# 环路热管复合芯传热与流动特性分析

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**：环路热管是目前航天器热控制领域最前沿的热控技术之一，而高性能的毛细芯是其高效可靠运行的保证.为不断提升毛细芯的综合性能，目前毛细芯由单一结构向着复合结构发展.建立了圆柱型蒸发器环路热管应用的双层复合结构毛细芯的数学模型，对其传热与流动特性进行了分析，重点考察了热载荷以及复合芯内外层厚度比的影响，并同单一结构的毛细芯进行了比较.分析结果表明：复合芯在获得高的毛细抽吸力和蒸发效率的同时，可实现低的流通阻力与径向热导，其传热与压降特性明显优于单层芯，是高性能毛细芯的发展趋势；当复合芯的整体尺寸一定时，复合芯内外层的厚度比越大，复合芯的径向热导和流通阻力越小，有利于提高环路热管的运行性能.

**关 键 词**：热管；复合结构；传热；压降

**中图分类号**：TB 131

**文献标识码**：A **文 章 编 号**：1001-5965(2009)12-1446-05

# Analysis of heat transfer and flow characteristics of composite wicks of loop heat pipes

Bai Lizhan Lin Guiping

(School of Aeronautic Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

**Abstract**: Loop heat pipe is one of the most advanced thermal control devices in the spacecraft thermal control system, whereas high quality wicks are the key components for its efficient and reliable operation. To improve the overall performance of the wicks, composite wicks are the developing trend. The mathematical model of the two-layer composite wicks applied in loop heat pipes with a cylindrical evaporator was established, and its heat transfer and flow characteristics especially the effect of the applied heat loads and ratio of the inner and outer layer wick thickness were analyzed. Meanwhile, the performance of the composite wick was compared with that of the single structure wick. The modeling results show that the composite wick can acquire not only high capillary forces and evaporation efficiency, but also low flow resistance and radial conductance, and its overall performance is far better than that of single structure wick. When the size of the composite wick is fixed, as the ratio of the inner and outer layer wick thickness increases, its radial conductance and flow resistance decrease, which contributes to the efficient operation of loop heat pipes.

**Key words**: heat pipe; composite structure; heat transfer; pressure drop

## 1 问题的提出

环路热管 LHP(Loop Heat Pipe)是目前航天器热控制领域最前沿的热控技术之一.作为一种高效传热设备，它利用工质的蒸发和冷凝来传递热量，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[1].同传统热管相比，LHP 具有高传热性能、远距离传输热量、反重力

**收稿日期**：2008-11-24

**基金项目**：国家自然科学基金资助项目(50676006)

**作者简介**：柏立战(1983—)，男，河北玉田人，博士生，bailizhan@sina.com.

能力强以及安装灵活方便等诸多优点,在航天器热控系统[2]、飞机能量综合管理系统[3]以及地面电子设备冷却[4]等领域具有广泛的应用前景.

LHP 由蒸发器、冷凝器、储液器以及蒸汽和液体管线组成,如图 1 所示.其中,蒸发器是 LHP 的核心部件,而毛细芯又是蒸发器的核心元件.毛细芯提供工质循环动力、液体蒸发界面,实现液体供给.高性能毛细芯是实现 LHP 高效可靠运行的保证,而高性能毛细芯的基本特征是具有高的毛细抽吸力和蒸发效率以及低的流通阻力和径向热导.目前,采用单一材料和粒径分布的毛细芯(简称单层芯)不能同时满足以上所有要求.

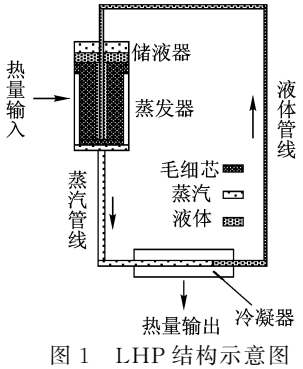


图 1　LHP 结构示意图

实验研究和理论分析表明,在正常工作状态,提供毛细力和作为蒸发界面的只是毛细芯最外侧一小薄层,而绝大部分只是作为液态工质流动的通道.鉴于此,一些学者提出了一种新型结构的毛细芯,即复合结构毛细芯(简称复合芯)[5].对于复合芯,一般分为内外两层,如图 2 所示,外层采用导热系数高,粒径小的金属粉末制成,以获得高的毛细抽吸力和蒸发效率;内层采用导热系数低,粒径较大的金属或非金属粉末制成,以获得低的流通阻力和径向热导.

