

# 小空间热虹吸管传热分析与试验

赵孝保, 李奇贺, 吴玉林

(南京师范大学动力工程学院, 210042, 南京)

[摘要] 对电子元器件散热和太阳能应用中的小热管内汽液两相流动与传热作了分析, 进行了小直径圆型和扁型热虹吸管( $f4 \times 0.8$ 、 $f6 \times 0.8$ 、 $f8 \times 1.0$  mm)传热性能试验, 热管壁面温度的波动和热管传热能力与热管内汽液两相流动及流型变化有关。高热源温度时, 热管传输功率大, 流型为塞状流; 低热源温度时, 流型为条状流; 扁型热管传热功率比圆型热管低。

[关键词] 小热管, 散热器, 流型, 温度控制

[中图分类号]TK124, [文献标识码]A, [文章编号]1672-1292(2003)03-0016-05

小热管(mini heat pipe)和微型热管(micro heat pipe)是用于电子元器件散热和太阳能应用的一种可靠的传热方式, 它具有起动速度快、传输功率大、散热表面温度均匀、易于进行温度控制与调节、结构可以任意变化等特点, 是热管研究和应用的一个方向<sup>[1-4]</sup>。微型热管一般指热管当量直径与热管内吸液芯毛细直径具有相同数量级的热管, 小热管指直径在6 mm以下的热管<sup>[5]</sup>。小直径热管和扁型热管能够适应微小空间和不同传热面散热的需要, 同时小空间热管内汽液流动与传热与大管径热管有所不同。小空间内产生的汽液两相界面间的粘性作用、界面处蒸发和凝结对汽液流动的作用以及由表面张力产生的毛细力作用等都对小空间热管内流动和传热有重要影响。本文对应用于电子元器件散热和太阳能集热器中小空间热虹吸管内蒸汽和凝结液流动与传热作了分析, 进行了小直径圆型热管和扁型热管传热性能试验, 分析了小热管启动性能、热源温度对热管表面温度、热管内汽液两相流动的流型及热管传输功率的影响。

## 1 小热管内流动与传热分析

热虹吸管内蒸汽和凝结液在重力作用下逆向流动, 中心区域内蒸汽流动的质量和动量方程可以表述为<sup>[6]</sup>:

$$\frac{\partial v_v}{\partial r} + \frac{v_v}{r} + \frac{\partial w_v}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$w_v \frac{\partial w_v}{\partial z} + v_v \frac{\partial w_v}{\partial r} = -\frac{1}{\rho_v} \frac{\partial p_v}{\partial z} + \nu_v \left[ \frac{\partial^2 w_v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_v}{\partial r} + \frac{\partial^2 w_v}{\partial z^2} \right] + g \quad (2)$$

$$w_v \frac{\partial v_v}{\partial z} + v_v \frac{\partial v_v}{\partial r} = -\frac{1}{\rho_v} \frac{\partial p_v}{\partial r} + \nu_v \left[ \frac{\partial^2 v_v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_v}{\partial r} + \frac{v_v^2}{r} + \frac{\partial^2 v_v}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

忽略液膜内惯性和对流项的作用, 壁面处稳态层流不可压缩凝结液膜流动和传热可以表示为:

$$\mu_l \frac{\partial^2 w_l}{\partial z^2} + \rho_l g - \frac{\partial p_l}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (5)$$

收稿日期: 2003-04-23.

基金项目: 江苏省高校自然科学基金资助(01KGB47003)。

作者简介: 赵孝保, 1962-, 工学博士, 南京师范大学动力工程学院, 副教授, 主要从事小空间汽液两相流动与传热、热管技术等方面的研究。

边界条件为:

$$z = 0, \quad w_1 = 0, \quad T_1 = T_w \quad (6)$$

汽液界面处

$$w_1 = w_v, \quad \mu_v \frac{\partial w_v}{\partial z} = \mu_l \frac{\partial w_1}{\partial z} = \tau_\delta, \quad \frac{\partial p_l}{\partial z} = \frac{\partial p_v}{\partial z} \quad (7)$$

稳态时蒸汽凝结成液体的质量平衡

$$2\pi R \rho_l \overline{w_1} = \pi R^2 \rho_v \overline{w_v} \quad (8)$$

通过液膜的导热

$$\frac{\lambda(T_{\text{sat}} - T_w)}{\delta} = \rho_v w_v \delta h_{fg} \quad (9)$$

