

研究论文

## 带翅片的小型平板 CPL 蒸发器 相变传热的数值模拟

万忠民, 刘 伟, 盖东兴, 刘志春

(华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

**摘要:** 提出一种小型平板毛细抽吸两相流体回路 (CPL) 系统来实现电子元器件散热, 分析了其工作原理及特点。针对小型平板式 CPL 蒸发器的结构特点, 分析了蒸发器侧壁导热所引起的侧壁效应对 CPL 传热能力的影响, 提出小型平板 CPL 存在侧壁效应传热极限。为了提高系统的传热能力, 蒸发器下壁增设了散热翅片。建立了小型平板 CPL 蒸发器毛细多孔芯的二维气液两相分层饱和和多孔介质模型, 金属壁面及工质气、液空间区域耦合的数学模型, 并用 SIMPLE 算法对模型进行求解。数值研究表明, 蒸发器受热面的温度水平较低, 均温性较好。蒸发器采用翅片可以增加多孔芯内的温度梯度, 使芯内温度分布更加合理; 可以降低加热表面以及下壁温度, 提高了侧壁效应传热极限, 增强了系统的传热能力。

**关键词:** 毛细抽吸两相流体回路; 小型平板式; 蒸发器; 侧壁效应传热极限; 翅片; 电子器件散热

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438 - 1157 (2007) 12 - 2994 - 07

### Numerical simulation of heat transfer with phase change in small-scale flat capillary pumped loop finned evaporator

WAN Zhongmin, LIU Wei, GAI Dongxing, LIU Zhichun

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, Hubei, China)

**Abstract:** The small-scale flat capillary pumped loop (CPL) for the cooling of electronic apparatus was presented, and its operation principle and characteristics were analyzed. Based on the structure characteristics of small-scale flat CPL evaporator, the effect of metal side wall conduction of evaporator on the CPL work limit was analyzed, and the heat transfer limit of side wall effect was introduced. In order to improve the heat transfer capacity of CPL, fins were added on the bottom of evaporator. The flow and heat transfer in the porous structure were modeled by using two-phase layered saturated porous model, and the conduction models of metal wall and fluid region were established. The entire evaporator was solved with the SIMPLE algorithm as a conjugate problem. The numerical results showed that the heated surface temperatures of the evaporator were low, and the temperature difference along the heated surface was small. The temperature gradients in the wick structure of evaporator with fins increased, and the temperature distribution in the wick structure was reasonable. The temperatures of heated surface and bottom metal wall of finned evaporator decreased, and the heat transfer capacity was improved remarkably.

**Key words:** capillary pumped loop; small-scale flat type; evaporator; heat transfer limit of side wall effect; fins; heat dissipation of electronic apparatus

2007 - 02 - 06 收到初稿, 2007 - 06 - 21 收到修改稿。

联系人: 刘伟。第一作者: 万忠民 (1977 -), 男, 博士研究生, 讲师。

基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目 (2007CB206901)。

Received date: 2007 - 02 - 06.

Corresponding author: Prof. LIU Wei. E - mail: w - liu @ hust.edu.cn

Foundation item: supported by the National Basic Research Program of China (2007CB206901).

## 引言

毛细抽吸两相流体回路 (capillary pumped loop, CPL) 是一种利用液体工质的相变进行传热传质的两相热控系统, 其特点是结构简单、安置灵活、传热效率高、不需外加动力装置、运行可靠、传热温差小、热传输距离长以及传热能力强。随着电子技术的迅猛发展, 电子元器件的高频、高速以及集成电路的密集化和小型化, 使得其单位面积上的发热量非常高, 器件产生的高热流对器件本身的可靠性造成了极大的威胁。电子元器件的可靠性要求器件的工作温度维持一定的温度水平, 不能太高, 一般要求低于 65 °C; 同时, 电子元器件运行的稳定性也要求器件各部分工作温差较小, 从这些方面出发, 本文提出了一种带翅片的小型平板 CPL 来实现电子元器件高热通量散热。

