材料、结构及工艺

DOI：10.16818/j.issn1001－5868.2020.06.019

两种微型热管传热性能对比研究

魏智康[1*]，侯　燕[1]，段彦军[2]，刘　斌[3]

（1. 北京石油化工学院 机械工程学院，北京 102617；2. 北京机械设备研究所，北京 100854；
3. 中国科学院工程热物理研究所，北京 100190）

摘　要： 以波形脉动热管和微槽平板热管为研究对象，基于 Mixture 模型构建了其三维非稳态数学模型，并对模型可靠性进行了验证。采用该数学模型对比了两种微型热管在相同散热空间和散热热流密度情况下的热阻、平均壁面温度和蒸发段壁面温度均匀性。结果表明：相对于微槽平板热管，波形脉动热管热阻更低，传热性能更好；波形脉动热管蒸发段稳态平均壁面温度更低，且随着热流密度的增加该优势更加明显；波形脉动热管在空间尺度上蒸发段壁面温度均匀性更好，且这种优势在高热流密度情况下更突出，但这种均匀性在时间尺度上变化相对剧烈。

关键词： 波形脉动热管；微槽平板热管；数值计算；传热性能；壁面温度均匀性

中图分类号： TK124　**文章编号：** 1001－5868(2020)06－0860－05

Comparative Study on The Heat Transfer Performance of Two Types of Micro Heat Pipes

WEI Zhikang[1], HOU Yan[1], DUAN Yanjun[2], LIU Bin[3]

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Petrochemical Technology, Beijing 102617, CHN;
2. Beijing Machine and Equipment Institute, Beijing 100854, CHN;
3. Institute of Engineering Thermophysics of the Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, CHN)

Abstract: Taking the pulsating heat pipe with corrugated configuration and the micro-grooved flat heat pipe as the research objects, a three-dimensional unsteady mathematical model was constructed based on the Mixture model, and the reliability of the model was verified. This mathematical model was used to compare the thermal resistance, average wall temperature and the uniformity of the evaporation section wall temperature of the two types of micro heat pipes under the same heat dissipation space and heat flux. The results show that, compared with the micro-grooved flat heat pipe, the pulsating heat pipe with corrugated configuration presents lower thermal resistance and better heat transfer performance; the steady-state average wall temperature of the evaporation section of the pulsating heat pipe with corrugated configuration is lower, and this advantage becomes more obvious as the heat flux increases; the pulsating heat pipe with corrugated configuration has better wall temperature uniformity in the evaporation section on the spatial scale, and this advantage is more prominent in the case of high heat flux, but this uniformity changes relatively drastically on the time scale.

Key words: pulsating heat pipe with corrugated configuration; micro-grooved flat heat pipe; numerical calculation; heat transfer performance; wall temperature uniformity

收稿日期：2020－10－01.

基金项目：国家自然科学基金青年基金项目(51606190).

* **通信作者：**魏智康　**E-mail：** 18341313748@163.com

0　引言

微型热管具有结构紧凑、热导率高和均温性好的优势，在高功率电子设备散热领域备受关注。微型热管主要包括脉动热管（振荡热管）、微槽平板热管、微型环路热管和微型毛细泵回路等类型。相对于其他热管，脉动热管具有散热性能好、毛细管通道便于实现小型化[1]的优点；微槽平板热管具有接触热阻小、单处工质泄露影响小、抗压强度高[2]的优点。因此，脉动热管和微槽平板热管更加贴近微小型电子系统冷却的需求[3]，其传热性能研究一直是学者们追踪的热点问题，也是本文拟比较的两种微型热管类型。

为了确定两种微型热管的具体结构形貌，分别对脉动热管和微槽平板热管进行了文献调研。

对于脉动热管的结构形貌，已有工作主要围绕通道形状、尺寸、匝数、附加分支等因素展开[4-12]，多数结论只适用于某种具体脉动热管，适用于多种脉动热管的结论主要有四条：矩形通道相对于圆形通道更优；蒸发段附加分支或波形结构可以提高传热性能；不同冷却温度下的最佳冷凝段长度不同；径向结构可以提高传热性能。综合对比，选取了传热热阻小且运行稳定的波形脉动热管结构[4]作为基础，再将通道形式改为矩形后的热管结构作为研究对象之一。

