第44卷 第3期 西安交通大学学报 Vol. 44 №3
2010年3月 JOURNAL OF XI'AN JIAOTONG UNIVERSITY Mar. 2010

环路热管系统温度波动的机理研究

盖东兴, 刘伟, 刘志春, 黄素逸
(华中科技大学能源与动力工程学院, 430074, 武汉)

摘要: 从冷凝器两相区的水动力学不稳定性入手,分析了环路热管的温度波动机理,得出了冷凝器两相区不稳定性是系统温度波动的源动力之一. 实验发现以甲醇为工质的环路热管系统温度波动集中发生在热负荷介于12~60 W时,而在该区间之外的较低和较高热负荷范围,系统能够平稳运行,这和理论分析结果相符合. 另外,系统温度波动剧烈程度随着系统工质充灌量的增加而明显增强. 与以甲醇为工质的环路热管相比,采用汽化潜热较小的丙酮为工质时,系统发生温度波动的热负荷范围变窄,同时温度波动剧烈程度明显降低.

关键词: 环路热管; 温度波动; 两相流; 理论分析
中图分类号: TK 124 文献标志码: A 文章编号: 0253-987X(2010)03-0026-06

Mechanism Research on Temperature Oscillation of Loop Heat Pipe

GAI Dongxing, LIU Wei, LIU Zhichun, HUANG Suyi
(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract: The mechanism of temperature oscillation in a loop heat pipe was analyzed on the basis of the instability of two-phase flow at the entrance of a condenser, and the results show that the instability of two-phase flow is one of the sources of temperature oscillation. The experimental results indicate that temperature oscillation occurs as the heat load of the loop heat pipe system is in a range of 12-60 W while the system can operate stably when the load is outside the range, matching the theoretical analysis. Further, the severity of temperature oscillation of the loop heat pipe increases obviously with the increase of charging ratio of working fluid. In addition, compared with the loop heat pipe with methanol as working fluid, the system using acetone with lower latent heat has a smaller range of heat load in which temperature oscillation exists and the severity of temperature oscillation decreases clearly.

Keywords: loop heat pipe; temperature oscillation; two phase flow; theoretical research

符号表

A	管子截面面积, m^2	x	干度	下标	
D	管子直径, m	α	工质充灌量, %	l	液相
L	管子长度, m	λ	摩擦阻力系数	loop	整个环路
Q	热负荷, W	θ	接触角, (°)	m	气液两相
r	汽化潜热, J/kg	σ	表面张力, N/m	s	饱和态
r_{eff}	有效毛细半径, m	ρ	密度, kg/m^3	v	气相
T	温度, ℃	Δi	蒸气过热度, J/kg	上标	
W	质量流量, kg/s			*	蒸发相界面

收稿日期: 2009-07-29. 作者简介: 盖东兴(1981-), 男, 博士生; 刘伟(联系人), 男, 教授. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50876035, 50906025); 中国博士点学科新进教师博士点基金资助项目(20070487093).

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

环路热管(LHP)是一种基于分体式热管发展起来的新型热控技术, 其利用蒸发器内毛细芯的毛细抽吸力驱动系统运行, 利用工质蒸发-冷凝传输热量, 具有传热能力强、热阻低、效率高以及传输距离长等优点. 由于 LHP 没有任何运动部件, 大大提高了系统的可靠性, 同时节约了能源, 这对于航天器有限的能源来讲非常具有吸引力. 与热管相比, LHP 的气液管路可以任意布置, 提高了系统的灵活性, 使得 LHP 在航空航天和民用电子器件散热领域都有着广阔的应用前景.

环路热管等相变回路系统均存在系统温度波动现象[1-2]. Maydanik 等做了大量圆柱形 LHP 实验研究, 发现 LHP 在某些工况下会出现温度波动现象[3-6]; Singh 等研制的平板型环路热管也存在显著温度波动现象[7]. 温度波动的存在对 LHP 的应用具有不利影响, 尤其在对系统温控精度要求较高的情况下, LHP 的应用受到了极大限制. 现有的实验结果可以按照温度波动波幅和频率的差异, 将 LHP 的温度波动分为以下 3 类: ①小波幅(小于 2 ℃)、高频率的温度波动; ②小波幅(小于 2 ℃)、大周期(达几分钟)的温度波动; ③大波幅(最高可达 10 ℃以上)、大周期(可达十几分钟)的温度波动[7]. 实验发现, LHP 系统温度波动只发生在某些特定的热负荷范围内, 且其系统温度波动受到较多因素的影响, 如加入的热负荷、工质充灌量、重力倾角, 以及系统结构、工质物性等.