蒸发器是 CPL 系统的关键部件, 抽吸冷凝液, 提供循环动力, 其性能直接影响着系统的传热能力; 同时, 蒸发器直接与电子元器件散热表面贴合, 其温度水平和温度梯度直接影响着电子元器件的性能, 因此对其的研究显得非常重要。许多学者提出了各种数学模型, Cao 等<sup>[1]</sup> 得出了 CPL 蒸发器毛细芯中传热传质的分析解, 其不足之处是提出了很多不合理假设; Demidov 等<sup>[2]</sup> 研究了热管毛细芯内的传热传质现象; Figus 等<sup>[3]</sup> 用饱和多孔介质连续介质理论和网络结构模型建立了圆管型 CPL 蒸发器毛细芯的传热传质模型; Yan 等<sup>[4]</sup> 用两相混合模型数值模拟了圆管型蒸发器多孔芯内的流动与传热现象; Kaya 等<sup>[5]</sup> 研究了蒸发器多孔芯微元的传热传质过程, 并且分析了蒸发器的沸腾限; Ren 等<sup>[6]</sup> 研究了中低热流下蒸发器多孔芯微元内的传热与传热现象; Han 等<sup>[7]</sup> 研究了蒸发器内多孔芯单元启动与变工况运行过程两相温度场与压力场的分布特性。但是这些研究都是针对蒸发器内多孔芯的一个很小局部单元结构进行数学建模, 没有考虑蒸发器金属外壁以及蒸气、液体槽道的影响, 这显然不能真实反映 CPL 蒸发器工作过程。另外, 这些模型都是研究多孔芯局部特性, 不能得出蒸发器散热表面的温度分布, 而散热表面温度水平直接影响着待冷却部件的性能, 因此需要对蒸发器进行整体研究。平板 CPL 由于蒸发器小型化后金属侧壁厚度不能忽略, 侧壁导热的影响已非常明显, 尤其在高热通量工作时, 通过侧壁传导的热量经过下壁反

向加热蒸发器多孔芯底部及液体槽道的液体, 可能导致下部液体局部过热, 产生气泡, 生成的气泡阻碍了液体工质向蒸发界面的正常供液, 严重影响 CPL 蒸发器的正常运行, 甚至导致系统运行失败<sup>[8]</sup>。为了减小侧壁效应对 CPL 蒸发器的不利影响, 本文首次提出在小型平板 CPL 蒸发器的下壁增设散热翅片来提高系统的传热能力。同时基于体积平均法建立了毛细多孔芯的二维气液两相分层饱和多孔介质模型, 对蒸发器的金属外壁以及工质区分别建立了数学模型, 运用 SIMPLE 程序对蒸发器进行了全场耦合求解, 数值研究的结果表明增设翅片后, 小型 CPL 蒸发器性能得到有效改善, 同时传热能力也明显提高。

## 1 带翅片的小型平板 CPL 的工作原理及特点

图 1 为带翅片的小型平板 CPL 系统结构示意图, 系统主要由毛细芯蒸发器、冷凝器、蒸气联管、液体联管和储液器组成。其基本工作原理为: 利用液体工质的相变传热, 蒸发器受热面与电子元器件发热面贴合, 器件散发的热量作用于受热面, 通过蒸发器金属外壁导入毛细多孔芯, 毛细芯内的液体受热蒸发, 产生的蒸气通过蒸气联管在冷凝器中冷凝为液体, 冷凝液通过蒸发器毛细芯的毛细抽吸作用经由液体联管回流至蒸发器的蒸发表面, 形成蒸发-凝结循环, 从而将发热部的热量不断传递到外界环境中, 实现了散热功能。储液器的作用是对蒸发器的工作温度进行调节。翅片散发通过侧壁传入下壁的热量, 减少下壁反向加热多孔芯底部及液体槽道中液体的能力, 提高系统的传热能力。

