引用格式: 梁鑫, 胡院林, 王文, 等. 强化对流换热中的热量加权温差分析与应用. 科学通报, 2017, 62: 2977–2987

Liang X, Hu Y L, Wang W, et al. Analysis on the performance of convective heat transfer using temperature difference weighted with heat transfer capacity (in Chinese). Chin Sci Bull, 2017, 62: 2977–2987, doi: 10.1360/N972016-00444

传热需求越大的地方,热传递能力越强,焓耗散越小,越利于优化传热.这与过增元等人^[17]提出的“温差均匀能提升换热器换热效果”相一致,即换热器的传热单元数和热容量比一定时,换热器温差分布越均匀,传热效能也越高.优化焓传递得出的场分布方程与场协同理论^[18,19]相吻合,场协同性越好,焓耗散越小,物理参数分布更优.因此传热系统焓耗散可衡量传热过程中物理参数分布是否被优化.

焓耗散理论已应用在热源和热沉分布、相变和传质等过程的优化. Feng等人^[20]采用焓耗散研究舵型翅片中内热源分布、扩展翅片的半径等因素对传热的影响,发现在最佳的热源距离和翅片半径下热流场中温度梯度更均匀,传热结构的等效热阻更低. Gong等人^[21]分析了圆柱体热源当量热阻,发现焓耗散最小的结构热阻更小,结构体内热源平均温度更低,导热效率更高. 杨爱波等人^[22]针对矩形热沉,以当量热阻最小化为优化目标来调节热沉结构参数,相比最大热阻最小化,获得的整体平均散热性能更优. 冯辉君等人^[23]基于焓耗散最小对流换热肋片进行构形优化,新的肋片构形能优化参数分布和降低平均传热温差. 陈林根^[24]在一维平板液-固相变过程中,以相变过程的焓耗散最小为优化目标,得到凝固过程和熔化过程外界热源温度随时间变化的最佳匹配规律. 夏少军等人^[25]定义了质量积,导出质量传递能力损失不可逆的焓耗散函数,表明传质过程中焓耗散最小比熵产最小更适合作为优化目标.

在翅片结构优化方面,李小跃等人^[26]研究开缝翅片的换热-阻力特性,以及不同加热功率下直翅片和开缝翅片对流换热系数和压降,表明:在最佳散热面积下,热源的平均温度最小. 陆正裕等人^[27]实验研究了整体式与分段式直翅片的传热性能,发现分段式翅片的换热系数随流速的变化而改变,最高可达到整体式直翅片的两倍. 许伟^[28]分析了不同波纹翅片的换热-阻力特性,由于折弯部分产生二次涡流、强化流体掺混和破坏近壁面的边界层,多段波纹和开缝翅片的 j 因子、 j/f 和 $j/f^{1/3}$ 的数值均比普通平直翅片大,降低热源的温度.

目前强化换热的研究多用不同准则数评价翅片换热效果的优劣,但对不同热边界条件的稳态换热问题,往往难以确定哪些物理参数是提高传热性能和降低热源平均温度的关键要素. 传热量一定时,复合传热系数变化、传热面积变化或换热温差变化、或

三者同时变化都可能影响热源平均温度的大小,多维的、多种换热方式都存在的传热优化问题,可优化的参数更多,优化也更复杂. 过增元院士提出的“焓”概念,旨在为多因素的传热问题提供优化传热的依据,已用于解释体点导热优化问题,但目前其他换热形式传热效率的讨论较少.

对于多热源的对流换热,在满足一定热边界条件下,用加权余量法和变分原理逆向推导对流传热的热量加权温差,并用这种方式分析新翅片冷却多热源平均温度的能力.

1 焓耗散与热量加权温差

1.1 数学原理

对流传热能量方程和边界条件如下:

$$\rho C_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T \right) = -\nabla \cdot q + \dot{Q}, \quad (1)$$

$$q \cdot n = -q_0, \quad (2)$$

式中, $\dot{Q}$ 代表着单位体积的内热源, n 代表着边界外法线的方向, $-q_0$ 中负号表示边界热流方向与边界法线方向相反.

稳态时,式(1)可表述为

$$\rho C_v (u \cdot \nabla T) = -\nabla \cdot q + \dot{Q}. \quad (3)$$

采用加权余量法,上述方程的权函数取为 δT . 构造含边界条件的拉格朗日函数,满足传热方程约束条件:

$$\iiint_V (\rho C_v u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q - \dot{Q}) \delta T dV - \iint_S (q \cdot n + q_0) \delta T ds = 0. \quad (4)$$

程新广^[29]认为:温度梯度均匀化是焓泛函取极值外在体现,即温度梯度变分满足 $\delta(\nabla T) = 0$, 有 $\nabla T \delta T = \nabla(T \delta T)$ 成立.

