陶瓷芯平板式毛细泵设计及试验

杨涛*, 张明佳, 赵石磊, 高腾, 刘昭

中国空间技术研究院北京空间机电研究所, 北京 100094

* E-mail: yt20@mails.tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2020-12-31; 接受日期: 2021-03-01; 网络版发表日期: 2021-04-23

摘要 为有效解决平板毛细泵蒸发器向补偿室的背向漏热问题, 本文设计了一种在材料选择和内部结构构型上显著区别于传统平板毛细泵的新型平板毛细泵。材料选择方面, 本文采用低热导的氮化硅陶瓷毛细芯, 其导热系数仅为 2.7 W/(m K) , 显著增大了蒸发器与补偿室的热阻; 同时氮化硅毛细芯孔径和孔隙率为 $0.5 \mu\text{m}$ 和 70% , 也明显优于传统金属毛细芯, 有利于提升环路热管毛细传热极限。结构构型上, 平板毛细泵外轮廓尺寸为 $82.0 \text{ mm} \times 53.0 \text{ mm} \times 16.0 \text{ mm}$, 内部并列布置了8根柱状氮化硅毛细芯, 柱状毛细芯外壁与蒸发器壳体内壁过盈配合, 很好地解决了蒸汽槽道与补偿室的相互密封问题。试验测试了平板毛细泵环路热管的启动特性和传热性能。(1) 水平姿态下, 环路热管在 $5.0 \sim 20.0 \text{ W}$ 的启动负载下均能快速启动, 且蒸发器无明显的过热现象; 倾斜姿态时, 环路热管在 5.0 W 启动负载下启动时间显著增长、启动温升明显增大, 但启动负载加大至 20.0 W 后, 启动特性恢复至水平姿态。(2) 环路热管的传热极限和热流密度极限超过 400.0 W 和 26.3 W/cm^2 , 最小热阻值为 0.018°C/W 。

关键词 平板毛细泵, 背向漏热, 陶瓷毛细芯, 启动特性, 传热极限

1 引言

环路热管是目前最为先进的热控技术之一, 其依靠毛细力驱动工质单向循环流动, 利用工质的相变潜热在热源与热沉之间传递、交换热量, 具有传热量大、传输距离远、可变热导、柔性管线、无运动部件、可靠性高等优点^[1~3]。

毛细泵是环路热管最核心部件, 提供驱动工质循环的毛细力。毛细泵根据构型分为柱状毛细泵和平板毛细泵。其中柱状毛细泵为最早、最传统的构型, 具备结构稳定性好、背向漏热小、启动及运行特性稳定等优点。目前柱状毛细泵技术已经较为成熟, 在国内外

航天器热控系统上得到较多应用, 典型的航天器包括俄罗斯的火星探测器MARS-96^[4]、美国的TACSAT-4卫星^[5]、国际空间站上的AMS-2^[6]、我国月地再入返回器^[7]、高分九号卫星^[8]等。尽管如此, 柱状毛细泵在与热源热耦合时, 需增加转接鞍座, 热阻显著增加, 并且柱状结构难以小型化, 导致其推广应用时存在一定的局限性。

平板毛细泵具备良好的机、热接口, 同时易小型化设计, 一直是各国学者研究的重点方向。Maydanik等人^[9~11]、Singh等人^[12,13]、Li等人^[14,15]、莫冬传等人^[16,17]、Liu等人^[18,19]、Zhang等人^[20]开展了大量的相关平板毛细泵的设计及研究工作, 并奠定了一定的理

引用格式: 杨涛, 张明佳, 赵石磊, 等. 陶瓷芯平板式毛细泵设计及试验. 中国科学: 技术科学, 2021, 51: 554–564

Yang T, Zhang M J, Zhao S L, et al. Design and test of a flat capillary pump with ceramic wick (in Chinese). Sci Sin Tech, 2021, 51: 554–564, doi: 10.1360/SST-2020-0516

论基础. 涉及的壳体-工质包括不锈钢-氨、不锈钢-水、不锈钢-甲醇、铜-甲醇、铜-水, 毛细芯材料包括铜、镍、不锈钢等, 研究内容包括充装量、重力角度、加热位置、热负荷大小等因素对环路热管的启动及运行特性的影响.

环路热管的启动特性是影响其工程应用的关键. Ku^[21]针对毛细泵内蒸汽槽道和液体干道的气液分布状况, 给出了四种启动特性. Cheung^[22]认为环路热管存在最小启动功率. Zhang等人^[23]认为平板毛细泵蒸汽槽道完全为液体时, 启动时需要较大的过热度, 并且与负载大小相关性不大. 莫冬传等人^[16]研究了不同加热位置对平板毛细泵启动特性的影响, 认为非有效加热区域内蒸汽槽道中液体越多, 越有利于启动, 同时认为大热流密度更有利于启动. 何松等人^[24]认为热负荷大小是影响平板毛细泵启动的主要因素, 热负载较小会产生较大的温度过冲和波动. 陈彬彬等人^[25]认为工质充足的情况下, 工质越少越有利于启动并降低平衡温度, 同时倾角引起的重力辅助液体回流有利于启动. 龙延等人^[26]也认为倾角引起的重力辅助回流会使平板毛细泵具备更小的启动功率和平衡温度.