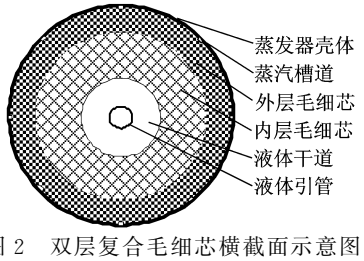


图 2　双层复合毛细芯横截面示意图

文献[6]对应用复合芯的平板型蒸发器 LHP 进行实验研究,复合芯内外层骨架材料分别为不锈钢粉末和镍粉.实验结果表明,同单层芯相比,复合芯的应用能显著降低 LHP 的热阻,提高其传热极限.目前来看,复合芯的建议虽已提出,但对工质在复合芯内流动与传热特性的理论研究还很不充分,而有关实验研究的报道也很少发表.鉴于此,本文建立了圆柱型蒸发器 LHP 应用的复合芯的数学模型,对其传热与流动特性进行了分析,并同单层芯的情况进行对比,为下一步复合芯的设计与应用提供参考.

## 2　传热特性

### 2.1　毛细芯有效导热系数的确定

目前已有多种数学模型来估算毛细芯的有效导热系数[7].其中 Chaudary and Bhandari 模型当 $n$ 取 0.42 时计算结果与实验数据最匹配[8],因此本文应用该模型,并取 $n=0.42$.

Chaudary and Bhandari 模型为

$$K_e=(K_{max})^n\times(K_{min})^{1-n}\qquad 0.42<n<0.5 \tag{1}$$

$$K_{max}=\Phi K_f+(1-\Phi)K_s \tag{2}$$

$$K_{min}=(K_fK_s)/[\Phi K_s+(1-\Phi)K_f] \tag{3}$$

式中,$K_e$ 为毛细芯的有效导热系数;$K_s$ 为多孔介质骨架材料的导热系数;$K_f$ 为液体工质的导热系数;$\Phi$ 为毛细芯的孔隙率.

### 2.2　复合芯径向热导的推导

复合芯径向热导的推导以单层芯为基础,下面首先推导单层芯的径向热导.对于圆柱形蒸发器,设对蒸发器外表面均匀加热,即沿毛细芯外表面热流密度均匀分布,加之芯内压降远大于工质在液体干道内的流动压降,液体工质在毛细芯内部的流动与传热可沿径向近似作一维处理.推导单层芯的径向热导之前,首先作如下假设:

1) 流动与传热沿径向按一维处理;

2) 流体工质与多孔介质处于局部热平衡.

在此基础上,可得单层毛细芯的能量平衡方程,略去高阶小项并化简得[8]

$$\rho_lC_{pl}V_r\Phi\frac{dT}{dr}=K_e\left[\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r\frac{dT}{dr}\right)\right] \tag{4}$$

式中,$\rho_l$,$C_{pl}$ 和 $V_r$ 分别为液体工质的密度、比热和径向流速;$T$ 为温度;$r$ 为半径.$V_r$ 计算如下:

$$V_r=\frac{\dot m}{\rho_lA\Phi}=\frac{\dot m}{\rho_l2\pi rL\Phi} \tag{5}$$

式中,$\dot m$ 为工质的质量流量;$A$ 为工质的流通面积;$L$ 为毛细芯长度.

令

$$\eta=\frac{\dot mC_{pl}}{2\pi K_eL} \tag{6}$$

将式(6)代入式(4)可得

$$\frac{d^2T}{dr^2}+\frac{1}{r}(1-\eta)\frac{dT}{dr}=0 \tag{7}$$

给定边界条件:

$$\left.\begin{aligned} T(r)\big|_{r=r_o} &= T_o \\ T(r)\big|_{r=r_i} &= T_i \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

式中，$r_o$ 和 $r_i$ 分别为毛细芯外径和内径(半径)；$T_o$ 和 $T_i$ 分别为毛细芯外表面和内表面温度.

根据边界条件，对式(7)进行二次积分求解，可得毛细芯内的温度分布为

$$T(r)=\left[\frac{T_o-T_i}{(r_o/r_i)^{\eta}-1}\right]\times\left(\frac{r}{r_i}\right)^{\eta}-\frac{T_o-T_i(r_o/r_i)^{\eta}}{(r_o/r_i)^{\eta}-1} \tag{9}$$

则单层毛细芯的径向热导 $G_s$ 为

$$G_s=\frac{K_eA_i}{(T_o-T_i)}\times\left(\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r}\right)\Big|_{r=r_i}=\frac{\dot{m}C_{pl}}{(r_o/r_i)^{\eta}-1} \tag{10}$$

式中，$A_i$ 为毛细芯内表面的面积.