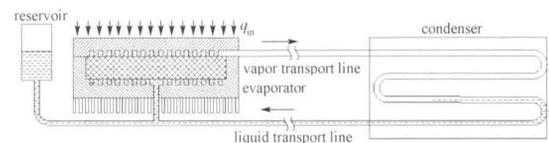


图 1 带翅片的小型平板 CPL 系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of small-scale flat CPL with fins

小型平板 CPL 用于电子器件的散热具有独特的优势, 从 CPL 的工作原理可知, 由于采用工质的相变方式进行热量的传递, 因此可以实现电子器件高热通量的散热。蒸发器设计为平板型, 其表面能更好地与器件表面贴合, 相对于圆柱型 LHP 与圆柱型热管, 减少了蒸发器与电子元器件表面的传

热阻，提高了系统的传热效率；同时散热表面采用热导率较大的金属表面，使散热表面的等温性更好，可以提高电子器件的使用寿命。同时由于 CPL 有可以弯曲的较长的蒸气与液体联管，因此冷凝器的位置可以任意布置，即将热量引入到合适的位置进行冷却，冷凝器对位置的要求不苛刻，可以实现受限空间内的电子器件散热，这一点对于电子器件的散热非常重要，也是微型热管所不具备的。CPL 实现散热时，系统唯一动力是毛细芯提供的毛细力，系统内不需要运动部件，增加了系统的运行寿命及可靠性。

## 2 蒸发器的数学模型

### 2.1 控制方程

图 2 为小型平板 CPL 蒸发器的结构示意图。

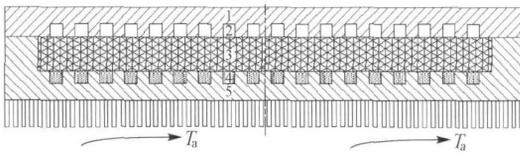


图 2 带翅片的平板 CPL 蒸发器结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of small-scale flat evaporator with fins

1—metallic wall 1; 2—vapor groove; 3—wick;  
4—liquid groove; 5—metallic wall 2

考虑 CPL 蒸发器的对称性，取蒸发器的一半作研究对象，以蒸发器左下角为坐标原点建立各区域的控制方程。为了简化模型，对蒸气槽道假设蒸气能迅速导出，蒸气槽道内热量传递主要以导热方式进行，故对区域 1、2、5 建立导热微分方程为

$$\left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] = 0 \quad (1)$$

区域 3 为多孔毛细芯，在建立饱和多孔介质数学模型时，提出如下假设：(1) 多孔介质属刚性介质，各向同性；(2) 多孔孔隙内蒸气的压力为饱和压力；(3) 毛细多孔芯处于局部热力学平衡态；(4) 忽略重力的影响。运用体积平均法，忽略能量方程中的黏性耗散作用，根据 Brinkman 和 Forchheimer 对 Darcy 定律的修正理论，分别对多孔区的液相和气相建立控制方程：

连续方程

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$-\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + \frac{1}{2} \nabla (\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = -\nabla p - \left[ \frac{\mu}{K} + B \frac{C|\mathbf{V}|}{\sqrt{K}} \right] \mathbf{V} + \mu \nabla^2 \mathbf{V} \quad (3)$$

能量方程

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c (\mathbf{V} \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) \quad (4)$$

气相时，下角标为  $v$ ， $B = 0$ ；液相时，下角标为  $l$ ， $B = 1$ 。

对液体槽道区域 4，由于回流冷凝液直接流入此处，因此取该处的温度为回流液温度，即

$$T = T_{in} \quad (5)$$

### 2.2 边界条件

能量方程边界条件：

上边界

$$k \frac{\partial T}{\partial y} = q \quad (6)$$

下边界取对流边界

$$k \frac{\partial T}{\partial y} = h_c (T - T_a) \quad (7)$$

左边界

$$k \frac{\partial T}{\partial x} = h_a (T - T_a) \quad (8)$$

右边界

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (9)$$

动量方程边界条件：

多孔芯区下边界

多孔芯与壁接触面

$$u_i = 0, v_i = 0 \quad (10)$$

多孔芯与液体补偿槽道接触面

$$u_i = 0, v_i = v_{in} \quad (11)$$

多孔芯区左边界

$$u_j = 0, v_j = 0 \quad (12)$$

多孔芯区右边界

$$\frac{\partial u_i}{\partial x} = 0, \frac{\partial v_i}{\partial x} = 0 \quad (13)$$