抑制背向漏热(蒸发器向液体补偿室的漏热)是改善平板环路热管启动特性及降低热阻的最有效手段. 陈彬彬等人^[25]、龙延等人^[26]、杨卧龙等人^[27]、王野等人^[28]分别通过优化毛细芯孔径分布(包含多尺度毛细芯)、蒸发器侧壁热阻等来改善毛细泵的启动及传热性能. 本文设计了一种平板毛细泵, 壳体材料为钛合金, 毛细芯采用氮化硅粉末烧结. 低热导的钛合金壳体和氮化硅陶瓷毛细芯能显著减小毛细泵的背向漏热. 此外, 在结构设计上, 通过8根柱状陶瓷毛细芯与蒸发器内壁紧密配合来实现气/液通道的密封. 采用液氨工质, 研究了负载大小、热沉温度、放置姿态对毛细泵启动特性及运行特性的影响.

2 陶瓷芯平板式毛细泵设计

平板毛细泵三维示意图见图1, 毛细泵外包络尺寸为82.0 mm×53.0 mm×16.0 mm. 其中毛细芯为氮化硅粉末烧结的陶瓷多孔芯, 毛细芯导热系数为2.7 W/(m K), 平均孔径为0.5 μm , 孔隙率为70%(图2); 单套平板毛细泵需配置8根毛细芯. 主壳、侧盖、顶板均为钛合金材料制作. 主壳底部并排设置8个柱状通

图1 (网络版彩图)平板毛细泵三维结构示意图

Figure 1 (Color online) The schematic diagram of the three-dimensional flat capillary pump.

图2 机加工后的氮化硅陶瓷毛细芯电镜图

Figure 2 SEM of the machined silicon nitride ceramics porous wick.

道, 每个柱状通道底部设置5个截面为 Ω 形的蒸汽槽道, Ω 型截面既增大与毛细芯的接触面积, 同时能减少蒸汽流阻. 每个柱状通道顶部开口设计, 开口上方与补偿室连通. 单个柱状通道的内径与毛细芯外径匹配设计, 保证两者能过盈紧密配合. 毛细芯装入柱状通道后, 便实现了蒸汽槽道与液体补偿室的气液隔离. 出气管、回液管采用外径3.0 mm的不锈钢管, 分别与蒸汽槽道和补偿室连通, 回液管深入到补偿室中部.

蒸发器向液体补偿室的漏热(背向漏热)是制约平板毛细泵性能提升的主要因素. 背向漏热的途径主要包括两部分. 第一部分是蒸汽槽道内的热蒸汽沿着毛细芯与主壳内壁的微缝隙进入液体补偿室所产生的漏热. 本文通过柱状面过盈配合, 实现了毛细芯与主壳内壁的良好密封, 能有效消除该部分漏热.

第二部分漏热是通过壳体、毛细芯的导热传递及

两相工质的对流传热, 计算公式见式(1). 影响 G_{E-CC} 的因素较多, 计算难度较大, 如 G_{E-CC} 与毛细芯的润湿程度相关, 也与蒸汽槽道内的气液分布^[16,17,29]相关. 尽管如此, G_{E-CC} 始终正比于壳体、毛细芯的导热系数, 即存在式(2).

$$Q_{Leak} = G_{E-CC} (T_E - T_{CC}), \quad (1)$$

$$G_{E-CC} \propto (K_{Shell}, K_{Wick}), \quad (2)$$

式中, Q_{Leak} 为背向漏热; G_{E-CC} 为蒸发器向补偿室的有效热导率; T_E 为蒸发器壳壁温度, T_{CC} 为补偿室内两相工质饱和温度; K_{Shell} 为壳体导热系数; K_{Wick} 为毛细芯导热系数.

常见的平板毛细泵多选用热导较高的不锈钢/铜作为壳体材料, 与之匹配的镍/铜毛细芯导热系数也高达 $11.0 \text{ W}/(\text{m K})$ 以上^[30]. 而本文分别采用低热导的钛合金和氮化硅作为壳体材料和毛细芯材料, 烧结成型的氮化硅毛细芯的导热系数仅为 $2.7 \text{ W}/(\text{m K})$, 因此背向漏热将显著减小.

另外, 对于常温工作的氨工质环路热管, 其传热能力主要由毛细极限决定. 环路热管毛细芯所能提供的最大毛细驱动力 $P_{cap,max}$ 为

$$P_{cap,max} = 4\sigma \cos\theta / d, \quad (3)$$

其中, σ 为液氨表面张力, θ 为液氨与毛细芯的接触角, d 为毛细芯微孔孔径. 从式中可知, 最大毛细力与毛细芯微孔孔径成反比. 目前与氨工质相容的镍毛细芯孔径一般在 $1.0 \sim 5.0 \mu\text{m}$ 间^[23,30], 而本文的氮化硅毛细芯孔径可小至 $0.5 \mu\text{m}$, 并且与液氨接触角接近于 0° , 能数倍提升环路热管的毛细极限. 除此之外, 相比金属毛细芯, 氮化硅毛细芯在机加过程中不会导致表面微孔闭合, 保证了有效的开孔孔隙率, 能近一步提升环路热管传热极限.

