

不凝气体对环路热管工作性能的不利影响

何江^{1,2}, 林贵平¹, 柏立战¹, 苗建印², 张红星²

(1. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院 人机工效与环境控制实验室, 北京 100191;

2. 中国空间技术研究院 北京空间飞行器总体设计部

空间热控技术北京市重点实验室, 北京 100094)

摘 要: 通过向环路热管内充装定量氮气来模拟实际不凝气体的生成, 考察了不同不凝气体含量、热载荷和热沉温度条件下, 环路热管工作性能的变化。结果显示不凝气体对工作性能造成的不利影响体现在: 取决于热载荷和热沉温度, 可导致稳态工作温度升高 2~10℃; 在小于 60 W 的热载荷区间或者 -5℃ 的热沉温度条件下, 不凝气体导致的不利影响更加显著; 改变控温性能, 产生一个故障热载荷区间; 启动时间、启动温度、启动温升增大; 引发温度波动现象和系统运行失效。基于特征点温度的变化特性, 分析并讨论了不凝气体影响环路热管工作性能的物理机理。

关 键 词: 环路热管; 不凝气体; 工作温度; 控温性能; 启动; 温度波动; 失效

中图分类号: V231; TB131

文献标志码: A

Adverse effect of non-condensable gas on the operating performance of loop heat pipe

HE Jiang^{1,2}, LIN Gui-ping¹, BAI Li-zhan¹,

MIAO Jian-yin², ZHANG Hong-xing²

(1. Laboratory of Fundamental Science on Ergonomics and Environment Control,

School of Aeronautic Science and Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Beijing Key Laboratory of Space Thermal Control Technology,

Beijing Institute of Spacecraft System Engineering,

China Academy of Space Technology, Beijing 100094, China)

Abstract: Nitrogen was injected into the loop heat pipe (LHP) as non-condensable gas (NCG), and the operating performance of the LHP with NCG was studied for different NCG inventories, while heat loads were applied to the evaporator and heat sink temperatures. Under the adverse effects of NCG: the operating temperature of the evaporator was elevated by 2—10℃ depending on the heat load and heat sink temperature; such effect was notable for a smaller heat load (less than 60 W) or at lower heat sink temperature (-5℃); the temperature controlling performance varied, leading to a corresponding failure range for the heat load; the startup temperature and super tup overshooting increased, and the startup time was prolonged; the temperature oscillation phenomenon and operating failure could be triggered. According to the temperature variations of the characteristic points along the loop, the physical mechanism of the effect of NCG on the operating performance was analyzed and discussed.

收稿日期: 2013-07-02

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金(50100002013105020)

作者简介: 何江(1985—), 男, 陕西兴平人, 博士生, 主要从事热管、环路热管、热虹吸环路热性能方面的研究。

Key words: loop heat pipe; non-condensable gas; operating temperature; temperature controlling performance; startup; temperature oscillation; failure

环路热管是依靠毛细力驱动工质循环完成热量传输的两相回路系统^[1-2]。相比于其他传热设备,环路热管的传热量大,传输距离远,控温精度高,反重力能力强,兼具结构紧凑,安装方便,可自主工作等优势,已成功应用于多颗卫星和飞船热控系统,被国际航天界确定为未来航天器热控系统的核心部件^[3-7]。自 2000 年开始,欧美等航空大国相继开展了环路热管技术在飞机综合热管理领域的研究,结果表明环路热管技术在发动机防/除冰、舵机电机散热、高功率电子设备冷却等领域具备广阔的应用前景^[8-11]。然而,多套环路热管在执行空间任务过程中出现了工作温度升高、启动失败、工作失效等现象^[12-14],使得环路热管的规模化应用存在较大风险。因此,可靠性和寿命问题已经成为制约环路热管全面步入航空航天应用的瓶颈。

通过对大量失效案例的分析,同时结合传统热管的可靠性研究成果,产生于环路热管封闭空间,并且在系统工作温度范围内无法凝结为液相的不凝气体(NCG),被认为是影响环路热管寿命和可靠性的主要因素之一。NCG 主要来源于环路热管生产环节引入的污染物质,一方面,这些污染物质通过与管体材料及工质之间发生化学反应,产生 NCG;另一方面,气态污染物可吸附在毛细芯、管材内表面,或者溶解于液态工质,在工作周期内,逐渐从原介质中脱附或者析出,形成 NCG。取决于具体分布位置,NCG 可能造成稳态运行温度升高、启动过程困难、冷凝器传热性能恶化以及毛细芯性能下降等多种不利影响^[15-18]。因此,随着 NCG 的不断积累,环路热管的传热性能逐步退化,最终丧失传热能力。