下面推导复合毛细芯的热导. 对于双层复合毛细芯，其外层与内层毛细芯的能量方程形式与式(4)完全相同，只是具体参数(如 $\Phi$ 和 $K_e$ 等)有所不同. 设外层毛细芯的外径为 $r_1$，内径为 $r_2$，有效导热系数为 $K_1$，外表面温度为 $T_1$，内表面温度为 $T_2$；内层毛细芯的外径为 $r_2$，内径为 $r_3$，有效导热系数为 $K_2$，外表面温度为 $T_2$，内表面温度为 $T_3$. 根据单层毛细芯的求解过程，则外层与内层毛细芯的温度分布分别为

$$T(r)=\left[\frac{T_1-T_2}{(r_1/r_2)^{\eta_1}-1}\right]\times\left(\frac{r}{r_2}\right)^{\eta_1}-\frac{T_1-T_2(r_1/r_2)^{\eta_1}}{(r_1/r_2)^{\eta_1}-1}\qquad r_2\leqslant r\leqslant r_1 \tag{11}$$

$$T(r)=\left[\frac{T_2-T_3}{(r_2/r_3)^{\eta_2}-1}\right]\times\left(\frac{r}{r_3}\right)^{\eta_2}-\frac{T_2-T_3(r_2/r_3)^{\eta_2}}{(r_2/r_3)^{\eta_2}-1}\qquad r_3\leqslant r\leqslant r_2 \tag{12}$$

外层与内层毛细芯的热导 $G_1$ 和 $G_2$ 分别为

$$G_1=\frac{\dot{m}C_{pl}}{(r_1/r_2)^{\eta_1}-1} \tag{13}$$

其中

$$\eta_1=\frac{\dot{m}C_{pl}}{2\pi K_1L} \tag{14}$$

$$G_2=\frac{\dot{m}C_{pl}}{(r_2/r_3)^{\eta_2}-1} \tag{15}$$

其中

$$\eta_2=\frac{\dot{m}C_{pl}}{2\pi K_2L} \tag{16}$$

则复合芯的热导 $G_c$ 可表示为

$$G_c=\frac{K_2A_3}{(T_1-T_3)}\times\left(\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r}\right)\Big|_{r=r_3}=\frac{(T_2-T_3)}{(T_1-T_3)}\times\frac{K_2A_3}{(T_2-T_3)}\times\left(\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r}\right)\Big|_{r=r_3}=\frac{(T_2-T_3)}{(T_1-T_3)}\times G_2 \tag{17}$$

下面分析 $T_1$，$T_2$ 和 $T_3$ 之间的关系. 根据能量守恒，外层毛细芯内表面处的热流密度等于内层毛细芯外表面处的热流密度，如式(18)所示：

$$K_1\times\frac{\mathrm{d}T(r)}{\mathrm{d}r}\Big|_{r=r_2^+}=K_2\times\frac{\mathrm{d}T(r)}{\mathrm{d}r}\Big|_{r=r_2^-} \tag{18}$$

将式(11)和式(12)代入式(18)，整理可得

$$\frac{T_1-T_2}{(r_1/r_2)^{\eta_1}-1}=\frac{T_2-T_3}{(r_2/r_3)^{\eta_2}-1}\times\left(\frac{r_2}{r_3}\right)^{\eta_2} \tag{19}$$

将式(13)和式(15)代入式(19)，并整理可得

$$G_1\times(T_1-T_2)=G_2\times(T_2-T_3)+\dot{m}C_{pl}\times(T_2-T_3) \tag{20}$$

观察式(20)，等号左边表示外层毛细芯内表面的热流量，等号右边第1项表示内层毛细芯内表面的热流量，第2项表示液态工质在内层毛细芯流动过程中所吸收的热量，正好体现了工质在毛细芯内流动过程的能量守恒关系. 根据式(20)可得

$$T_2=\frac{G_1T_1+(G_2+\dot{m}C_{pl})\times T_3}{G_1+G_2+\dot{m}C_{pl}} \tag{21}$$

将式(21)带入式(17)，可得复合芯的热导公式：

$$G_c=\frac{G_1\times G_2}{G_1+G_2+\dot{m}C_{pl}} \tag{22}$$

根据式(22)可知，复合芯的热导不能简单等同于两个单层毛细芯的热导相串联，还包含流体对流作用的影响. 当工质的质量流量为0时($\dot{m}=0$)，对流作用消失，复合芯的热导退化为两个单层毛细芯的热导相串联.