分部积分并由高斯定理:

$$\iiint_V (\rho C_v u \cdot \nabla(T \delta T) - q \cdot \nabla \delta T - \dot{Q} \delta T) dV - \iint_S q_0 \delta T ds = 0. \quad (5)$$

$$\delta \left(\iiint_V \left(\rho C_v u \nabla \left(\frac{1}{2} T^2 \right) - q \cdot \nabla T - \dot{Q} T \right) dV - \iint_S q_0 T ds \right) = 0. \quad (6)$$

定义泛函 Π'_T :

$$\Pi'_T = \iiint_V (\rho u \cdot \nabla z - q \cdot \nabla T - \dot{Q} T) dV - \iint_S q_0 T ds. \quad (7)$$

式中, $Z=1/2C_vT^2$ 式(6)是泛函的增量.

高斯定理易得

$$\iiint_V \rho u \cdot \nabla z dV = \iint_S (\rho zu \cdot \mathbf{n}) ds - \iiint_V \rho z (\nabla \cdot \mathbf{u}) dV, \quad (8)$$

当流体可压缩性不大, 由连续性方程可知 $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$. 控制体内部流线方向与边界外法线方向正交时, 则 $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0$ 只计算与流线方向非垂直边界上速度积分, 并将积分改写为边界各段物理量平均值求和, 公式(8)表述为

$$\begin{aligned} & \iint_S (\rho zu \cdot \mathbf{n}) ds \\ &= \sum_i \frac{1}{2} \rho c_{v, out, i} A_{out, i} \bar{u}_{out, i} \bar{T}_{out, i}^2 |\cos \theta_{out, i}| \\ & - \sum_j \frac{1}{2} \rho c_{v, in, j} A_{in, j} \bar{u}_{in, j} \bar{T}_{in, j}^2 |\cos \theta_{in, j}|, \end{aligned} \quad (9)$$

式中, $\theta_{out, i}$ 表示流出控制体 i 位置处速度与边界夹角, $\theta_{in, j}$ 表示流入控制体 j 位置处速度与边界夹角. 控制体流体焓不仅与流体温度、速度相关, 还与控制体边界处流体运动方向有关, 当流体垂流进和流出控制体边界时, 变为 $mc_v T^2/2$, 但控制体内流态和流速方向也影响控制体边界流体焓的大小, 这与场协同理论相吻合^[30].

式(7)和(9)的表达式均和文献[11,12,15,29]中的结论一致, 由于温差传热属于不可逆的过程, 焓在控制体内是被耗散. 考虑这一物理特征, 在泛函上增加负号, 表示传热过程中控制体焓的耗散:

$$\Pi_T = -\Pi'_T. \quad (10)$$

由泛函 Π_T , 我们分析出传热系统中“焓”传递包括以下几部分(当边界流动扰动不强): 控制体内流体流入和流出带来焓的传递 $\iiint_V \rho u \cdot \nabla z dV$; 控制体内温差不均匀导致焓的传递 $\iiint_V q \cdot \nabla T dV = -\iiint_V k \cdot (\nabla T)^2 dV$; 控制体边界热流的流入或流出导致焓的变化 $\iint_S q_0 T ds$; 以及控制体内热源或热汇带来焓传递 $\iiint_V \dot{Q} T dV$. 热流一定的对流换热中, 存在最优参数分布使传热系统的焓耗散最小.

多热源传热系统温差均匀时, 即温差不随空间位置变化而改变, 泛函增量为0, 焓耗散函数取到最优解. 在实际的边界条件下, 若散热翅片的构形能改

善传热系统温差均匀性, 焓耗散减小, 热源平均温度降低, 翅片的传热性能更优, 故温差均匀是传热系统焓耗散最小的理想工况.

1.2 模型分析和热量加权温差推导

选取如图1所示的传热单元: 流体入口截面的平均温度 $\bar{T}_m$, 流体出口截面的平均温度 $\bar{T}_{out}$, 边界处流入控制体和流出控制体热流的平均温度分别为 $\bar{T}_{m1}$ 和 $\bar{T}_{m2}$, 且控制体内部有均匀内热源 Q , 其中流体平均温度 $\bar{T}_{fluid}$ 、热流平均温度 $\bar{T}_m$ 分别定义如下:

$$\bar{T}_{fluid} = \sqrt{\frac{\iint_S \rho u C_v T^2 ds}{\iint_S \rho u C_v ds}}, \quad (11)$$

$$\bar{T}_m = \frac{\iint_S q T ds}{\iint_S q ds}. \quad (12)$$

计算各部分热量的焓温度 $\bar{T}$ 后, 泛函 Π_T 可表述为

$$\Pi_T = \sum_i \pm Q_i \bar{T}_i, \quad (13)$$

式(11)中, Q_i 和 T_i 分别代表着控制体内各部分传递的热量和平均温度. 当热量流入传热系统时, 符号为“+”; 当热量流出传热系统时, 符号为“-”.

