

研究论文

回路脉动热管运行稳定性分析

苏 磊, 张 红

(南京工业大学, 江苏 南京 210009)

摘要: 以简单回路脉动热管为热力系统, 通过热力学分析, 导出了系统的热平衡条件和稳定循环的特征, 得到系统耗散功和系统体积功的关系, 以及用水作为工质时膨胀功与汽化压力的关系。结果显示: 耗散功是维持系统稳定运行的必要条件, 且蒸发端的吸热量应等于冷凝端的放热量; 稳定循环时, 蒸发端的压力和温度必高于冷凝端; 循环过程中工质的汽化膨胀功必大于冷凝压缩功, 其差值用于克服系统耗散功; 水的汽化功与汽化压力呈抛物线形变化, 最大值分别出现在 2.5 MPa, 225 °C。

关键词: 回路脉动热管; 稳定循环; 耗散功; 体积功

中图分类号: TK 172.4; TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2007) 08-1931-04

Steady state circulation flow analysis of loop pulsating heat pipe

SU Lei, ZHANG Hong

(Nanjing University of Technology, Nanjing 210009, Jiangsu, China)

Abstract: The heat balance and characteristics of steady state circulation flow of a single loop pulsating heat pipe was studied with thermo-mechanical analysis. The relationship of system dissipation work and volume work when the system was running stably and the relationship of water vapor expansion work and saturated pressure with water as working fluid were established. The results showed that dissipation work was necessary to keep stable running, and the heat absorption from the evaporator section must be equal to the heat release from the condenser section. The temperature and pressure of the evaporator section must be higher than those of the condenser section. The water vapor expansion work must be higher than the condenser compression work, and the difference was used to overcome system dissipation work. The graph of water vapor expansion work distribution and its variation with saturated pressure was presented, with a maximum work at pressure 2.5MPa and temperature 225 °C.

Key words: loop pulsating heat pipe; steady state circulation flow; dissipation work; volume work

引 言

回路振荡热管是一种极具发展前景的小型热管, 受到国内外许多学者的重视^[1], 目前对回路振荡热管运行机理的研究主要集中在 3 个方面: 可视化实验研究、传热性能影响因素研究和理论建模与

分析等研究。国内在这方面的研究还相对较少, 主要集中在前两部分。

振荡热管的理论研究还处于探讨阶段, 有代表性的是: Akachi 等^[2]建立了自激振动的物理模型; Khandekar 等^[3]采用 Matlab 软件, 用人工神经网络的方法对脉动热管进行了分析; Zuo 等^[4]建立了

2006-09-14 收到初稿, 2007-04-12 收到修改稿。

联系人及第一作者: 苏磊 (1969—), 女, 副教授, 博士研究生。

基金项目: 江苏省教育厅自然科学基金项目 (02KJB470001)。

Received date: 2006-09-14.

Corresponding author: SU Lei, PhD candidate. **E-mail:** Sulei69@sohu.com

Foundation item: supported by the Natural Science Foundation of Department of Education of Jiangsu Province (02KJB470001).

单弹簧-质量-阻尼系统模型, 描述热传递中汽液塞振荡随时间的变化规律; Wong 等^[5]对开放回路振荡热管建立了离散的汽泡-液塞系统模型; 曲伟等^[6]分析和探讨了环路型脉动热管运行中显热和潜热所占份额对运行的影响。

纵观现有的研究方法, 主要侧重于运用传热学和流体力学的理论, 研究汽液塞传热传质和液膜间作用力^[7]的问题。很少有运用热力学理论研究其运行中能量转换对稳定运行影响的报道。本文从热力学系统角度, 研究回路热管内工质稳定运行的条件、决定因素和稳流循环过程的特征。

