

平板式小型环路热管的实验研究

陈彬彬, 刘 伟, 刘志春, 杨金国, 李 欢

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘 要: 设计一套蒸发器尺寸为 $74 \text{ mm} (D) \times 14 \text{ mm} (H)$ 的平板式小型环路热管 (mLHP), 工质为甲醇, 冷凝方式采用冰水混合物冷却, 研究其换热性能。实验表明, 该环路热管能够实现重力和无重力辅助启动。倾角为 18° 、充灌率为 60% 时, 热负荷从 20 W 增加到 140 W, 整个环路热管热阻从 $2.58 \text{ }^\circ\text{C/W}$ 减小到 $0.44 \text{ }^\circ\text{C/W}$ 。无重力辅助启动时, mLHP 能够散去 130 W 的热量而壁面温度低于 $80 \text{ }^\circ\text{C}$ 。当热负荷一定, 无重力辅助启动时的蒸发器壁面温度高于重力辅助启动时的壁面温度。在保证系统启动的工质裕量前提下, 减少工质充灌量有利于降低蒸发器壁面温度。mLHP 运行存在低热负荷区和高热负荷区, 在低热负荷区, 蒸发器和补偿腔温度随着热负荷的增加降低; 在高热负荷区, 蒸发器和补偿腔温度随着热负荷的增加升高。

关键词: 环路热管; 平板式蒸发器; 启动; 热阻; 充灌率

中图分类号: TK124 文献标识码: A 文章编号: 1000-4328(2011)04-0953-06

DOI: 10.3873/j.issn.1000-4328.2011.04.036

Experimental Study on Miniature Loop Heat Pipe with Flat-Plate Evaporator

CHEN Bin-bin, LIU wei, LIU Zhi-chun, YANG Jin-guo, LI Huan

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

Abstract: A miniature Loop Heat Pipe (mLHP) with flat disk shaped evaporator with dimension of 74 mm in diameter and 14 mm thick is designed to study its performance of heat dissipation. Its working fluid is methyl alcohol and the condensation type is ice water cooling. The study indicates that this mLHP has high performance of heat dissipation, an could start up with and without gravity assistance. Given that the tilt angle is 18° and the liquid charge ratio is 60%, the thermal resistance of the whole heat pipe lies between $2.58 \text{ }^\circ\text{C/W}$ and $0.44 \text{ }^\circ\text{C/W}$ for heat loads in the range of 20 W to 140 W. The mLHP is able to transfer a heat load of 130 W without gravity assistance while the temperature of the evaporator wall is below $80 \text{ }^\circ\text{C}$. At constant heat load, the temperature of evaporator wall without gravity assistance is higher than that with gravity assistance. Under the precondition of leaving enough working fluid to keep the system to start up successfully, reducing the liquid inventory of mLHP conduces to lowering the temperature of the evaporator wall. There are two regions of low heat loads and high heat loads when the mLHP operates properly. In the region of low heat loads, the temperatures of the evaporator and the compensation chamber fall with the augment of heat loads, and the trend is opposite in the region of high heat loads.

Key words: Loop heat pipe; Flat plate evaporator; Start up; Thermal resistance; Liquid charge ratio

符号说明

D —— 直径, mm

H —— 高度, mm

m —— 回流量, kg

下脚标

air —— 环境

cond - in —— 冷凝器进口

收稿日期: 2010-07-29; 修回日期: 2010-11-05

基金项目: 国家自然科学基金(50876035, 50906026); 中国博士点学科新进教师博士点基金(20070487093)

Q ——热负荷, W
 R ——热阻, $^{\circ}\text{C}/\text{W}$
 T ——温度, $^{\circ}\text{C}$
 q ——热流密度, W/cm^2
 α ——充灌率, %
 θ ——倾角, $^{\circ}$
 leak ——蒸发器向补偿腔的漏热

cond - out ——冷凝器出口
 cond - wall ——冷凝器壁面
 comp - wall ——补偿腔壁面
 evap - in ——蒸发器进口
 evap - out ——蒸发器出口
 evap - wall ——蒸发器与热源接触面
 subcool ——过冷量