多孔芯区上边界

多孔芯蒸气区与蒸气槽道接触面

$$\frac{\partial v_w}{\partial y} = 0, \frac{\partial u_w}{\partial x} + \frac{\partial v_w}{\partial y} = 0 \quad (14)$$

其他接触面

$$u_i = 0, v_i = 0 \quad (15)$$

气液相变界面

$$T_l = T_v = T_{sat} \quad (16)$$

$$p_l = p_v = p_c \quad (17)$$

$$p_c = p_v - p_l \quad (18)$$

$$eff_v \nabla T_v \cdot n - eff_l \nabla T_l \cdot n = 1 / \bar{V} / h_f \quad (19)$$

其中

$$h_e = h_a \left( 1 + \frac{A_c}{A_r} f \right)$$

$$eff_l = 1 + (1 - \epsilon) s$$

$$eff_v = \nu_v + (1 - \nu_v) \nu \quad (20)$$

### 2.3 数值计算方法

运用 SIMPLE 程序对 CPL 蒸发器的耦合数学模型进行求解<sup>[10]</sup>。由于该模型的求解涉及到固、液、气的耦合计算以及气液运动界面问题，同时耦合计算中，计算区域内部出现的速度边界的情况给计算带来了很大的难度。针对本模型的特点，本文提出了一种解决的方案：

- (1) 对多孔芯区域，首先假定初始气液界面；
- (2) 对多孔芯气液区域划分网格；
- (3) 求解多孔芯区域的连续方程及动量方程；
- (4) 对 CPL 整体计算区域划分网格；
- (5) 计算整体区域的能量方程；
- (6) 确定新的界面位置；
- (7) 不收敛返回 (2)；
- (8) 所有计算参数收敛，输出结果。

### 3 计算结果及讨论

在数值计算中，蒸发器的几何尺寸为：长 43 mm，高 10 mm，金属壁面厚度 3 mm，多孔芯厚度 4 mm，蒸气槽道、液体补偿腔为 1 mm × 1 mm 的方形腔；翅片高 15 mm，厚度 1 mm，两翅片中心线的间距为 2 mm。选取甲醇为工质，有关的物性参数： $\lambda_l = 0.202 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ， $\nu_l = 0.0139 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ， $h_l = 1.12 \times 10^6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ， $\mu_l = 5.2 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ， $\mu_v = 1.07 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。考虑到与工质甲醇的相容性，外壁采用铜。多孔芯采用不锈钢丝网，其孔隙率  $\epsilon = 0.611$ ，渗透率  $K = 6.616 \times 10^{-13} \text{ m}^2$ ， $s = 15.2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 。其他参数： $T_a = 15$ ， $T_{in} = 32$ ， $h_a = 8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 。通过储液器的控温能力，在数值计算过程中保证维持蒸发器内饱和温度为一定值，取  $T_{sat} = 35$ 。

图 3 为加热热流为  $30000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$  时，蒸发器多孔芯内的液相速度分布，液相速度的数量级为  $10^{-5} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。从图中可见，液相速度在多孔芯内的流动比较均匀，液体的蒸发主要发生在多孔芯的上表面以及侧壁附近，这与 Zhao 等<sup>[11-12]</sup>的试验所观察到的现象一致。液体蒸发后，通过毛细芯气液