1 耗散力对回路热管稳定性的影响

简单回路振荡热管由蒸发段 (e1-e2)、冷凝段 (c1-c2)、绝热段 1 (e2-c1) 和绝热段 2 (c2-e1) 组成, 如图 1 所示。

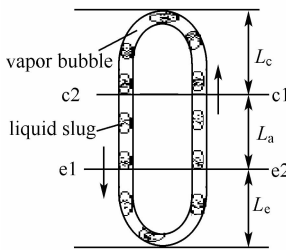


图 1 简单回路热管结构图

Fig. 1 Schematic diagram of single loop heat pipe

当工质沿逆时针方向运行时, 各段运行的热力过程可描述为工质流进每一段的质量等于流出此段的质量, 则各段的能量平衡方程为

$$\begin{aligned} \Delta E_{cke} &= (H_{e2} - H_{e1}) + (E_{ke2} - E_{ke1}) + (E_{pe2} - E_{pe1}) + Q_e \\ \Delta E_{cka1} &= (H_{c1} - H_{e2}) + (E_{kc1} - E_{ke2}) + (E_{pc1} - E_{pe2}) \\ \Delta E_{ckc} &= (H_{c2} - H_{c1}) + (E_{kc2} - E_{kc1}) + (E_{pc2} - E_{pc1}) + Q_c \\ \Delta E_{cka2} &= (H_{e1} - H_{c2}) + (E_{ke1} - E_{kc2}) + (E_{pe1} - E_{pe2}) \end{aligned} \quad (1)$$

以整个回路热管为热力系统, 则

$$\Delta E_{ck} = \Delta E_{cke} + \Delta E_{cka1} + \Delta E_{ckc} + \Delta E_{cka2} = Q_e + Q_c \quad (2)$$

式 (2) 表明系统储存能的增量为进入系统的能量 Q_e 和离开系统的能量 Q_c 之和。则回路热管稳定运行的条件为: $Q_e + Q_c = 0$ 。

1.1 无耗散力时回路振荡热管的运行稳定性

当无耗散力时, 绝热段为定熵绝热过程, 其运行过程如图 2 所示。由图可以看出, 4 种情况的 $Q_e + Q_c \neq 0$, 即 $\Delta E_{ck} \neq 0$, 表明回路热管内工质的总能不能保持一定, 或增加或减小, 回路热管内工质始终处于非平衡状态, 无法达到稳定状态。

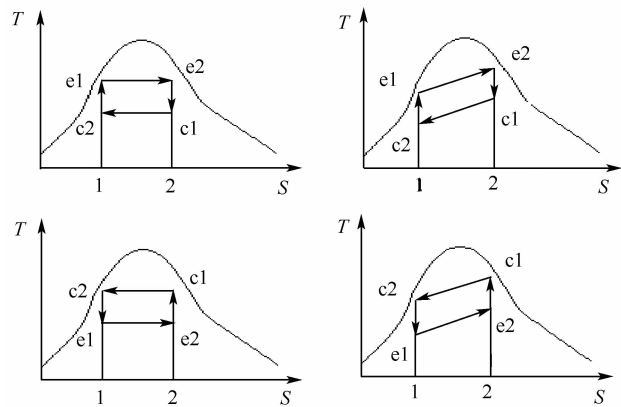


图 2 4 种可逆循环热力过程 (忽略耗散力)

Fig. 2 T-S diagram for four kinds reversible cycle

1.2 有耗散力时回路热管循环的稳定性

当有耗散力时, 绝热段为不可逆绝热过程, 见图 3。

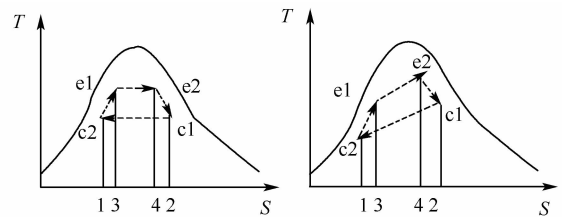


图 3 2 种不可逆循环热力过程 (考虑耗散力)

Fig. 3 T-S diagram for two kinds irreversible cycle

图 3 中显示, 耗散功使回路热管冷凝段的放热量增加, 蒸发段的吸热量减小, 当耗散功增加到一定量时, 蒸发段吸热量等于冷凝段放热量, 即 $Q_e + Q_c = 0$, 此时系统达到稳定状态。

稳定时工质循环的熵方程为

$$\begin{aligned} \oint ds &= \oint ds_f + \oint ds_g = 0 \quad (3) \\ \oint ds_f &= \int_{e1}^{e2} \frac{\delta Q_e}{T_e} + \int_{c1}^{c2} \frac{\delta Q_c}{T_c} = \frac{Q_e}{T_e} + \frac{Q_c}{T_c} \\ \oint ds_g &= \int_{e1}^{e2} \frac{\Phi_e}{T_e} + \int_{e2}^{c1} \frac{\Phi_{a1}}{T_{a1}} + \int_{c1}^{c2} \frac{\Phi_c}{T_c} + \int_{c2}^{e1} \frac{\Phi_{a2}}{T_{a2}} > 0 \\ \oint ds_f &= -\oint ds_g \Rightarrow \frac{Q_e}{T_e} + \frac{Q_c}{T_c} = -\left(\frac{\Phi_e}{T_e} + \frac{\Phi_{a1}}{T_{a1}} + \frac{\Phi_c}{T_c} + \frac{\Phi_{a2}}{T_{a2}}\right) < 0 \end{aligned}$$