0 引言

环路热管(Loop Heat Pipe, LHP)是一种利用工质在多孔毛细芯内蒸发而在冷凝器内冷凝两相循环来传递热量的新型高效传热装置。与传统传热元件相比,环路热管具有无需外加动力、传热性能高、传热热阻低、传输距离长以及安装灵活方便等优点,可广泛应用于卫星、航天器热控以及高热流电子元件冷却领域,应用前景极为广泛。平板式小型环路热管(miniature Loop Heat Pipe, mLHP)是在传统的圆柱式 LHP 工作原理基础上,将蒸发器设计成平板式,以有利于与发热元件贴合。因此,平板式 mLHP 可以与发热器件接触更好,增大有效接触面积,降低 mLHP 的传热热阻。同时,平板式 mLHP 蒸发器内的温度梯度和工质的流动速度夹角较小,场协同性好。从场协同角度看,平板式 mLHP 比传统圆柱式 LHP 更加具有优势^[1]。

为研究平板式小型环路热管特性,众多学者对其进行了广泛的实验研究。获得了平板式 mLHP 的启动特性、控温性能、稳态工作以及功率循环特性^[2-4],也研究了毛细芯结构、充灌率以及重力高度等对其运行性能的影响^[5-8]。在高热流电子器件散热和低温温控方面,平板式 mLHP 具有较优的传热能力^[9-11]。但是,由于平板式蒸发器独特的结构,其通过侧壁和毛细芯的热量比圆柱式大^[8]。其无重力辅助姿态下启动更加困难,壁面温度更高。本文改进蒸发器结构,减弱侧壁导热和背向导热效应,研究其在重力和无重力辅助姿态下的启动和运行特性。

1 实验设计

平板式 LHP 系统由蒸发器、补偿腔、冷凝器、蒸汽管道和液体管道五部分组成,如图 1 所示。蒸发器是整个系统的核心部件,蒸发器结构好坏直接决定系统传热性能的优劣^[12],本文设计的蒸发器结构

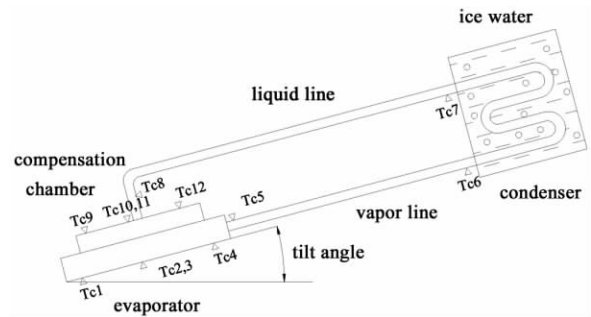


图 1 mLHP 系统简图

Fig. 1 Schematic diagram of mLHP

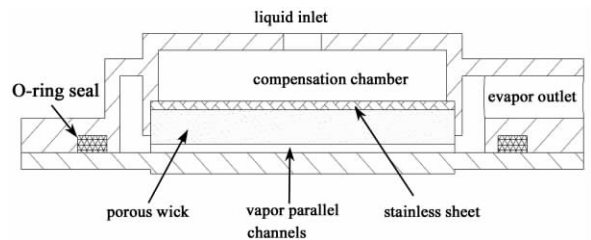


图 2 蒸发器简图

Fig. 2 Schematic diagram of evaporator

如图 2 所示。为减小侧壁导热效应,蒸发器壁厚都设计为 2mm,并采用导热系数较低的黄铜材料制作而成。冷凝器采用冰水混合冷却,冷凝温度 0°C 。蒸发器与冷凝器有效传输距离 30 cm,实现长距离热量传输。多孔毛细芯由 630 目不锈钢丝网线切割加工而成,空隙率可达 60.2%。毛细芯厚度 4 mm,可有效减弱背向导热效应。实验工质为甲醇(纯度 99.5%),在压力降到 7.8×10^{-4} Pa 时进行充灌。工质充灌率定义为 $\alpha = V_i/V_{\text{total}}$, V_i 为充灌量,即充入工质的体积, V_{total} 为整个 LHP 系统的空腔体积,包括蒸发器、补偿腔、毛细芯空隙、蒸汽管道、冷凝器和液体管道。测量系统采用 T 型热电偶布置温度测点,热电偶标定后的误差为 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$,各测点布置位置如图 1 所示。热电偶 Tc1 ~ Tc4 测量蒸发器壁面

