

文章编号: 1002-8055(2010)07-1532-06

深冷环路热管稳态运行特性的理论分析

柏立战, 林贵平

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 基于能量平衡、压力平衡以及质量守恒, 建立了氮工质深冷环路热管 (CLHP) 的稳态数学模型, 模拟结果同实验数据具有良好的一致性. 应用该模型对 CLHP 的稳态运行特性进行了理论分析, 考察了寄生热载荷、次蒸发器功率等对 CLHP 运行性能的影响, 并得出如下结论: 同常温环路热管相比, CLHP 的传热能力明显减小; 当主蒸发器热载荷较小时, 寄生热载荷以及反重力高度的存在使 CLHP 的稳态运行温度明显升高, 而通过对次蒸发器施加功率可显著改善 CLHP 的工作性能; CLHP 最高运行温度/压力随储气室容积的增大而减小, 相应的, 其最大传热能力将受到限制.

关 键 词: 环路热管; 低温; 传热; 建模; 运行特性

中图分类号: TB131

文献标识码: A

Theoretical analysis of steady-state operating characteristics of a cryogenic loop heat pipe

BAI Lìzhan, LIN Guìpíng

(School of Aeronautic Science and Engineering,

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

Abstract: Based on energy balance, pressure balance and mass conservation, a steady-state mathematical model of a cryogenic loop heat pipe (CLHP) with nitrogen as the working fluid was established in this paper, and the modeling results showed good agreement with the experimental data. Theoretical investigation of the steady-state operating characteristics of the CLHP was conducted based on the mathematical model, where the effects of the parasitic heat load and power applied to the secondary evaporator on the performance of the CLHP was studied. The conclusions below were drawn: the heat transport capability of the CLHP is obviously reduced as compared with ambient loop heat pipe; when the heat load applied to the primary evaporator is small, the steady-state operating temperature is high due to the existence of the parasitic heat load and adverse elevation. However, the performance of CLHP at small heat loads can be notably improved by applying heat load to the secondary evaporator. The maximum operating temperature/pressure drops as the volume of the gas reservoir increases, and the maximum heat transport capability of CLHP will be limited accordingly.

Key words: loop heat pipe; cryogenic; heat transfer; modeling; operating characteristics

深冷环路热管 (cryogenic loop heat pipe, 简称 CLHP) 是高效深低温热传输技术的关键器件

之一. 国外深低温热收集与热传输技术的研究始于 20 世纪 60 年代末期, 主要用于军用天基红外

收稿日期: 2009-02-21; 修订日期: 2009-12-18

基金项目: 国家自然科学基金 (50676006); 北京航空航天大学博士研究生创新基金

作者简介: 柏立战 (1983-), 男, 河北玉田人, 博士生, 主要从事 LHP, CLHP, CPL 等高效传热技术的研究.

探测、对地观测及深空探测中的被冷却设备^[1]. 在空间红外探测系统热设计中, CLHP 可有效解决红外探测器等精密仪器与低温制冷机的分离问题, 提高红外探测系统的指向灵敏性, 实现红外探测器与低温制冷系统的有效热耦合, 抑制来自低温制冷机的机械振动和电磁干扰, 极大地改善它们之间的集成关系^[24]. 目前国外对 CLHP 的研究已进入工程样机阶段, 对不同结构形式、运行在不同低温温区的 CLHP 开展了大量的地面实验研究, 为下一步空间搭载实验做准备. 而我国对 CLHP 的研究尚处于起步阶段, 需要在理论、实验及应用研究方面开展大量的工作, 在深低温热收集与热传输技术方面还比较落后^[26].

鉴于国内对 CLHP 的研究现状, 本文基于能量平衡、压力平衡以及质量守恒, 建立了 CLHP 的稳态数学模型, 模拟结果同实验数据具有良好的一致性. 应用该模型对 CLHP 的稳态运行特性进行了理论分析, 考察了寄生热载荷、反重力高度、次蒸发器功率以及储气室容积等对 CLHP 运行性能的影响, 得出了一些重要结论, 对于 CLHP 的设计优化以及实验研究具有较强的指导意义.