蒸汽凝结形成的汽液界面处阻力可以表示为:

$$\frac{\partial p_v}{\partial z} = - \frac{n \pi \rho_v}{\pi^2 \rho_v R^4} \frac{\partial m_v}{\partial z} \quad (10)$$

该阻力是槽道吸液芯热管内蒸汽流动阻力的主要成分<sup>[7]</sup>, 蒸汽压力在冷凝段有所恢复也与此项相关<sup>[6]</sup>. 蒸汽流动近似用 Hagen-Poiseuille 层流计算时, 流动压降为:

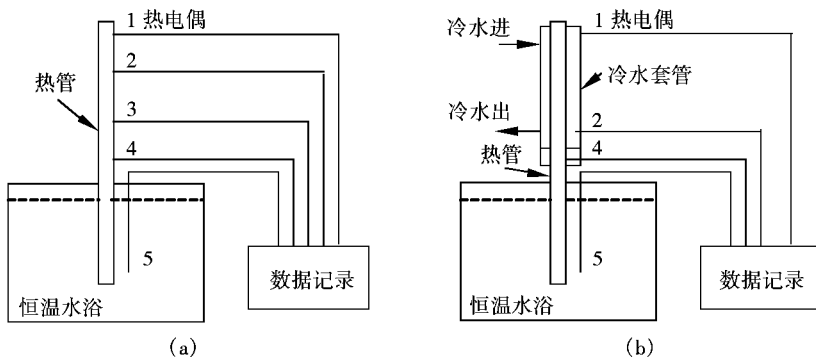
$$\Delta p_v = - \left[ 1 - \frac{4}{\pi^2} \right] \frac{Q_e^2}{8 \rho_v R^4 h_{fg}^2} - \rho_v g L_t \quad (11)$$

通过对以上方程的求解, 可以得到冷凝段内液膜厚度和液膜内速度分布以及凝结换热系数.

热虹吸管, 蒸汽在冷凝段凝结后在重力作用下沿管内壁回流到热管蒸发段. 文献中一般认为凝结液膜沿冷凝段顶部到冷凝段下部是逐渐增厚的, 在冷凝段下部断面处液膜厚度最大, 并采用 Nusselt 平板壁面层流液膜凝结理论分析冷凝段的传热<sup>[6]</sup>. 但是小空间热虹吸管, 蒸汽与凝结液膜的反向流动, 并且有蒸汽在壁面或凝结液膜上凝结, 蒸汽在冷凝段下部断面处速度最大,  $w_v \rightarrow w_{v, \max}$ , 汽液界面处的剪切力也最大,  $\tau_\delta \rightarrow \tau_{\delta, \max}$ , 所以凝结液膜的最大厚度应该在冷凝段下部断面处以上的某个断面处.

## 2 实验装置与热管结构参数

小空间热管传热试验进行了热管启动和等温性能试验以及圆型热管和扁型热管传输功率试验, 试验装置如图 1. 恒温水浴作为加热热源, 加热热管蒸发段并保持加热温度均匀恒定. 图 1(a) 中热管冷凝段采用空气自然对流冷却换热, 在热管冷凝段壁面上设置 4 个温度测点, 测量冷凝段外壁面温度. 图 1(b) 是热管传输功率试验系统, 热管冷凝段外设置了冷却水套管, 测量冷却水进出口温度和流量, 计算得



1, 2, 3, 4, 5 均为热电偶

图1 热管散热性能试验装置图

到热管传输功率. 试验过程中, 所有热电偶都与惠普数据采集系统连接, 自动记录数据并处理成温度随时间变化的曲线. 热电偶用标准温度计进行了对比校验, 试验测试系统、数据和测试方法可靠. 试验用热管结构参数及试验工况如表 1.