1　实验系统

平板式 LHP 的结构参数见表 1. 该系统由一个含有 500 目不锈钢丝网(材质为 316L, 共 82 层)多孔芯的平板式蒸发器、蒸气管路、风冷管翅式冷凝器、液体管路组成, 实验系统中蒸发器、冷凝器以及所有管路均为紫铜制成, 其具体几何参数见表 1. 本文实验工质为甲醇和丙酮(质量分数为 99.5%), 充灌前系统通过机械泵和扩散泵两级真空机组将系统真空度抽至 3.2×10^{-4} Pa, 工质充灌量 α 为 60%. 定义 $\alpha = V_1/V_{total}$, 其中 V_1 为充入的工质体积; V_{total} 为 LHP 系统内整个空腔体积, 包括蒸气槽道、毛细芯空隙、储液腔、蒸气管路、液体管路和冷凝器. 温度测量系统采用 Keithley-2700 数据采集仪, 12 个铜-康铜 T 型热电偶用来检测系统各主要区域的温度及环境温度, 所有热电偶标定后测温误差为 ±0.2 ℃. 各温度测点位置如图 1 所示. 实验采用 2 根加热棒安装在 40 mm × 30 mm × 35 mm 的紫铜块内作为模拟热源, 通过调节变压器供给电热棒不同功率, 其发热功率用精度为 ±0.2 W 的功率表实时测量. 模拟热源以及蒸发器外层包裹厚 10 mm、导热系数为 0.012 W/(m·K)的纳米超效绝热材料, 系统在最大热负荷 120 W(q = 10 W/cm^2)时, 通过纳米保温材料的热量损失为 0.28 W, 加热系统的相对误差低于 0.3%.

2　实验结果分析

以 α 为 60% 的甲醇 LHP 为例, 在 Q = 6~120 W 之间, 每间隔 6 W 做一组启动实验. 实验发现: 平板型 LHP 系统在热负荷为 18、24、30、36 W 时, 系统均出现了不同程度的温度波动, 其蒸发器加热壁面温度波动周期(取相邻几个周期的平均值)和波幅(取几个周期内波峰与波谷之差的平均值)见表 2. 在 $Q \leqslant 12$ W 和 $Q \geqslant 42$ W 时, 系统均能稳定运行, 如图 2 所示. 图 3 为系统变工况运行图, 很显然随着热负荷的升高, LHP 依次经历低热流稳定运行区、中热流温度波动区和高热流稳定运行区.

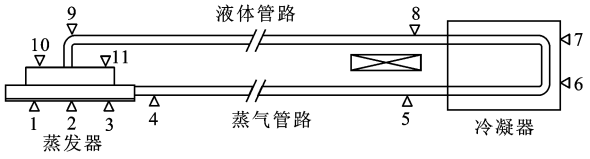
本文做了不同工质以及不同工质充灌量的多组

表 1　小型平板式 LHP 实验系统结构参数表

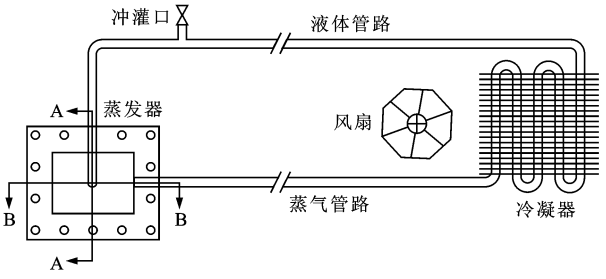
蒸发器									
加热壁面					边壁	多孔隔板	储液腔	毛细芯	
壁厚/mm	长×宽/mm×mm	凸台尺寸/mm×mm×mm	槽宽/mm	凸台数	厚度/mm	厚度/mm	长×宽×高/mm×mm×mm	长×宽×高/mm×mm×mm	丝网目数×层数
1.5	40×30	1×1×1	1	270	1.5	0.5	34.5×30×6	36.5×30×4	500×82

