

泵辅助毛细相变回路的性能研究

江 驰 王恒超 李佳玉 刘志春 杨金国 刘伟

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘 要 为解决环路热管运行温度波动和传输距离有限的问题, 设计一套泵辅助毛细相变回路。实验测试表明, 在设计传输距离为 2 m, 测试热负荷 10~140 W, 对应热流密度 1~13.8 W/cm² 时, 系统运行平稳, 未出现温度波动。根据蒸发器出口蒸气是否过热, 将系统运行特性曲线划分为两个区间, 在蒸气过热段, 加热面温升较快。蒸发器受热面等温性较好, 在实验热负荷范围, 加热面测点间最大温差小于 1.5°C。随热负荷的增大, 蒸发器热阻呈先减小后增大的变化趋势。

关键词 泵辅助; 相变; 两种工作模式; 双孔径毛细芯; 等温

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2015)09-1975-05

Performance Evaluation of Pump-Assisted Capillary Phase Change Loop

JIANG Chi WANG Heng-Chao LI Jia-Yu LIU Zhi-Chun YANG Jin-Guo LIU Wei

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

Abstract A pump-assisted capillary phase change loop was designed to solve the problems of temperature oscillation and limited heat transfer distance in loop heat pipe. The test results indicated that no temperature oscillation was observed with the heat load ranging from 10~140 W (heat flux of 1~13.8 W/cm²) for a heat transfer distance of 2 m. According to the vapor at the evaporator outlet being in the superheated state or not being in the superheated state, the steady-state operation characteristics of the pump-assisted capillary phase change loop can be divided into two different modes. When the heat load lies in the superheated section, the heater surface temperature increases notably. The evaporator exhibits high temperature uniformity. In the test heat load range, the maximum temperature difference on the heater surface is lower than 1.5°C. As the heat load increases, the thermal resistance of the evaporator decreases firstly and then increases.

Key words pump-assisted; phase change; two modes; biporous wick; isothermality

0 引 言

随着电子器件性能的快速的发展, 器件单位面积的功耗不断增大, 对电子器件的散热提出了更加苛刻的要求。由于单相换热能力的限制, 两相冷却技术受到了广泛的关注和研究。环路热管 (Loop Heat Pipe, LHP) 作为一种两相散热装置, 具有换热效率高、换热热阻低等特点^[1], 目前广泛运用于卫星、航天器热控等领域。但是, 由于 LHP 系统内气液界面的波动, 特别是补偿腔内的气液两相不稳定易导致系统运行温度波动甚至失稳^[2,3], 影响系统性能。同时, LHP 小型化后, 其传热能力和传输距离大为降低, 文献[4]制作的 LHP 传输系统仅为 150 mm, 无法满足空间长距离散热需求。

为解决 LHP 运行温度波动和传输距离有限的问题, 本文设计一套泵辅助毛细相变回路, 系统利用微泵辅助驱动工质循环, 带走蒸发器向补偿腔的漏热, 消除补偿腔内气液两相, 提高系统运行稳定性。同时, 微泵驱动液体管路内工质循环, 确保毛细芯的供液, 极大的提高系统的传输距离。系统主要以工质相变传递热量, 蒸发器内毛细芯有效分隔液体和蒸气流动, 避免因两相流带来的压损, 降低微泵的功耗。文献[5,6]针对泵辅助毛细相变回路的性能进行实验验证, 并考察系统分压、流动速度、热负荷和冷媒温度对系统运行的影响。本文通过搭建泵辅助毛细相变回路, 从启动和变负荷运行对系统性能进

收稿日期: 2015-02-10; 修订日期: 2015-08-17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No.51276071)

作者简介: 江 驰 (1990-), 男, 博士研究生, 主要从事电子器件散热和热控技术研究。 通信作者: 杨金国, 高级工程师, E-mail: jgyang@hust.edu.cn