## 3 流动特性

在分析复合芯的流动特性之前，首先对单层芯进行分析. 根据 Darcy 定律计算流体通过多孔介质的压降，公式描述如下：

$$-\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}r}=\frac{\mu_lV_r}{K_p} \tag{23}$$

式中，$P$ 为压力；$\mu_l$ 为液体工质的动力黏度；$K_p$ 为毛细芯的渗透率.

采用流体通过球形填充物时的渗透率计算公式分别计算各层毛细芯的渗透率，如下式[9]：

$$K_p=\frac{d_c^2\Phi^3}{150\times(1-\Phi)^2} \tag{24}$$

式中，$d_c$ 为毛细芯的有效孔径(直径).

给定边界条件：

$$P\big|_{r=r_i}=P_i \tag{25}$$

对式(23)进行积分，可得单层芯内的压力分布：

$$P(r)=P_i-\frac{\dot{m}\mu_lLn(r/r_i)}{2\pi\rho_lK_pL} \tag{26}$$

相应地，流体通过单层芯的压降为

$$\Delta P_s=\frac{\dot{m}\mu_lLn(r_o/r_i)}{2\pi\rho_lK_pL} \tag{27}$$

同理可得,复合芯内的压力分布为

$$P(r)=P_{\mathrm{i}}-\frac{\dot{m}\mu_{\mathrm{l}}Ln(r/r_3)}{2\pi\rho_{\mathrm{l}}K_{\mathrm{p2}}L}\qquad r_3\leqslant r\leqslant r_2 \tag{28}$$

$$P(r)=P_{\mathrm{i}}-\frac{\dot{m}\mu_{\mathrm{l}}Ln(r_2/r_3)}{2\pi\rho_{\mathrm{l}}K_{\mathrm{p2}}L}-\frac{\dot{m}\mu_{\mathrm{l}}Ln(r/r_2)}{2\pi\rho_{\mathrm{l}}K_{\mathrm{p1}}L}\qquad r_2\leqslant r\leqslant r_1 \tag{29}$$

流体通过复合芯的压降为

$$\Delta P_{\mathrm{c}}=\frac{\dot{m}\mu_{\mathrm{l}}Ln(r_1/r_2)}{2\pi\rho_{\mathrm{l}}K_{\mathrm{p1}}L}+\frac{\dot{m}\mu_{\mathrm{l}}Ln(r_2/r_3)}{2\pi\rho_{\mathrm{l}}K_{\mathrm{p2}}L} \tag{30}$$

式中,$K_{\mathrm{p1}}$和$K_{\mathrm{p2}}$分别为外层和内层毛细芯的渗透率.

## 4　模拟结果与分析

设定 LHP 以氨作为工质,复合芯外径(直径)为 18 mm,内径(直径)为 6 mm,长度为 120 mm. 外层毛细芯材料为镍粉,有效孔径(直径)为 1.5 μm,孔隙率为 55%,骨架材料导热系数为 91.4 W/(m·K);内层毛细芯材料为陶瓷,有效孔径(直径)为 35 μm,孔隙率为 60%,骨架材料导热系数为 1.1 W/(m·K). 由于外层芯的有效孔径很小,根据式(31),可得很大毛细抽吸力.

$$\Delta P_{\mathrm{c,max}}=\frac{4\sigma}{d_{\mathrm{c}}} \tag{31}$$

式中,$\Delta P_{\mathrm{c,max}}$为最大毛细力;$\sigma$ 为液体工质的表面张力. 同时,由于外层芯的骨架材料导热系数较高,可实现较高的蒸发效率.

图 3 和图 4 分别给出不同热载荷沿复合芯半径方向的温度与压力分布. 对于图 3,模型设定复合芯外表面与内表面温度分别为 20.5 ℃和 20 ℃(即假定 LHP 外回路的总压降一定);对于图 4,模型设定复合芯内表面压力为 857.5 KPa(20 ℃时氨的饱和压力). 同时,在图 3 与图 4 中,工质相关热物性取 20 ℃时之值,且内外层毛细芯厚度比为 1∶1. 不同的热载荷用来确定通过复合芯的工质质量流量,如下式:

$$\dot{m}=\frac{Q_{\mathrm{ap}}}{\lambda} \tag{32}$$

式中,$Q_{\mathrm{ap}}$为施加的热载荷;λ 为液体工质的蒸发潜热.