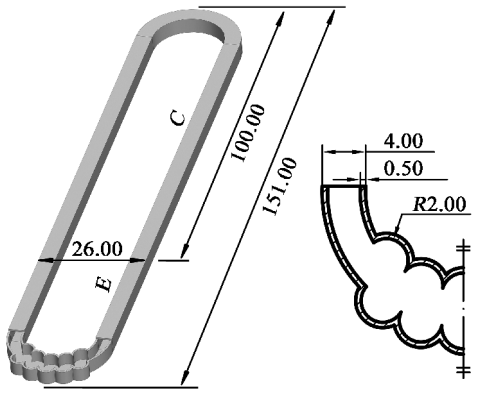
对于微槽平板热管，对比不同微槽形状和尺寸的研究结果[13-16]，得出 Wang 等[15]提出的新型微槽平板热管热阻最小，该热管结构作为本文的研究对象之一。

综上所述，研究者们研究了多种新型结构的脉动热管和微槽平板热管，然而这些研究均是与同种普通微型热管进行比较分析，未见不同种类新型热管之间的比较，因此本文选取调研文献中传热性能好的波形脉动热管[4]和微槽平板热管[15]两种结构作为研究对象，基于 Mixture 模型建立了其三维非稳态数学模型。模型中热管工质均为水，考虑了气液能质交换，设定两种热管占用的空间相同，并用实验验证了模型的可靠性。采用该数学模型研究了两种微型热管在相同散热空间和散热热流密度情况下的热阻、平均壁面温度和蒸发段壁面温度均匀性，为微型热管的工程选型提供重要数据。

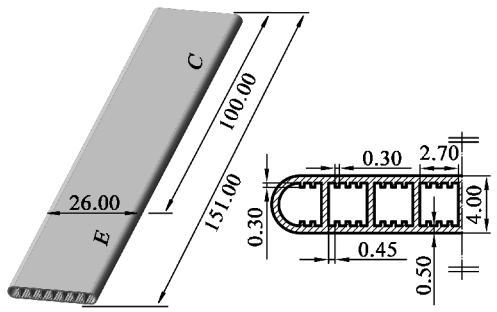
1　模型建立

1.1　几何模型

两种微型热管的几何结构如图 1 所示，尺寸均为 0.151 m×0.026 m×0.004 m。壁厚 5×10^{-4} m，波形脉动热管和微槽平板热管冷凝段长度均为 0.1 m。两微型热管均未设置绝热段。



(a)　波形脉动热管示意图和波形结构剖视图



(b)　微槽平板热管示意图和横向剖视图

图 1　两种热管几何结构图（图中尺寸单位：mm）

1.2　数学模型

基于 Mixture 模型构建三维非稳态数学模型，考虑了表面张力和气液能质传递过程。模型前提假设为：(1)液相工质不可压缩，气相可压缩；(2)工质的热物性为常数；(3)忽略内部辐射换热；(4)气液流动为湍流。

(1)连续性方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v\rho_v)+\nabla\cdot(\alpha_v\rho_v\vec{v}_m=-\nabla\cdot(\alpha_v\rho_v\vec{v}_{dr,v})+S_M \tag{1}$$

式中，α 为体积分数，ρ 为密度，v 为速度，下标 m，v 和 dr 分别表示混合相、气相和滑移，S_M 为质量源项。

(2)动量方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m\vec{v}_m)+\nabla\cdot(\rho_m\vec{v}_m\vec{v}_m)=-\nabla p+$$

$$\overrightarrow{F_{cs}}+\rho_m\vec{g}+\nabla[\mu_m(\nabla\vec{v}_m+\nabla\vec{v}_m^{T})]+\nabla\cdot\sum_{i=1}^{n}(\alpha_i\rho_i\vec{v}_{dr,i}\vec{v}_{dr,i}) \tag{2}$$