1 CLHP 结构及工作原理

同常温环路热管(ALHP)相比, CLHP 增设了储气室以解决超临界起动以及常温下的耐压问题, 增加了辅助回路(或次回路)以解决超临界起动和寄生热载荷问题^[23], 其系统构成见图 1. CLHP 的工作原理与 ALHP 相同, 即依靠工质的蒸发和凝结来传递热量, 而工质的循环由蒸发器毛细芯产生的毛细力驱动, 无需外加动力.

2 CLHP 稳态模型

2.1 工质循环热力过程分析

图 1 给出 CLHP 的结构示意图以及稳态运行中工质的循环过程. CLHP 稳态模型同 ALHP 相比主要有两方面不同: 首先, CLHP 实际上包含两个相互贯通的 ALHP 回路, 即主回路和辅助回路(或次回路), 且两个回路相互作用和影响; 其次, 对应一定的工质充装量, 由于两个回路均与储气室相连通, 随着系统工作温度/压力的变化, 储气室内存储的工质质量随之变化, 造成两个回路内(不包括储气室)的工质质量不恒定. 下面简要分析 CLHP 主要特征点之间的温度与压力平衡关系.

设主蒸发器上的热载荷为 Q_1 , 加在次蒸发器上的热载荷为 Q_2 , 主回路和次回路工质的质量流量分别为 m_1 和 m_2 , T_1 为主蒸发器饱和温度, T_2 为次蒸发器饱和温度. 由于主回路和次回路的蒸汽管线在 c 点汇合, 根据 Clausius-Clapeyron 关系式可得主蒸发器和次蒸发器饱和温度与 ac 段和 bc 段工质流动压降 Δp_{ac} 和 Δp_{bc} 满足如下关系式:

$$T_1 - T_2 = \left[\frac{dT}{dp} \right]_{\text{sat}(T_1)} @ \Delta p = \left[\frac{dT}{dp} \right]_{\text{sat}(T_1)} @ (\Delta p_{ac} - \Delta p_{bc}) \quad (1)$$

设混合前两股蒸汽的焓值分别为 h_1 和 h_2 , 根据质量守恒和能量守恒, 两股蒸汽在 c 点混合后的质量流量和焓值分别为

$$m = m_1 + m_2 \quad (2)$$

$$h = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} \quad (3)$$

低温的饱和蒸汽在蒸汽管线流动过程将受到周围环境的加热而变为过热蒸汽, 混合后的过热蒸汽进入主冷凝器, 温度降低达到饱和状态、冷凝并过冷. 过冷液体经液体管线流动过程受到环境加热而温度升高, 最终进入主蒸发器液体干道, 一部分液体工质对主蒸发器毛细芯进行供液, 另一部分进入主储液器, 经次回路管线进入次冷凝器, 之后进入次蒸发器液体干道对次蒸发器毛细芯进行供液, 分别完成主、次回路的循环.

在 CLHP 运行过程中, 将储气室暴露于周围环境, 因而其基本处于常温, 内部工质为超临界气体, 以实现对工质在储气室和回路间的分配比例

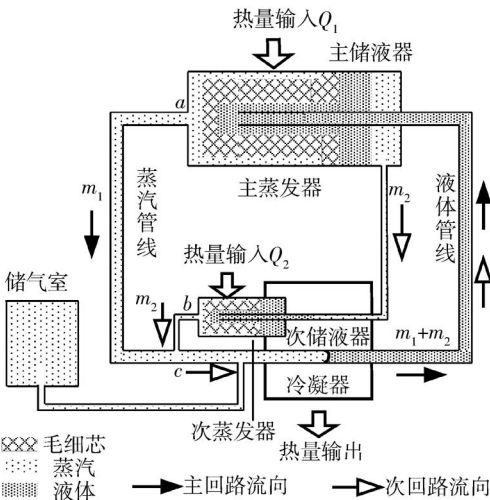


图 1 CLHP 结构示意图
Fig. 1 Schematic of CLHP

的简单控制. 需要说明, 对于 CLHP, 由于次储液器直接与低温热沉贴合, 冷却效果很好, 次储液器内的空泡份额较小, 液相含量较大, 甚至次储液器被过冷液体所充满, 故次储液器对 CLHP 一般不具有控温作用. 而主储液器仅依靠回流过冷液体的冷却, 一般处于饱和状态, 其饱和温度决定着 CLHP 的工作温度. 主储液器饱和温度决定于其能量平衡关系. 因此, 对主储液器能量平衡的分析对求得系统的稳态运行温度至关重要. 主储液器的能量平衡关系为