表 1 热管结构参数及试验工况

管径/mm	f4×0.8	f6×0.8	f8×1.0
管长/mm	300/500/500(压扁)	300	300/500/500(压扁)/700
热源温度/℃	60/70/80/90		

备注: 压扁指由原圆型热管经压制后得到的扁型热管

3 试验结果与分析

3.1 热管启动与均温性能试验

热管启动性能对电子元件的散热影响大. 热管启动过程中, 蒸发段传热量  $Q_e$  与冷凝段散热量  $(q_{conv} + q_{rad})S_c$  以及热管内部温升可以表示为:

$$Q_e - (q_{conv} + q_{rad})S_c = C_t \frac{dT}{dt} \tag{12}$$

热管冷凝段对流散热 
$$q_{conv} = h(T - T_\infty) \tag{13}$$

热管冷凝段辐射散热 
$$q_{rad} = \varepsilon \sigma (T^4 - T_\infty^4) \tag{14}$$

冷凝段热阻 
$$R_c = 1/(h_c S_c) \tag{15}$$

蒸发段热阻 
$$R_e = 1/(h_e S_e) \tag{16}$$

$$\frac{T_{\infty, e} - T}{R_e} - \frac{T - T_{\infty, c}}{R_c} = C_t \frac{dT}{dt} \tag{17}$$

$$T(t) = T(0) + \frac{R_c(T_{\infty, e} - T_{\infty, c})}{R_e + R_c} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) \tag{18}$$

时间常数为 
$$\tau = \frac{C_t R_c R_e}{R_e + R_c} \tag{19}$$

可见热管启动过程中温度与时间成指数关系变化.

图 2 是热源温度为 90℃, 热管长度为 300 mm, 管径为 f6×0.8 mm, 加热段长度为 100 mm, 冷凝段采用自然对流冷却时热管启动性能曲线.

图中从上至下的 4 条曲线分别是热管冷凝段壁面上的 1# 至 4# 测点测得的温度, 图中纵坐标为温度参考值, 横向坐标为时间. 为了便于比较, 将 4 条曲线作了纵向平移. 试验中, 热管表面温度由环境温度 10.1℃升高到热管稳定运行温度 71.5℃时, 所用的时间约为 50 s. 可见小热管启动性能好, 对热源温度变化反应快. 图中, 4 个测点温度几乎相等, 热管壁面温度基本上一致, 说明小热管表面温度均匀, 传热温差小, 传热效率高, 特别适用于节点温度与环境温度相差较小的电子元器件的散热.

3.2 热管运行试验

图 3 和图 4 是热管长为 300 mm, 管径为 f6×0.8 mm, 加热段长度均为 100 mm, 在热源温度分别为 70℃和 90℃时, 热管运行过程中壁面温度的变化.

图中, 热源温度为 70℃时, 各测点温度波动频率和时间差异比较大, 温度波动幅度小, 在 1.2℃~1.4℃之间; 而热源温度为 90℃时, 热管壁上各测点温度波动频率、时间和幅度几乎一致, 温度波幅较

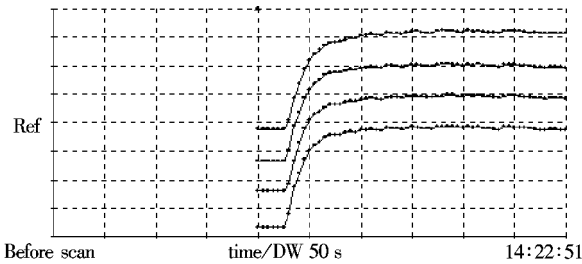
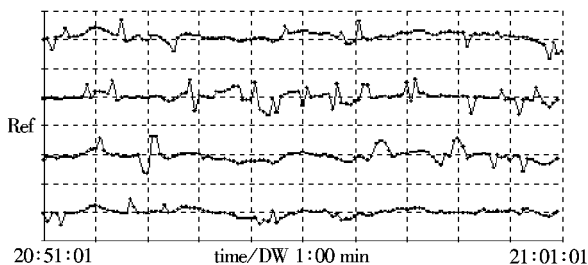
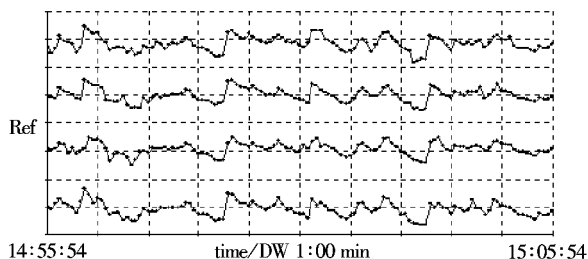


图 2 热管启动时表面温度随时间的变化

大,在 $2.0\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 2.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间.热管壁面温度变化和波动与热管内汽液两相流动及流型变化有关,分析试验结果可以认为,热源为 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,小空间小直径热虹吸管内汽液两相流动的流型为柱塞状流(Slug flow),流型稳定,壁面温度波动均匀一致.热源为 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热管内两相流动为条状流(Churn flow),导致热管壁面温度不规则地波动<sup>[8-9]</sup>.小热管内不同的汽液两相流动和流型对传热有不同的影响.因此,热源温度不同时,热管传热功率也有所不同.