式中，g 为重力加速度，p 为压力，μ 为粘度，F_{cs} 为连续表面力：

$$F_{cs}=2\sigma_{lv}\frac{\alpha_l\rho_l\kappa_v\nabla\alpha_v+\alpha_v\rho_v\kappa_l\nabla\alpha_l}{\rho_l+\rho_v} \tag{3}$$

式中，κ 为曲率，σ_{lv} 为表面张力。

(3)能量方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}\sum_{i=1}^{n}(\alpha_i\rho_iE_i)+\nabla\cdot\sum_{i=1}^{n}[\alpha_i\vec{v}_i(\rho_iE_i+p)]=\nabla\cdot(\lambda\nabla T)+S_E \tag{4}$$

式中，E 为内能，λ 为导热系数，T 为温度，S_E 为能量源项。

(4)相变模型：

① 蒸发模型($T>T_{sat}$)

$$S_M=f\cdot\alpha_l\rho_l\frac{(T-T_{sat})}{T_{sat}} \tag{5}$$

式中，下标 l 和 sat 分别表示液相和饱和状态。相变速率 f 设定为 0.1[17]。

② 冷凝模型($T<T_{sat}$)

$$S_M=-f\cdot\alpha_v\rho_v\cdot\frac{(T_{sat}-T)}{T_{sat}} \tag{6}$$

$$S_E=h_{LH}S_M \tag{7}$$

式中，h_{LH} 为相变潜热。

1.3 边界条件

根据某半导体产品散热要求，将蒸发段输入热流密度分别设为 5×10^3，1×10^4 和 1.5×10^4 W·m^{-2}，冷凝段与 293.15 K 的空气对流换热，换热系数为 100 W/(m^2·K)。采用标准 k-psilon 模型模拟湍流，初始温度和充液率分别为 300 K 和 50%，时间步长为 5×10^{-4} s。

2 网格独立性和模型验证

模型采用四面体和六面体混合网格。波形脉动热管选取网格数分别为 6.25×10^3，2.67×10^4 和 1.19×10^5 的三种网格进行网格无关性验证。当波形脉动热管输入热流密度为 1×10^4 W·m^{-2} 时，不同网格数 N 所对应的热阻 R 如图 2 所示。由图可知，网格数为 2.67×10^4 情况下计算的热阻与 6.25×10^3 情况下所得结果的相对误差为 17.68%，与 1.19×10^5 情况下计算结果的相对误差则为 2.48%。综合考虑计算精度和时间成本，选择 2.67×10^4 网格作为波形脉动热管的计算网格。微槽平板热管的计算网格采用相同的方法进行了确定，如图 2 所示，选取的网格数为 2.52×10^4。

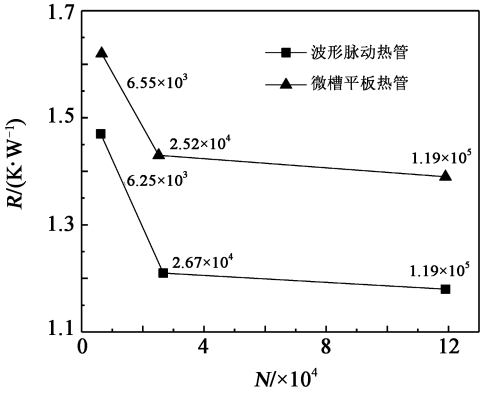


图 2 网格独立性验证

按照脉动热管实验[18]工况设定输入功率为 18 W，充液率为 60%，模拟得到的热阻与实验对比，最大误差为 9.52%。

按照 Supowit 等[19]实验工况设定水-铜微槽平板热管输入功率为 15 W，模拟得到热阻与实验对比，最大误差为 10.81%。

3 结果与讨论

3.1 两种热管热阻对比

本文中微型热管的热阻定义如下：

$$R=\frac{T_{e,ave}-T_{c,ave}}{Q} \tag{8}$$

式中，$T_{e,ave}$ 为热管蒸发段平均壁面温度在整个运行时段的平均值，$T_{c,ave}$ 为热管冷凝段平均壁面温度在整个运行时段的平均值，Q 为输入功率。