$$Q_{hl} + Q_{c@a} = Q_{sub}$$

(4)

$$Q_{hl} = C_{@cc} @ (T_1 - T_{cc})$$

(5)

$$Q_{sub} = m \# c_{pl} \$ T_{sub} =$$

$$(m_1 + m_2) \# c_{pl} (T_{cc} - T_{@in})$$

(6)

式中 Q_{hl} 为主蒸发器向主储液器的漏热; Q_{sub} 为回流液体的过冷量; $Q_{c@a}$ 为主储液器同环境的换热; $C_{@cc}$ 为主蒸发器同主储液器之间的热导; T_{cc} 为主储液器温度; c_{pl} 为液体工质的比定压热容; $\$ T_{sub}$ 为回流液体的过冷度; $T_{@in}$ 为主储液器入口温度.

根据式 (6) 可知, 当次蒸发器工作时, 将使得回流过冷液体的质量流量增大, 相应的, 回流液体携带的冷量增加. 另一方面, 由于液体管线中的工质质量流量增加, 沿程温升效应减弱, 使得主储液器入口工质的温度降低, 这些因素都使得回流过冷液体对主储液器的冷却效果增强, 有利于降低主储液器的温度, 进而降低主蒸发器的温度, 提高 CLHP 的传热性能. 当主蒸发器上的热载荷较大时, 寄生热载荷等对系统工作性能的影响可忽略, 冷凝器绝大部分被打开且热导基本固定, CLHP 运行在固定热导区, 系统的工作温度则主要取决于总的热载荷 (主蒸发器上的热载荷与次蒸发器功率之和) 和主冷凝器与热沉之间的热导, 如式 (7) 所示

$$T_1 U \frac{Q_1 + Q_2}{C_{@s}} + T_s$$

(7)

式中 $C_{@s}$ 为主冷凝器与热沉之间的热导; T_s 为热沉温度.

2.2 相关数学模型的选用

LHP (loop heat pipe) 各部件传热与压降具体计算方法在许多文献均有介绍^[7,12], 本文的计算主要参考文献[7], 限于篇幅, 在此不再赘述, 简述其要点:

1) 由于蒸汽、液体管线以及冷凝器管线均为小管径光滑内壁管, 且长径比很大 ($L/D \gg 50$), 对于单相流动, 采用常规的阻力系数与传热系数计算流动压降与热量传递;

2) 对于冷凝器两相区, 采用 Lockhart-Martinelli 经典方法计算两相压降和空泡率, 采用环状流传热系数公式进行换热计算;

3) 蒸发器毛细芯的有效导热系数采用 Chaudary and Bhandari 模型 (取 $n = 0.42$) 计算, 流体通过毛细芯的压降根据 Darcy 定律进行计算.

模型针对的 CLHP 以氮作为工质, 工作温度范围 80~120 K. 模型考虑了工质热物性变化对 CLHP 工作性能的影响, 将氮的热物性参数如密度、导热系数、比定压热容、黏度、汽化潜热以及表面张力等拟合成温度的函数关系式.

2.3 稳态模型的求解

模型将传输管线均匀划分成一定数目的节点, 每个节点代表一定的控制容积, 对每个节点列写控制方程, 进行传热与压降的耦合计算. 模型求解采用增值寻根法. 首先计算主蒸发器最低蒸发温度^[11], 设定蒸发温度等于最低蒸发温度, 然后让蒸发温度逐步增值, 直至满足 CLHP 系统能量平衡、压力平衡以及质量守恒的要求为止. 模型求解流程参见文献[12].