稳定状态时: $\Delta E_{ck} = 0$, 即 $Q_e = -Q_c$, 其中, $Q_e > 0, Q_c < 0$, 得

$$\begin{aligned} \bar{T}_e &> \bar{T}_c, \text{ i. e. } \frac{T_{e1} + T_{e2}}{2} > \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} \\ \bar{p}_e &> \bar{p}_c, \text{ i. e. } \frac{p_{e1} + p_{e2}}{2} > \frac{p_{c1} + p_{c2}}{2} \end{aligned}$$

综上所述: 耗散力是维持回路振荡热管稳定运行的必要条件。稳定运行时, 蒸发端的平均温度及

压力必大于冷凝端的平均温度和压力。且绝热段 1 为降温降压不可逆绝热过程，绝热段 2 为升温升压不可逆绝热过程。此结论与文献 [8-10] 的实验结论相符合。

2 稳态时耗散力和系统体积功的关系

工质运行过程的耗散力表现为沿程阻力和局部阻力。根据功平衡关系式

$$W = q_m \Delta(pv) + \Delta E_k + \Delta E_p + W_l \quad (4)$$

各段功平衡方程式表示为

$$W_e = q_{me} \Delta(p_e v_e) + (E_{ke2} - E_{ke1}) + (E_{pe2} - E_{pe1}) + W_{le}$$

$$W_{a1} = q_{ma1} \Delta(p_{a1} v_{a1}) + (E_{ke1} - E_{ke2}) + (E_{pe1} - E_{pe2}) + W_{la1}$$

$$W_c = q_{mc} \Delta(p_c v_c) + (E_{ke2} - E_{ke1}) + (E_{pe2} - E_{pe1}) + W_{lc}$$

$$W_{a2} = q_{ma2} \Delta(p_{a2} v_{a2}) + (E_{ke1} - E_{ke2}) + (E_{pe1} - E_{pe2}) + W_{la2}$$

其中

$$\begin{aligned} q_{me} \Delta(p_e v_e) &= c_{fe2} p_{e2} A - c_{fe1} p_{e1} A \\ q_{ma1} \Delta(p_{a1} v_{a1}) &= c_{fe1} p_{e1} A - c_{fe2} p_{e2} A \\ q_{mc} \Delta(p_c v_c) &= c_{fe2} p_{e2} A - c_{fe1} p_{e1} A \\ q_{ma2} \Delta(p_{a2} v_{a2}) &= c_{fe1} p_{e1} A - c_{fe2} p_{e2} A \end{aligned} \quad (5)$$

则回路热管内工质循环一周的体积功为

$$\begin{aligned} W_{ck} &= W_e + W_{a1} + W_c + W_{a2} = \\ W_{le} + W_{la1} + W_{lc} + W_{la2} &= W_{ckl} \end{aligned} \quad (6)$$

稳定运行时，工质循环一周的体积功必须大于零，其值等于系统的耗散功。即工质稳定运行时的耗散功是靠工质汽化凝结过程的体积变化功来维持的，并且汽化膨胀功要大于冷凝所需压缩功。

3 系统体积功分析

3.1 系统体积功

系统体积功为工质循环一周的各段体积变化功之和，主要指工质汽化或冷凝时所需的膨胀功和压缩功，可表示为

$$W_e = (c_{fe1} A \phi_{e1} \rho'_{e1} - c_{fe2} A \phi_{e2} \rho'_{e2}) \left(\frac{p_{e1} + p_{e2}}{2} \right) \left(\frac{v''_{e1} + v''_{e2}}{2} - \frac{v'_{e1} + v'_{e2}}{2} \right)$$

$$W_{a1} = (c_{fe2} A \phi_{e2} \rho'_{e2} - c_{fe1} A \phi_{e1} \rho'_{e1}) \left(\frac{p_{e1} + p_{e2}}{2} \right) \left(\frac{v''_{e2} + v''_{e1}}{2} - \frac{v'_{e2} + v'_{e1}}{2} \right)$$