根据图 3 可得,对应相同的热载荷,由于外层毛细芯的有效导热系数远大于内层毛细芯,因而外层毛细芯(6 mm≤$r$≤9 mm)沿半径方向的温度变化远小于内层毛细芯(3 mm≤$r$≤6 mm). 同时,随着热载荷的增大,工质的质量流量增大,对流作用将明显增强,温度曲线在复合芯内表面处($r$=3 mm)的斜率不断降低,根据式(17),复合芯

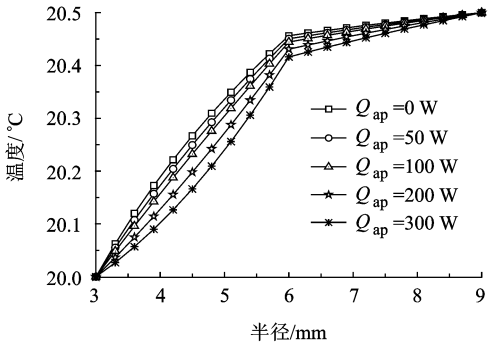



图 3　不同热载荷半径方向的温度分布

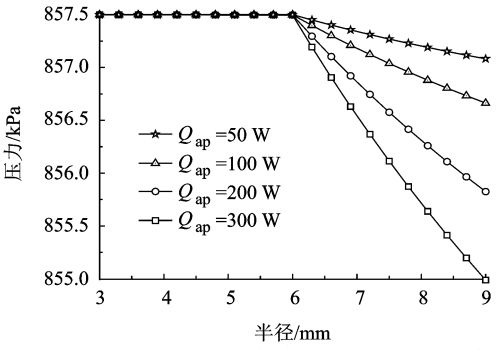



图 4　不同热载荷半径方向的压力分布

的径向热导将不断减小,即蒸发器向储液器的漏热减小,这将有利于 LHP 的高效运行. 实验表明,LHP 在大热载荷下的传热性能提高,这与毛细芯径向热导的减小有一定关系. 根据图 4 可得,对应相同的热载荷,由于内层毛细芯的渗透率远大于外层毛细芯,因而工质压力沿内层毛细芯(3 mm≤$r$≤6 mm)的变化同外层毛细芯(6 mm≤$r$≤9 mm)相比很小,甚至可以忽略,工质压力的变化主要集中于外层毛细芯. 同时,随着热载荷的增大,工质的质量流量增大,工质通过复合芯的总压降不断增大.

以下着重分析当复合芯的整体尺寸一定时,即复合芯外径为 18 mm,内径为 6 mm,长度为 120 mm(模型中其余参数取值不变),不同的热载荷以及内外层毛细芯的厚度比对复合芯传热与流动特性的影响,并同单层芯的情况进行对比,为复合芯的优化设计提供参考.

图 5 给出不同热载荷复合芯的热导随内外层毛细芯厚度比的变化情况. 根据图 5,对应相同的热载荷,复合芯的热导随内外层毛细芯的厚度比的增大而减小. 当内外层厚度比小于 1.0 时,复合芯的热导随内外层厚度比的增大迅速减小;而当内外层厚度比大于 1.0 时,复合芯的热导随内外层厚度比的增大缓慢减小. 值得一提的是,对应不同的热载荷,当复合芯内外层厚度比等于 1.0 时,其热导明显低于单层芯的情况(内外层厚度比为

0时之值),其值约为单层芯的1/4,效果十分显著.同时,当复合芯内外层厚度比一定时,随着热载荷的增大,工质质量流量的增加,对流作用显著增强,复合芯的热导不断减小,进一步验证了图3中的分析.