3 试验系统设计

试验测试了不同负载大小、不同热沉温度及不同放置姿态下平板毛细泵的启动及运行性能.

试验系统由试验件(平板环路热管)、制冷装置、加热装置、测温装置构成. 平板环路热管由陶瓷芯平板毛细泵、气相管路、冷凝器、液相管路依次首尾相连, 内部充有高纯氨工质, 如图3所示. 平板毛细泵技术

状态完全相同于文中第1节所述. 气相/液相管路均为外径 3.0 mm 的不锈钢管, 长度分别为 $1.5, 0.5 \text{ m}$; 冷凝器由冷凝管和铝基板胶接而成, 冷凝管为外径 3.0 mm 、长度 2.2 m 的不锈钢管, 经测算, 单位长度冷凝管与铝基板间的热阻为 $0.085^\circ\text{C}/\text{W}$.

制冷装置由制冷机和外接冷板组成, 能实现热沉 $-30.0^\circ\text{C} \sim 30.0^\circ\text{C}$ 间任意值的设置, 精度优于 $\pm 1.0^\circ\text{C}$. 制冷机制冷量为 1200.0 W . 外接冷板尺寸根据平板环路热管冷凝器尺寸匹配定制, 冷板与冷凝器导热耦合, 经测算, 两者间的热阻约为 $0.011^\circ\text{C}/\text{W}$. 加热装置由恒压电源和加热器组成, 能实现 $0 \sim 400.0 \text{ W}$ 间任意值的设置, 精度优于 $\pm 0.5 \text{ W}$. 恒压电源采用安捷伦U8032A, 加热器采用陶瓷加热器, 加热面积尺寸为 $39.0 \text{ mm} \times 39.0 \text{ mm}$, 加热器通过硅橡胶黏贴于毛细泵蒸发器外表面, 模拟环路热管启动及运行负载. 采用安捷伦34980A作为温度采集仪, 铜-康铜热电偶作为温度传感器, 标定后测温精度可达 $\pm 0.2^\circ\text{C}$. 温度测点布置如图4所示.

试验时, 平板环路热管放置于专用的水平测试台上, 平板毛细泵中心点与冷凝器、气/液相管路保持水平, 通过特制工装对毛细泵实施姿态调整. 分别测试了毛细泵姿态为水平(0°), 30° , 60° 下的启动及运行特性. 具体姿态见图5. 试验过程中, 环路热管所有部件包覆隔热, 试验室室温为 $25.0^\circ\text{C} \pm 3.0^\circ\text{C}$.

4 结果及分析

4.1 启动特性

4.1.1 不同负载功率下的启动特性

图6给出了环路热管在不同负载功率下启动时的温度曲线. 在负载分别为 $5.0, 10.0, 20.0 \text{ W}$ 时, 环路热管均能顺利启动, 并且启动特征表现出较好的一致性. 蒸发器加电后, 蒸发器测点TC1、补偿室测点TC2、出气管测点TC3同步上升, 约 30 s 后趋于稳定, 说明蒸汽槽道内液体工质发生了相变; 同步, 冷凝器入口测点TC5急剧上升至饱和温度点附近, 而冷凝器出口测点TC11和回液管测点TC4快速下降, 说明环路热管内部工质实现了循环流动.

根据回液管TC4的温度曲线特征, 可以进一步将启动过程分为A, B, C三个阶段, 以图6(b)为例. A阶段, 蒸汽槽道内液体不断蓄热直至达到相变点并汽化, 该

图 3 (网络版彩图) 平板毛细泵环路热管实物图

Figure 3 (Color online) Photo of loop heat pipe with flat capillary pump.

图 4 (网络版彩图) 环路热管测点布置示意图

Figure 4 (Color online) The temperature measure point on the loop heat pipe.

图 5 (网络版彩图) 毛细泵放置姿态示意图. (a) 水平; (b) 倾角 30°

Figure 5 (Color online) Schematic of the angle of the capillary pump. (a) Horizontal; (b) 30° inclination.

过程会产生大量的气体及较高的压力, 过量的气体流经气相管路进入冷凝器, 冷凝器中气液界面越过TC6

点, 同时将过冷液体推出冷凝器并进入回液管及补偿室, 因此TC6温度快速上升, TC11, TC4温度快速下降. B阶段, 冷凝器中A阶段残余的过量气体开始液化, 液化量大于蒸汽槽道内新生成的气体量, 导致冷凝器中气液界面回撤, 从冷凝器进入回液管的冷液体流量下降, 甚至发生停滞/倒流, 因此TC6温度回落, 而TC11温度及TC4温度逐步回升. C阶段后, 冷凝器中过量的气体已经完全液化, 冷凝器中的气体液化速率等于蒸汽槽道中的气体生成速率, 整个环路内任意部位的气/液工质流速相等并维持恒定, 因此环路热管各测点温度均趋于稳定.