蒸气管路		液体管路		冷凝器				
内径×外径/mm×mm	长度/mm	内径×外径/mm×mm	长度/mm	内径×外径/mm×mm	长度/mm	翅片厚度/mm	翅片长×宽/mm×mm	风扇转速/r·min^{-1}
4×6	320	4×6	530	4×6	810	0.05	100×20	3 000

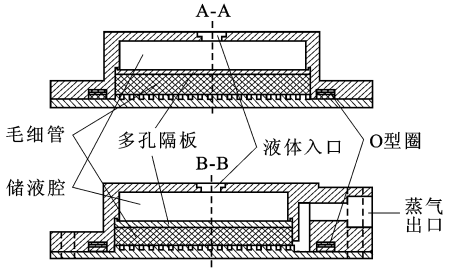
© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net



(a) LHP 系统侧视图



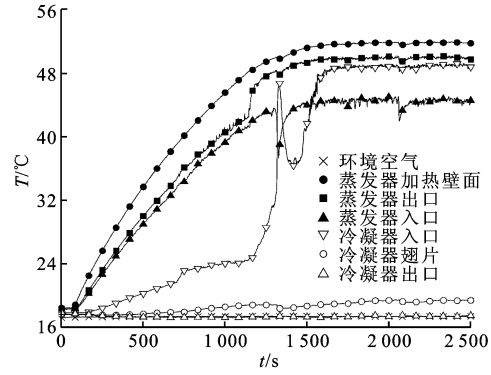
(b) LHP 系统俯视图



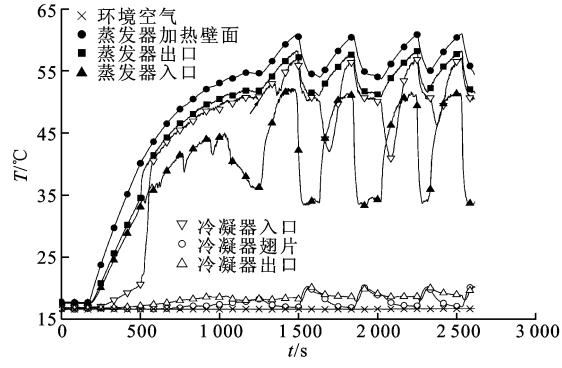
(c) 蒸发器结构图

图 1 平板式 LHP 实验系统

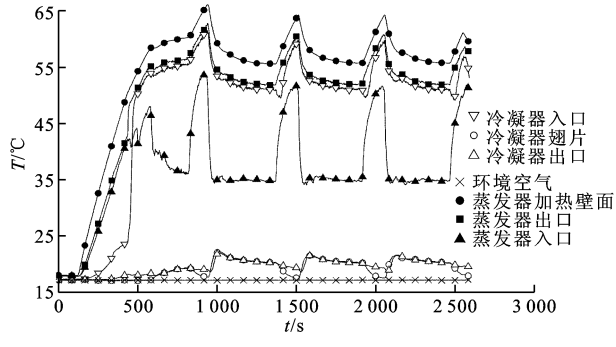
实验, 结果表明, LHP 系统在发生温度波动时, 其各区域温度波动是同步的, 但不同区域温度波动波幅相差较大, 蒸发器和冷凝器入口处温度波动波幅较大. 另外, 随着热负荷的增加, LHP 系统温度波动周期和波幅都随之增大, 当达到某一个热负荷 Q_A 时波动达到最剧烈, 之后随着热负荷的增加, 波动很快减小, 直至消失, 如图 2、3 所示. 传统的观点认为: 蒸发器补偿腔内为气液两相区, 蒸发器的背向导热和回流的冷凝液体共同作用造成了气液两相的不稳定性, 从而导致整个系统的温度波动[7]. 但是, 此理论无法解释在高热流密度时系统背向导热更大、回流液更多的情况下, 系统温度波动消失的现象. 林桂平等[8-9] 实验发现, 冷凝器两相区的温度波动最为剧烈. 本文从冷凝器入口处两相流不稳定性的角度分析了系统温度波动的机理.



