

一种新型组合式热管吸液芯性能的研究

白瞳, 张红, 许辉, 丁莉

(南京工业大学能源学院, 江苏省南京市 210009)

Performance Study on a Novel Combined Wick of Heat Pipe

BAI Tong, ZHANG Hong, XU Hui, DING Li

(College of Energy, Nanjing University of Technology, Nanjing 210009, Jiangsu Province, China)

ABSTRACT: In order to satisfy the need of high capillary pressure, low liquid flow resistance and enhanced heat transfer of the wick in heat pipe, a groove wick with triangular cross-section and metal felt were combined to form a novel combined wick. Theory analysis, numerical simulation and experimental test were conducted respectively to study the characteristics of capillary pressure, liquid flow resistance and heat transfer of combined wick while comparing with the triangular groove wick. The results indicate that the combined wick can largely increase the capillary pressure which is 6 times more than triangular groove wick whose groove height and groove width are both 0.8mm; through the liquid flow resistance of the combined wick is raised because of the addition of metal felt, the heat transfer capacity and maximum heat flux are increased due to the additional effective nucleation site provided by the melt felt.

KEY WORDS: the combined wick; capillary pressure; liquid flow resistance; heat transfer characteristic

摘要: 为了使热管内的吸液芯同时具有高毛细抽力、低流动阻力及强化传热的特点,文中开发了一种三角沟槽和金属纤维毡相结合的组合式热管吸液芯;针对此结构的吸液芯从毛细抽力、流动阻力和传热特性3个方面进行了理论分析、数值模拟和试验研究,并与三角沟槽吸液芯的特点进行了分析比较。结果表明,此新型组合式吸液芯具有较高的毛细抽力,约为槽高和槽深均为0.8mm的三角沟槽吸液芯的6倍;因为较沟槽吸液芯增加了金属纤维毡,使得流动阻力增大,但同时由于增加了沸腾传热的有效汽化核心,使得热管的传热量和所承受的最大热流密度都得到提高。

关键词: 组合式吸液芯; 毛细抽力; 流动阻力; 传热特性

基金项目: 国家863高技术基金项目(2006AA05Z419)。

The National High Technology Research and Development of China 863 Program (2006AA05Z419).

0 引言

太阳能热发电技术主要可分为塔式、槽式和碟式3种类型^[1]。其中,碟式太阳能热发电系统可以实现3000以上的高会聚比^[2],一方面可以使太阳能接收器具有较小的吸热面积,减小了能量损失;另一方面也使接收器的接收温度可以达到800℃^[3]以上,因此碟式太阳能热发电的效率也非常高,最高光电转换效率可达29.4%^[4],成为光电转换效率最高的太阳能热利用系统。系统包括聚光器、接收器、热机、支架和跟踪控制系统等部件^[5-7],其中碟式太阳能接收器的性能是影响整个系统效率的关键,而热管式太阳能接收器较直接照射式和池沸腾太阳能接收器可以将系统效率提高20%以上^[8],因此对热管式太阳能接收器性能的研究是目前的研究热点^[9-11]。

吸液芯作为一种具有毛细结构的多孔介质往往决定了热管的传热性能^[12-14],为了保证热管在各个倾角下都能正常工作,吸液芯必需能够提供大毛细抽力和低流动阻力来克服重力的影响以及减少热管内工作流体的流动阻力,同时吸液芯须能够减小热管的径向热阻,提高热管均温性以及所能耐受的极限热流密度,从而起到提高热管传热性能的作用,但普通单一结构的吸液芯一般不能同时兼顾较小的毛细孔径(大毛细抽力)、较大的孔隙率(低流动阻力)以及强化传热的要求,因此许多研究将重点放在了吸液芯的设计上。

Xiao Huang^[15]等设计了一种混合双形式的吸液芯,将球状的铜粉和丝状的镍粉分别烧结到铜丝网上,烧结的金属粉末可以提供较大的毛细抽力,而金属丝网则提供流动通道,并且在热管蒸发段布置较密的烧结金属而在冷凝段布置疏松的烧结金属。