3 模型验证

为验证稳态模型的有效性, 将模拟结果与实验数据进行比较. 实验中 CLHP 的结构与图 1 所示相同, 主要部件的结构参数示于表 1.

该 CLHP 以高纯氮作为工质, 蒸发器毛细芯材料为镍粉, 其余部件材料为不锈钢. 将薄膜电阻加热片贴于主蒸发器和次蒸发器外壳上, 通过改变电压值来模拟不同的热载荷. 冷凝器和一块冷板贴合并进行锡焊来减小接触热阻, 冷板另一侧通以液氮, 可将冷板温度维持在 83 K 附近. 为了尽可能减小环境漏热的影响, 实验在真空罐内进行, 并且除储气室外, 对 CLHP 所有部件包裹 10 层多层隔热材料. 实验中使用热电偶 (T 型) 测温系统测量和记录 CLHP 特征点的温度变化.

图 2 给出主蒸发器温度模拟结果与实验数据的比较. 实验条件: 热沉平均温度 83 K, 环境温度 300 K, 次蒸发器功率 5 W, 主蒸发器和主冷凝器位于同一水平面, 即无反重力高度. 模型中设定

表 1 CLHP 主要结构参数
Table 1 Structural parameters of CLHP

基本部件参数		数值
主蒸发器	壳体外径、内径、长度/mm	13, 11, 115
	毛细芯外径、内径、长度/mm	11, 5, 110
次蒸发器	壳体外径、内径、长度/mm	13, 11, 60
	毛细芯外径、内径、长度/mm	11, 5, 55
主回路	蒸汽管线外径、内径、长度/mm	3, 2, 800
	液体管线外径、内径、长度/mm	3, 2, 800
	冷凝器管线外径、内径、长度/mm	3, 2, 800
次回路	传输管线外径、内径、长度/mm	3, 2, 800
	冷凝器管线外径、内径、长度/mm	3, 2, 200
储液器	主储液器容积/ml	1.0
	次储液器容积/ml	5.6
	储气室容积/ml	550
	最大孔径/Lm	1.0
	孔隙率/%	55
毛细芯	渗透率/ 10^{-14}m^2	> 5

传输管线与周围环境的等效传热系数为 $0.1\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 冷凝器与热沉之间的传热系数为 $500\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. 根据图 2 可得, 模拟结果与实验数据的变化趋势基本一致, 两者的偏差保持在一定范围内($< 2\text{ K}$), 证实了稳态模型的有效性.

根据图 2 可知, 同 ALHP 相似, CLHP 的稳态运行特性曲线同样呈典型的“K”形, 即 CLHP 具有可变热导区和固定热导区两个工作区域, 文

献[11]对这两个工作区域的成因进行了具体介绍, 在此不再赘述. 此外, CLHP 的传热极限(约 35 W)远低于 ALHP(几百瓦以上), 这主要是由低温工质的热物性引起的. 同常温工质(氨)相比, 低温工质(氮)的表面张力和蒸发潜热很小, 造成 CLHP 毛细芯所能提供的最大毛细压力以及工质单位传输质量所携带的热量(潜热)明显减小, 相应的, CLHP 的传热能力一般较小.

4 基于模型的参数效应分析

4.1 寄生热载荷对稳态蒸发温度的影响

由于 CLHP 运行在深低温区, 其内循环的低温工质的温度远低于周围环境的温度, 周围环境对 CLHP 的漏热相当严重, 为实现 CLHP 的正常运行, 必须采取严格的绝热措施. 目前对 CLHP 的实验研究一般在真空舱内进行, 且将整个 CLHP(储气室除外)用多层隔热材料(MLI)包裹. 事实上, 应用的隔热材料的层数不同, 将影响传输管线与周围环境的等效传热系数, 进而造成周围环境向 CLHP 寄生漏热的不同. 模型中寄生热载荷的大小取决于传输管线与周围环境的等效传热系数 A