本质上,NCG 导致环路热管热性能的变化在于它破坏了系统原有的热力平衡。考虑到环路热管是一个两相传热系统,热力平衡的破坏与重构对应着环路热管内部压力、温度、能量平衡的变化,并伴随工质在系统内的重新分配。然而,已开展的研究工作通常只关注 NCG 导致的系统总压升高,对于 NCG 引起的系统内部热质交换的变化,缺乏机理性的分析。同时,已有实验研究工作均在大气条件下开展,周围环境漏热对环路热管运行性能的影响程度很难评估,特别是液体管线

向外环境漏热(或吸热),将导致回流液体过冷量的减小(或增加),从而影响储液器的能量平衡,进而改变环路热管的工作温度。因此实验结果对空间工程应用的参考价值较低。

本文通过实验手段,研究真空环境下 NCG 对环路热管工作性能的不利影响。采取逐步充装 NCG 的方法,研究不同 NCG 含量、热载荷及热沉温度工况下,环路热管的工作温度、控温特性、启动过程的变化规律。同时,对 NCG 引起的温度波动和失效现象进行了解释和分析。

1 实验系统

实验件为氨-不锈钢环路热管(LHP),为中国空间技术研究院总体部设计制造,如图 1 所示。毛细芯材料为镍粉,蒸气管线、液体管线和冷凝器管线均为不锈钢圆管,冷凝器管线与紫铜扩热翅片钎焊为一体(见图 2)。实验系统的结构参数如表 1。

热源采用薄膜型电阻加热片。冷凝器的扩热翅片分别贴合于冷板的两个表面,接触面之间填充导热硅脂,以减小接触热阻。冷板内的冷却剂(工业酒精)温度由一台可控温制冷机调节。整个实验系统放置在真空罐内,实验过程中罐内绝对压力低于 10^{-2} Pa。同时,所有部件均被多层隔热材料包裹,因此可忽略实验系统与环境之间的热交换。蒸发器、储液器和冷凝器之间无高度差。采用 T 型热电偶测量特征位置的温度变化,测量精度为 ± 0.5 °C。图 3 给出了测温点在管路上的分布,所有的热电偶均布置在部件外壁上,由于管壁很薄且与外环境隔热,故可将壁面温度视为工质温度。

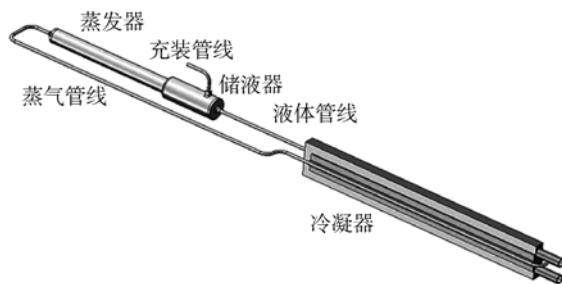


图 1 环路热管系统示意图

Fig. 1 Schematic of the loop heat pipe system

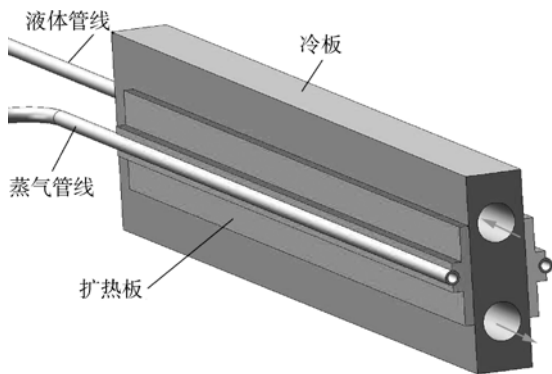


图 2 冷凝器结构示意图

Fig. 2 Schematic of the condenser

表 1 环路热管实验系统几何参数

Table 1 Geometric parameters of the test loop heat pipe system

部件及参数	数值
蒸发器 外径、内径、长度/mm	13, 11, 130
毛细芯 外径、内径、长度/mm	11, 4, 100
蒸气管线 外径、内径、长度/mm	3, 2, 800
冷凝器 外径、内径、长度/mm	3, 2, 1010
液体管线 外径、内径、长度/mm	3, 2, 500
储液器体积/mL	15.26
氨工质充装量/g	15.01
毛细芯孔隙度/%	55
蒸气槽道 数量/个数	8
蒸气槽道 高、宽/mm	1, 1