温度, Tc5 测量蒸发器出口温度, Tc6 测量冷凝器进口温度, Tc7 测量冷凝器出口温度, Tc8 测量蒸发器进口温度, Tc9 ~ Tc12 测量补偿腔温度。实验中由 3 根 90W 的加热棒安装在直径为 40 mm 的紫铜块上作为模拟热源, 通过调节电压来改变加热棒的功率, 实现不同热负荷的模拟。热源外层包裹 10 mm 厚导热系数为 0.012 W/(m·K) 的纳米绝热材料, 外层用锡箔纸包裹, 减少热损失。

2 实验结果和讨论

2.1 热阻

根据环路热管的原理, mLHP 的热阻定义为:

$$R_{mLHP} = (T_{evap} - T_{cond}) / Q \quad (1)$$

其中, Q 为热负荷; T_{evap} 是蒸发器加热壁面的平均温度; T_{cond} 是冷凝器平均温度, 包括冷凝器的进口温度 $T_{cond-in}$ 、壁面温度 $T_{cond-wall}$ 和出口温度 $T_{cond-out}$ 。

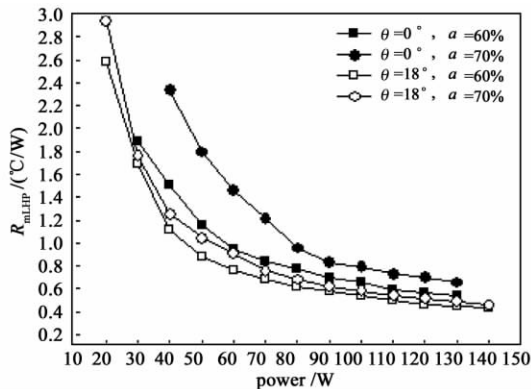


图 3 R_{mLHP} 热阻

Fig. 3 Thermal resistance of mLHP

图 3 是 mLHP 系统的热阻与热负荷的关系。从图示可以看出, 倾角为 18° 的环路热管热阻低于倾角为 0° 的热阻, 而充灌率为 60% 的环路热管热阻低于充灌率为 70% 的热阻。故在整个环路热管实验中, 充灌率为 60%, 倾角为 18° 的环路热管热阻最低。当热负荷从 20 W 增加到 140 W 时, 整个环路热管热阻从 2.58 °C/W 减小到 0.44 °C/W。在热流密度为 11.1 W/cm² 时, mLHP 热阻达到最小值 0.44 °C/W。

2.2 启动特性

平板式 mLHP 的关键特性之一是启动特性, 该特性是评定环路热管可靠性和稳定性等性能优劣的重要依据。影响 LHP 启动的因素包括: 补偿腔和蒸发器的结构、蒸发器内液体的初始位置和启动时的

系统瞬时状态^[13]。同时, 充灌率和重力对平板式 mLHP 的启动都有很大的影响。

2.2.1 充灌率对启动的影响

在平板式 LHP 实验中, 影响系统启动的一个重要因素是充灌率^[5]。加载热负荷时, 必须保证一定充灌量使毛细芯浸润, 在毛细芯内形成汽液界面, 提供足够的毛细力而使系统启动成功。当充灌率较低时, 外加热负荷容易使毛细芯蒸干而失效, 启动失败。