流入控制体和流出控制体总热量相等, 设为 Q , 泛函 Π_T 可改写为

$$\Pi_T = Q \sum_i \frac{\pm Q_i \bar{T}_i}{Q_i}. \quad (14)$$

泛函 Π_T 增量等于零时, 意味着:

图1 控制体传热示意图

Figure 1 The heat transfer of control volume in convection

$$\delta(\Delta\tilde{T})=0, \quad (15)$$

式中, $\Delta\tilde{T}$ 为热量加权后的温差, 表达式为

$$\Delta\tilde{T} = \frac{\sum \pm Q_i \bar{T}_i}{Q_i}. \quad (16)$$

在对流传热系统中, 热量 Q_i 一定时, 传热系统熵泛函取到极值时等同于热量加权温差也取到极值, 在实际问题中, 被认为是传热系统热量加权温差的最值点. 表明热量加权温差体现了传热系统熵耗散大小. 其中 Q_i/Q_i 为各部分熵的权重.

翅片换热多为无内热源、稳态的传热, 传热过程简化成如图2所示的换热形式:

吴晶^[13]认为温度 $\bar{T}_m$ 热源的热量 Q_h 是通过计算冷流体前后温差来得到, 热流的“熵”不含系数 $1/2$, 即:

$$E_h = Q_h T, \quad (17)$$

温度为 $\bar{T}_m$, 换热量 $Q = mc_v(\bar{T}_{out} - \bar{T}_{in})$ 的热流熵

$$E_{T_m} = Q \bar{T}_m, \quad (18)$$

式(17)与式(7)边界热流熵的表达式相吻合.

流入和流出控制体的流体熵^[12]:

$$E_{in} = \frac{1}{2} mc_v \bar{T}_{in}^2, \quad (19)$$

$$E_{out} = \frac{1}{2} mc_v \bar{T}_{out}^2. \quad (20)$$

式(17), (18)和(6)推导流体熵表达式相一致.

对流换热中, 热量加权温差表达式

图2 翅片换热示意图

Figure 2 The heat transfer of the general fin

$$\begin{aligned} \Delta\tilde{T} &= \frac{C_v \bar{T}_{in}^2 + 2(C_v \bar{T}_{out} - C_v \bar{T}_{in}) \bar{T}_m - C_v \bar{T}_{out}^2}{2C_v \bar{T}_{out}} \\ &= \frac{\bar{T}_{in}(\bar{T}_{in} - 2\bar{T}_m) + \bar{T}_{out}(2\bar{T}_m - \bar{T}_{out})}{2\bar{T}_{out}}. \end{aligned} \quad (21)$$

柳雄斌等人^[31]分析传热系统熵的耗散过程, 提出熵耗散定义当量热阻 f_E , 且 f_E 能反映散热系统的传热效率

$$f_E = \frac{NTU}{\varepsilon} - \frac{NTU}{2} \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right). \quad (22)$$

翅片温度差异远小于进出传热系统流体的温度变化, 简化为

$$f_E = \frac{NTU}{\varepsilon} - \frac{NTU}{2} = \frac{(2-\varepsilon) \cdot NTU}{2\varepsilon}, \quad (23)$$

由于 NTU 和 ε 关系式为

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU), \quad (24)$$

对变量 ε 进行求导:

$$\frac{df_E}{d\varepsilon} = \frac{2\varepsilon(\varepsilon-2) + 4(\varepsilon-1)\ln(1-\varepsilon)}{4\varepsilon^2(\varepsilon-1)}, \quad (25)$$

显然 $\varepsilon=0$, $\varepsilon=1$ 是式(21)的极值点, 当 ε 在 $0 \sim 1$ 且逐渐增大时, f_E 在减小, 而 ε 代表着换热器接近理想换热效果的程度, 故热阻 f_E 适合评价传热效果优劣, 且与 ε 趋势相一致.

热量加权温差 $\Delta\tilde{T}$ 和热阻 f_E 的关系如图3所示.

图3中, 热量加权温差 $\Delta\tilde{T}$ 和当量热阻 f_E 是非线性单调增长的关系. 即热量加权温差越小, 熵耗散定义当量热阻 f_E 越小, 传热效率越高. 当热量加权温差趋

图3 (网络版彩色) 当量热阻 f_E 随热量加权温差 $\Delta\tilde{T}$ 变化示意图

Figure 3 (Color online) Variation of dimensionless thermal resistance factor as a function of heat-weighted temperature difference

向零时, 即 $\bar{T}_{in} - 2\bar{T}_m$ 和 $2\bar{T}_m - \bar{T}_{out}$ 同时趋近于零, 易得出 $\bar{T}_m \approx (\bar{T}_{in} + \bar{T}_{out})/4$, 热量加权温差得出翅片温度 $\bar{T}_m$ 是理想算术温差得出翅片温度的一半. 即热量加权温差越小, 传热温差 Δt 也越小, 流体沿程的定性温度 $(\bar{T}_{in} + \bar{T}_{out})/2$ 和翅片温度相接近, 流体和翅片壁面换热也越充分, 热量传递能力也越强. 这是热量加权温差 $\Delta \tilde{T}$ 能衡量传热效率的原因.