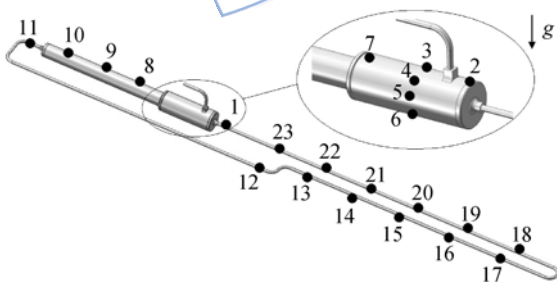


图 3 热电偶分布图

Fig. 3 Location of the thermocouples along the loop

为了尽可能消除初始状态管路内残留的 NCG, 在工质充装之前, 对实验件进行严格的清洁过程。氮气作为一种常见的 NCG, 与不锈钢和氨不发生化学反应, 因此被用来模拟 NCG。沿充装管线将氮气充入系统内, 用以模拟寿命末期系统内存在 NCG 的真实状态。NCG 的定量充装基于一套充装管路。管路的体积经过精确标定, 并且

与一支绝对压力表相连。充装时, 通过监测管路压力的变化, 根据理想气体状态方程, 可计算获得充装管路内气体物质的量的变化, 该值即为 NCG 的实际充装量。本实验中, NCG 充装量的误差为 $\pm 7\%$ 。根据文献[16]中给出的相似结构环路热管内 15 年寿命末期 NCG 的生成量, 可估算本文的实验件在 15 年寿命末期的 NCG 物质的量约为 $7 \times 10^{-5} \text{ mol}$, 即在量级上不会低于 10^{-5} mol 。以此为基准, 本实验先后两次向系统内注入氮气, 获得 NCG 物质的量为 $2 \times 10^{-5} \text{ mol}$ 以及 $4 \times 10^{-5} \text{ mol}$ 两种状态, 并分别命名为 NCG-1 和 NCG-2。

2 实验结果与讨论

2.1 工作温度

环路热管的工作温度随热载荷的变化曲线呈特有的“U”字型(或“V”字型)。在低热载荷区域, 冷凝器内两相换热段的长度较小, 而过冷液体段的长度较大。因此, 储液器内并未被液体充满, 处于两相状态。此时, 环路热管工作在可变热导模式。随着热载荷增加, 冷凝器内两相区长度增加, 工作温度逐渐下降。当热载荷达到一定程度时, 即临界热载荷 Q_c , 储液器被液体充满, 冷凝器内蒸气相长度达到最大值, 环路热管工作在固定热导模式。此后, 工作温度随热载荷的增加近似线性增加。

图 4 给出了热沉温度 $t_{\text{sink}} = 15^\circ\text{C}$ 和 $t_{\text{sink}} = -5^\circ\text{C}$ 两种条件下, NCG 对稳态工作温度的影响(以蒸发器壁面温度 t_{ev} 代替)。可以看到, NCG 的存在导致工作温度升高, 且随着 NCG 含量的升高, 工作温度的增量 Δt_{ev} 越大。同时, NCG 的存在扩大了可变热导区的范围, 例如在在 $t_{\text{sink}} = -5^\circ\text{C}$ 时, 由 $0 \sim 40 \text{ W}$ 增加至 $0 \sim 100 \text{ W}$ 。在新的可变热导区内, NCG 导致的工作温度的增量 Δt_{ev} 显著, 且随热载荷的降低, Δt_{ev} 增大。而在新的固定热导区, NCG 对于工作温度的影响有限。

当热沉温度由 15°C 降低至 -5°C , 临界热载荷 Q_c 相应地由 60 W 增大至 100 W 。这是因为在 -15°C 热沉温度下, 液体工质密度增大、体积收缩, 于是在 60 W 热载荷条件下, 冷凝器并未完全利用, 此时继续增大热载荷, 两相换热段长度依然可以增加。

下面分析 NCG 影响工作温度的机理。本实验中, NCG 沿充装管线被充入系统内, 因此绝大多数 NCG 聚集于储液器, 并产生一个分压力 p_{nec} , 导致储液器总压力 p_{cc} 升高。由于蒸发器压力

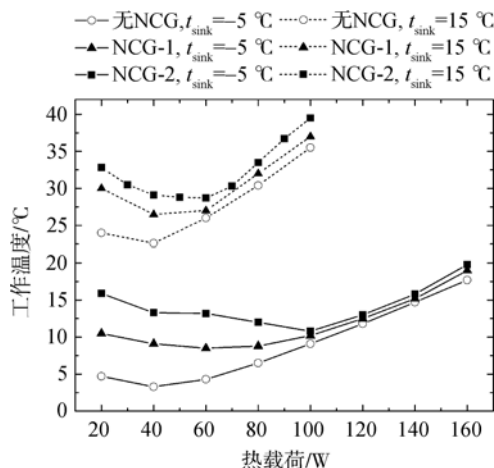


图4 工作温度随热载荷的变化关系

Fig. 4 Heat load dependence of the operating temperature

p_{ev} 取决于储液器压力, 故储液器压力的升高最终导致蒸发器压力的升高, 如式(1). 相应地, 蒸发器内的饱和温度升高.