图 4 是 50% 充灌率下因为缺液而使系统启动失败的实验图示。热负荷加载后, 蒸发器和补偿腔温度上升, 当温度达到系统压力所对应的饱和温度时, 工质在蒸汽槽和毛细芯接触面上汽化。而蒸发器进口温度突然上升时, 毛细芯内液体蒸干, 毛细芯失效。最终蒸发器和补偿腔温度不断升高, 启动失败。

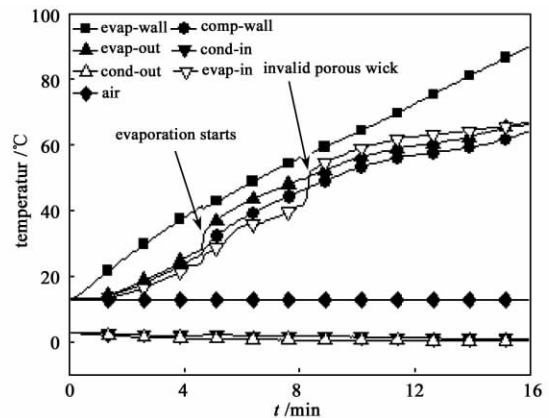


图 4 $\alpha = 50\%$, $Q = 40$ W 时, mLHP 启动失败

Fig. 4 Start-up failure of mLHP at $\alpha = 50\%$, $Q = 40$ W

较高的充灌率能够保证补偿腔内有足够的液体提供给毛细芯, 避免蒸干失效。但是高充灌率将导致 LHP 系统压力上升, 工质汽化温度提高, 不利于高热流密度电子器件的散热。而且, 在低热负荷下启动过程中, mLHP 会出现温度波动甚至启动失败, 如图 5 所示。温度波动是工质充灌量、系统倾角、加热负荷、系统结构、回流液过冷度以及工质特性等共同作用的结果^[14]。

随着充灌率的增加, 系统相变空间减小, 相变产生较少的蒸汽就可以达到系统启动的压力。蒸汽通过蒸汽管道进入到冷凝器, 冷凝器进口温度升高; 液体管道内液体流进蒸发器, 蒸发器进口温度降低。由于热负荷较低, 工质在蒸发器中的蒸发速率小于在冷凝器中的冷凝速率, 系统压力迅速降低, 蒸汽不再进入冷凝器。故冷凝器进口温度降低, 蒸发器进口温度升高。当蒸汽在蒸发器内聚集再一次达到启

动压力时,蒸汽进入冷凝器,如此循环。其表现就是蒸发器温度(包括壁面温度和进出口温度)和冷凝器进口温度不断发生锯齿形波动,如图 5 所示。究其原因是工质在冷凝器内的冷凝速率和在蒸发器内的蒸发速率不一致。较大的充灌率蒸发空间更小,更容易产生这种现象。加大热负荷可以增加蒸发器内工质的蒸发速率,抑制这种温度波动现象,这在实验中得到了证实。

在相同热负荷情况下,增大充灌率,系统运行压力增大,mLHP 工作温度升高。在外加热负荷为 60 W 时,70% 充灌率的蒸发器壁面温度要比 60% 充灌率的高约 7.2℃(重力辅助姿态)或者 27.5℃(无重力辅助姿态),如表 1 所示。故在蒸发器内留有保证系统启动的工质裕量前提下,减少 LHP 系统工质充灌量,

降低系统压力,有利于降低蒸发器壁面温度。

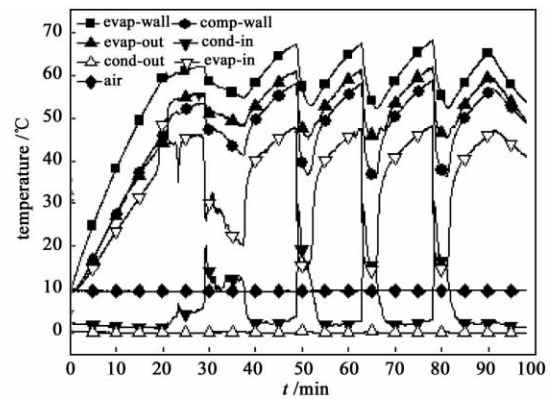


图 5 $\alpha = 70\%$, $Q = 20$ W 时, mLHP 运行出现波动现象
Fig. 5 The oscillation phenomenon of operating mLHP at $\alpha = 70\%$, $Q = 20$ W