进行测试。

1 实验设计

泵辅助毛细相变回路由蒸发器、冷凝器、引射器、储液器、微泵、液体管路和蒸气管路组成，如图 1 所示。蒸发器设计为平板式，方便与散热单元贴合。蒸发器选用紫铜材料制作，有效受热面直径为 36 mm，蒸发器壁厚 1.5 mm。补偿腔侧壁设计有液体进出口，液体进出流动带走蒸发器向补偿腔的漏热，消除补偿腔内可能产生的气泡。另外，补偿腔内液体补充蒸发所需工质，产生的蒸气经蒸气槽道汇聚在蒸气腔。蒸气腔的作用是确保蒸气连续稳定的进入蒸气管路。毛细芯采用镍粉烧结成的双孔径毛细芯，毛细芯厚度 3.2 mm，孔隙率为 70%。冷凝器选用套管式换热器，本系统设计两套冷凝器，分别对补偿腔出口和蒸气出口工质进行冷凝，在空间散热时，冷凝器可加工为一体化的辐射散热器。储液器储存系统内多余运行工质，储液器上设计有工质充灌口。系统管路选用内径 4 mm 的紫铜管，蒸气管路长度 2 m，即系统传输距离为 2 m。实验工质选用甲醇，其纯度为 99.5%。

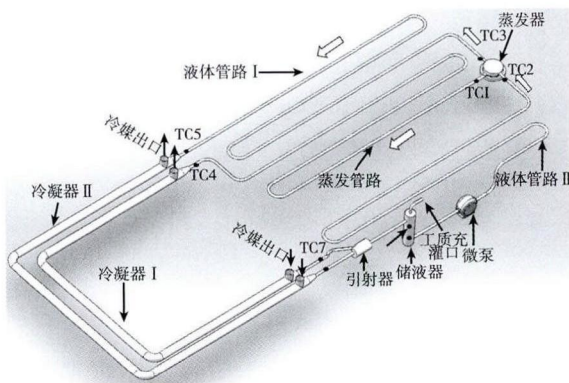


图 1 系统结构示意图

Fig. 1 Schematic of the pump-assisted capillary phase change loop

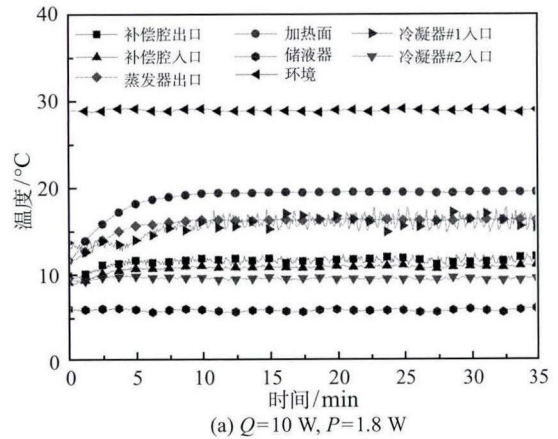
实验时选用直径 36 mm 的紫铜块作为模拟热源，四根 100 W 的加热棒从底部插入紫铜块，通过调节电压改变加热棒的功率，实现不同热负荷的模拟。微泵的输入功率通过功率表进行测量，通电待机时电机功耗 1 W。温度测量主要选用 T 型热电偶，热电偶测温误差 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ ，系统关键位置测点布置如图 1 所示。加热面测温选用 K 型铠装热电偶，通过在加热块侧壁开孔焊接固定热电偶，开孔位置距离加热表面高度为 2 mm。系统管路和套管冷凝器均包裹保温材料，减小与环境间的散热。热源外侧包裹

10 mm 厚导热系数为 $0.012 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的纳米超效绝热材料，减小热源的散热损失。实验中，环境温度在 28°C 左右。