试验结果表明采用此种形式吸液芯,热管的当量导热系数相对于吸液芯是铜丝网的热管提高了约400%。Tadej Semenic^[16]等测试了一种用于高热流密度条件下的双孔隙吸液芯,结果显示具有双孔径的吸液芯可承受的极限热流密度达到 1000 W/cm^2 ,而单一孔径吸液芯只能达到 300 W/cm^2 ,厚双孔径吸液芯比薄双孔径吸液芯能承受更高的热流,这是因为蒸发传热不仅发生在汽液交界面上,而且还发生在吸液芯内部,但试验没有将吸液芯放置于热管内进行测试。JinLinag Wang^[17]等提出了在三角形沟槽上烧结了一层多孔结构作为吸液芯用以增大毛细抽力和强化传热,并建立了理论模型,模型在计算的范围之内表明,覆盖了烧结多孔材料的三角形沟槽热管的传热量是没有烧结多孔材料三角形沟槽热管的3~6倍。George Franchi^[18]将镍粉烧结到铜丝网上形成了一种组合式的吸液芯,利用烧结粉末的细微孔径提供高毛细抽力,大网孔丝网提供流动通道,并对有此种结构吸液芯的热管性能进行了测试。结果表明组合式吸液芯相对于传统单一结构的吸液芯能够有效的提高热管的传热性能,并且随着丝网数目的增加热管的极限传热量也随之增大,但是此种组合式吸液芯与热管工质反应产生了不凝性气体,影响了热管的性能。

这些研究都是针对热管吸液芯的有效毛细半径(毛细抽力)和孔隙率(渗透率),试图设计新型的吸液芯或改良现有的吸液芯来寻找这2个参数之间的平衡点,以保证吸液芯在提供足够的毛细压头和高渗透率的同时,还要起到强化传热的效果,这样不仅能提高热管的传热量和极限热流密度,还能提高热管的均温性保证热管安全高效的运行。本文提出了一种新型的吸液芯结构,通过大孔目的金属丝网将厚度为3mm的金属纤维毡(Bekipor® WB 08/300)压在由热管管壁直接线切割出的三角形沟槽(槽宽和槽高均为0.8mm)之上,使金属纤维毡与三角形沟槽形成组合式吸液芯,金属丝网在此主要起到固定作用。然后分别从毛细抽力、液体在其中的流动阻力和传热特性3个方面对此种类型的吸液芯进行了理论分析、数值模拟和试验研究。新型组合式吸液芯的具体结构如图1所示。

1 毛细抽力

热管内吸液芯所能提供的最大毛细抽力为

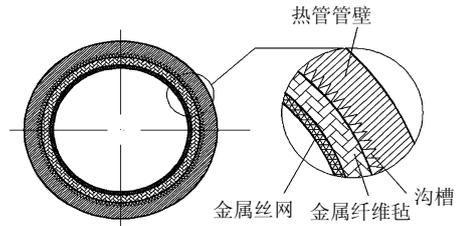


图1 新型组合式热管吸液芯

Fig. 1 A novel combined wick in heat pipe

$\Delta P=2\sigma/r_c$ ^[19],其中 σ 为工作液体的表面张力, r_c 为吸液芯的有效毛细半径。沟槽吸液芯的有效毛细半径由沟槽宽度和深度来决定,一般在 $100\mu\text{m}$ 以上,因此其能提供的毛细抽力较小,如宽度和深度均为 $w=800\mu\text{m}$,半顶角 $\beta=26.5^\circ$ 的三角形沟槽,其在 20°C 水中能提供的最大毛细抽力 $\Delta P=2\sigma\cos\beta/w=1.625\times 10^{10}\text{ Pa}$,且此种形式的吸液芯极易受重力的影响,会出现热管工质无法回流的情况,因此多用于早期航空飞行器上无重力环境下的热管。随着金属加工工艺和烧结技术的不断发展,具有优良水力性能的热管吸液芯被不断制造出,如金属丝直径 $4\mu\text{m}$,厚度为 3 mm ,孔隙率达到95%以上的金属纤维毡,其在 20°C 水中能提供的毛细抽力 $\Delta P=2\sigma/r_c=9.692\times 10^{10}\text{ Pa}$, $r_c=150\mu\text{m}$ ^[20],金属纤维毡的有效毛细半径由其厚度决定,可见其所能提供的毛细抽力大大增加,且大的孔隙率保证了良好的流动性,而一般单一结构吸液芯较难兼顾较高毛细抽力和较大孔隙率的特点。图2为半顶角 $\beta=26.5^\circ$,槽宽 $0.05\sim 0.8\text{ mm}$ 的三角形沟槽和厚度为 $0.5\sim 4\text{ mm}$ 的金属纤维毡在不同有效毛细半径下所能提供的毛细抽力(介质为 20°C 水)。在相同有效毛细半径下,金属纤维毡所提供的毛细抽力略大于三角沟槽,约比后者大10%,且增加的倍数与三角沟槽的半顶角余弦值成