$$W_c = (c_{fe1} A \phi_{e1} \rho'_{e1} - c_{fe2} A \phi_{e2} \rho'_{e2}) \left(\frac{p_{e1} + p_{e2}}{2} \right) \left(\frac{v''_{e1} + v''_{e2}}{2} - \frac{v'_{e1} + v'_{e2}}{2} \right)$$

$$W_{a2} = (c_{fe2} A \phi_{e2} \rho'_{e2} - c_{fe1} A \phi_{e1} \rho'_{e1}) \left(\frac{p_{e1} + p_{e2}}{2} \right) \left(\frac{v''_{e1} + v''_{e2}}{2} - \frac{v'_{e1} + v'_{e2}}{2} \right)$$

总体积功可简化为

$$W_{ck} = q_{mq} [p_{qh} (v''_{qh} - v'_{qh}) - p_{qj} (v''_{qj} - v'_{qj})] \quad (7)$$

其中

$$q_{mq} = c_{fe1} A \phi_{e1} \rho'_{e1} - c_{fe1} A \phi_{e1} \rho'_{e1}$$

蒸发段和绝热段 1 进行着蒸发汽化，冷凝段和绝热段 2 进行着冷凝液化，且汽化质量等于冷凝质量；稳定状态时，系统体积功大于零，且其值等于系统耗散功。

3.2 以水为工质的振荡热管体积功分析

图 4 为 1 kg 水在不同饱和压力下汽化所产生的体积膨胀功。其特点如下：

(1) 水汽化时产生的体积膨胀功有最大值；对应于 $p = 2.5 \text{ MPa}$ ， $T_s = 225 \text{ }^\circ\text{C}$ ，体积功为 $197.016 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

(2) 当压力小于 2.5 MPa 或温度低于 $225 \text{ }^\circ\text{C}$ ，汽化所需膨胀功随压力升高而增大；压力高于 2.5 MPa 时，汽化膨胀功又随压力升高而逐渐减小。

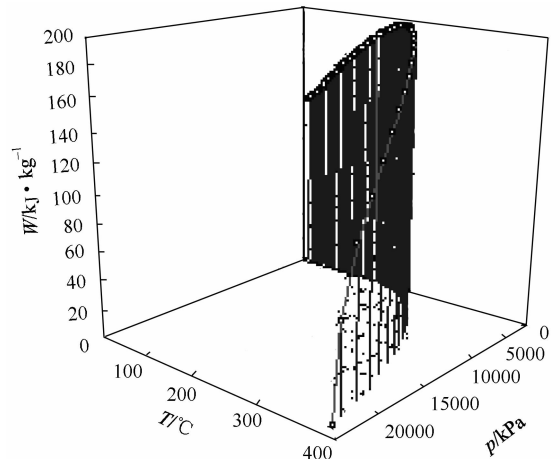


图 4 水汽化所需的体积膨胀功

Fig. 4 Volume work for water boiloff

因此，为保证回路热管稳定运行，蒸发端工作压力应尽可能小于 2.5 MPa，同时又应加大蒸发端和冷凝端的工作压差，使系统生成的体积功足以克服系统耗散功。另外，系统传热功率很大程度受控于循环流速的大小，循环流速增加时，耗散功增大，要求系统的体积功也增加，即热管的热冷端工作压差增大。文献 [11-14] 中的大量实验证明：稳定状态总是出现在快速的循环流动和较大的传输功率并存时，此时，蒸发端和冷凝端的压差较大且稳定，若增大或减小传输功率，循环稳定性都将被破坏，这与本文的结论是一致的。

4 结 论

(1) 回路振荡热管稳定运行的条件是：必须考虑耗散功的作用，且 $Q_c + Q_e = 0$ 。稳定循环过程为：蒸发汽化吸热过程，降温降压不可逆绝热过程 1，冷凝放热过程和升温升压不可逆绝热过程 2。其中蒸发段的压力和温度必高于冷凝段。

(2) 稳定运行时，系统体积功等于系统耗散功，即循环过程中的汽化膨胀功与冷凝压缩功的差值应等于系统耗散功，且必须大于零。

(3) 以水为工质的振荡热管，体积膨胀功与饱和压力（或饱和温度）的关系呈抛物线型；最大值为 $197 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ，对应的饱和压力为 2.5 MPa ，饱和温度为 225°C 。当压力小于或大于 2.5 MPa ，或温度低于或高于 225°C ，汽化膨胀功都将减小。