$$p_{ev} = (p_{NH_3} + p_{neg})_{cc} + \Delta p_{loss} \quad (1)$$

其中 Δp_{loss} 为工质沿外回路的流动阻力, 下标 cc 为储液器. 考虑到蒸发器和储液器紧密配合, 蒸发器侧温度的升高将造成蒸发器向储液器方向漏热量增加, 如式(2)所示.

$$Q_{leak} = G_{ev,cc} \Delta t_{ev,cc} = G_{ev,cc} \frac{\partial t}{\partial p} (p_{neg} + \Delta p_{loss}) \quad (2)$$

其中 $G_{ev,cc}$ 为蒸发器和储液器之间的热导; $\Delta t_{ev,cc}$ 为蒸发器和储液器之间温差. 基于储液器能量平衡关系, 见式(3), 增加的这部分漏热需要回液体提供更多的过冷量, 回液体相对于储液器饱和温度的温差 Δt_{sub} 必须增大. 更大的温差要求回液体温度 t_{return} 更低. 因此, 回液体需在冷凝器内进一步被充分冷却, 故冷凝器内过冷液体段长度增加. 相应地, 冷凝器内两相区长度减小. 由于热沉温度为常数, 环路热管的工作温度被迫升高, 以便将热量排散.

$$\Delta E_{cc} = Q_{leak} - \dot{m} c_p \Delta t_{sub} = Q_{leak} - \dot{m} c_p (t_{cc} - t_{return}) \quad (3)$$

式中 t_{cc} 为储液器温度.

需要注意的是, 大热载荷条件下, 质量流量 $\dot{m}$ 较大, 故温差 Δt_{sub} 仅需增加较小的程度, 回液体即可提供所需的过冷量用以平衡漏热. 相反地, 小热载荷条件下, 质量流量 $\dot{m}$ 较小, 为平衡漏热, 回液体和储液器之间需形成较大的温差 Δt_{sub} . 因此, NCG 对于工作温度的影响在小热载荷条件下

更加显著.

NCG 引起的工作温度升高, 将直接造成环路热管系统的总热阻 R_{tot} 增大, 如式(4)所示, 从而造成系统传热性能的降低: 一方面, 将引起被控设备温度上升, 从而增加设备的失效机率, 降低设备寿命; 另一方面, 传输管线的温度随之升高, 增加了系统与外界的漏热, 导致系统实际传热量的下降.

$$R_{tot} = \frac{t_{ev} - t_{sink}}{Q} \quad (4)$$

式中 t_{ev} 为蒸发器温度.

2.2 控温特性

一些高精度的电子设备通常需要工作在恒定的温度. 然而, 航空/航天通常面临复杂的外界环境, 冷热边界条件的变化幅度很大, 因此要求传热设备具备良好的控温能力. 环路热管自身具有一定的自主(被动)控温能力, 同时, 通过对储液器进行热量或冷量的补偿, 可实现高精度控温(可达 $\pm 0.5^\circ\text{C}$). 然而, 由于 NCG 的存在改变了环路热管原有的工作温度曲线, 从而导致其控温特性的变化. 图5 给出具体的例子. 如图所示, 若设备要求的控温目标为 $t_{control} = 24^\circ\text{C}$, 允许的控温精度为 $\pm 2^\circ\text{C}$, 那么对于无 NCG 情况, 当热载荷在区间 $[0, a]$ 任意变化时, 工作温度始终能够满足上述控温要求. 这一自主控温能力来自于环路热管具有的可变/固定热导工作模式. 然而, 对于 NCG-2 情况, 在整个热载荷区间 $[0, 100]$ W 内, 环路热管的工作温度均高于控温上限 26°C . 因此, 仅依靠环路热管自身的调节能力, 工作温度无法降低至 $t_{control} = (24 \pm 2)^\circ\text{C}$ 的目标值. 为保证环路热管工作在所需的温度水平, 必须采用主动控温措施.

环路热管的主动控温是通过对储液器进行加热或制冷实现的. 热量的补偿可通过在储液器外

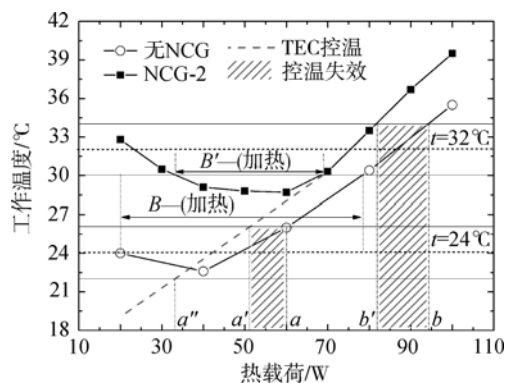


图5 NCG 对环路热管控温特性的影响

Fig. 5 Effect of the NCG on the temperature controlling characteristic of the loop heat pipe

部安装一套单独的加热回路实现. 冷量的补偿通常采用热电致冷器(TEC).