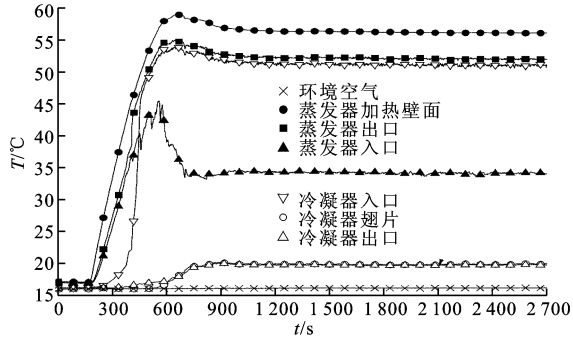
(a) Q= 12 W



(b) Q= 24 W



(c) Q= 36 W



(d) Q= 42 W

图 2 LHP 系统不同加热负荷时的启动运行图

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

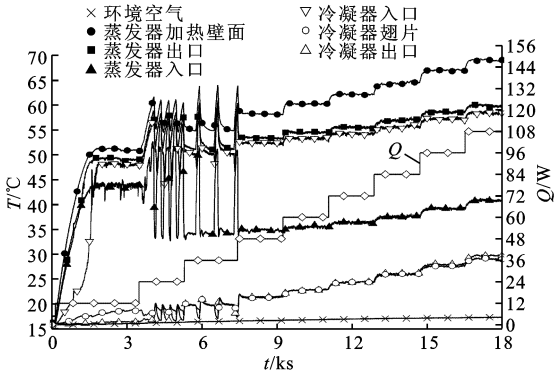


图 3　LHP 系统变工况运行图

表 2　蒸发器加热壁面温度波动的波幅与频率统计

α/%	工质	热负荷/W	波幅/℃	周期/s
50	甲醇	36	1.8	135
		48	2.42	114
		60	1.32	55
60	甲醇	18	4.05	320
		24	7.27	392
		30	8.08	415
		36	8.46	540
70	甲醇	12	1.07	52
		24	12.54	540
50	丙酮	24、36	0.5 ℃内无规律波动	
60	丙酮	24	2.92	235
		36	0.32	45
70	丙酮	24	4.18	125
		36	1.03	38

3　温度波动机理分析

如图 4 所示, 水平冷凝管的压力降可以近似地认为等于其摩擦阻力压降[10-12], 假设冷凝段气液两相流体可看作均相流体, 则摩擦压降

$$\Delta P = \lambda\frac{L_v}{D}\frac{W^2}{2\rho_v A^2} + \lambda\frac{L_m W^2}{2\rho A^2 D}\left[1+\frac{1+x}{2}\left(\rho/\rho_v - 1\right)\right] \tag{1}$$

过饱和蒸气长度

$$L_v = W\Delta i/q \tag{2}$$

气液两相区长度

$$L_m = L - L_v = L - W\Delta i/q \tag{3}$$

冷凝管出口处气液混合物干度为

$$x = 1 - q(L - L_v)/Wr \tag{4}$$

将式(2)~(4)带入式(1), 整理得

$$\Delta P = -\frac{\lambda(\rho_l-\rho_v)\Delta i^2}{4A^2 D\rho_l\rho_v qr}W^3 + \frac{\lambda L\rho_l r + (\rho_l-\rho_v)\lambda L\Delta i}{2A^2 D\rho_l\rho_v r}W^2 - \frac{\lambda L^2 q(\rho_l-\rho_v)}{4A^2 D\rho_l\rho_v r}W \tag{5}$$