从权重因子上看, 温差 $2\bar{T}_m - \bar{T}_{out}$ 的权重大于温差 $\bar{T}_{in} - 2\bar{T}_m$ 权重, 说明流体的出口平均温度越靠向翅片表面热流平均温度, 热量加权温差值越小, 对流传热系统温差均匀程度也越高, 提高传热系统的整体对流传热效率.

因此, 传热量一定的对流传热中, 温差均匀程度越高, 控制体内焓耗散越小. 由于热量加权温差是翅片传热焓耗散泛函的简化公式, 故焓耗散越小, 热量加权温差越小, 传热系统的当量热阻 f_E 越小, 传热效率越高.

2 传热焓耗散在优化热传导中的应用

焓耗散原理已经在一些导热优化问题中得到了应用^[32]. 魏曙寰等人^[33]对矩形单元体的体点导热问题进行多级构造体优化, 分别用最大温差最小化和焓耗散最小为优化目标优化构形, 焓耗散最小得到构形能更好降低平均温差和提高体点导热的传热效率. 伍文君等人^[34]在消除上一级构造体最优和高导热材料均匀分布的约束条件下, 对变截面导热通道矩形单元体导热问题进行构形优化, 得到高导热材料沿传热方向的最优分布规律, 降低构造体传热热阻和平均传热温差. 冯辉君等人^[35]对环形高导热通道的三维圆柱单元体和微纳米尺度下矩形、单元体的体点导热问题重新构形, 发现存在尺寸效应影响时与无尺寸效应影响时, 矩形和三角形单元体的构造体最优构形有明显区别. 微观尺度下的焓耗散最小仍比最大温差最小化得到传热平均温差小, 拓展焓耗散原理优化体点导热的应用范围.

在热传导中, 材料导热系数 k 不同、材料的空间分布不同, “焓”的耗散大小也不同, 存在与焓耗散最小相对应的导热系数的最优分布, 此时导热过程的传热效率最高.

考察一个内外半径分别为 r_1 和 r_2 的电绝缘圆筒热传导问题(图4), 传热量 Q 一定, 且热量大小为通电产

图4 导线绝缘层散热示意图

Figure 4 The diagram of heat transfer of conductor insulation layer

生的电阻热. 圆筒绝缘层总重量一定, 但其径向密度 ρ_1 可以变化, 即 $\int_{r_1}^{r_2} \rho_1 r dr = \text{const}$, 工程材料的导热系数 k 通常与其密度 ρ_1 成正比, 因此, 约束条件等价于 $\int_{r_1}^{r_2} k r dr = \text{const}$, 由焓耗散极值原理, 导热系数最佳分布时, 绝缘层内“焓”耗散为最小.

即满足:

$$\delta J = \delta \left(\int_{r_1}^{r_2} k (\nabla T)^2 dr \right) = \delta \left(\int_{r_1}^{r_2} \frac{q^2}{k} r dr \right) = 0, \quad (26)$$

是泛函求解极值问题^[32], 令 $y = \int_{r_1}^r k r dr$, 则有 $y(r_1)=0$, $y(r_2)=k_0$. 代入方程后可转化为

$$\delta J(y) = \delta \int_{r_1}^{r_2} \frac{(qr)^2}{y'} dr = 0, \quad (27)$$

求得

$$k = cq, \quad \frac{dT}{dr} = \frac{1}{c}, \quad (28)$$

式中, c 为常数. 由 $k=cq$ 可知, 最佳导热系数分布与当地热流密度成正比, 传热量 Q 一定时, 当地的热流密度与当地距离圆心的半径成反比, 故最优导热系数分布也相应与半径成反比.

当传热方向上温度梯度相等, 且为常数, 即温度梯度为常数或是相同距离上温差相同时, 传热系统焓耗散最小. 加之热量加权温差是焓耗散极值原理导出的换热温差, 故热量加权温差值最小, 圆筒热传导的导热效率最高.

图5 芯片位置和功率大小示意图

Figure 5 The diagram of multiple chip positions and power values

3 不同翅片的传热计算

3.1 热源分布

假定一个印刷电路板PCB对流风冷散热问题, 图5为 $245\text{ mm}\times 172\text{ mm}\times 0.6\text{ mm}$ PCB功率分布示意图, 上面分布了8块不同功率热源芯片, 芯片用双节点热阻热力学模型描述, 其节点到外壳热阻分别是15和 1.4 K/W . 在PCB末端放有两个大小和功率相同的散热元件, 其功率值为 7 W . 芯片和PCB的总功率 $P=505\text{ W}$, 各部分功率值恒定.