对照Ku^[21]分析的四种典型启动工况, 图6的启动过程类似于第一种工况, 即蒸汽槽道及液体干道内均充满液体. 水平放置时, 在重力作用下, 平板毛细泵毛细芯内表面(位于补偿室一侧)被液体完全覆盖, 并且启动前静置了12 h, 致使蒸汽槽道也完全被液体充满. 根据Ku^[21]的分析, 在第一种工况下, 启动负载加载后, 蒸汽槽道内的液体应首先产生一定的温升, 直至与补偿室内饱和工质形成一定过热度, 蒸汽槽道内的液体才能发生核态沸腾, 进而在毛细芯外表面产生气液界面及毛细力, 最终驱动工质循环. 然而本文的平板毛细泵在启动过程中, 蒸发器并没有发生明显的过热现象, 原因是: (1) 陶瓷芯导热率低, 削弱了蒸汽槽道向补偿室的漏热, 启动负载能更充分地加载至蒸汽槽内的液体, 使液体能快速达到相变点并汽化; (2) 本文的平板毛细泵, 在其 Ω 蒸汽槽道侧壁面上设置有亚毫米尺寸的三角形轴向微槽结构(图1中未示意), 有利于形成汽化核心, 降低了液体核态沸腾的过热度.

4.1.2 不同放置姿态下的启动特性

图7和8给出了热沉为 5.0°C 、毛细泵倾角分别为 30° 和 60° 、启动负载分别为5.0和20.0 W时, 平板环路热管启动时的温度曲线. 表1统计了各工况下平板环路热管的启动时间、启动温升及过热度. 启动负载为5.0 W时, 毛细泵倾角会导致平板环路热管启动难度变大, 表现为启动时间明显增长, 启动温升及过热度明显增大, 且倾角越大, 启动难度越大; 当启动负载增加至20.0 W时, 启动特性变好.

设置倾角后, 会导致毛细泵内气液分布类似于Ku^[21]分析的第三种工况, 即液体干道存在气液界面, 蒸汽槽道被液体充满. 原因是, 在补偿室未被液体充

图 6 倾角0°时不同负载下环路热管的启动温度曲线。(a) 负载5.0 W; (b) 负载10.0 W; (c) 负载20.0 W

Figure 6 Startup curve of loop heat pipe with 5.0 W (a), 10.0 W (b) and 20.0 W (c) heat load on 0° inclination.

图 7 倾角30°时不同负载下环路热管的启动温度曲线。(a) 负载5.0 W; (b) 负载20.0 W

Figure 7 Startup curve of loop heat pipe with 5.0 W (a) and 20.0 W (b) heat load on 30° inclination.

图 8 倾角60°时不同负载下环路热管的启动温度曲线。(a) 负载5.0 W; (b) 负载20.0 W

Figure 8 Startup curve of loop heat pipe with 5.0 W (a) and 20.0 W (b) heat load on 60° inclination.

满时, 倾角会使补偿室内液体无法完全覆盖毛细芯内表面(位于补偿室一侧), 毛细芯位置较高的一端的局部会暴露于气相空间中, 即在毛细芯内表面存在气液分界面; 而在蒸汽槽道内, 由于毛细力的作用, 整个槽道仍然能被液体工质充满. 该种气液分布情况下, 启动负载加载后, 热量一部分传递至蒸汽槽道内液体, 另一

部分传递至毛细芯. 由于毛细芯内表面存在气液分界面, 气液界面处的液体受热后更易气化, 液体汽化后会使得补偿室内饱和压力及温度上升, 进而导致蒸汽槽道的相变温度点也随之上升, 因此, 蒸发器测点TC1温度和补偿室测点TC2温度同时上升; 直至蒸汽槽道内液体和补偿室内饱和工质的温差增大至一定值时, 即

表 1 小负载功率下, 倾角对平板环路热管启动特性的影响**Table 1** The effect of inclination angle on the startup property of the flat evaporator loop heat pipe with small load

启动负载 (W)	毛细泵倾角 (°)	启动时间 (s)	蒸发器温升 (°C)	过热度 (°C)
5.0	0	30	0.3	0.2
5.0	30	640	10.9	1.2
5.0	60	1630	19.9	1.8
20.0	0	30	0.5	0.1
20.0	30	30	1.0	0.9
20.0	60	30	1.1	1.1

形成了一定的过热度时, 蒸汽槽道内液体才发生核态沸腾, 工质开始循环. 环路内工质形成循环后, 回流液会对补偿室起到冷却作用, 补偿室内饱和压力和温度下降, 进而整个环路系统的运行温度随之下降. 由于倾角越大, 毛细芯内表面暴露于气相空间的面积越大, 启动过程中, 传递至补偿室的热量越多, 蒸发器的温升及其与补偿室的过热度就越大, 对应启动时间越长. 另外, 毛细泵设置倾角后, TC1和TC2的温差增大还存在其他原因: 测点TC2位于补偿室顶盖中心点, 水平设置时, 顶盖中心点与气相工质接触, TC2温度偏高; 而设置倾角后, 顶盖中心点可能会与液相工质接触, TC2温度偏低.