表 1 60 W 不同倾角 θ 的启动对比

Table 1 The start-up contrast at different tilt angles, $Q = 60$ W

α /%	θ / (°)	Time / min	$T_{\text{evap-wall}}$ / °C	$T_{\text{comp-wall}}$ / °C	$T_{\text{evap-out}}$ / °C	$T_{\text{evap-in}}$ / °C
60	0	11.0	64.20	47.16	52.05	23.84
60	18	7.4	52.66	32.39	40.53	10.86
70	0	11.3	91.71	72.43	77.43	46.50
70	18	8.3	59.84	35.17	46.95	11.66

2.2.2 重力对启动的影响

重力辅助启动是指冷凝器部分高于蒸发器,重力成为驱动工质循环的动力,辅助整个 LHP 系统启动。本实验中,mLHP 实验装置与地面成 18°,冷凝器部分比蒸发器高约 9.3 cm,如图 1 所示。在无重力条件下,毛细抽力和相变驱动力是系统启动的主要动力^[15]。为了克服系统阻力,必须提高初始系统蒸汽压,增加毛细抽力和相变驱动力,使系统启动。表 1 是热负荷为 60 W,60% 和 70% 不同充灌率下,无重力和重力辅助启动实验的对比。比较可以看出,在无重力辅助启动工况下,系统启动时间增长,0°倾角下蒸发器壁面温度和补偿腔温度都要比 18°倾角情况下高,60% 充灌率时约为 12℃,70% 充灌率时约为 30℃。

2.3 运行特性

2.3.1 重力辅助运行特性

图 6 是在重力辅助姿态下,60% 和 70% 两种充灌率的 mLHP 系统各测点温度随热负荷的关系。当充灌率为 60%,壁面温度低于 70℃时,环路热管 mLHP 能够传输的最大热负荷达到 140 W(热流密度 11.1 W/cm²)。热负荷为 40 W 左右时,壁面温度达到最低值 49℃。充灌率增加到 70% 后,mLHP

传输热负荷为 140 W 时壁面温度为 77℃。当热负荷为 40 W 左右时,壁面温度达到最低值 55℃。mLHP 的工作范围可分为两个区域,低热负荷区和高热负荷区。在低热负荷区,随着热负荷的增加,蒸发器温度和补偿腔温度降低;在高热负荷区,随着热负荷的增加,蒸发器温度和补偿腔温度升高。冷凝器进口温度随着热负荷增加而增大,在低热负荷区的斜率大于高热负荷区的斜率。

本实验中,冷凝器温度(0℃)低于环境温度(10℃)。在低热负荷区,工质流速较低。工质通过液体管道时,温度升高到环境温度。在整个补偿腔能量平衡中,忽略补偿腔与环境之间的换热,则

$$Q_{\text{leak}} = Q_{\text{subcool}} \quad (2)$$

$$Q_{\text{subcool}} = mC_p \Delta T = mC_p (T_{\text{comp}} - T_{\text{evap-in}}) \quad (3)$$

式中, Q_{leak} 为蒸发器通过毛细芯和侧壁向补偿腔的漏热, Q_{subcool} 为回流液的过冷量, ΔT 为回流液过冷度, m 为回流量。当热负荷增加时,工质流量增大,流速增加,工质沿着液体管道温升减小,回流液过冷度增大。此时回流液过冷量大于漏热量,补偿腔温度降低,并满足(2)式。补偿腔温度下降趋势一直持续到回流液温升降为最低,回流液过冷量增量等于漏热量增量,补偿腔温度降为最低。在高热负荷