3.2 翅片几何模型

本文分析两种散热翅片结构. 图6为常见的直肋翅片结构, 翅片高度 $h=43.4\text{ mm}$, 翅片厚度 $w=1.5\text{ mm}$, 翅片间距 $w_2=6.09\text{ mm}$. 图7为新型开缝折弯换热翅片结构示意图, 翅片高度 $h=43.4\text{ mm}$, 翅片厚度 $w=1.5\text{ mm}$, 翅片间距 $w_2=6.09\text{ mm}$, 折弯翅片宽度 $w_1=3\text{ mm}$, 折弯高度 $h_3=11\text{ mm}$, 折弯弓长 $L_3=12\text{ mm}$, 开缝长度 $L_2=2\text{ mm}$. 通过数值计算, 比较两种翅片换热性能, 并分析PCB板多热源平均温度和流体的热量加权温差.

3.3 传热数值模拟

(i) 计算方法与收敛判据. 数值模拟采用SIMPLE算法迭代求解Navier-Stokes方程导出的质量、动量和能量方程. 质量平衡标准是 $0.005M$, M 是总流量; 动量平衡标准是 $0.005MV$, V 是流速; 能量平衡

图6 直肋散热翅片几何示意图

Figure 6 The geometry of the straight fin in convection with multiple heat sources

图7 开缝折弯散热翅片几何示意图

Figure 7 The geometry of the slotted and folded fin in convection with multiple heat sources

标准是温度, 即当温度残差的相对比率低于10%后, 温度值在200步计算中前后变化幅度小于0.01℃, 认为计算收敛。

(ii) 网格无关性验证. PCB的平均温度是传热过程主要参数, 故对PCB平均温度进行网格无关性验证(图8)。

传热系统网格数量较小时, PCB平均温度相差很大, 当网格数量接近160万时候, PCB平均温度变化不大. 增加网格数量后, PCB温度变化幅值已经低于0.05℃, 故认为160万网格达到网格无关, 取160万的网格作为数值模拟的网格数。

(iii) 边界条件. Flotherm软件模拟散热设备的冷却过程来分析含不同功率芯片的PCB平均温度大小和评价翅片散热性能的优劣. 假设流道内流体的流动为三维、稳态、不可压的流体流动, 风扇入口, 流量0.016 m³/s, 壁面上、基板表面和翅片表面传递的总热量恒定, 主要通过导热和对流方式传热. 基板下表面的PCB功率值恒定不变。

散热器和底板的材料为铝合金, 导热系数为160 W/(m K), 进口空气温度为45℃, 并考虑流体受重力的影响. 设定材料的物性参数不随温度变化而改变。

4 不同散热翅片的传热分析

PCB的均温程度是衡量散热系统传热效率的标准之一, 含发热芯片PCB板均温值高低能直观反映散热系统传递热量能力的大小. PCB易出现局部功率值高、热流密度大的特征, 造成翅片温度不均匀以及翅片和流体换热温差均匀情况发生. 通过在直翅片上形成扩展散热面积的“折弯”结构, 造成传热系统物理场重新分布和优化系统物理场分布, 改善流体在流动过程中不同方向上温差均匀性, 提高传热系统的对流传热效率。

传热量 Q 一定时, 热量加权温差能反映散热系统温差均匀性. 即温差分布均匀程度越高, 传热系统的焓耗散越小, 热量加权温差越小, 传递热量能力越强, 传热效率越高. 分析流体局部的热量加权温差求取散热系统各流道热量加权温差均值, 再利用流道的热量加权温差均值, 反映传热系统整体热量加权温差水平。

以直翅片为例, 选取等截距的位置统计通道的局部热量加权温差, 局部位置的选取如图9所示。

每两个相邻的截面和翅片壁面构成一个局部单

图8 PCB平均温度的网格无关性

Figure 8 Grid independence verification of PCB mean temperature

图9 计算局部热量加权温差位置示意图

Figure 9 The location of calculating heat weighted temperature difference

元, 用式(21)计算各个通道局部位置的热量加权温差, 用于分析流道平均热量加权温差:

$$\Delta \bar{T} = \frac{\sum_i \frac{\bar{T}_{in,i} (\bar{T}_{in,i} - 2\bar{T}_{m,i}) + \bar{T}_{out,i} (2\bar{T}_{m,i} - \bar{T}_{out,i})}{2\bar{T}_{out,i}}}{i}, \quad (29)$$

式中, i 代表每个通道选择局部位置的数量。

翅片流道的热量加权温差、温度和速度如图10~12所示。

从图10分析热源PCB的平均温度和不同翅片各流道的热量加权温差均值, 表明: 直肋翅片的PCB平均温度为86.46℃, 其热量加权温差均值为0.73℃. 折弯翻折翅片的PCB的平均温度为82.67℃, 其热量加权温差均值为0.5℃。

根据图11和12. 首先, 直翅片换热通道温差分布极不均匀, 部分流道温差小, 接近热源平均温度, 如

图10 (网络版彩色)不同翅片类型各通道热量加权温差变化图

Figure 10 (Color online) The heat weighted temperature difference of every tunnel in different fin types

7, 18, 29通道, 热量加权温差较小. 而20~22, 32~36流道内, 流体温差大, 入口温度低, 低于热源平均温度, 热量加权温差较高. 而新翅片改善了原有通道内

部分流体温升不合理, 有效改善热流分配, 均衡热量加权温差分布, 提高传热温差均匀程度.