令

$$a = \frac{\lambda(\rho_l-\rho_v)\Delta i^2}{4A^2 D\rho_l\rho_v qr}$$

$$b = \frac{\lambda L\rho_l r + (\rho_l-\rho_v)\lambda L\Delta i}{2A^2 D\rho_l\rho_v r}$$

$$c = \frac{\lambda L^2 q(\rho_l-\rho_v)}{4A^2 D\rho_l\rho_v r}$$

则

$$\Delta P = -aW^3 + bW^2 - cW \tag{6}$$

根据数学分析, 要使得上式所代表的曲线成为单调上升曲线, 必须满足下列条件: 曲线上不应该有极值, 只容许有一个拐点. 因此, 要求对式(6)所示函数一次导数的根为虚数或二次导数等于 0, 即

$$\frac{d\Delta P}{dW} = -3aW^2 + 2bW - c = 0 \tag{7}$$

对式(7)求解, 得

$$W = \frac{b \pm (b^2 - 3ac)^{0.5}}{3a}$$

所以当 $b^2 - 3ac < 0$ 时, 式(7)的根为虚数根.

由

$$\frac{d^2\Delta P}{dW^2} = -6aW + 2b = 0 \tag{8}$$

解得 $W = \frac{b}{3a}$. 由式(7)得知, 要使 $W = \frac{b}{3a}$, 则 $b^2 - 3ac = 0$. 综上分析, 得知使式(6)的曲线成为单调函数的条件是 $b^2 - 3ac \leqslant 0$.

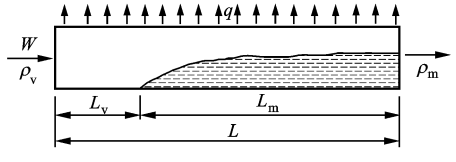


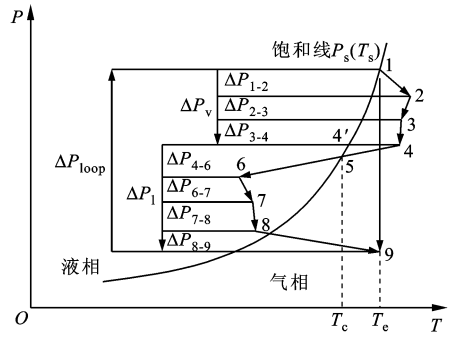
图 4　水平冷凝管示意图

比较可知 $b^2 > 3ac$, 所以不存在 $b^2 - 3ac \leqslant 0$ 而使得曲线成为单调函数.

只有当 $\Delta i = 0$ 时, $a = 0$, 则 $\Delta P = bW^2 - cW$ 成为单值曲线. 由图 5 可知, 环路热管毛细芯表面气化而来的蒸气将在蒸气槽道内被进一步加热, 所以在蒸发器内的蒸气具有一定的过热度, 在蒸气管路保温良好的情况下, 过热的蒸气流经蒸气管路时, 由于压降作用下蒸气的过热度将有所增加, 蒸气在进入冷凝器时仍具有一定过热度 $\Delta i > 0$, 故 $\Delta P = f(W)$ 不能成为二次曲线(单值曲线), 见图 6.

实验发现, 水平管内相变过程水动力不稳定性只发生在曲线的负斜率段[10-12]. 由图 6 所示, 在 OA 段和 BC 段, 水平冷凝管的水动力特性是稳定的, 或

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net



1: 毛细芯蒸发界面气体侧; 2: 蒸气槽道出口; 3: 蒸气管路入口; 4: 蒸气管路出口; 5: 冷凝界面; 6: 冷凝器出口; 7: 液体管路出口; 8: 毛细芯底部; 9: 毛细芯相变界面液体侧(过热液体); T_c: 冷凝温度; T_e: 蒸发温度

图 5 LHP 系统的压力-温度示意图

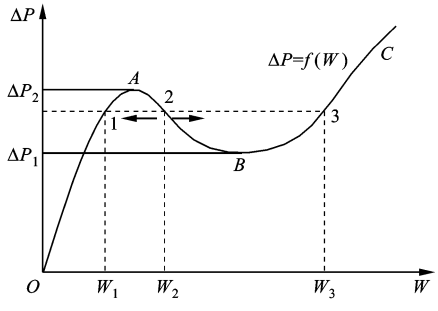


图 6 压降与流量的水动力学曲线

称为单值的. 分析可知, 系统发生温度波动起始点 A、B 的质量流量便是 $d\Delta P/dW = -3aW^2 + 2bW - c = 0$ 的两个根, 解得

$$W_{A,B} = qL(\rho_l r + (\rho_l - \rho_v)\Delta i \mp (\rho_l^2 r^2 + 2\rho_l(\rho_l - \rho_v) r\Delta i + 0.25(\rho_l - \rho_v)^2 \Delta i^2)^{0.5})/(\rho_l - \rho_v)\Delta i^2 \quad (9)$$