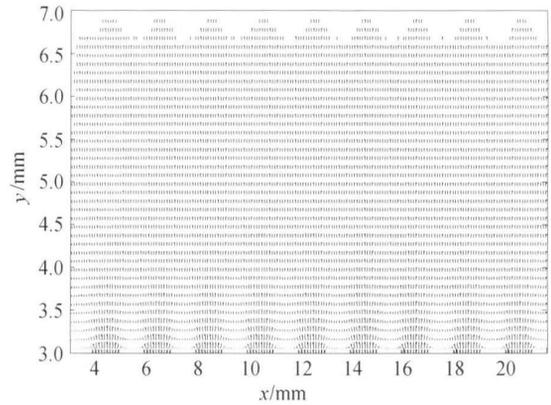


图 3  $30000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$  时无翅片时蒸发器多孔芯速度场  
Fig. 3 Liquid velocity vectors of wick structure in evaporator without fins ( $q = 30000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ )

界面产生的毛细抽吸力不断将液体从液体槽道中吸入气液界面处蒸发，产生的蒸气经由蒸气区进入蒸气槽道，由于蒸气区的区域很小，在此没有给出蒸气区的蒸气速度。气液界面呈现波浪形，是因为加热翅片与蒸气槽道不同的传热热阻所致。

图 4 为加热热流为  $30000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ ，无翅片时蒸发器的温度场分布。可见，温度梯度在加热肋片附近较大，大量的热在此处用于工质的蒸发，即蒸发发生在加热肋片附近。甲醇工质的蒸发换热主要发生在多孔芯的加热表面附近（储液器设点温度为 35），以 35 等温线描述流体多孔区域的气液界面，此时气液界面位于多孔芯上表面以及侧壁附近，这正好验证了图 3 的结论。由于加热肋片的热导率与甲醇蒸气的热导率相差很大，使温度分布在多孔芯上表面附近呈现出与加热肋片几何形状相似的波浪形曲线。蒸发器内热量的传递主要是通过加热肋片以及蒸气槽道内的蒸气进行传递的，另一部分则通过金属侧壁传递，由图可见，在侧壁附件，等温线已发生了明显的向下偏移，侧壁导热的影响已经比较明显，对平板 CPL 蒸发器的正常运行非常不利，尤其是对小型系统。

图 5 为加热热流  $50000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ 、无翅片时蒸发器的温度场分布。由图可见，侧壁附近等温线已明显向下弯曲，在  $x = 3 \text{ mm}$  界面处，气液界面已深入到多孔芯底部，由于侧壁金属的热导率很大，大量的热通过侧壁传到下壁以及多孔芯底部，随着热通量的继续增大，通过侧壁导热传入下壁的热量继续增加，导致下壁的温度升高，下壁反向加热多孔芯底部以及液体槽道内液体，使该处产生气泡，

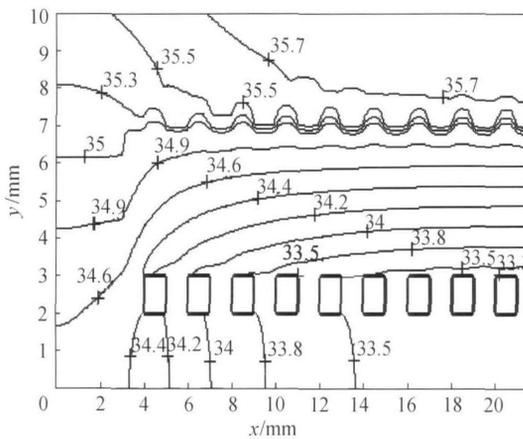


图 4 30000 W · m<sup>-2</sup>时无翅片时蒸发器温度场  
Fig. 4 Temperature fields in evaporator without fins ( $q=30000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ )

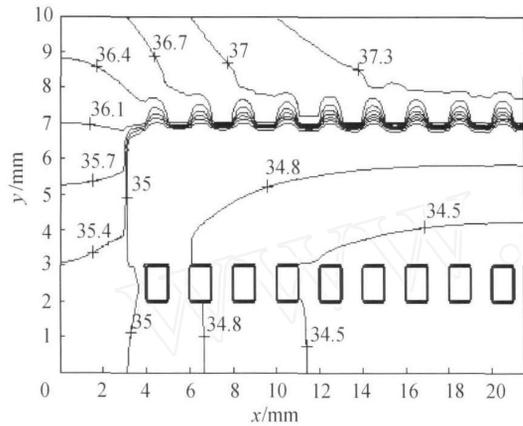


图 5 50000 W · m<sup>-2</sup>时无翅片时蒸发器温度场  
Fig. 5 Temperature fields in evaporator without fins ( $q=50000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ )

若多孔芯内温度梯度不大，即多孔芯上下表面温差小，芯内温度分布均匀，芯内液体可能都处于过热状态，使产生的气泡无法及时冷凝为液体，随着加热的继续进行，生成的气泡生长，最后堵塞多孔芯，阻碍多孔芯的正常供液，从而导致 CPL 的运行失败<sup>[13]</sup>。因此，对小型平板 CPL 系统，侧壁导热的影响使系统存在一个最大传热极限，在此称为侧壁效应传热极限。在有效的工作温度下，侧壁效应传热极限比平板 CPL 的其他限制最大热流的极限都小，如毛细限、黏性限、声速限、携带限以及沸腾限，因此侧壁效应传热极限是影响平板 CPL 传热极限的一个重要的极限，特别是对于小型平板 CPL 系统。

图 6 为小型平板 CPL 加热热流 50000

$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ 、下壁增设翅片时蒸发器的温度场分布。由图可见，增设散热翅片后，由于翅片的散热作用，蒸发器内气液界面在  $x=3 \text{ mm}$  处向下延深的距离缩短，即提高了小型平板 CPL 系统的侧壁效应传热极限，增强了系统的传热能力；多孔芯内的温度梯度增大，温度分布更加合理，改善了蒸发器的工作环境，有利于蒸发器的正常工作，有利于小型平板 CPL 实现高热通量的电子元器件的散热。

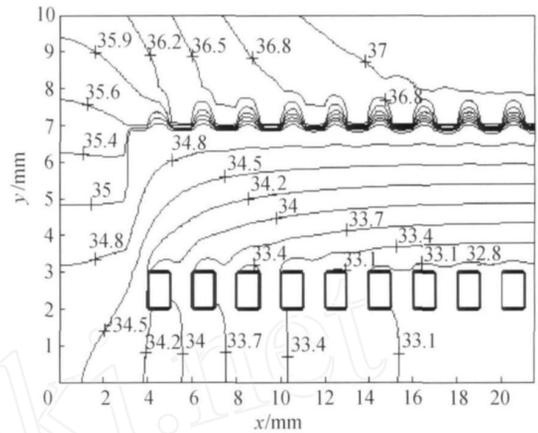


图 6 50000 W · m<sup>-2</sup>时有翅片时蒸发器温度场  
Fig. 6 Temperature fields in evaporator with fins ( $q=50000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ )

图 7 为加热热流  $50000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ ，蒸发器的上、下壁面的温度分布。由图可见，小型平板 CPL 上表面（受热表面）的温度水平较低，小于 38；受热表面的温度均匀性较好，最大温差小于 1.5，这对于电子元器件的散热非常有利。图中，增设散热翅片后，降低了小型平板 CPL 蒸发器的受热面温度，即降低了电子元器件的工作温度，有利于器件的正常运行。同时增设翅片后蒸发器的下壁面的温度降低，即通过侧壁传到下壁的热一部分通过翅片以对流方式传入周围空气，从而降低了下壁温度，一定程度上防止了下壁反向加热多孔芯底部及液体补偿槽道中的液体的能力，保证了 CPL 运行的可靠性。

图 8 为加热热流  $80000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ 、蒸发器内的温度场分布。由图 8 (a) 可见，无翅片时，气液界面已深入到多孔芯底部以及液体槽道内，下壁反向加热多孔芯底部及液体槽道中液体非常显著，以致在底部已有气泡产生，多孔芯内的温度梯度不大，因此，在此热流下无翅片时小型平板 CPL 系统已不能正常工作。由图 8 (b) 可见，当下壁增