从图7(a)和8(a)还可以发现另外一个现象, 启动过程中, 冷凝器入口TC5温度先上升至与室温接近, 并停留约500, 1000 s后, 再逐渐上升至与补偿室TC2温度接近. TC5低于TC2, 说明TC5处的工质为液相, 接近TC2, 说明为气相或两相. 启动初期, 补偿室和蒸发器均产生了很大温升, 环路热管的运行温度及从蒸发器泵出的气体温度远高于环境温度, 气体流经气相管路时受到环境冷却, 导致气液界面提前在气相管路中生成, 到达TC5前已完全液化, TC5趋近于环境温度; 但随着环路热管运行温度的逐步降低, 气相管路向环境的漏热逐步减少, 气液分界面在气相管路逐步推移至TC5, 并最终进入冷凝器, TC5上升至与TC2温度接近.

尽管如此, 启动负载加大后, 热流密度增大, 蒸汽槽道内液体能迅速发生核态沸腾, 能有效消除启动时间长、温升大、过热度大等现象.

4.2 传热能力

图9给出了热沉温度为20.0°C、毛细泵水平放置时, 平板环路热管传热能力测试曲线. 环路热管在负载

为30.0 W启动后, 负载再以50.0 W的台阶逐次增大至400.0 W. 每次功率切换后, 环路热管各测点温度均能较快稳定. 从30 W增大至50.0 W时, 温度TC1, TC2, TC3, TC4反而下降, 原因是功率增大, 回流液流量增大, 对补偿室的冷却作用增大, 系统饱和温度及运行温度下降, 这在下文将详细分析. 负载从50.0 W阶梯增大至400.0 W时, 冷凝管路上的测点沿着工质流动方向依次阶跃上升, 说明冷凝管内气液界面不断向下游推移; 在负载功率增大至250.0 W时, 冷凝管路上最下游测点TC10的温度发生阶跃, 并开始波动, 说明气液界面已经到达TC10附近, 冷凝管路充分打开. 尽管如此, 负载再进一步增大时, 系统仍然能够稳定运行, 环路热管进入了固定导热区. 在固定导热区, 环路热管会通过抬高补偿室内两相工质的饱和温度和环路热管运行温度, 增大冷凝管与热沉的温差, 从而提升了冷凝管向热沉的散热能力, 进而保证从冷凝管流出的工质均为液相, 维持了整个环路系统内的能量和质量平衡.

图10给出了热沉温度为-5.0°C、毛细泵倾角为60°时, 平板环路热管传热能力测试曲线. 毛细泵倾角由0°调整为60°后, 毛细芯供液情况发生恶化. 然而在负载从50.0 W逐步增大至400.0 W的过程中, 环路热管各测点温度依然能较快稳定.

相比图9, 图10中冷凝管下游测点TC9, TC10温度并没有发生阶跃, 说明冷凝管内气液界面始终没有越过TC9, 原因是热沉温度降低, 冷凝管向热沉的散热能力提升. 另外图10中冷凝器入口测点TC5温度明显高于补偿室测点TC2温度, 原因是, 室温高于补偿室及气相管路温度, 环境对气相管路有加热效应, 致使位于气相管路末尾的TC5温度明显上升.

受限于陶瓷加热器的额定电流, 试验时, 负载功率最高只能增加至400.0 W, 因此本文没有继续测试更大

图9 倾角0°、热沉20.0°C时, 传热能力测试曲线

Figure 9 The curve of loop heat pipe's heat-transfer capability with 0° inclination and 20.0°C heat sink.

图10 倾角60°、热沉-5.0°C时, 传热能力测试曲线

Figure 10 The curve of loop heat pipe's heat-transfer capability with 60° inclination and -5°C heat sink.

的负载功率. 当负载为400.0 W时, 对应热流密度为 26.3 W/cm^2 , 此时系统仍能稳定运行, 各个测点温度并没有出现发散征兆, 说明本文的陶瓷芯平板毛细泵环路热管传热极限和热流密度极限要大于上述值. 另外, 平板毛细泵能在60°以内的倾角下稳定运行, 且传热能力同样超出400 W.

4.3 平衡温度及热阻

图11给出了不同热沉温度及不同负载功率下, 平板环路热管补偿室的平衡温度分布及变化趋势. 图中的曲线分布及变化趋势与环路热管典型的运行特性曲线吻合. 一定负载功率下, 热沉温度越低, 补偿室平衡温度越低; 一定热沉温度下, 补偿室平衡温度先随负载

图11 不同热沉温度及负载功率下平板毛细泵补偿室平衡温度

Figure 11 Equilibrium temperature of the accumulator with different heat sink temperature and heat load.

功率的增大逐步降低, 当负载功率增大到一定值后, 趋势出现反转, 补偿室平衡温度开始回升, 并且热沉温度越高, 拐点出现的越早.

原因是, 补偿室温度要达到平衡, 必须满足如下能量平衡方程:

$$Q_{\text{Leak}} = Q_{\text{Sub}} + Q_{\text{Amb}} \quad (4)$$

Q_{Leak} 是蒸发器向补偿室的背向漏热, 增大时会导致补偿室平衡温度上升, Q_{Sub} 是回流液进入补偿室的冷量, 增大时会导致补偿室平衡温度下降, Q_{Amb} 是环境向补偿室的漏热, 在室温高于补偿室温度时, 对补偿室有加热作用, 反之会导致补偿室平衡温度下降. 试验过程中, 对补偿室进行了很好的隔热处理, 因此 Q_{Amb} 的影响较小.