其次, 新翅片的“开缝”结构能有效增强流体的混合, 这使得新翅片温差分布和速度分布优于普通翅片, 有效降低传热壁面的平均温度. 从温度图中看出: 新翅片各个通道温升和传热任务更均衡, 这利于多热源PCB平均温度降低.

第三, 计算各个通道局部热量加权温差来分析传热系统整体的热量加权温差, 如结果所示: 直肋翅片热量加权温差为0.73℃, 新翅片热量加权温差为0.50℃, 热量加权温差降低了原来的31.5%. 从传热效果上看: 总传热量 Q 一定, 新结构翅片能均衡温差分布, 降低多热源PCB平均温度. 表明热量加权温差可用于分析是否优化传热系统的温差分布.

5 讨论和结论

利用数学方法推导对流传热中焓泛函的表达式,

图11 (网络版彩色)直翅片温度场(a)和流场(b)示意图

Figure 11 (Color online) The temperature (a) and velocity (b) of the straight fin

图12 (网络版彩色)新翅片温度场(a)和流场(b)示意图

Figure 12 (Color online) The temperature (a) and velocity (b) of the slotted and folded fin

并结合翅片传热方式,将焓泛函简化为以热量为权重的加权温差,给出热量加权温差表达式.用于分析翅片的热量传递能力和评价散热系统的传热效率.

(1) 当电子设备的总功率一定,即传递的总热量一定,热量加权温差的大小可反映含多热源电路板平均温度高低,即热量加权温差越小,多热源印制电路板PCB平均温度越低.

(2) 通过Flotherm传热模拟,综合比较了不同翅片的多热源PCB的平均温度以及热量加权温差.在热源分布、功率相同条件下,与直肋翅片相比,新型

翅片的PCB平均温度降低了3.79℃,热量加权温差降低31.5%,表明新翅片优化了传热温差的分布,换热效果也优于普通直翅片.也说明:热量加权温差能反映整个传热系统温差均匀程度和翅片对流传热效率.

(3) 当流体沿程温度值越接近翅片的平均温度时,热量加权温差越小,传热系统温差的差异也越小,温差均匀程度越高,不易出现热流密度高和温度高的区域,多热源的平均温度降低,表明提高对流传热效率.