输入热流密度分别设为 5×10^3，1×10^4 和 1.5×10^4 W·m^{-2}。图 3 为不同热流密度 q 下波形脉动热管和微槽平板热管热阻变化曲线。从图中可

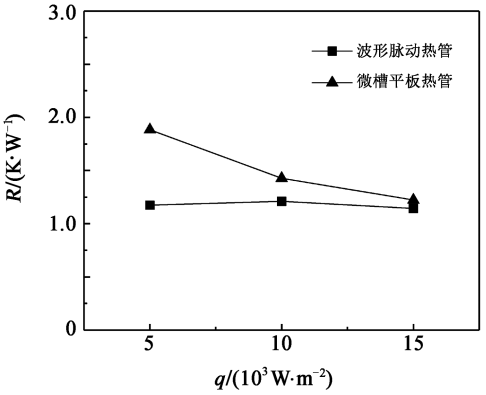


图 3 两种热管热阻随输入热流密度变化曲线

以看到，在相同输入热流密度情况下，波形脉动热管热阻更小，传热性能更佳。然而随着输入热流密度的升高，微槽平板热管的热阻逐渐减小，而波形脉动热管的热阻变化并不明显。因此，随着输入热流密度的增加，波形脉动热管的传热性能优势逐渐减小。

3.2　两种热管蒸发段和冷凝段平均壁面温度对比

本文中平均壁面温度是指特定时刻壁面上所有温度的平均值。图 4 和图 5 分别为两种微型热管蒸发段平均壁温 T_e 和冷凝段平均壁温 T_c 随着运行时间 t 的变化曲线。从图 4 中可以看到，波形脉动热管蒸发段和冷凝段平均壁温随运行时间呈波形振荡趋势，30 s 后振荡频率和幅度趋于稳定。另外，随输入热流密度的减小，振荡幅度呈减小趋势。从图 5 中可以看到，微槽平板热管蒸发段和冷凝段平均壁温在运行 15 s 后趋于稳定。另外，在热流密度为 1.5×10^4 W·m^{-2} 情况下，蒸发段平均壁温在运行初期存在一个明显大于稳态平均壁温的瞬态高温状态，因此在使用微槽平板热管时应考虑该高温状态，以避免电子设备被烧坏。