热沉温度越低, 回流液温度越低, Q_{Sub} 越大, 因此, 补偿室平衡温度越低.

负载功率的增大, 会导致蒸发器温度上升, Q_{Leak} 增大, 但同时也会导致工质流量增大, Q_{Sub} 也对应增大. 在小负载功率区间时, Q_{Leak} 的增大幅值小于 Q_{Sub} 的增大幅值, 表现为补偿室平衡温度下降; 当负载功率增大到一定值时, Q_{Leak} 的增大幅值开始超过 Q_{Sub} 的增大幅值, 表现为补偿室平衡温度开始上升.

图12给出了不同热沉温度及不同负载功率下, 平板环路热管的热阻分布及变化趋势. 热阻定义为: 蒸发器和冷凝器的温差与负载功率的比值. 本文中蒸发器温度取测点 TC1 实测值, 冷凝器温度取测点

图 12 不同热沉温度及负载功率下平板环路热管热阻
Figure 12 Thermal resistance of the flat loop heat pipe with different heat sink temperature and heat load.

TC6~TC10实测值的均值. 从图中可以看出, 热阻均随负载的增大呈L形下降趋势. 在负载从5.0 W增大至50.0 W时, 热阻下降的斜率非常大; 当负载超出50.0 W后, 继续增大负载, 热阻变化的趋势变得非常平缓. 同时可以看出, 小负载下, 热沉温度越低, 热阻越大; 负载大于50.0 W后, 不同热沉温度下, 热阻差值很小. 原因是, 功率较小时, 回流液流量小, 对补偿室的冷却作用小, 导致补偿室内饱和温度及蒸发器温度较高, 环路热管热阻较大; 同时热沉温度较低时, 回流液受室温加热相对明显, 对补偿室冷却作用进一步削弱, 环路热管热阻更大.

负载介于50.0~400.0 W时, 任意热沉温度下, 平板环路热管热阻均在0.018~0.4°C/W间, 其中负载为400.0 W、热沉温度为20.0°C时, 热阻最小.

4.4 背向漏热

如文中第1节所述, 影响平板毛细泵蒸发器向补偿室的背向漏热量的因素较多, 难以直接通过计算获得. 但在补偿室温度平衡后, 会存在本文式(4)能量平衡关系式. 进一步, 由于试验过程中, 对补偿室进行了良好的隔热处理, 式(4)中 Q_{Amb} 相对值较小, 尤其当补偿室平衡温度与室温相近时, Q_{Amb} 可以忽略. 因此存在式(5):

$$Q_{\text{Leak}} \approx Q_{\text{Sub}} \approx C_L \cdot \frac{Q_E}{h_{fg}} \cdot (T_{\text{CC}} - T_L), \quad (5)$$

其中, C_L 为液氮的比热容; Q_E 为使蒸汽槽道内液体汽

化所消耗的实际功率, 可近似取作试验中加载至蒸发器上的负载功率; h_{fg} 为液氮汽化潜热; T_{CC} 为补偿室内饱和工质温度, 可近似取作测点TC2实测温度; T_L 为补偿室入口处的回流液体温度, 可近似取作测点TC4实测温度.

利用式(5), 并选取毛细泵水平放置, 热沉为10.0°C, 负载功率分别为100.0, 150.0, 200.0, 250.0, 300.0, 350.0, 400.0 W七组试验工况的平衡数据, 计算 Q_{Leak} 和 Q_{Sub} , 计算结果见图13所示. 随着负载功率的增大, 毛细泵蒸发器向补偿室的漏热 Q_{Leak} 也不断增大, 负载功率为400.0 W时, Q_{Leak} 接近7.5 W.

七组试验工况平衡时, 补偿室的温度均稳定在21.0°C~26.0°C间, 室温稳定在23.0°C~26.0°C间. 基于补偿室的实际隔热覆盖及试验室的自然对流换热情况, 估算得出补偿室向环境的最大漏热 Q_{Amb} 不超过0.2 W, 因此, 利用式(5)计算得到的图13是可信的.

5 结论

本文设计了一种在内部结构上显著区别于传统构型的平板毛细泵, 其内部并排设置了8根柱状陶瓷毛细芯. 陶瓷毛细芯采用低热导的氮化硅粉末烧结而成, 同时壳体材料也选用低热导的钛合金材料制作, 该平板毛细泵能有效削弱蒸发器向补偿室的背向漏热. 基于该平板毛细泵, 制作了一套平板毛细泵环路热管, 试

图 13 倾角0°、热沉10.0°C时, 各负载功率下平板毛细泵背向漏热量

Figure 13 The back leakage heat of flat capillary pump with 0° inclination and 10.0°C heat sink.