对于 NCG-2 情况,若采取 TEC 主动制冷,则在可变热导区,工作温度随热载荷的降低而近似线性降低^[19]. 这是因为随着储液器温度降低,冷凝器与储液器之间的饱和压力差增加,导致外回路液体流向储液器,并使冷凝器两相段长度达到最大值,即固定热导模式. 可以看到,在热载荷区间 $[a'', a']$,工作温度满足控温需求. 而在区间 $[0, a'']$ 若仍采取 TEC 制冷方法,工作温度将低于控温下限. 此时,可采取补偿加热或者 TEC 间歇工作的方法,以满足控温需求. 需要注意,相比于无 NCG 情况, NCG 的存在将导致可控温的热载荷区间变小,由 $[0, a]$ 减小为 $[0, a']$. 换句话讲,若设备的发热量 $a' < Q < a$,则即使采取 TEC 冷却方式,也无法将环路热管的工作温度控制在所需的温度范围,从而可能造成设备工作故障. 因此,热载荷区间 $[a', a]$ 是 NCG 引起的故障区间.

当热沉温度远低于控温目标温度,则可能造成在大部分热载荷条件下,工作温度低于控温的下限,例如控温目标设定为 $t_{\text{control}} = (32 \pm 2)^\circ\text{C}$. 此时,对于无 NCG 情况,在区间 B 内,只需对储液器进行热量补偿,即可满足控温需求. 对于 NCG-2 情况,需要采取加热控温的热载荷区间为 B' 同. 可以看到, NCG 的存在同样产生了一个故障热载荷区间 $[b', b]$.

2.3 启动特性

环路热管的启动是指从蒸发器受热至稳定运行过程中,系统内发生的全部热力过程. 启动的标志是蒸气槽道内工质沸腾,同时工质开始在回路内循环. 环路热管的启动特性可通过以下 3 个参数描述:启动温升(蒸发器温度在启动时刻与启动前的温度差)、启动时间(蒸发器开始受热至启动时刻所经历的时间)和启动过热度(蒸气槽道内液体核态沸腾所需过热度).

为保证所有启动实验前,毛细芯内外气/液分布的初始形式相同,实验前,首先对储液器加热,保证其温度高于蒸发器温度约 10°C ,维持 30 min 以上. 则在饱和压力差的作用下,储液器内液体经外回路流向蒸气槽道,此时,毛细芯内外两侧均被液体充满. 随后停止加热,使整个系统自然冷却至与外环境温度相同.

图 6 给出了无 NCG 情况、热载荷为 5 W 工况下的启动过程. 当蒸发器开始受热, TC8 和 TC9 点温度快速升高,这是由于蒸气槽道内的液

体发生核态沸腾需要一定的过热度. 同时,蒸发器出口 TC11 和储液器上表面 TC3 的温度也逐步升高,这是壳体导热以及液体工质的导热和对流换热的结果. 随着蒸发器温度的升高,液体过热度增加,当蒸发器温度升至 30.6°C ,蒸发器出口温度 TC11 迅速上升,表明蒸发器内产生核态沸腾,蒸气流入蒸气管线. 由于蒸发过程吸收热量,蒸发器温度突降. 同时,回流液温度 TC1 迅速下降,表明工质在系统内发生流动. 需要注意,启动时刻,储液器温度 TC3 突然上升,其原因是启动时刻,储液器内蒸气被压缩从而释放潜热并冷凝为液体,进而导致储液器温度的突然升高^[20]. 随着回流液体不断对储液器制冷,储液器温度逐步降低,进而导致工作温度降低,系统逐步趋于稳定.

图 7 给出了 NCG-2 情况、热载荷为 5 W 工况下的启动过程. 可以看到,启动开始之前,各温度

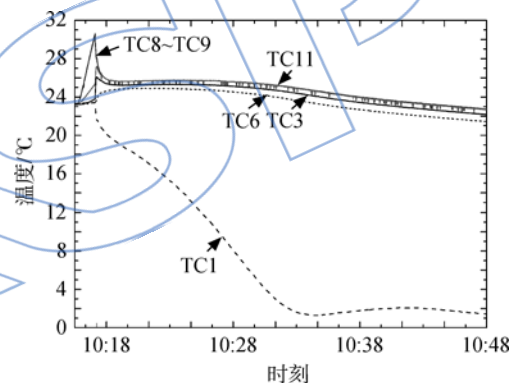


图 6 热载荷为 5 W,无 NCG 情况的启动过程
($t_{\text{sink}} = -15^\circ\text{C}$)