符 号 说 明

- A——管子内截面面积， m^2
- c_f ——工质流速， $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
- E_k ——动能，kJ
- E_p ——势能，kJ
- ΔE_{ck} ——回路热管内工质储存能的增量，kJ
- ΔE_k ——回路热管内工质动能的增量，kJ
- H——焓，kJ
- p_{nj} ——平均液化压力，Pa
- p_{qh} ——平均汽化压力，Pa
- Q——各段工质与外界的换热量，kJ
- Q_c ——冷凝段放热量，kJ
- Q_e ——蒸发段吸热量，kJ
- q_m ——质量流量， $\text{kg} \cdot \text{s}^{-2}$
- Δq_{mq} ——工质汽化质量或液化质量，kg
- v'_{nj} ——对应 p_{nj} 的饱和液体比体积， $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
- v''_{nj} ——对应 p_{nj} 的饱和蒸汽比体积， $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
- v'_{qh} ——对应 p_{qh} 的饱和液体比体积， $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
- v''_{qh} ——对应 p_{qh} 的饱和蒸汽比体积， $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
- W_{ck} ——系统体积功，kJ
- W_{ckl} ——系统耗散功，kJ
- W_t ——各段产生的耗散功，kJ
- ρ ——密度， $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- ϕ ——充液率，%

下角标

- a1, a2——分别为绝热段 1 和绝热段 2
- c1, c2——分别为冷凝段进口和出口截面
- e, c——分别为蒸发段和冷凝段
- e1, e2——分别为蒸发段进口和出口截面

References

- [1] Khandekar S, Groll M. Closed loop pulsating heat pipes (A): Parameter experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 2003, **23** (16): 2009-2020
- [2] Akachi H, Polasek F, Stulc P. Pulsating heat pipes//Akbarzadeh A, Sauciu I. Proc. 5th International Heat Pipe Symposium. Great Britain: Galliard Ltd., 1996: 208-217
- [3] Khandekar S, Cui X, Groll M. Thermal performance modeling of pulsating heat pipes by artificial neural network//Proc. 12th Int. Heat Pipe Conf. France: Grenoble, 2002: 215-219
- [4] Zuo Z J, North M T. High heat pipe mechanism for cooling of electronics. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2001, **24** (2): 220-225
- [5] Wong T N, Tong B Y, Lin S M. Theoretical modeling of pulsating heat pipe//Proc. 11th Int. Heat Pipe Conf. Japan: Japan Association, 1999: 159-163
- [6] Qu Wei (曲伟), Ma Tongze (马同泽). Steady state operational mechanism of looped pulsating heat pipe. *Journal of Engineering Thermophysics* (工程热物理学报), 2004, **25** (2): 323-325
- [7] Ma Yongxi (马永锡), Zhong Hong (张红), Su Lei (苏磊). Oscillating flow and heat and mass transfer characteristics in oscillating heat pipes. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* (化工学报), 2005, **25** (12): 2265-2270
- [8] Miyazaki Y, Polasek F. Operating limits of oscillating heat pipes. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2001, **24** (5): 389-393
- [9] Borisov V, Boz V, Caba A. Modeling and experimentation of pulsating heat pipes//Proc. 12th Int. Heat Pipe Conf. France: Grenoble, 2002: 459-464
- [10] Khandekar S, Schneider M, Schafere P. Thermofluid dynamic study of flat plate closed loop pulsating heat pipes. *Microscale Thermodynamics*, 2002: 1221-1225
- [11] Lee W H, Jung H S, Kim J H, Kim J S. Characteristics of pressure oscillation in self-excited oscillating heat pipe based on experimental study//Proc. 6th International Heat Pipe Symposium. Thailand: Chiang Mai, 2000: 394-412
- [12] Khandekar S, Groll M. An insight into thermo hydrodynamic coupling in closed loop pulsating heat pipes. *Thermal Sciences*, 2003 (8): 729-733
- [13] Qu Wei, Ma Tongze. Experimental investigation on flow and heat transfer of a pulsating heat pipe//Proc. 12th Int. Heat Pipe Conf. France: Grenoble, 2002: 856-862
- [14] Cui Xiaoyu (崔晓钰), Weng Jianhua (翁建华), Ge Zhisong (葛志松). Copper-water pulsating heat pipe heat transfer characteristics. *Journal of Shanghai Jiao Tong University* (上海交通大学学报), 2004, **38** (7): 1188-1192