验测试了平板毛细泵的性能, 得出以下结论:

(1) 平板毛细泵水平布置时, 在5.0~20.0 W的启动负载下, 平板毛细泵环路热管的启动时间不超过30 s, 蒸发器温升不超过1.0°C;

(2) 平板毛细泵倾角为30°和60°, 在5.0 W启动负载下, 平板环路热管的启动时间分别增长至640和1630 s, 蒸发器温升增大至11.0°C和19.9°C; 而当启动负载加大至20.0 W后, 启动特性明显改善, 启动时间和蒸发器温升恢复到接近毛细泵水平放置的结果;

(3) 平板毛细泵水平及倾斜60°放置时, 平板环路热管的传热极限和热流密度极限均超过400 W和26.3 W/cm²;

(4) 补偿室的平衡温度随热沉温度的升高而升高, 随负载功率的增长呈先下降后上升的趋势, 该种变化趋势与环路热管典型的运行特性曲线吻合;

(5) 平板环路热管的热阻随负载功率的增大程L形变化趋势. 测试得到的最小热阻值为0.018°C/W, 发生在热沉温度最高, 负载功率最大的时刻.

参考文献

- 1 Maidanik Y F, Vershinin S V, Kholodov V F, et al. Heat transfer apparatus. US Patent, 4515209, 1985-5-7
- 2 Maydanik Y F, Chernysheva M A, Pastukhov V G. Review: Loop heat pipes with flat evaporators. *Appl Thermal Eng*, 2014, 67: 294-307
- 3 Miao J Y, Cao J F, Hou Z Q. Performace test of lhp in the simulating outer space conditions (in Chinese). *J Eng Therm*, 2003, 24: 88-90 [苗建印, 曹剑锋, 侯增祺. LHP在模拟空间环境下的性能试验研究. *工程热物理学报*, 2003, 24: 88-90]
- 4 Kozmine D, Goncharov K, Nikitkin M, et al. Loop heat pipes for space mission Mars 96. In: *Proceedings of the 26th International Conference on Environmental System*. Monterey, 1996
- 5 Dussinger P M, Sarraf D B, Anderson W G. Loop heat pipe for TacSat-4. *AIP Conf Proc*, 2009, 1103: 91-100
- 6 Wang N H, Burger J, Luo F, et al. Study of the operating behaviors of by-pass valve in the loop heat pipe for Alpha magnetic spectrometer (in Chinese). *Sci Sin Tech*, 2011, 41: 1353-1358 [王乃华, Burger J, 罗峰, 等. 阿尔法磁谱仪中环路热管旁路阀的工作特性研究. *中国科学: 技术科学*, 2011, 41: 1353-1358]
- 7 Zhang H X, Mi M, Miao J Y, et al. Development and on-orbit operation of loop heat pipes on Chinese circumlunar return and reentry spacecraft. *J Mech Sci Technol*, 2017, 31: 2597-2605
- 8 Gao T, Yang T, Zhao S L, et al. The design and application of temperature control loop heat pipe for space ccd camera. In: *Proceedings of the 4th International Symposium of Space Optical Instrument and Application*. Delft, 2017
- 9 Maydanik Y F, Vershinin S V, Chernysheva M A. The results of comparative analysis and tests of ammonia loop heat pipes with cylindrical and flat evaporators. *Appl Thermal Eng*, 2018, 144: 479-487
- 10 Maydanik Y F, Vershinin S V, Chernysheva M A. Experimental study of an ammonia loop heat pipe with a flat disk-shaped evaporator using a bimetal wall. *Appl Thermal Eng*, 2017, 126: 643-652
- 11 Dmitrin V I, Maydanik Y F. Development and investigation of a two-Phase loop thermosiphon with a flat evaporator at different slope angles. *High Temp*, 2018, 56: 92-97
- 12 Singh R, Akbarzadeh A, Dixon C, et al. Novel design of a miniature loop heat pipe evaporator for electronic cooling. *J Heat Transfer*, 2007, 129: 1445-1452
- 13 Singh R, Akbarzadeh A, Mochizuki M. Thermal potential of flat evaporator miniature loop heat pipes for notebook cooling. *IEEE Trans Comp Packag Technol*, 2010, 33: 32-45
- 14 Li J, Wang D, Peterson G P. Experimental studies on a high performance compact loop heat pipe with a square flat evaporator. *Appl Thermal Eng*, 2010, 30: 741-752
- 15 Li J, Lin F, Wang D, et al. A loop-heat-pipe heat sink with parallel condensers for high-power integrated LED chips. *Appl Thermal Eng*, 2013, 56: 18-26
- 16 Mo D C, Ding N, Lv S S. Start-up characteristics of flatten loop heat pipe using in led (in Chinese). *J Eng Therm*, 2009, 30: 1759-1762 [莫冬传, 丁楠, 吕树申. 平板型环路热管应用于LED的启动特性研究. *工程热物理学报*, 2009, 30: 1759-1762]
- 17 Mo D C, Ding N, Lv S S. Heat leak effects on the heat transfer performance of a flat loop heat pipe (in Chinese). *J Eng Therm*, 2010, 31: 1513-1515 [莫冬传, 丁楠, 吕树申. 热泄漏对平板型环路热管传热特性的影响. *工程热物理学报*, 2010, 31: 1513-1515]
- 18 Liu Z, Wang D, Jiang C, et al. Experimental study on loop heat pipe with two-wick flat evaporator. *Int J Thermal Sci*, 2015, 94: 9-17