当流量 $W \leqslant W_A$ 或者 $W \geqslant W_B$ 时, 曲线是单值的, LHP 系统运行稳定. 在曲线的 AB 段, 即当 $W_A < W < W_B$ 时, 水平冷凝管的水动力特性是不稳定的, 或称为多值的. 此时, 水平冷凝管同一个压降对应着 2~3 种不同的质量流量. 例如, 当水平冷凝管某一个压降对应如图 6 所示的 W_1、W_2、W_3 这 3 个不同质量流量时, 在系统热负荷稳定后, 毛细抽力和各个区域的压降总和相平衡, 此时的质量流量为 W_2, 系统受到小扰动后, 由于两相流的不稳定性, 质量流量从 $W_2 \rightarrow W_1$ 或者从 $W_2 \rightarrow W_3$, 流量的改变打破了原来系统毛细抽力和系统总压降的平衡, 这种不稳定性也称为流量漂移, LHP 系统将在外加热负荷、毛细抽力以及系统压降条件下达到新的平衡, 质量流量如此周而复始地变化, 导致了 LHP 系统温度波动.

对压降与流量的水动力学方程分析可知, 系统的温度波动特性与以下因素有关: ①工质物性 ρ_l、ρ_v、r; ②冷凝器结构 A、D、λ 和冷源状况 q; ③蒸气过热度 Δi. 其中 Δi 影响较大($a = f(\Delta i^2)$), 但是 Δi 却很难确定, 如图 5 中 4-4′ 便是 Δi 的大小, 其与蒸发器的结构、工质充灌量、蒸气管路、重力倾角、环境温度、不凝性气体含量等都有一定的关系, 所以 LHP 系统的温度波动特性受到诸多因素的影响. 本文还实验研究了充灌工质及其充灌量对 LHP 系统温度波动的影响, 如表 2 所示. 实验结果发现, 随着工质充灌量的增加, 系统温度波动剧烈程度增加, 以甲醇为例: 在 α 为 50% 时, 最大温度波动发生在 48 W, 其波幅为 2.42 ℃; 在 α 为 60% 时, 最大温度波动发生在 36 W, 波幅达 8.46 W; 在 α 为 70% 时, 温度波幅最大已达 12.54 ℃, 发生在 24 W. 究其原因是: 随着工质充灌量的增加, LHP 系统内用于工质相变的空间减少, 同时由于工质质量的增加, 推动环路运行需要较高的蒸气压力, 如下式所示

$$\Delta P_{loop} = 2\sigma\cos\theta/r_{eff} = P_v^* - P_l^* \quad (10)$$

这意味着进入冷凝器的蒸气过热度增大, 从而增加了两相流的不稳定性; 另外, 随工质充灌量的增加, 发生温度波动的热负荷的范围有变窄的趋势, 以甲醇工质为例, 50% 充灌量时, 出现温度波动热负荷跨度(出现温度波动的热负荷最大、最小值之差)为 24 W, 60% 充灌量时为 18 W, 而在 70% 充灌量时为 12 W. 其原因是: 在忽略其他物性参数变化的情况下, 过热度的增加使得 $W_B - W_A$ 减小, 从而使发生温度波动的热负荷范围变窄.

另外, 本文还对比了 LHP 以甲醇和丙酮为工质的温度波动特性, 如表 2 所示. 实验结果显示, 以丙酮为工质的 LHP 系统温度波动相对较小, 且其发生温度波动的热负荷范围较小. 其原因是丙酮的汽化潜热大约只是甲醇的一半, 汽化潜热小意味着相同热负荷条件下丙酮的流量大一倍, 流量的增加从而大大增加了系统运行的阻力, 从而导致 Δi 增大, 从式(9)定性分析可知, Δi 增大意味着 $W_B - W_A$ 减小, 也就是温度波动的热负荷范围减小. 由图 6 可知, 随 $W_B - W_A$ 的减小, 系统流量漂移的漂移量也会相应减小, 从而 LHP 系统温度波动剧烈程度也随之降低. 可见, 工质物性对 LHP 系统的温度波动有较大影响.