图 3 给出寄生热载荷对稳态蒸发温度(主蒸发器饱和温度)的影响. 模型设定次蒸发器功率为零, 无反重力高度, 热沉温度为 80 K . 根据图 3, 寄生热载荷越大, 蒸发温度越高, 尤其对于主蒸发器热载荷较小($\leq 10\text{ W}$)的情形. 这是因为, 当热载荷较小时, 主回路液体管线中工质的质量流量相应很小, 根据式(8)

$$T_{\alpha\text{in}} = T_a + (T_{\alpha\text{out}} - T_a) @\exp\left[-\frac{(C/L) @a}{mc_{pl}}L_{\text{II}}\right]$$

(8)

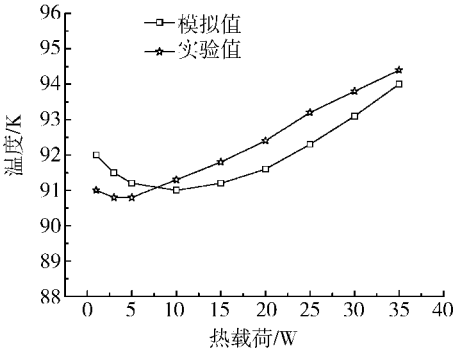


图 2 模拟结果与实验数据的比较
Fig. 2 Comparison of modeling results with experimental data

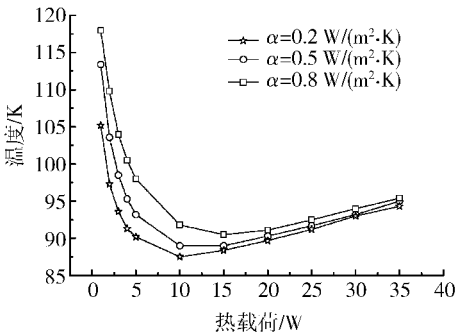


图 3 寄生热载荷对稳态蒸发温度的影响
Fig. 3 Effect of parasitic heat loss on the steady-state evaporating temperature

式(8)中假设单位长度液体管线与周围环境的导热 $(C/L)_{\text{la}}$ 为常数, T_a 为环境温度; T_{out} 为主冷凝器出口温度; L_1 为液体管线长度.

当主冷凝器出口温度一定, 寄生热载荷越大, 即 $(C/L)_{\text{la}}$ 越大, 回流液体沿液体管线流动过程温升越显著, 工质在主储液器入口处的温度越高, 相应的, 主储液器温度越高, 蒸发温度亦越高. 随着热载荷的增大 ($> 10\text{ W}$), 回流液体的质量流量增大, 根据式(8), 寄生热载荷的影响逐渐减弱, 因而, 不同寄生热载荷下的蒸发温度逐渐趋于一致.

4.2 反重力高度对稳态蒸发温度的影响

图 4 给出反重力高度 (h_e) 对稳态蒸发温度的影响. 模型设定次蒸发器功率为零, 且传输管线与周围环境绝热. 根据图 4 可得, 反重力高度对系统稳态运行性能的影响同寄生热载荷具有相同的效应: 当热载荷较小时, 蒸发温度随反重力高度增大而显著升高, 而当热载荷较大时, 反重力高度对蒸发温度的影响可忽略. 这是由于反重力高度的存在增大了外回路的总压降, 根据 Clausius-Clapeyron 关系式, 主蒸发器与主储液器的饱和压差/温差增大, 主蒸发器向主储液器的漏热增大. 当主蒸发器热载荷较小时, 由于工质的质量流量很小, 要平衡主蒸发器向主储液器的漏热, 根据式(6), 所需的回流液体过冷度较大, 因而, 主冷凝器过冷段长度增加, 两相区长度减小, 导致冷凝温度升高, 相应的蒸发温度升高. 随着热载荷的增大, 回流液体的质量流量增加, 重力压降引起的主蒸发器向主储液器的漏热能被回流液体以较小的过冷度所平衡, 即反重力高度对蒸发温度的影响逐渐减弱, 甚至可忽略.