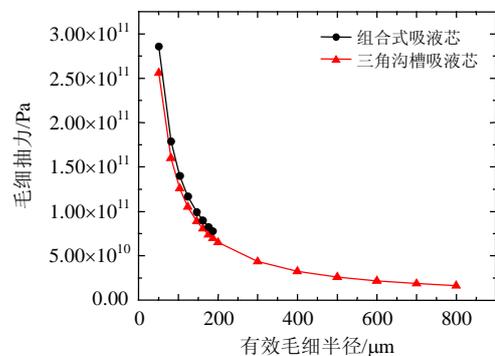


图2 不同有效毛细半径下吸液芯所提供的毛细抽力

Fig. 2 Capillary pressure of wicks at different effective capillary radius

反比。但沟槽宽度越小越不易加工，提高了热管的制造成本，因此可将金属纤维毡和槽宽较大的沟槽形成组合式吸液芯，这样不仅降低了制造成本，而且提高了吸液芯的毛细抽力。

将金属纤维毡烧结到沟槽吸液芯或用金属丝网依靠自身弹性将金属纤维毡压到沟槽吸液芯上，相对于单独的沟槽吸液芯和金属纤维毡，一方面可以提高毛细抽力，一方面能克服金属纤维毡骨架柔软易变形的缺点。利用金属纤维毡增加吸液芯的毛细抽力，同时沟槽提供热管工作液体的流动通道，由于沟槽直接加工于热管管壁，可以有效减少热管传热的径向热阻。

2 流动阻力

热管工质在吸液芯内的流动可以考虑为流体在多孔介质内的流动，其所受到的流动阻力主要来源于：回流流体由于黏性与热管管壁和吸液芯骨架之间产生的摩擦力；处于湍流状态的回流流体在大孔隙率多孔介质中由于惯性力而产生的流动阻力；蒸汽与回流液体由于运动方向相反而在汽液界面处产生的剪切力也会对回流液体产生阻力，重力对回流液体的作用表现为阻力或动力，这取决于热管的工作倾角。这里采用 Fluent 6.3 对回流液体在三角形沟槽吸液芯和三角形沟槽与金属纤维毡的组合式吸液芯中的流动阻力进行模拟计算，对比因为增加了一层金属纤维毡而增加的流动阻力。计算流域及流域横截面网格分布如图 3 和图 4 所示， L_x 为顺流方向， L_y 为垂直来流方向， L_z 为沟槽面的展向，为了使流动处于稳定充分发展段并且节省计算时间，同时满足金属纤维毡的厚度以及沟槽宽度和深度的要求，取 $L_x:L_y:L_z=1600:38:16$ 。

获得网格独立解是计算流体力学对模型网格

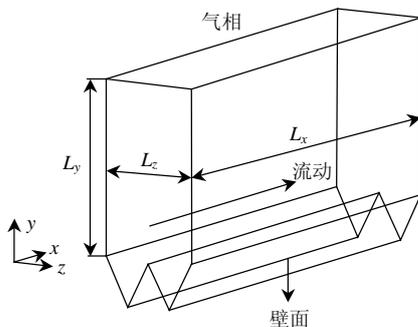


图 3 计算流域示意图

Fig. 3 Sketch of calculation area

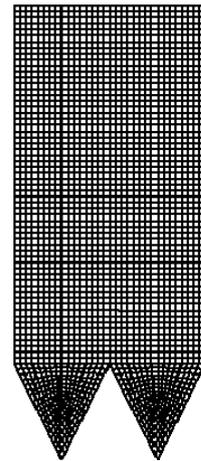


图 4 计算流域横截面网格分布

Fig. 4 Grid distribution of calculation area

划分的基本要求^[12]。对所研究的计算流域进行了 4 种水平的网格划分。模拟结果表明，4 种网格下计算流域出口处的流速基本上没有差别。说明模拟结果是网格独立解。在所使用计算机能力可承受范围，同时考虑较细的网格可充分显示流动区域的流动特征和压力分布情况，所以采用水平 3 进行流动区域物理模型的网格划分。表 1 列出了网格模型由粗到细的划分水平。