图3 热管 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 运行过程中表面温度的波动图4 热管 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 运行过程中表面温度的波动

### 3.3 热管散热功率试验

图5为热管( $f6\times 0.8\text{ mm}$ ,  $300\text{ mm}$ )散热功率变化曲线.随热源温度升高,热管散热功率增大,随冷凝段冷却水流量增大,热管散热功率增大.图中热源温度为 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热管散热功率最大,单根热管散热功率在 $80\text{ W}$ 左右.在试验温度范围内,热管散热功率并没有随热源温度升高而线性增加.热管内流型及变化影响了热管传输的散热功率.

### 3.4 扁热管传热性能试验

图6是管径为 $f4\times 0.8\text{ mm}$ ,管长为 $500\text{ mm}$ ,圆型热管与压扁后的扁型热管的散热功率试验结果.压扁后的扁型热管的短边直径为圆型热管直径的一半.试验结果表明,扁型热管的传输功率比圆型热管小.其原因是小热管内流型和凝结液膜对热管传热有决定性影响.图7比较了两种不同结构热管内凝结液膜的分布,可见,圆型热管内凝结液膜均匀分布,液膜厚度小,液膜蒸发表面积大,蒸汽流通面积大.扁型热管内液膜厚度不均匀,液膜蒸发面积和蒸汽流通面积都比较小,所以传热功率有比较显著的下降.扁型热管的性能可以通过在热管设置吸液芯而得到改善.

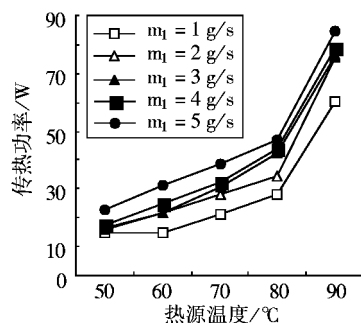


图5 热管传热功率与热源温度关系

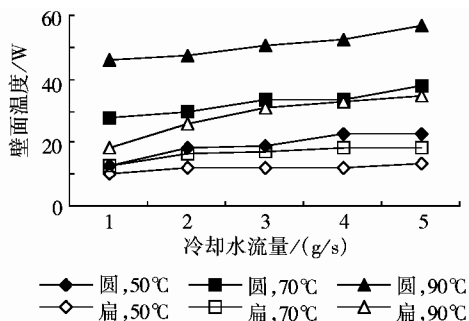


图6 圆型与扁型热管传输功率

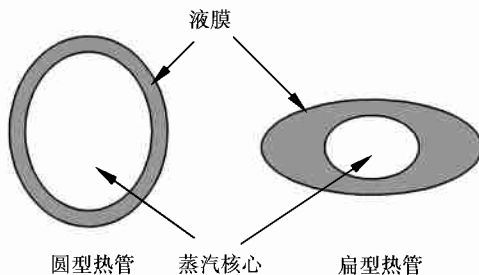


图7 热管凝结液膜分布

## 4 结论

小直径热虹吸管和扁型热虹吸管启动速度快,表面温度均匀,适用于电子元件散热和太阳能工程的应用.不同热源温度下,小空间热虹吸管内汽液两相流动流型有所不同,如出现柱塞状流和条状流,导致

热管壁面温度波动频率和幅度以及热管散热功率不同. 随热源温度升高和冷凝段冷却水流量增大, 热管散热功率增大. 扁型热管内液膜厚度不均匀, 液膜蒸发表面积和蒸汽流通面积小, 扁型热管的传热功率比圆型热管小.