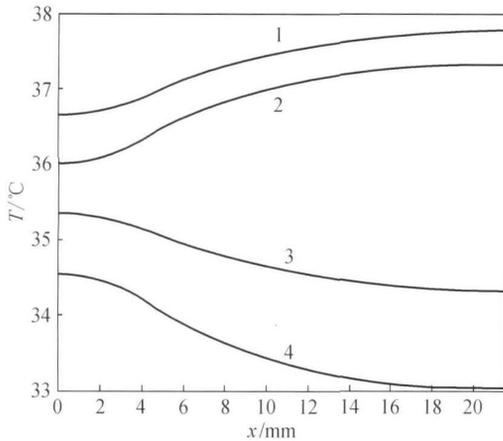
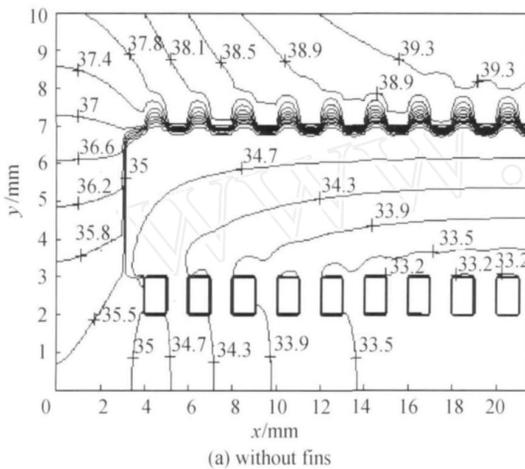


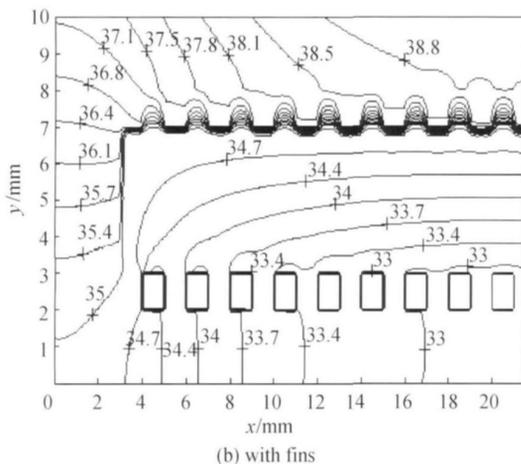
图 7 蒸发器上、下壁面的温度分布

Fig. 7 Temperature profiles on upper and bottom surface of evaporator

1—upper surface, without fins; 2—upper surface, with fins;  
3—bottom surface, without fins; 4—bottom surface, with fins



(a) without fins



(b) with fins

图 8 80000 W · m<sup>-2</sup>时蒸发器温度场分布

Fig. 8 Temperature fields in evaporator  
( $q = 80000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ )

设翅片时，气液界面还未深入到多孔芯底部，芯内温度梯度大，温度分布合理，能够保证系统在此热通量下仍能可靠工作。同时，蒸发器受热面的温度水平低于 40 ，并且最大温差小于 2 ，等温性较好，可以保证电子元器件的长久可靠运行。

### 4 结 论

小型平板 CPL 蒸发器的自身结构特点决定了其存在着侧壁导热，因此，小型平板 CPL 存在一个侧壁效应传热极限。为了提高平板 CPL 的侧壁效应传热极限，即提高系统的传热能力，对蒸发器的下壁增设了散热翅片，从而减弱了通过侧壁传到下壁的热量反向加热多孔芯底部以及液体补偿槽道中的液体使之产生蒸发的能力。首次建立了小型平板 CPL 蒸发器多孔芯，金属壁面以及工质气、液空间区域耦合的整场数学模型，并用 SIMPLE 程序对模型进行耦合求解。数值研究表明，蒸发器下壁采用翅片可以增加蒸发器多孔芯内的温度梯度，使芯内温度更加合理化；降低加热表面温度，降低了 CPL 的工作温度，使加热表面的温度均匀性较好，有利于电子器件可靠、长久地工作；降低下壁温度，提高了侧壁效应传热极限，即增强了系统的散热能力，提升了小型平板 CPL 实现高热通量散热的可靠性。