4 结 论

本文在对冷凝器内两相区模型进行了相应的假

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

设简化的基础上, 对平板型环路热管在运行过程中水动力学不稳定性进行了理论分析, 并对比了不同工质充灌量以及不同种类工质的环路热管的温度波动情况, 根据实验数据和理论分析得到以下结论.

(1) 冷凝器两相区水动力学不稳定性导致环路热管在某一段热负荷范围内发生温度波动现象, 而在该段热负荷范围以外系统均能平稳运行.

(2) 环路热管系统温度波动随工质充灌量的增加而加剧, 但发生温度波动的热负荷范围相应变窄.

(3) 与以甲醇为工质的环路热管相比, 以丙酮为工质的环路热管温度波动较小, 且发生温度波动的热负荷范围变窄.

参考文献:

[1] MAYDANIK Y F. Loop heat pipes[J]. Appl Thermal Eng, 2005, 25 (6): 635-657.

[2] STEPHANE L, VALERIE S, JOCELYN B. Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review[J]. Int J Thermal Sci, 2007, 46(7): 621-636.

[3] VERSHININ S V, MAYDANIK Y F. Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe[J]. Int J Heat Mass Transfer, 2007, 50 (25): 5232-5240.

[4] KU J, OTTENSTEIN L, KOBEl M, et al. Temperature oscillations in loop heat pipe operation [J]. AIP Conf Proc, 2001, 552 (1): 255-262.

[5] GONCHAROV K A, KOTLYAROV E Y, SMIRNOV F Y. Investigation of temperature fluctuation in loop heat pipes, SEA paper 941577[R]. Friedrichshafen, Germany: SEA International, 1994.

[6] KAYA T, KU J. Thermal operational characteristics of a small loop heat pipe[J]. J Thermophys Heat Transfer, 2003, 17(4): 464-470.

[7] SINGH R, AKBARZADEH A, Mochizuki M. Operational characteristics of a miniature loop heat pipe with flat evaporator[J]. Int J Thermal Sci, 2008, 47(11): 1504-1515.

[8] 张红星, 林贵平, 丁汀, 等. 环路热管温度波动现象的实验分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2005, 31(2): 116-120.
ZHANG Hongxing, LIN Guiping, DING Ding, et al. Experimental investigation on temperature oscillation of loop heat pipes[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2005, 31(2): 116-120.

[9] 林贵平, 李楠, 张红星. 环路热管的地面实验研究现状[J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1387-1396.
LIN Guiping, LI Nan, ZHANG Hongxing. State-of-the-art of ground-experiments of loop heat pipe[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1387-1396.

[10] 林宗虎, 王树众, 王栋. 气液两相流和沸腾传热[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2003.

[11] 盖德·希特斯洛尼. 多相流动和传热手册[M]. 鲁钟琪, 等译. 北京: 机械工业出版社, 1993.

[12] 罗森诺 W M. 传热学手册[M]. 李荫亭, 等译. 北京: 科学出版社, 1987.

(编辑　荆树蓉)

(上接第 15 页)

[5] 祁明旭, 丰镇平. 透平动叶顶部间隙流的表现形式及其对透平性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(3): 243-246.
QI Mingxu, FENG Zhenping. Representation formation of tip clearance flow and influence on turbine performance [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(3): 243-246.

[6] MATSUNUMA T. Effects of Reynolds number and free-stream turbulence on turbine tip clearance flow [C/CD] // Proceedings of the ASME Turbo Expo. New York: ASME, 2005: GT2005-68009.

[7] DENTON J D. Loss mechanism in turbomachines [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-626.

[8] DENTON J D. Axial turbine aerodynamic design [M]. Cambridge, UK: Cambridge University. Mechanical Engineering Department, 2004: 22.

(编辑　王焕雪)

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net