符号表

$C_p$ : 热容/( $\text{w}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ )	$h$ : 换热系数/( $\text{w}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ )	$h_{fg}$ : 汽化潜热/( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$L_t$ : 热管长度/ $\text{m}$
$m$ : 质量/ $\text{kg}$	$p$ : 压力/( $\text{N}/\text{m}^2$ )	$\Delta p$ : 压降/( $\text{N}/\text{m}^2$ )	$Q$ : 传热量/ $\text{W}$
$q$ : 热流/( $\text{w}/\text{m}^2$ )	$R$ : 热管半径/ $\text{m}$	$r$ : 径向坐标/ $\text{m}$	$S$ : 传热面积/ $\text{m}^2$
$T$ : 温度/ $^\circ\text{C}$	$T_\infty$ : 环境温度/ $^\circ\text{C}$	$t$ : 时间/ $\text{s}$	$v$ : 径向速度/( $\text{m}/\text{s}$ )
$W$ : 轴向速度/( $\text{m}/\text{s}$ )	$z$ : 轴向坐标/ $\text{m}$	$\mu$ : 粘度/( $\text{N}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ )	$\nu$ : 运动粘度/( $\text{m}^2/\text{s}$ )
$\rho$ : 密度/( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	$\tau$ : 表面应力/( $\text{N}/\text{m}^2$ )	$\delta$ : 液膜厚度/ $\text{m}$	$\lambda$ : 导热系数/( $\text{w}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$ )
下标: c 冷凝段	e 蒸发段	v 蒸汽	l 凝结液
			sat 饱和状态
			w 壁面
			$\delta$ 界面

[ 参考文献]

[ 1 ] 庄骏,张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2001.

[ 2 ] Gerner F M, Longin J P. Flow limitations in micro heat pipes[A]. proc. 28<sup>th</sup> ASME National Heat Transfer Conf, 1992, San Diego.

[ 3 ] Cao Y, Cao M, Beam J E. Experiments and analyses of flat miniature heat pipes [J]. J of Themophysics and Heat Transfer, 1997, 11: 158~ 164.

[ 4 ] Khrustalev D, Faghri A. Thermal analysis of a micro heat pipe [J]. J of Heat Transfer, 1994, 116: 189~ 198.

[ 5 ] Yoshiaki Sawaki, et. al. A junction block incorporating a micro heat pipe[J]. Funukawa Review, No. 18, 1999, 19~ 26.

[ 6 ] Amir Faghri. Heat Pipe Science and Technology[M]. Taylor & Francis, 1995.

[ 7 ] Schlitt K R, Brennan P J, Kirkpatrick J P. Parametric performance of extruded axial grooved heat pipes from 100<sup>0</sup> to 300<sup>0</sup>K[ J]. A-IAA/ ASME Themophysics and Heat Transfer Conference, July 15~ 17, 1974, Boston, 714~ 724.

[ 8 ] IMURA H, YOSHIDA M, IPPOHSHI S. The visual observation of the flow patterns in two-phase single and double-tube thermosyphons, Advances in Heat Pipe Science and Technology[A]. Proceedings of the 8<sup>th</sup> Intemational Heat Pipe Conference, Sept. 14~ 18, 1992, Beijing, 20~ 25.

[ 9 ] Tong L S, Tong Y S. Boiling heat transfer and two-phase flow[M]. Taylor&Francis, 1997, Second Edition.

Experimental Study on Heat Transfer Performance of  
Miniature Space Thermosiphon Pipe

Zhao Xiaobao, Li Qihe, Wu Yuin

( School of Power Engineering, Nanjing Nomal University, 210042, Nanjing, PRC)

**Abstract:** This paper introduces the experiment on the heat transfer performance of the circle and flat miniature thermosiphon pipes(  $\phi 4\times 0.8, \phi 6\times 0.8, \phi 8\times 1.0\text{ mm}$  ) and analyses the two-phase flow and flow pattern of liquid and vapor in the tubes. Both the tube surface temperature and the heat transfer capacity of the heat pipe have some relations with the two-phase flow and its transform during the heat pipe operating. At higher temperature of the heating source, the flow pattern is a slug flow and the heat transfer power is high. At lower temperature of the heating source, the flow in the tubes is churn flow. The circle miniature heat pipe has higher heat transfer power than the flat miniature heat pipe.

**Key words:** miniature themosiphon pipe, flow patten, radiator, temperature controlling

[ 责任编辑: 刘健]