区,漏热量随着热负荷增加而增大。而回流液流速较大,冷凝器无法使工质完全过冷,并且回流液温升降为最低,过冷度不再增加。虽然回流量继续增加,但是回流液过冷量已无法全部抵消蒸发器向补偿腔的漏热量,补偿腔温度升高。补偿腔温度控制蒸汽温度^[13],故蒸发器壁面温度的变化趋势与补偿腔温度一样。

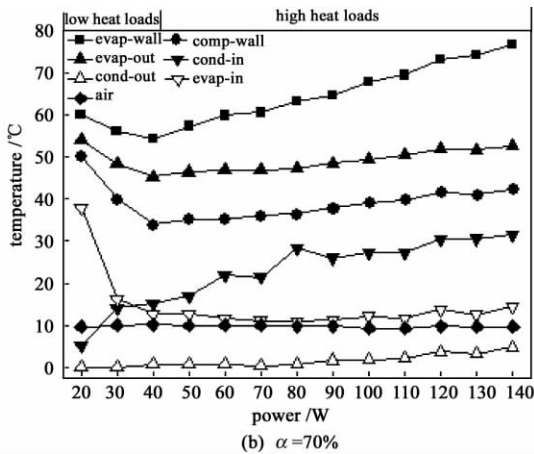
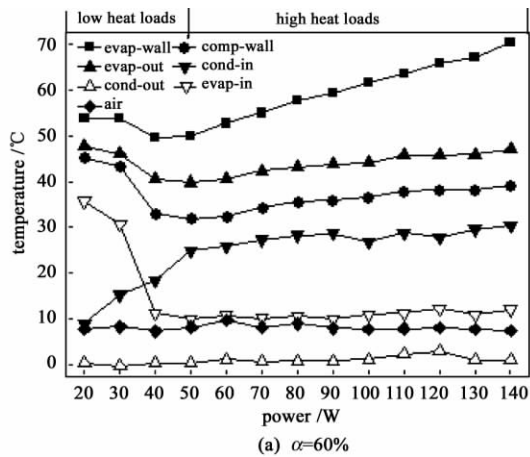


图 6 $\theta = 18^\circ$,不同热负荷 Q 下 mLHP 各测点温度
Fig. 6 The temperatures of thermocouples at different heat loads, $\theta = 18^\circ$

在蒸汽管道侧,环境温度低于蒸汽温度,蒸汽在蒸汽管道开始冷却。当热负荷增加时,工质循环流量增加,蒸汽从蒸发器出口冷却到冷凝器进口时温差减小,故在低热负荷区冷凝器进口温度迅速上升。而在高热负荷区,流量大大增加,环境周壁对蒸汽管道冷却效果不再明显,冷凝器进口温度上升缓慢。

2.3.2 无重力辅助运行特性

图 7 是在无重力姿态下,60% 和 70% 两种充灌率的 mLHP 系统各测点温度随热负荷的关系。充灌率为 60%,蒸发器壁面温度低于 80 °C 时,mLHP 系

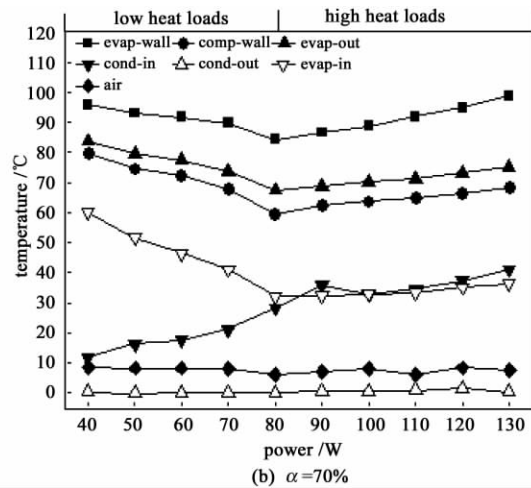
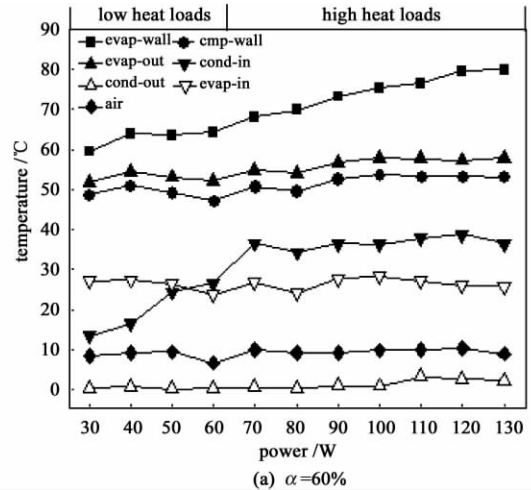