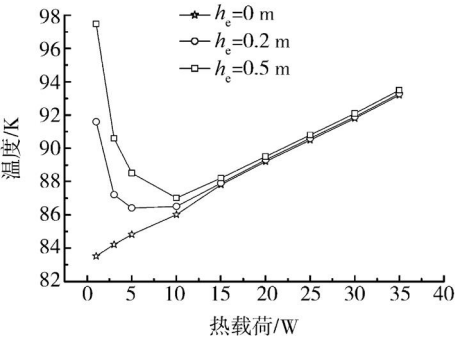


图 4 反重力高度对稳态蒸发温度的影响
Fig. 4 Effect of adverse elevation on the steady-state evaporating temperature

4.3 次蒸发器功率对稳态蒸发温度的影响

图 5 给出次蒸发器功率对稳态蒸发温度的影响, 模型中传输管线与周围环境的等效传热系数为 $0.8\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 无反重力高度, 热沉温度为 80 K . 根据图 5, 当主蒸发器上的热载荷较小时, 蒸发温度随着次蒸发器功率的增大而明显降低, 而当主蒸发器上的热载荷较大时, 蒸发温度随次蒸发器功率的增大而略有升高. 这是由于当主蒸发器上的热载荷较小时, 液体管线中工质的质量流量很小, 沿液体管线流动过程中温升效应显著. 对次蒸发器施加功率后, 显著增加了回流液体的质量流量. 次蒸发器上施加的功率越大, 回流液体的质量流量越大, 对应相同的冷凝器出口温度, 根据式(8), 主储液器入口的工质温度越低, 加之进入主储液器的过冷液体质量流量增大, 根据式(6), 回流过冷液体对主储液器的冷却作用加强, 主储液器温度降低, 蒸发温度亦降低. 而当主蒸发器上的热载荷较大时, 寄生热载荷导致的回流液体温升效应已不显著, 主冷凝器绝大部分被激活, 蒸发温度主要取决于系统总的热载荷和冷凝器两相区传热面积. 在这种情况下, 根据式(7), 次蒸发器上的热载荷越大, 系统总的热载荷越大, 蒸发温度相应略有升高.

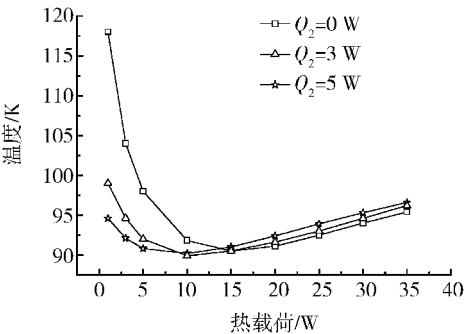


图 5 次蒸发器功率对稳态蒸发温度的影响
Fig. 5 Effect of power applied to the secondary evaporator on the steady-state evaporating temperature

4.4 储气室容积对传热极限的影响

在 CLHP 设计过程中, 对储气室容积的合理确定非常重要, 因为储气室的容积过小, 将导致 CLHP 次蒸发器无法起动, 进而造成超临界起动的失败以及 CLHP 在常温下的压力很高, 系统存在较大的安全隐患. 而储气室的容积过大, 除造成系统的体积与质量增大外, CLHP 的传热极限也

将受到影响. 这是由于随着 CLHP 的热载荷增大, 工作温度/压力的升高, 储气室压力同时升高, 使其内存较多的工质, CLHP 回路内的工质将减少, 严重情形将导致对主蒸发器毛细芯的供液不足(主储液器和液体干道被蒸汽所充满)而运行失效. 图 6 给出 CLHP 最高工作温度/压力随储气室容积的变化. CLHP 设计工况为热载荷 20 W, 工作温度 90 K, 热沉温度 80 K, 主储液器空泡份额为 40%. 根据图 6, 随着储气室容积的增大, CLHP 最高工作温度/压力逐渐减小, 根据式 (9)

$$(Q_1 + Q_2)_{\max} = U C_{2s} (T_{1, \max} - T_s) \quad (9)$$

CLHP 的最大传热能力将受到限制.