参考文献

- 1 Semiconductor Industry Association. Assembly and packaging. In: Proceedings of the International Technology Roadmap for Semiconductors. 2001–2013
- 2 Webb R L, Kim N H. Principle of Enhanced Heat Transfer. New York: Taylor Francis, 1994
- 3 Gu W Z, Shen J R, Ma C F, et al. Heat Transfer Enhancement (in Chinese). Beijing: Science Press, 1990 [顾维藻, 神家锐, 马重芳, 等. 强化传热. 北京: 科学出版社, 1990]
- 4 Kays W M, London A L. Xuan Y M, Zhang H L, trans. Compact Heat Exchanger (in Chinese). Beijing: Science Press, 1997 [Kays W M, London A L. 宣益民, 张后雷, 译. 紧凑式换热器. 北京: 科学出版社, 1997]
- 5 Biot M A. Variational principle in irreversible thermodynamics with applications to viscoelasticity. Phys Rev, 1955, 97: 1463–1469
- 6 Prigogine I. Introduction to Thermodynamics of Irreversible Processes. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, 1967. 10: 76–77
- 7 Bejan A. Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow. New York: John Wiley & Sons, 1982. 9: 118–134
- 8 Bejan A. Entropy generation minimization: The method of thermodynamic optimization on finite-size systems and finite-time processes. J Appl Phys, 1996, 79: 1191–1218
- 9 Eckert E R G, Drake R M. Analysis of Heat and Mass Transfer. New York: McGraw-Hill, 1987. 9: 19–23
- 10 Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability. Int J Heat Mass Transfer, 2007, (50): 2434–2556
- 11 Guo Z Y, Liang X G, Zhu H Y. Entransy—A physical quantity describing heat transfer ability (in Chinese). Chin Sci Bull, 2006, 16: 1288–1296 [过增元, 梁新刚, 朱宏晔, 等. 焓——描述物体传递热量能力的物理量. 科学通报, 2006, 16: 1288–1296]
- 12 Cheng X G, Li Z X, Guo Z Y, et al. Variational principles in heat conduction (in Chinese). J Eng Thermophys, 2004, 25: 457–459 [程新广, 李志信, 过增元, 等. 热传导中的变分原理. 工程热物理学报, 2004, 25: 457–459]
- 13 Wu J. Potential Energy (Entransy) in Thermal Science and its Application (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Beijing: Tsinghua University, 2009 [吴晶. 热学中的势能及其应用. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2009]
- 14 Zhu H Y. Minimum Thermal Resistance Based on Entransy Transfer (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Beijing: Tsinghua University, 2007 [朱宏晔. 基于焓耗散的最小热阻原理. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2007]
- 15 Xia Z Z, Cheng X G, Li Z X. Bionic optimization of heat transport paths for heat conduction problems. J Enhanced Heat Transfer, 2004, 11: 119–131
- 16 Xia Z Z. Augmentation and Optimization on Heat Conduction and Convection Processes (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Beijing: Tsinghua University, 2001 [夏再忠. 导热和对流换热过程的强化与优化. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2001]
- 17 Guo Z Y, Li Z X, Zhou S Q, et al. The principle of temperature difference uniformity in heat exchanger. Sci China Ser E: Tech Sci, 1996, 39: 68–75 [过增元, 李志信, 周森泉, 等. 换热器中的温差场均匀性原则. 中国科学 E 辑: 技术科学, 1996, 26: 25–31]
- 18 Liu W, Liu Z C, Guo Z Y. Physical quantity synergy in laminar flow field of convective heat transfer and analysis of heat transfer enhancement. Chin Sci Bull, 2009, 54: 3579–3586 [刘伟, 刘志春, 过增元, 等. 对流换热层流流场的物理量协同与传热强化分析. 科学通报, 2009, 54: 1779–1785]
- 19 Guo Z Y. Physical mechanism and control of convective heat transfer: The coordination between velocity and heat flow (in Chinese). Chin Sci Bull, 2000, 45: 2118–2122 [过增元. 对流换热的物理机制及其控制: 速度场与热流场的协同. 科学通报, 2000, 45: 2118–2122]
- 20 Feng H J, Chen L G, Xie Z H, et al. Constructal entransy dissipation rate minimization for helm-shaped fin with inner heat source. Sci China Tech Sci, 2015, 58: 1084–1090