### 符 号 说 明

- $A_f, A_r$  ——分别为翅片两侧的扩展面积和蒸发器下表面面积， $\text{m}^2$
- $c$  ——比热容， $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
- $h_a$  ——空气的自然对流传热系数， $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
- $h_c$  ——下壁面的当量对流传热系数， $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$
- $h$  ——工质汽化潜热， $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $K$  ——流体的渗流参数， $\text{m}^2$
- $n$  ——单位法向量
- $p$  ——压力，Pa
- $p_c$  ——毛细抽吸力，Pa
- $T$  ——温度，
- $T_a$  ——环境温度，
- $T_{in}$  ——回流液体温度，
- $T_{sat}$  ——饱和温度，
- $t$  ——时间，s
- $u$  —— $x$  方向上的速度分量， $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$V$ ——速度矢量,  $m \cdot s^{-1}$

$v$ —— $y$  方向上的速度分量,  $m \cdot s^{-1}$

——孔隙率, %

$f$ ——翅片效率

——热传导系数,  $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$

$eff_l, eff_v$ ——分别为多孔芯液相、气相有效热传导系数,  $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$

$\mu$ ——流体的动力黏度,  $Pa \cdot s$

——密度,  $kg \cdot m^{-3}$

下角标

$i, j, 1, 2, 3, 4, 5$ ——各区域

$v, l$ ——分别表示气相和液相

## References

- [1] Cao Y, Faghri A. Analytical solutions of flow and heat transfer in a porous structure with partial heating and evaporation on the upper surface. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1994, 37 (10): 1525-1553
- [2] Demidov A S, Yatsenko E S. Investigation of heat and mass transfer in the evaporation zone of a heat pipe operating by the 'inverted meniscus' principle. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1994, 37 (14): 2155-2163
- [3] Figus C, Le Bray Y, Prat M, *et al.* Heat and mass transfer with phase change in a porous structure partially heated: continuum model and pore network simulation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1999, 42 (11): 2557-2569
- [4] Yan Y H, Ochterbeck J M. Numerical investigation of the steady-state operation of a cylindrical capillary pumped loop evaporator. *Journal of Electronic Packaging*, 2003, 125 (2): 251-260
- [5] Kaya Tarik, Goldak John. Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2006, 49 (18): 3211-3220
- [6] Ren Chuan, Wu Qingsong, Hu Maobin. Heat transfer with flow and evaporation in loop heat pipe's wick at low or moderate heat fluxes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2007, 50 (12): 2296-2308
- [7] Han Yanmin, Liu Wei, Huang Xiaoming. The numerical simulation for the unsteady heat and mass transfer process in capillary pumped loops evaporator. *Journal of Astronautics*, 2003, 24 (4): 397-403
- [8] Ku J. Start-up issues of capillary pumped loops// Proceedings of the 9th International Heat Pipe Conference. Albuquerque, NM, 1995: 994-1001
- [9] Sun Zhijian (孙志坚), He Guo'an (何国安), Wang Lixin (王立新), *et al.* Heat transfer characteristics of two different thermosiphon radiators for electronic device. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2006, 57 (10): 2283-2288
- [10] Tao Wenquan (陶文铨). Numerical Heat Transfer (数值传热学). 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001
- [11] Zhao T S, Liao Q. On capillary-driven flow and phase-change heat transfer in a porous structure heated by a finned surface: measurements and modeling. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2000, 43 (4): 1141-1155
- [12] Zhao T S, Cheng P, Wang C Y. Buoyancy-induced flows and phase-change heat transfer in a vertical capillary structure with symmetric heating. *Chemical Engineering Science*, 2000, 55 (14): 2653-2661
- [13] LaClair T J, Mudawar Issam. Thermal transients in a capillary evaporator prior to the initiation of boiling. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2000, 43 (21): 3937-3952