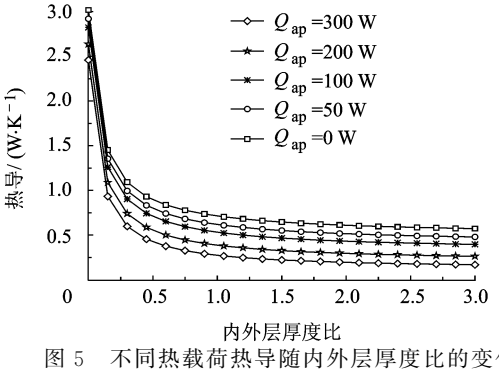



图5 不同热载荷热导随内外层厚度比的变化

图6给出不同热载荷复合芯的压降随内外层毛细芯厚度比的变化.根据图6,对应相同的热载荷,复合芯的压降随内外层厚度比的增加而减小.当内外层厚度比小于某一值时,复合芯的压降随内外层厚度比的增大迅速减小;而当内外层厚度比大于该值时,复合芯的压降随内外层厚度比的增大缓慢减小.值得一提的是,不同于内外层厚度比对复合芯的热导的影响,由于工质的质量流量对复合芯的压降具有直接的影响,对应不同的热载荷,复合芯的压降变化趋于缓和时对应的内外层厚度比并不相同,而是随着热载荷的增大而增大,如当热载荷为50 W时,其值约为2.0,而当热载荷为300 W时,其值约为6.0.对应不同的热载荷,当复合芯内外层厚度比等于2.0时,其压降明显低于单层芯的情况(内外层厚度比为0时之值),其值约为单层芯的1/4.当复合芯内外层厚度比一定时,随着热载荷增大,工质质量流量增加,复合芯的压降相应增大.

## 5 结 论

本文建立了圆柱型蒸发器LHP应用的复合芯的数学模型,对其传热与流动特性进行了分析,根据模拟结果可得:① 复合芯在获得高的毛细抽吸力和蒸发效率的同时,可实现低的流通阻力与径向热导,其传热与压降特性明显优于单层芯,是高性能毛细芯的发展趋势;② 当复合芯的整体尺寸一定时,复合芯内外层的厚度比越大,复合芯的径向热导和流通阻力越小,有利于提高LHP的运行性能;③ 当复合芯内外层厚度比一定时,随着热载荷的增大,复合芯的径向热导将减小,而其压降将增大.对于结论②,由于LHP实际运行过程中,可能经历各种瞬态过程,如启动、变工况运行等,毛细芯外表面的气液界面也将不断变化和调整.当外层毛细芯太薄时,蒸汽可能穿透外层芯,而内层芯的毛细力较小,这种情况下可能导致LHP运行不稳定或失效[9],因而对外层芯的最小厚度的设计应有一个正确的估计,尚需进一步的理论分析与实验研究.

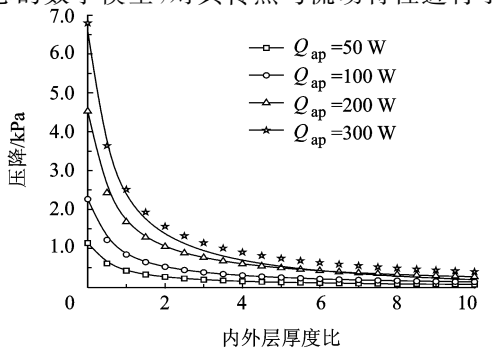



图6 不同热载荷压降随内外层厚度比的变化

### 参考文献(References)

[1] Ku J. Operating characteristics of loop heat pipes[R]. SAE Paper,1999-01-2007,1999

[2] Maydanik Y F. Loop heat pipes[J]. Applied Thermal Engineering,2005,25(5/6):635-657

[3] Phillips A L,Wert K L. Loop heat pipe anti icing system development program summary[R]. SAE Paper, 2000-01-2493,2000

[4] Pastukhov V G,Maydanik Y F,Vershinin C V,et al. Miniature loop heat pipes for electronics cooling[J]. Applied Thermal Engineering,2003,23(9):1125-1135

[5] Zhang H X,Lin G P,Ding T,et al. Investigation on start-up behaviors of a loop heat pipe[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer,2005,19(4):509-517

[6] 李强,周海迎,宣益民. 复合结构毛细蒸发器传热特性研究[J]. 工程热物理学报,2008,29(1):148-150
Li Qiang,Zhou Haiying,Xuan Yimin. Investigation on heat transfer characteristics of composite capillary evaporator[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2008,29(1):148-150 (in Chinese)

[7] Bonnefoy M,Ochterbeck J M,Drolen B L,et al. Effective thermal conductivity of saturated sintered nickel loop heat pipe wicks[R]. AIAA-2004-2571,2004

[8] 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

[9] 李亭寒,华诚生. 热管设计与应用[M]. 北京:化学工业出版社,1987:70-72
Li Tinghan,Hua Chengsheng. Heat pipe design and application[M]. Beijing:Chemical Industry Press,1987:70-72 (in Chinese)

(编 辑:李 晶)