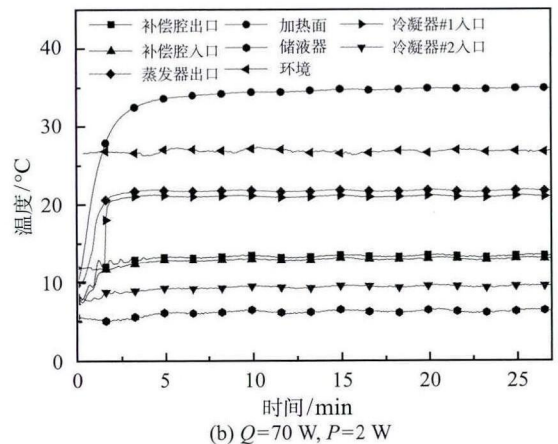
2 实验结果与讨论

2.1 启动测试

启动运行特性是评估泵辅助毛细相变回路可靠性的一个重要方面。系统启动运行过程包括微泵启动阶段和热负荷加载阶段。热负荷加载前，微泵驱动储液器内工质循环，确保毛细芯的液体浸润。图 2 所示为系统在不同热负荷下的启动过程，其中冷媒温度为 0°C 。蒸发器出口和冷凝器#1 入口温差是判断蒸气腔及蒸气管路工质状态的依据。小热负荷时，微泵驱动液体经毛细芯渗透到达蒸气腔，湮灭产生的蒸气 [5]，此时蒸气腔及蒸气管路内流动工质为液态。如图 2(a) 所示，热负荷 $Q = 10 \text{ W}$ 时，冷凝器#1 入口温度小幅波动。由于液体沿蒸气管路流速较小，且低于环境温度，沿程流动中液体吸热温度上升，在冷凝器背向导热影响下，冷凝器入口温度出现小幅波动。如图 2(b)，随着热负荷上升，毛细芯表面建立稳定的气液弯液面，产生的蒸气迅速到达冷凝器冷凝，冷凝器#1 入口温度阶跃上升，并与蒸发器出口



(a) $Q=10 \text{ W}, P=1.8 \text{ W}$



(b) $Q=70 \text{ W}, P=2 \text{ W}$

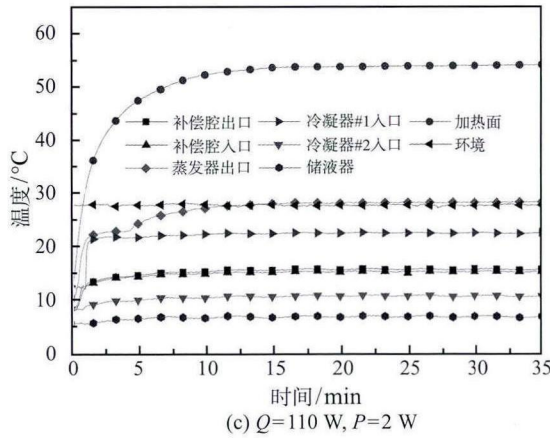


图 2 $T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$, 不同热负荷系统的启动过程
Fig. 2 Start-up of the loop under different heat loads, $T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$

温度保持一致。图 2(c) 热负荷 $Q = 110\text{ W}$ (热流 10.8 W/cm^2) 时, 系统启动约 5 min 后, 蒸发器出口蒸气开始过热, 系统逐渐建立热平衡, 最终加热面温度恒定在 54.3°C 。

从图 2 中可以看出, 系统热响应迅速, 整个启动过程在 4~7 min。系统启动过程较为平稳, 加热面未出现明显的温度波动。本系统实验测试表明, 在整个测试热负荷 10~140 W 范围, 对应热流密度 $1\sim 13.8\text{ W/cm}^2$, 系统启动过程均未出现明显的温度波动。