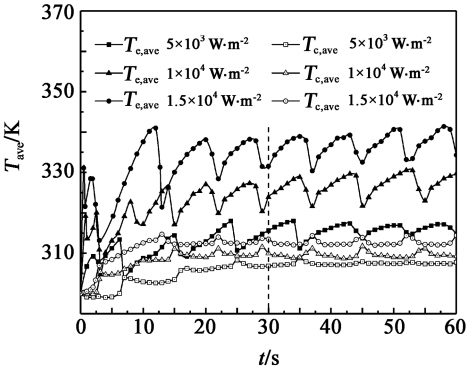


图 4　不同输入热流密度下波形脉动热管蒸发段和冷凝段平均壁面温度随运行时间的变化曲线

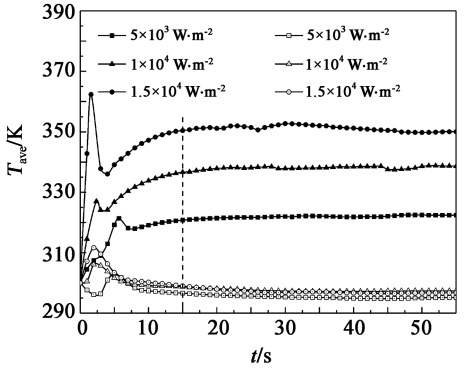


图 5　不同输入热流密度下微槽平板热管蒸发段和冷凝段平均壁面温度随运行时间的变化曲线

本文中蒸发段稳态平均壁面温度是指热管稳定运行时间段蒸发段平均壁面温度的平均值，其中波形脉动热管和微槽平板热管稳定运行时间段分别取 30～60 s 和 15～55 s。图 6 为不同热流密度情况下两种热管蒸发段稳态平均壁面温度和稳态时平均壁温最值曲线。从图中可以看到相同输入热流密度情况下波形脉动热管蒸发段稳态平均壁面温度更低，且随着热流密度的增加该优势更加明显。另外，稳态运行阶段，波形脉动热管最大平均壁温均低于微槽平板热管最小平均壁面温度。因此，相同输入热流密度情况下波形脉动热管可以将被散热电子设备壁面温度控制在更低的温度范围。

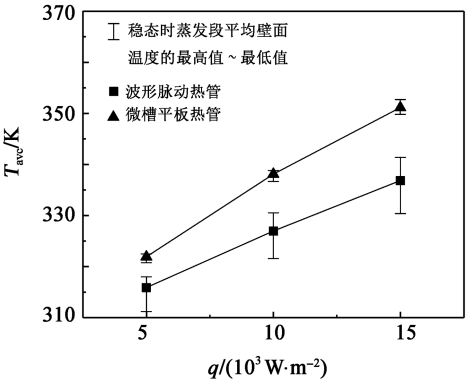


图 6　不同输入热流密度下两种热管蒸发段稳态平均壁面温度

3.3　两种热管蒸发段壁面温度均匀性对比

图 7 为不同输入热流密度情况下，稳定运行状态，两种热管蒸发段壁面最大温差随时间的变化曲线。从图中可以看到，随着输入热流密度的增加，微槽平板热管蒸发段壁面最大温差增大，温度均匀性变差。随着输入热流密度的增加，波形脉动热管蒸发段壁面最大温差总体上增加，但相对于微槽平板热管增加的幅度不明显。另外，随着运行时间的增加，波形脉动热管蒸发段壁面最大温差在高热流密

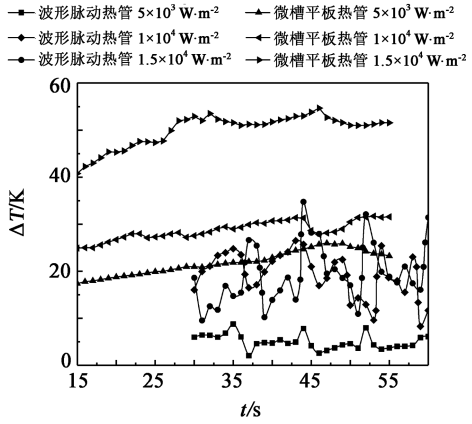


图 7　不同输入热流密度情况下，稳定运行状态，两种热管蒸发段壁面最大温差随时间的变化曲线

度情况下变化相对剧烈。此外,相同输入热流密度情况下,波形脉动热管蒸发段壁面最大温差均小于微槽平板热管。因此,模拟工况下,波形脉动热管蒸发段温度均匀性更好,且这种优势在高热流密度情况下更突出,但相对于微槽平板热管这种均匀性在时间尺度上变化剧烈。

4 结论

本文基于 Mixture 模型构建了三维非稳态数学模型。对比了相同散热热流密度和散热空间下,波形脉动热管和微槽平板热管的热阻、平均壁面温度和蒸发段壁面温度均匀性。具体结论如下:

(1)相同输入热流密度情况下,波形脉动热管的热阻更低,传热性能更好,但随着输入热流密度的增加,这种优势逐渐减小。

(2)相同输入热流密度情况下,波形脉动热管蒸发段的平均壁面温度更低,且随着热流密度的增加该优势更加明显。但波形脉动热管蒸发段的平均壁面温度随着运行时间呈波形振荡的趋势,因此相对于微槽平板热管,波形脉动热管在时间尺度上壁面温度均匀性较差,且随着输入热流密度的增加,这种劣势更明显。

(3)高热流密度情况下,微槽平板热管蒸发段的平均壁面温度存在瞬态高温状态,实际应用中应考虑该高温状态以避免电子设备被烧坏。

(4)波形脉动热管蒸发段壁面温度均匀性更好,且这种优势在高热流密度情况下更突出,但这种均匀性在时间尺度上变化相对剧烈。

参考文献:

[1] Bastakoti D, Zhang H, Li D, et al. An overview on the developing trend of pulsating heat pipe and its performance [J]. Appl. Therm. Eng., 2018, 141: 305-332.