图 7 $\theta = 0^\circ$,不同热负荷 Q 下 mLHP 各测点温度
Fig. 7 The temperatures of thermocouples at different heat loads, $\theta = 0^\circ$

统能够传输的最大热负荷达到 130 W(热流密度 10.4 W/cm^2),如图 7(a) 所示。而当充灌率为 70% 时,蒸发器壁面温度都比 60% 充灌率下的要高,当热负荷为 130 W 时蒸发器壁面温度为 98 °C,如图 7(b) 所示。补偿腔和蒸发器温度变化趋势与重力辅助姿态下一样。但在充灌率为 60% 的低热负荷区,补偿腔温度随着热负荷增加而减小的趋势较小。主要是因为无重力姿态下系统工作温度较高,加剧了蒸发器侧壁导热和背向导热效应。回流液过冷量的增加对整个补偿腔能量平衡影响较小,补偿腔温度和蒸发器壁面温度下降并不明显。而充灌率增加为 70% 后,补偿腔温度较高,则回流液过冷度比 60% 充灌率下大,对补偿腔温度影响程度增大。虽然蒸发器向补偿腔的漏热更加厉害,但较少流量的增量也能引起较大过冷量的增加。因此,在充灌率为

70% 的低热负荷区,随着热负荷的增加,回流液的过冷量大于蒸发器向补偿腔的漏热量,补偿腔温度和蒸发器温度降低。

3 结 论

本文通过研究金属丝网毛细芯的平板式小型铜-甲醇 LHP 系统的实验,得出结论如下:

(1) 倾角为 18° 的环路热管热阻低于倾角为 0° 的热阻,充灌率为 60% 的环路热管热阻低于充灌率为 70% 的热阻。倾角为 18° ,充灌率为 60% 时,热负荷从 20 W 增加到 140 W,整个环路热管热阻从 $2.58^\circ\text{C}/\text{W}$ 减小到 $0.44^\circ\text{C}/\text{W}$ 。

(2) 工质充灌率较低容易导致系统缺液启动失败。工质充灌率较高时系统运行温度较高,并且在低热负荷下启动过程中会出现温度波动甚至启动失败。在留有保证系统启动的工质裕量前提下,减少 LHP 系统工质充灌量,有利于降低蒸发器壁面温度。本实验 LHP 系统最佳充灌率在 60% 左右。

(3) 系统工作存在两个区域,低热负荷区和高热负荷区。在低热负荷区,随着热负荷的增加,补偿腔温度和蒸发器温度降低;在高热负荷区,随着热负荷的增加,补偿腔温度和蒸发器温度升高。

(4) 在无重力条件下,毛细抽力和相变驱动力是系统启动的主要动力。蒸发器温度和补偿腔温度要比重力辅助姿态下的温度高。当壁面温度低于 80°C 时,环路热管 mLHP 能够传输的最大热流密度达到 $10.4\text{ W}/\text{cm}^2$ 。