2.2 运行特性

图 3 所示在不同的微泵输入功率下, 泵辅助毛细相变回路主要测点温度随热负荷的变化关系, 图中各点温度均对应该热负荷工况下的运行稳定值。

与平板式环路热管运行存在可变热导区和固定热导区 [7] 类似, 泵辅助毛细相变回路的运行特性曲线也存在相同的两个区间。在图 3(a) 中, 当热负荷低于 70 W 时, 对应图中区间 I, 蒸发器出口温度和冷凝器#1 入口温度基本不随热负荷的变化而变化。系统在此区间运行时, 热量主要通过工质相变带走, 随着热负荷上升, 工质蒸发量不断加大, 并迅速进入冷凝器#1 冷凝, 蒸发器出口温度和冷凝器#1 入口温度保持一致。进入高热负荷区间 II, 即热负荷高于 70 W 时, 随着热负荷的进一步上升, 蒸发器出口蒸气逐渐过热。在冷凝器入口, 受冷凝器背向导热的影响, 过热蒸气释放显热温度降低。因此, 在蒸气过热段, 蒸发器出口温度和冷凝器#1 入口温差随热负荷上升逐渐增大。此时, 蒸发器换热能力下降, 加热面温升较快。

不同微泵输入功率时, 系统运行特性曲线变化规律相同。但是, 随着微泵输入功率的增大, 区间 I 和 II 的分界点逐渐向高热负荷方向移动, 分别对应

于图 3(a) 中 70 W 和图 3(b) 中 90 W。其原因是: 微泵输入功率的增加, 液体管路内工质流速加快, 毛细芯的供液更加充足, 提供蒸发的工质更多, 因而相变能带走的热量更多。另一方面, 液体管路内工质流动加快, 补偿腔侧对流换热能力增强, 侧壁导热更加显著, 即热量通过显热带走的部分更大。因此, 两方面的共同作用导致蒸气过热点逐渐向高热负荷方向推移。

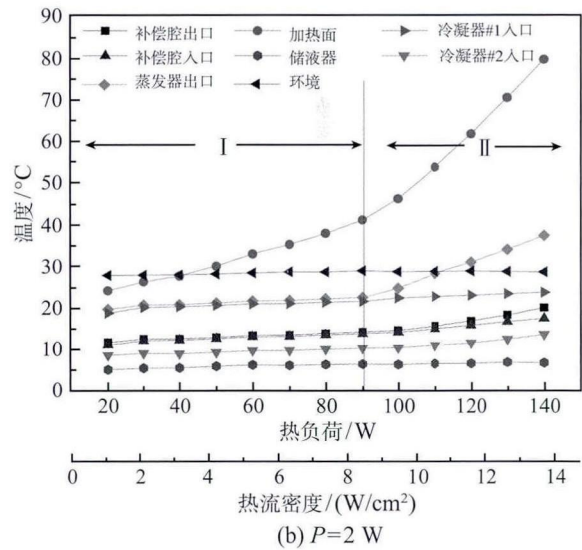
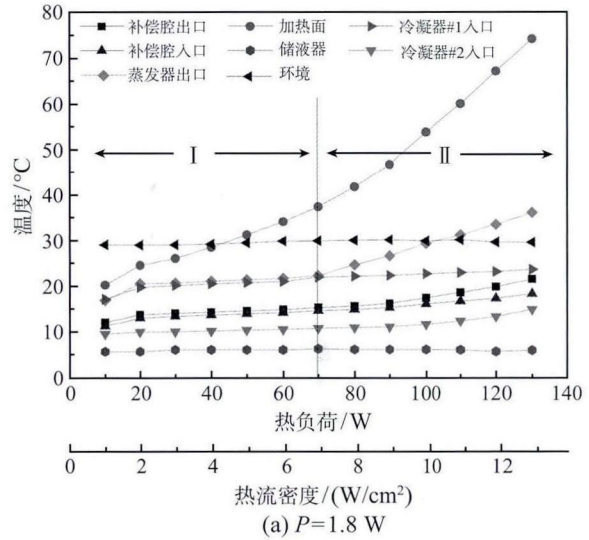


图 3 $T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$, 不同微泵输入功率时系统运行特性
Fig. 3 Operation characteristics of the loop under different pumping power ($T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$)

加热面温度均一性也是衡量系统性能的一个重要方面。图 4 所示在微泵输入功率为 2 W 时, 加热面四个测点温度与加热面平均温度的差值随热负荷的变化情况。随着热负荷的上升, 测点间温差呈先上升后下降变化趋势, 当热负荷 $Q = 100\text{ W}$ 时, 测