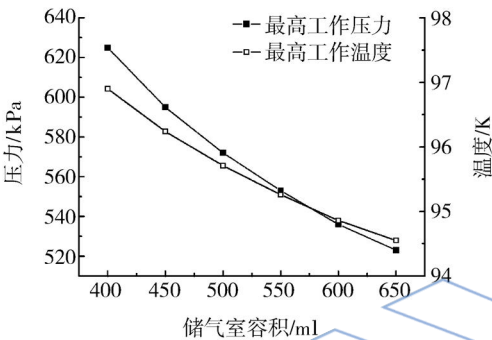


图 6 储气室容积对传热极限的影响

Fig. 6 Effect of the volume of gas reservoir on the heat transport limit

5 结 论

本文建立了 CLHP 的稳态数学模型, 模拟结果同实验结果具有良好的一致性. 应用该模型对 CLHP 的稳态运行特性进行了理论分析, 得出如下结论: 1 同 ALHP 相比, CLHP 的传热极限明显减小, 这是由低温工质的热物性所决定的; 2 当主蒸发器热载荷较小时, 寄生热载荷以及反重力高度的存在使 CLHP 的稳态运行温度明显升高; 3 当主蒸发器热载荷较大时, CLHP 运行在固定热导区, 寄生热载荷以及反重力高度的存在对 CLHP 稳态运行温度的影响减弱, 甚至可忽略; 4 通过对次蒸发器施加功率可显著改善 CLHP 主蒸发器小热载荷情况下的工作性能; 5 CLHP 最高运行温度/压力随储气室容积的增大而减小, 相应的, 其最大传热能力将受到限制.

对 CLHP 稳态运行特性的理论分析, 有助于更深入了解 CLHP 的工作机理, 同时对 CLHP 的设计优化与实验研究具有一定的指导意义.

参考文献:

[1] 苗建印, 向艳超, 范含林. 高效深低温热收集与热传输技术 [J]. 航天器工程, 2005, 14(3): 40245.
MIAO Jianyin, XIANG Yanchao, FAN Hanlin. High efficiency cryogenic heat collection and transport technology [J]. Spacecraft Engineering, 2005, 14(3): 40245. (in Chinese)

[2] Hoang T T, QpConnell T A, Ku J, et al. Design optimization of a hydrogen advanced loop heat pipe for space based IR sensor and detector cryocooling [C] MProceedings of SPIE. San Diego, CA, USA: SPIE, 2003, 5172: 8096.

[3] Hoang T T, QpConnell T A. Performance demonstration of flexible advanced loop heat pipe for across-gimbal cryocooling [R]. AIAA Paper 20025590, 2005.

[4] Bugby D C, Marlang B C, Stouffer C J, et al. Development of advanced tools for cryogenic integration [C] MAdvances in Cryogenic Engineering: Transactions of the Cryogenic Engineering Conference. [S. l.]: American Institute of Physics, 2004: 1910222.

[5] Mo Q, Liang J T. A novel design and experimental study of a cryogenic loop heat pipe with high heat transfer capability [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49: 770776.

[6] Mo Q, Liang J T, Cai J H. Investigation of the effects of three key parameters on the heat transfer capability of a CLHP [J]. Cryogenics, 2007, 47: 262266.

[7] Parker M L. Modeling of loop heat pipe with applications to spacecraft thermal control [D]. Pennsylvania: Faculty of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Pennsylvania, 2000.

[8] Kaya T, Hoang T T, Ku J, et al. Mathematical modeling of loop heat pipes [R]. AIAA Paper 990477, 1999.

[9] Hoang T T, Kaya T. Mathematical modeling of loop heat pipes with two-phase pressure drop [R]. AIAA Paper 99233875, 1999.

[10] Chuang P A, Cimbala J M, Conroy C T, et al. Comparison of experiments and 2D steady-state model of a loop heat pipe [C] MProceedings of IMECE. New Orleans, LA: ASME, 2002. IMECE 200223542.

[11] 柏立战, 林贵平, 张红星. 环路热管稳态建模及运行特性分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(8): 8942898.
BAI Lizhan, LIN Guiping, ZHANG Hongxing. Steady state modeling of loop heat pipes and operating characteristics analysis [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(8): 8942898. (in Chinese)

[12] Bai L Z, Lin G P, Zhang H X, et al. Mathematical modeling of steady state operation of a loop heat pipe [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 264322654.