Fig. 6 Startup at without NCG case with 5 W heat load ($t_{\text{sink}} = -15^\circ\text{C}$)

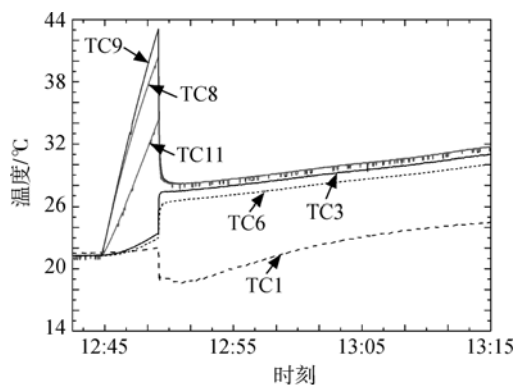


图 7 热载荷为 5 W, NCG-2 情况的启动过程
($t_{\text{sink}} = -15^\circ\text{C}$)

Fig. 7 Startup at NCG-2 case with 5 W heat load ($t_{\text{sink}} = -15^\circ\text{C}$)

测点的变化规律与图 6 中无 NCG 情况的结果类似. 但是, 对比表 2 中的数据可知, 由于 NCG 的存在, 启动时间、启动过热度、启动温升均显著增加, 表明启动过程变得更加困难. 启动后, 回流液体温度 TC1 先迅速降低, 随后逐步升高, 并超过启动初始状态的环境温度. 这是由于 NCG 分压力的存在, 需要蒸发器和储液器之间形成更大的温度差. 但是, 在 5 W 热载荷条件下, 考虑到一部分热量通过反向漏热的形式由蒸发器传递至储液器, 而剩余的热量不足以产生稳定工作所需的温度差, 由此导致储液器和蒸发器温度同步单调上升. 上述结果表明, 环路热管未能实现热量的有效传输, 处于故障运行状态.

图 8 给出了 NCG-2 情况下, 启动热载荷为 10 W 工况下的启动过程. 相比于图 7 结果, 当热载荷增加以后, 启动时间缩短, 启动温升及启动过热度均减小, 即启动变得更加容易. 同时, 启动后, 回流液体温度逐步下降, 储液器和蒸发器的温度因此逐步降低, 并趋于稳定, 表明工质在回路内持续、稳定地流动, 环路热管达到正常工作状态.

表 2 3 种条件下的启动特性参数

Table 2 Characteristic parameters of startup corresponding to the three conditions

热载荷/ W	NCG 物质的 量/ 10^{-5} mol	温升/ $^{\circ}\text{C}$	过热度/ $^{\circ}\text{C}$	时间/ s
5	0	7.4	6.8	88
5	4	21.8	19.6	270
10	4	13.4	12.9	72

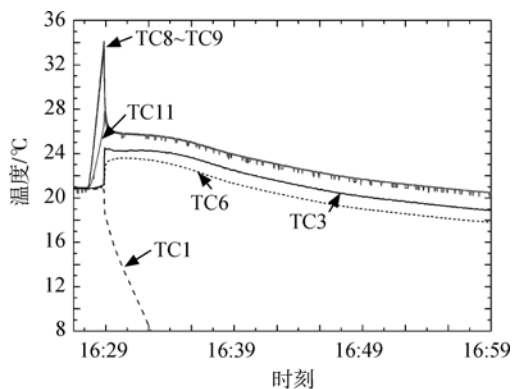


图 8 热载荷为 10 W, NCG-2 情况的启动过程
($t_{\text{sink}} = -15^{\circ}\text{C}$)

Fig. 8 Startup at NCG-2 case with 10 W heat load ($t_{\text{sink}} = -15^{\circ}\text{C}$)

综上所述, NCG 的存在将增加环路热管的启动难度, 由于启动温升较高, 有可能超过设备的额定最高温度而导致设备故障. 为解决 NCG 引起的启动问题, 工程上可采取提高设备功率或添加启动辅助加热器的方法.

2.4 温度波动现象与运行失效

图 9 给出了 NCG-2 情况、热沉温度 $t_{\text{sink}} = 15^{\circ}\text{C}$ 工况下, 环路热管特征温度在热载荷逐步递增过程中的瞬态变化及运行失效. 可以看到, 环路热管在 60 W 热载荷条件下顺利启动, 随后稳定运行. 在 60 W 及随后 70 W 热载荷条件下, 工作温度与图 4 中的结果几乎相同.

当热载荷继续增加至 80 W, 蒸气路径(蒸发器、蒸气管线和冷凝器两相区)的温度逐步升高, 同时, TC15 的温度逐步降低. 约 20 min 后, TC15 的温度突然降低至与冷凝器过冷段温度相同, 而工作温度突然跃升至更高的温度水平. 稳定时, 工作温度约为 37°C , 高于图 4 中 80 W 热载荷的结果. 该温度跃升现象是由于储液器内液体在热扰动后发生相变蒸发, 挤压液体向外回路流动, 导致冷凝器两相换热段长度减小^[21].