点间最大温差小于 1.5°C。由此可见, 蒸发器表面具有较好的温度均匀性。

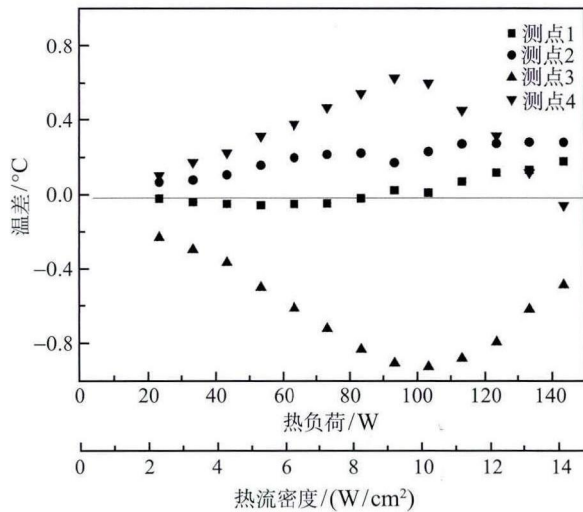


图 4 加热面测点温差随热负荷变化 ($P = 2 \text{ W}$, $T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$)
Fig. 4 Temperature difference on heater surface ($P = 2 \text{ W}$, $T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$)

2.3 变负荷运行特性

图 5 所示在微泵输入功率 1.8 W, 冷媒温度 0°C 时, 系统的变热负荷运行曲线。系统以热负荷 $Q = 100 \text{ W}$ 开始启动, 运行稳定后随机改变热负荷大小, 测试系统响应工况变化的能力。从图中可以看出, 在整个测试工况范围, 系统运行稳定, 各点均未出现明显的温度波动。随着热负荷的改变, 蒸发器出口工质状态能自动根据热负荷的大小进行改变, 系统也能较迅速的作出反应并达到稳定状态。

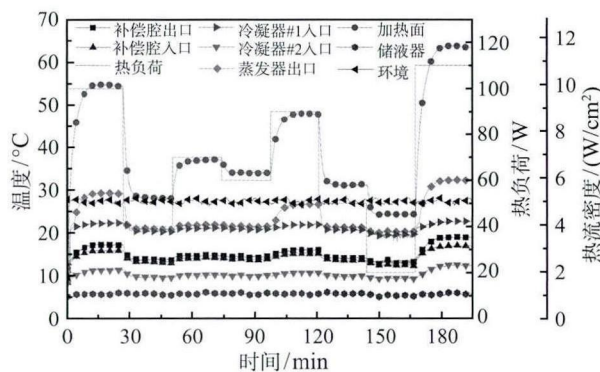


图 5 泵辅助毛细相变回路的变负荷运行曲线 ($P = 1.8 \text{ W}$, $T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$)
Fig. 5 Operation profiles with heat load changing in random steps ($P = 1.8 \text{ W}$, $T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$)

2.4 热阻

定义蒸发器的热阻 [5]:

$$R = (T_w - T_v)/Q \quad (1)$$

其中, T_w 为加热面温度, T_v 为蒸发器出口温度, Q 为热负荷。

图 6 所示为不同微泵输入功率时, 蒸发器热阻随热负荷的变化情况。从图中可以看出, 随着热负荷的增大, 蒸发器热阻呈先减小后增大的变化趋势。热阻的变化趋势在一定程度上反映蒸气腔内工质状态。小热负荷 (如 10 W、20 W) 时, 蒸气腔内工质为液态, 热量主要通过工质显热带走, 此时蒸发器热阻较大。随着热负荷上升, 毛细芯表面建立稳定的气液界面, 工质相变吸收热量, 蒸发器热阻显著降低。热负荷的进一步上升, 蒸气腔内工质开始过热, 蒸发器的换热能力下降, 蒸发器热阻逐渐增大。