[2] Tang H, Tang Y, Wan Z, et al. Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling[J]. Appl. Energy, 2018, 223: 383-400.

[3] Somasundaram D, Mani A, Kamaraj M. Experimental investigation of thermal performance of metal foam wicked flat heat pipe[J]. Exp. Therm. & Fluid Sci., 2017, 82: 482-492.

[4] Wang J, Ma H, Zhu Q, et al. Numerical and experimental investigation of pulsating heat pipes with corrugated configuration[J]. Appl. Therm. Eng., 2016, 102: 158-166.

[5] Hua C, Wang X, Gao X, et al. Experimental research on the start-up characteristics and heat transfer performance of pulsating heat pipes with rectangular channels [J]. Appl. Therm. Eng., 2017, 126: 1058-1062.

[6] Jun S, Kim S J. Comparison of the thermal performances and performances and flow characteristics between closed-loop and closed-end micro pulsating heat pipes[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2016, 95: 890-901.

[7] Kelly B, Hayashi Y, Kim Y J. Novel radial pulsating heat-pipe for high heat-flux thermal spreading[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2018, 121: 97-106.

[8] Kim J, Kim S J. Experimental investigation on the effect of the condenser length on the thermal performance of a micro pulsating heat pipe[J]. Appl. Therm. Eng., 2018, 130: 439-448.

[9] Kim W, Kim S J. Effect of reentrant cavities on the thermal performance of a pulsating heat pipe[J]. Appl. Therm. Eng., 2018, 133: 61-69.

[10] Lee J, Kim S J. Effect of channel geometry on the operating limit of micro pulsating heat pipes[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2017, 107: 204-212.

[11] Sedighi E, Amarloo A, Shafii M B. Numerical and experimental investigation of flat-plate pulsating heat pipes with extra branches in the evaporator section[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2018, 126: 431-441.

[12] Sedighi E, Amarloo A, Shafii M B. Experimental investigation of the thermal characteristics of single-turn pulsating heat pipes with an extra branch[J]. Int. J. Therm. Sci., 2018, 134: 258-268.

[13] Alijani H, Cetin B, Akkus Y, et al. Effect of design and operating parameters on the thermal performance of aluminum flat grooved heat pipes[J]. Appl. Therm. Eng., 2018, 132: 174-187.

[14] Nagayama G, Gyotoku S, Tsuruta T. Thermal performance of flat micro heat pipe with converging microchannels[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2018, 122: 375-382.

[15] Wang G, Quan Z, Zhao Y, et al. Performance of a flat-plate micro heat pipe at different filling ratios and working fluids [J]. Appl. Therm. Eng., 2019, 146: 459-468.

[16] Xin F, Ma T, Wang Q. Thermal performance analysis of flat heat pipe with graded mini-grooves wick[J]. Appl. Energy, 2018, 228: 2129-2139.

[17] Wu H L, Peng X F, Ye P, et al. Simulation of refrigerant flow boiling in serpentine tubes [J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2007, 50(5-6): 1186-1195.

[18] Saha N, Das P K, Sharma P K. Influence of process variables on the hydrodynamics and performance of a single loop pulsating heat pipe[J]. Int. J. Heat Mass Transf., 2014, 74: 238-250.

[19] Supowit J, Heflinger T, Stubblebine M, et al. Designer fluid performance and inclination angle effects in a flat grooved heat pipe[J]. Appl. Therm. Eng., 2016, 101: 770-777.

作者简介:

魏智康(1995—),男,山东滨州人,硕士研究生,主要研究方向为强化换热。