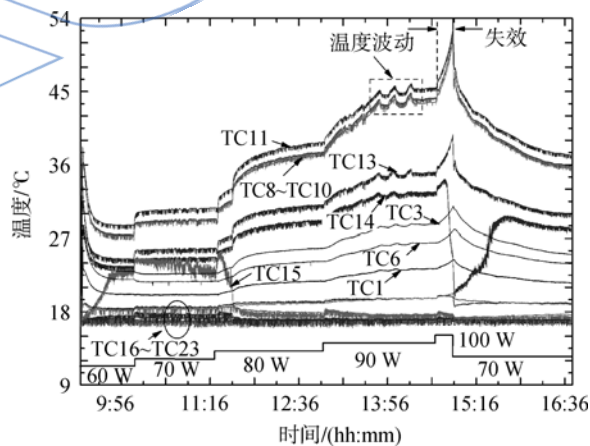


图 9 温度波动现象及运行失效

(NCG-2 工况, $t_{\text{sink}} = 15^{\circ}\text{C}$)

Fig. 9 Temperature oscillation and the operating failure (case NCG-2, $t_{\text{sink}} = 15^{\circ}\text{C}$)

随着热载荷增加至 90 W, 工作温度进一步上升. 当蒸发器温度上升至 44°C 后, 蒸气路径上出现了显著的温度波动现象, 振幅约为 1.5°C , 周期约为 20 min. 温度波动共发生了 3 次, 随后整体温度趋于稳定. 经分析, 导致温度波动的原因不属于已知的任意一类原因(包括工质充装量不合适、热载荷较小或不利的启动过程).

基于波动现象的特点,我们提出假说:NCG 促使液体干道内产生气泡,气泡“产生/消失”过程的反复进行,最终导致工作温度的波动.当系统内含有 NCG 时,一部分 NCG 可能附着在毛细芯内壁面或副毛细芯表面,促进了液体干道内气泡的形成.若气泡无法迅速回流至储液器或破灭,而是在液体干道内汇集和发展,将导致蒸发器温度的升高.同时,由于气泡体积占据了一部分液体干道的体积,也将引起外回路液体向冷凝器入口处移动,导致冷凝器利用率降低,工作温度进一步升高.当气泡发展到一定程度时,有可能沿液体干道进入储液器并在自由表面逃逸,或者被回流的过冷液体冷却,进而破裂,蒸发器温度随之降低.上述过程不断重复,从而形成图 9 所示的周期性波动现象.

随着热载荷增加至 100 W,蒸气路径上的温度立刻飙升.需要注意的是,冷凝器两相区温度 TC14 先升高,随后快速降低,表明冷凝器内的气/液界面已经移动至 TC13~TC14 之间.约 16 min 后,蒸发器温度超过 50 °C,且无任何稳定趋势,环路热管运行失效.为保证实验的安全性,将热载荷降低至 70 W.随后,环路热管的整体温度逐步降低,环路热管恢复正常运行.

根据 Yang-Laplace 公式(式(5)),毛细驱动力 Δp_{cap} 取决于毛细芯微孔的直径 R 与液体的表面张力 σ ,而表面张力 σ 随温度的升高而降低.因此,NCG 引起的工作温度升高将导致毛细驱动力的降低.

$$\Delta p_{\text{cap}} = \frac{2\sigma}{R} \quad (5)$$

实际中,毛细芯的孔径是一个尺寸范围,于是为了维持工质循环所需的驱动力,弯月面只能在更小的孔径上形成,而在相对较大的微孔中弯月面将破裂.这将导致毛细芯内气/液界面向内部推进,即蒸发在更靠近液体干道的位置发生.当工作温度升高到一定程度,蒸气将击穿毛细芯进入液体干道,毛细芯就会烧干,环路热管将无法继续运行,从而出现图 9 中的失效现象.

3 结 论

本文实验研究了 NCG 对于环路热管运行特性的不利影响.基于实验结果,可获得如下结论:

1) NCG 导致工作温度升高,并造成系统总热阻的增加.这是由于 NCG 的存在破坏了环路热管内部原有的热力平衡,进而引起系统内部热

量交换和工质分布的变化.工作温度升高的程度不仅与 NCG 物质的量相关,同时在较小的热载荷或较低的热沉温度条件下,工作温度升高更加明显.