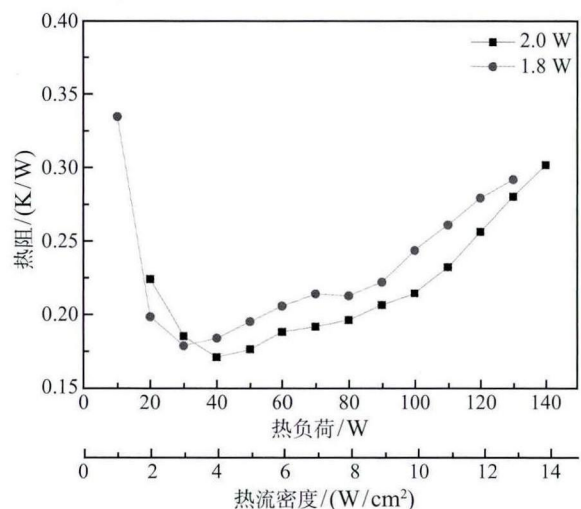


图 6 蒸发器热阻随热负荷的变化曲线 ($T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$)
Fig. 6 Evaporator thermal resistance at various heat loads ($T_{\text{sink}} = 0^\circ\text{C}$)

微泵输入功率的增大, 可以增强蒸发器的整体换热能力, 故微泵输入功率 2 W 时的蒸发器热阻较小。 $Q = 20 \text{ W}$ 时, 微泵输入功率 2 W 对应蒸发器热阻较大的原因是: 在该热负荷下, 微泵输入功率 1.8 W 对应的蒸气腔内工质已进入相变区, 而 2 W 对应的蒸气腔工质仍处于单相液态, 故此时 2 W 对应的蒸发器热阻较大。

3 结 论

本文设计一套泵辅助毛细相变回路, 解决环路热管运行温度波动及热传输距离有限的问题, 通过实验研究系统性能, 得出结论如下:

- 1) 系统启动迅速, 运行平稳, 在测试热负荷 10~140 W 范围内, 系统均未出现温度波动。
- 2) 根据蒸发器出口蒸气是否过热, 将系统运行特性划分为两个区间, 在蒸气过热段, 加热面温升

较快。同时, 随着微泵输入功率增大, 区间分界点向高热负荷方向移动。

3) 蒸发器受热表面等温性较好, 在实验热负荷范围, 加热面测点间最大温差小于 1.5°C 。

4) 随热负荷的增大, 蒸发器热阻呈先减小后增大的变化趋势。微泵输入功率 2 W 时蒸发器热阻整体上较 1.8 W 时蒸发器热阻小。

参 考 文 献

- [1] Maydanik Y F, Chernysheva M A, Pastukhov V G. Review: Loop Heat Pipes with Flat Evaporators [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 67(1/2): 294–307
- [2] 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 Dongxing, LIU Zhichun, LIU Wei, et al. Characteristics of Temperature Oscillation in Miniature Loop Heat Pipe with Flat Evaporator [J]. Journal of the Chemical Industry and Engineering Society of China, 2009, 60(6): 1390–1397
- [3] Zhang X, Huo J, Wang S. Experimental Investigation on Temperature Oscillation in a Miniature Loop Heat Pipe with Flat Evaporator [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2012, 37: 29–36
- [4] 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
- [5] Park C, Crepinsek M. Effect of Operational Conditions on Cooling Performance of Pump-Assisted and Capillary-Driven Two-Phase Loop [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2011, 25(4): 572–580
- [6] Park C, Vallury A, Zuo J. Performance Evaluation of a Pump-Assisted, Capillary Two-Phase Cooling Loop [J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2009, 1(2): 022004
- [7] 陈彬彬, 刘志春, 刘伟, 等. 平板式不锈钢-氨环路热管的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2012, 33(10): 1751–1754
CHEN Binbin, LIU Zhichun, LIU Wei, et al. Experimental Investigation on Stainless-Steel-Ammonia Loop Heat Pipe With Flat Evaporator [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(10): 1751–1754