- 21 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
- 22 Yang A B, Chen L G, Xie Z H, et al. Comparative study on constructal optimizations of rectangular fins heat sink based on entransy dissipation rate minimization and maximum thermal resistance minimization (in Chinese). *Acta Phys Sin*, 2015, 64: 204401 [杨爱波, 陈林根, 谢志辉, 等. 矩形肋片热沉焔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]
- 23 Feng H J, Chen L G, Xie Z H, et al. Constructal optimization of complex fin with convective heat transfer based on entransy dissipation rate minimization (in Chinese). *Acta Phys Sin*, 2015, 64: 34701 [冯辉君, 陈林根, 谢志辉, 等. 基于焔散率最小的复杂肋片对流换热构形优化. *物理学报*, 2015, 64: 34701]
- 24 Chen L G. The theory and application of entransy (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2012, 57: 2815–2835 [陈林根. 焔理论与应用的进展. *科学通报*, 2012, 57: 2815–2835]
- 25 Xia S J, Chen L G, Sun F R. Mass entransy dissipation minimization for a class of two-way isothermal equimolar mass transfer processes. In: *National Conference on Engineering Thermal Physics in Colleges and Universities*. Qingdao, 2014 [夏少军, 陈林根, 孙丰瑞. 等摩尔双向等温传质过程焔耗散最小化. 见: 高等学校工程热物理全国学术会议. 青岛, 2014]
- 26 Li X Y, Tang L W, He Y L, et al. A numerical simulation study on two kinds of CPU heat sinks (in Chinese). *Refrige Air-condit*, 2006, 20: 8–12 [李小跃, 唐连伟, 何雅玲, 等. 两种 CPU 散热器换热特性的数值研究. *制冷与空调*, 2006, 20: 8–12]
- 27 Lu Z Y, Xiong J Y, Qu Z G, et al. An experimental study on two kinds of heat sinks of CPU (in Chinese). *J Eng Thermophys*, 2004, 25: 861–863 [陆正裕, 熊建银, 屈治国, 等. CPU 散热器换热特性的实验研究. *工程热物理学报*, 2004, 25: 861–863]
- 28 Xu W. Numerical analyses of flow and heat transfer characteristics for several typical fins (in Chinese). Dissertation for Master's Degree. Beijing: Tsinghua University, 2005 [许伟. 几种典型翅片传热及阻力特性的数值研究与分析. 硕士学位论文. 北京: 清华大学, 2005]
- 29 Cheng X G. Entransy and its applications in heat transfer optimization (in Chinese). Dissertation for Doctoral Degree. Beijing: Tsinghua University, 2004 [程新广. 焔及其在传热优化中的应用. 博士学位论文. 北京: 清华大学, 2004]
- 30 Li Z X, Guo Z Y. The Field Synergy Theory for Convective Heat Transfer Optimization (in Chinese). Beijing: Science Press, 2010 [李志信, 过增元. 对流传热优化的场协同理论. 北京: 科学出版社, 2010]
- 31 Liu X B, Meng J A, Guo Z Y. Analysis of thermal resistance of heat exchanger based on entransy (in Chinese). *Prog Nat Sci*, 2008, 18: 1186–1190 [柳雄斌, 孟继安, 过增元. 基于焔耗散的换热器热阻分析. *自然科学进展*, 2008, 18: 1186–1190]
- 32 Guo Z Y, Cheng X G, Xia Z Z. The principle of minimum heat transfer potential capacity dissipation and its application in heat conduction optimization (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2003, 48: 21–25 [过增元, 程新广, 夏再忠. 最小热量传递势容耗散函数原理及其在导热优化中的应用. *科学通报*, 2003, 48: 21–25]
- 33 Wei S H, Chen L G, Sun F R. Optimization of the thermal conductivity of a body with entransy dissipation rate minimization based on rectangular element (in Chinese). *Sci China Ser E: Tech Sci*, 2009, 41: 278–285 [魏曙寰, 陈林根, 孙丰瑞. 基于矩形单元体的以焔耗散最小为目标的体点导热构形优化. *中国科学 E 辑: 技术科学*, 2009, 41: 278–285]
- 34 Wu W J, Chen L G, Xie Z H, et al. “Volume-point” heat conduction constructal optimization with nonuniformly distributed high conductivity material (in Chinese). *Sci China Tech Sci*, 2016, 46: 302–312 [伍文君, 陈林根, 谢志辉, 等. 基于高导热材料非均匀分布的体点导热构形优化. *中国科学: 技术科学*, 2016, 46: 302–312]
- 35 Feng H J, Chen L G, Sun F R. “Volume-point” heat conduction constructal optimization based on entransy dissipation rate minimization with three-dimensional cylindrical element and rectangular and triangular elements on microscale and nanoscale (in Chinese). *Sci China Tech Sci*, 2012, 42: 257–271 [冯辉君, 陈林根, 孙丰瑞. 基于焔耗散率最小的三维圆柱形单元体和微、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]

Summary for “强化对流换热中的热量加权温差分析与应用”

Analysis on the performance of convective heat transfer using temperature difference weighted with heat transfer capacity

LIANG Xin, HU YuanLin, WANG Wen* & CHEN XiTing

Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China

* Corresponding author, E-mail: wenwang@sjtu.edu.cn

For electronic systems cooling analysis, it is incomprehensive to evaluate heat transfer performance only by one parameter, such as heat transfer coefficient, heat transfer area, heat transfer temperature difference and so on, especially for the multidimensional heat transfer problems. The parameter, temperature difference weighted with heat transfer capacity (TDW), is proposed to evaluate the heat transfer performance and the mean junction temperature of cooling systems with multiple heat source under the fixed heat flux. The weighted residual approach is employed to analyze the heat potential capacity transfer process in control volume of convection, then the variational principle is used as well to deduce the TDW, which could be used to optimize heat transfer performance in electronic systems cooling and reveal the relationship between temperature difference uniformity and heat transfer performance. Moreover, heat transfer performance could be improved by decreasing the TDW or improving the uniformity of temperature difference in cooling multiple heat sources. According to the theoretical analysis, the lower the TDW, which means the lower the thermal resistance, that is, the convection heat transfer is enhanced and heat transfer efficiency is improved. In order to validate the proposed theory, a new heat sink with slotted and folded fins is presented for the sake of obtaining lower value of the TDW. CFD simulations was conducted to validate the theory with the new heat sink. Simulation results indicate that both the mean junction temperature of heat sources and the TDW of the new designed heat sink with slotted and folded fins are lower than those of conventional heat sinks, so a lower TDW can be used to represent to the higher uniformity of temperature differences. Combined with theoretical calculation and CFD simulation, it could be concluded that for the fixed heat flux, if the TDW is low, uniformity of temperature differences will be high, and the mean junction temperature of heat source will be low as well, the efficiency of heat transfer will be high in convection. The new heat sink also could be used for decreasing the mean junction temperature of multiple heat sources and improving the heat transfer performance of conventional heat sinks under the fixed flux. In electronic systems cooling technology, a new parameter named TDW can be used to analysis the heat transfer performance and heat transfer efficiency.

convection, heat transfer potential capacity, temperature difference weighted with heat transfer capacity, heat transfer optimization

doi: 10.1360/N972016-00444