参 考 文 献

- [1] Liu Z C, Liu W, Nakayama A. Flow and heat transfer analysis in porous wick of CPL evaporator based on field synergy principle [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2007, 43: 1273 - 1281.
- [2] Li J, Wang D M, Peterson G P. Experimental studies on a high performance compact loop heat pipe with a square flat at evaporator [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30: 741 - 752.
- [3] 周海迎. 平板式环路热管实验研究 [D]. 南京: 南京理工大学硕士论文, 2006, 6. [Zhou Hai-ying. The experimental investigation of LHP with a flat evaporator [D]. Nanjing: Master Thesis of Nanjing University of Science and Technology, 2006, 6.]
- [4] Joung W, Yu T, Lee J. Experimental study on the operating characteristics of a flat bifacial evaporator loop heat pipe [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53: 276 - 285.
- [5] Singh R, Akbarzadeh A, Mochizuki M. Operational characteristics

- of a miniature loop heat pipe with flat evaporator [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2008, 47 (11): 1504 - 1515.
- [6] 李金旺, 邹勇, 程林. 环路热管, 毛细芯热物性实验研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2010, 30 (17): 57 - 61. [Li Jin-wang, Zou Yong, Cheng Lin. Experimental study on thermo physical properties of capillary wicks for loop heat pipe [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2010, 30 (17): 57 - 61.]
- [7] 盖东兴, 刘志春, 刘伟, 等. 重力辅助平板型环路热管实验研究 [J]. *热能动力工程*, 2010, 25 (2): 196 - 201. [Gai Dong-xin, Liu Zhi-chun, Liu Wei, et al. Experimental study of a gravity-assisted plate type of loop heat pipe [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2010, 25 (2): 196 - 201.]
- [8] 盖东兴, 刘志春, 刘伟, 等. 平板型环路热管温度波动现象研究 [J]. *热科学与技术*, 2009, 8 (3): 220 - 225. [Gai Dong-xin, Liu Zhi-chun, Liu Wei, et al. Investigation of temperature oscillation in miniature loop heat pipe with flat evaporator [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*. 2009, 8 (3): 220 - 225.]
- [9] Yun J S, Cennamo J, Kang S, et al. Flat plate evaporator for electronic cooling [C]. 6th International Energy Conversion Engineering Conference. 2008, Cleveland, Ohio.
- [10] Boukhanouf R, Haddad A, North M T, et al. Experimental investigation of a flat plate heat pipe performance using IR thermal imaging camera [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26: 2148 - 2156.
- [11] 李强, 马路, 宣益民. 低温环路热管 (CLHP) 的实验研究 [J]. *工程热物理学报*, 2010, 31 (1): 120 - 123. [Li Qiang, Ma Lu, Xuan Yi-min. Experimental investigation of cryogenic loop heat pipe [J]. *Journal of Engineering Thermalphysics*, 2010, 31 (1): 120 - 123.]
- [12] Maydanik Y F. Loop heat pipes [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25 (5 - 6): 635 - 657.
- [13] Ku J. Operating characteristics of loop heat pipes [C]. Society of Automotive Engineers, Paper No. 1999 - 01 - 2007, 1999.
- [14] 盖东兴, 刘志春, 刘伟, 等. 平板型小型环路热管的温度波动特性 [J]. *化工学报*, 2009, 60 (6): 1390 - 1397. [Gai Dong-xin, Liu Zhi-chun, Liu Wei, et al. Characteristics of temperature oscillation in miniature loop heat pipe with flat evaporator [J]. *The Chemical Industry and Engineering Society of China*, 2009, 60 (6): 1390 - 1397.]
- [15] 刘伟, 刘志春, 杨昆, 等. 毛细芯热管的相变驱动机制与模型 [J]. *科学通报*, 2009, 54 (13): 1932 - 1936. [Liu Wei, Liu Zhi-chun, Yang Kun, et al. Phase change driving mechanism and modeling for heat pipe with porous wick [J]. *Chinese Science Bulletin*, 2009, 54 (13): 1932 - 1936.]

作者简介: 陈彬彬 (1986 -), 男, 博士生, 主要研究航天器热控技术, 高热流密度电子器件散热技术。
通信地址: 湖北武汉华中科技大学能源学院动力楼 421 室 (430074)
电话: (027) 87542618
E-mail: chenbin_hust@smail.hust.edu.cn

(编辑: 沃云峰)