2) 若设备的控温目标较低,NCG 的存在使得环路热管自主控温能力降低甚至丧失.理论上,采取对储液器热量或冷量补偿的主动控温措施,虽然能够将工作温度控制在目标温度范围,但 NCG 将导致允许控温的热载荷范围降低,相应的产生一个故障热载荷区间.

3) NCG 的存在提高了启动温升和启动过热度,并延长了启动时间,从而加剧了启动过程的困难.其原因是由于 NCG 分压力的作用,启动需要蒸发器和储液器之间形成更大的温度差.NCG-2 情况时,5 W 热载荷条件下,蒸发器向储液器的漏热占主导,仅有少量的热量传递给工质,导致启动完成后环路热管无法正常工作;而在 10 W 热载荷条件下,启动完成后环路热管能够正常工作.

4) 在 NCG-2 情况下,观察到了温度波动和运行失效现象.前者产生的机理可能是气泡在液体干道内“产生/消失”过程的反复进行.而失效的原因是由于高温条件下,毛细驱动能力下降甚至毛细芯被蒸气击穿,工质无法再回路内正常循环.

参考文献:

- [1] Maydanik Y F. Loop heat pipes[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(5/6): 635-657.
- [2] Ku J. Operating characteristics of loop heat pipes[R]. SAE Paper 1999-01-2007, 1999.
- [3] Goncharov K, Golovin O, Kolesnikov V, et al. Development and flight operation of LHP used for cooling nickel-cadmium batteries in Chinese meteorological satellites FY-1[R]. Shanghai: 13th Int. Heat Pipe Conf., 2004.
- [4] BAI Lizhan, LIN Guiping, WEN Dongsheng, et al. Experimental investigation of startup behaviors of a dual compensation chamber loop heat pipe with insufficient fluid inventory[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(8/9): 1447-1456.
- [5] Rodriguez J I, Pauken M, Na-Nakornpanom A. Transient characterization of propylene loop heat pipe during start-up and shutdown[R]. SAE Paper 00ICES-116, 2000.
- [6] Rodriguez J I, Na-Nakornpanom A. In-flight performance of the TES loop heat pipe heat rejection system-seven years in space[R]. AIAA 2012-3500, 2012.
- [7] Eric W G. Mission performance of the GLAS thermal control system-7 years in orbit[R]. AIAA 2010-6029, 2010.
- [8] Yerkes L K, Scofield D J, Courson L D, et al. An experimental investigation into the transient performance of a titanium-water loop heat pipe subjected to a steady-periodic

- acceleration field[R]. AIAA 2012-1009, 2012.
- [9] Anderson G W, Hartenstine J, Ellis M, et al. Electronics cooling using high temperature loop heat pipes with multiple condensers[R]. SAE Paper 2010-01-1736, 2010.
- [10] John T, George H. Flexible air cooled loop heat pipe for high density avionics cooling[R]. AIAA 2006-3413, 2006.
- [11] Phillips A L, Kevin L W. Loop heat pipe anti icing system development program summary[R]. SAE Paper 2000-01-2493, 2000.
- [12] Charles B, Dan B, Eric G, et al. Geoscience laser altimetry system (GLAS) loop heat pipe anomaly and on orbit testing[R]. AIAA 2011-5209, 2011.
- [13] Choi K M. Swift BAT loop heat pipe #0 temperature drop problem and solution after its primary heater controller failure[R]. AIAA 2011-5098, 2011.
- [14] Hoang T T, Armiger J W, Baldauff W R, et al. Performance of COMMX loop heat pipe on TacSat 4 spacecraft [R]. AIAA 2012-3498, 2012.
- [15] Randeep S, Aliakbar A, Masataka M. Operational characteristics of the miniature loop heat pipe with non-condensable gases[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(17/18): 3471-3482.
- [16] Nikitkin M N, Bienert W B, Goncharov A K. Non-condensable gases and loop heat pipe operation[R]. SAE Paper 981584, 1998.
- [17] Kimberly R W, David A W, Edward J K. Effect of noncondensable gas and evaporator mass on loop heat pipe performance[R]. SAE Paper 2000-01-2409, 2000.
- [18] Baumann J, Cullimore B, Yendler B, et al. Noncondensable gas, mass, and adverse tilt effects on the start-up of loop heat pipes[R]. SAE Paper 1999-01-2048, 1999.
- [19] LIN Guiping, ZHANG Hongxing, SHAO Xingguo. Investigation of effects of auxiliary measures for startup of loop heat pipe[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2006, 20(3): 389-397.
- [20] ZHANG Hongxing, LIN Guiping, DING Ting, et al. Experimental study on start-up characteristics of loop heat pipes[J]. China Science: Series E, 2005, 48(2): 131-144.
- [21] Chernysheva M A, Vershinin S V, Maydanik Y F. Operating temperature and distribution of a working fluid in LHP [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(13/14): 2704-2713.