- 19 Wang D, Liu Z, Shen J, et al. Experimental study of the loop heat pipe with a flat disk-shaped evaporator. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2014, 57: 157–164
- 20 Zhang X, Huo J, Wang S. Experimental investigation on temperature oscillation in a miniature loop heat pipe with flat evaporator. *Exp Thermal Fluid Sci*, 2012, 37: 29–36
- 21 Ku J T. Operating characteristics of loop heat pipes. In: *Proceedings of the 29th International Conference on Environmental System*. Denver, 1999
- 22 Cheung K H. Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipe (NRL LHP). SAE Technical Paper. Society of Automotive Engineers, 1998. 981813
- 23 Zhang H X, Li G G, Chen L, et al. Development of flat-plate loop heat pipes for spacecraft thermal control. In: *Proceedings of the Joint 19th IHPC and 13th IHPS*. Pisa, 2018
- 24 He S, Liu Z C, Wang D D, et al. Transient properties of bifacial evaporator loop heat pipe (in Chinese). *J Chem Ind Eng*, 2016, 67: 1778–1783 [何松, 刘志春, 汪冬冬, 等. 双面蒸发器环路热管的瞬态特性. *化工学报*, 2016, 67: 1778–1783]
- 25 Chen B B, Liu W, Liu Z C, et al. Experimental study on miniature loop heat pipe with flat-plate evaporator (in Chinese). *J Astronaut*, 2011, 32: 953–958 [陈彬彬, 刘伟, 刘志春, 等. 平板式小型环路热管的试验研究. *宇航学报*, 2011, 32: 953–958]
- 26 Long Y, Wei J J, Lv J. Experimental study on loop heat pipe with flat evaporator at different tilt angle (in Chinese). *J Xi'an Jiaotong Univ*, 2013, 47: 39–43 [龙延, 魏进家, 吕境. 不同倾角下平板型环路热管的实验研究. *西安交通大学学报*, 2013, 47: 39–43]
- 27 Yang W L, Ji X B, Xu J L. Anti-gravity operating performance of a miniature loop heat pipe with flat evaporator (in Chinese). *J Refrigera*, 2017, 38: 88–94 [杨卧龙, 纪献兵, 徐进良. 小型平板式环路热管的反重力运行特性. *制冷学报*, 2017, 38: 88–94]
- 28 Wang Y, Ji X B, Zheng X H, et al. Heat transfer characteristics of loop heat pipe with modulated composite porous wick (in Chinese). *J Chem Ind Eng*, 2015, 66: 2054–2061 [王野, 纪献兵, 郑晓欢, 等. 多尺度复合毛细芯环路热管的传热特性. *化工学报*, 2015, 66: 2054–2061]
- 29 Bai L Z, Lin G P, Zhang H X. Steady state modeling of loop heat pipes and operating characteristics analysis (in Chinese). *J Beijing Univ Aeronaut Astronaut*, 2006, 32: 894–898 [柏立战, 林贵平, 张红星. 环路热管稳态建模及运行特性分析. *北京航空航天大学学报*, 2006, 32: 894–898]
- 30 Cui K H, Xin G M, Cheng L. Effective thermal conductivity of loop heat pipe wicks (in Chinese). *J Eng Therm*, 2010, 31: 1543–1546 [崔可航, 辛公明, 程林. 环路热管毛细芯有效导热系数的试验研究. *工程热物理学报*, 2010, 31: 1543–1546]

Design and test of a flat capillary pump with ceramic wick

YANG Tao, ZHANG MingJia, ZHAO ShiLei, GAO Teng & LIU Zhao

Beijing Institute of Space Mechanics & Electricity, China Academy of Space Technology, Beijing 100094, China

A novel flat capillary pump was designed to solve the problem of heat leakage from the evaporator to the accumulator in flat capillary pumps. The materials used to obtain the porous wick and main shell were silicon nitride and low-thermal conductivity titanium alloy, respectively. The size of the resulting capillary pump was $82.0\text{ mm} \times 53.0\text{ mm} \times 16.0\text{ mm}$, and eight cylindrical silicon nitride porous wicks were arranged inside the pump. The pore size, porosity, and heat conductivity of the porous wick were $0.5\text{ }\mu\text{m}$, 70%, and 2.7 W/(m K) , respectively. Experimental results showed that the flat evaporator loop heat pipe can be started quickly and that no obvious overheating occurs in the evaporator under a heat load in the range of 5.0–20.0 W when the angle of the capillary pump is 0° . The time required to start the flat evaporator loop heat pipe remarkably increased and the temperature increment evidently increased under a 5 W start load when the angle of the capillary pump was increased. However, when the start load was increased to 20 W, the starting characteristics of the pipe improved. The heat-transfer ability of the flat evaporator loop heat pipe, equilibrium temperature of the accumulator, and thermal resistance of the pipe were subsequently tested, and results revealed that the heat transfer and heat flux limits are 400.0 W and 26.3 W/cm^2 , respectively. The equilibrium temperature of the accumulator changed with the heat sink and load, and this is consistent with the typical running characteristic of the loop heat pipe. The minimum thermal resistance tested was 0.018°C/W . Finally, the back heat leakage from the evaporator to the compensation chamber was estimated from the energy balance of the compensation chamber.

flat capillary pump, back conduction, ceramic porous wick, starting characteristic, limitation of heat transfer

doi: [10.1360/SST-2020-0516](https://doi.org/10.1360/SST-2020-0516)