表 1 计算流域网格划分水平

Tab. 1 Grid diving of calculation area

网格水平	单元格	面域	节点
1	102 720	307 362	102 074
2	240 960	710 146	228 298
3	378 880	1 156 928	399 441
4	939 840	2 687 634	807 254

流体在多孔介质中流动的控制方程为

$$\nabla \cdot (\rho \cdot \mathbf{V}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2} (\mathbf{V}_i \cdot \nabla) \mathbf{V}_i = -\nabla P_i + \frac{\mu}{\varepsilon} \nabla^2 \mathbf{V}_i - \left(\frac{\mu}{K_i} \mathbf{V}_i + \frac{C_i}{2} \rho |\mathbf{V}_i| \mathbf{V}_i \right) \quad (2)$$

式中： $i=x,y,z$ 方向； ρ 为流体密度； \mathbf{V}_i 为速度矢量； ε 为多孔介质的孔隙率； μ 为流体黏度； K_i 为多孔介质渗透率； C_i 为流体惯性阻力系数。根据热管内的流动情况对流体在吸液芯中的流动作以下假设：流动为层流，忽略重力的影响，忽略气液交界面剪切力对流动阻力的影响，只考虑黏性力对流动的阻力影响。在计算沟槽流动阻力时，流动空间横截面上部矩形区域和下部三角形区域中均为流体流动通道，孔隙率 $\varepsilon=1$ ，忽略式(2)右端最后两项；在计算组合式吸液芯中流动阻力时，将上部矩形区域设置成

多孔介质区域并给出相关的孔隙率 $\varepsilon=0.9$,黏性阻力系数 $1/K_x=1.28\times 10^9\text{ m}^2$, $1/K_y=1/K_z=1.28\times 10^{12}\text{ m}^2$ ^[20],本文将多孔介质的渗透率设置为各向异性,因为沿 y,z 方向相对于 x 方向厚度很小,忽略沿 y,z 方向的速度,因此设置 y,z 方向的黏性阻力系数比 x 方向的大3个数量级^[21],即流体沿 y,z 方向无法渗流。忽略式(2)右端最后一项,下部三角形区域仍为流体流动通道,设置同上。

边界条件:计算流域的底部沟槽面设置为无滑移,不可穿越的壁面边界条件,顶部气液交界面采用“刚盖”假定,即假定一刚盖覆盖在流域顶部,流体沿刚盖的法向没有任何变量的数据交换且“刚盖”与流体之间无剪切力;沿 L_x 方向分别为流体流动的压力进口和出口,进口压力的给定取决于流体的流动状态,即保证流体流动处于层流状态。本文分别取50,100,150,200,250,300 Pa;流场在展向上可认为不受其他物理表面的约束,计算流域沿 Z 方向设置为对称边界条件。

图5为不同吸液芯在入口压力300 Pa时出口截面的速度分布,流体在三角形沟槽吸液芯中的平均速度为0.62 m/s,由于黏性力的存在使得底部靠近沟槽处的流体速度较小,但由于沟槽属于微槽道且槽高仅有0.8 mm,因此在其中的流体较少,绝大部分的流体从槽道上部流过。流体在出口截面处的压力为226 Pa,压降仅为74 Pa。较小的压降也与沟槽吸液芯具有较小的流动阻力这一特点相符。流体在组合式吸液芯中则遇到了较大的阻力,从图中可以看出,三角沟槽提供了流体流动通道的作用,上部流体在金属纤维毡中的流速较小,而在下部由于

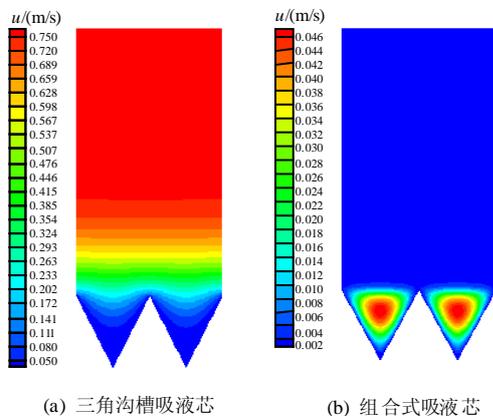


图5 入口压力300 Pa时出口截面速度分布

Fig. 5 Velocity distribution of outlet cross-section at 300 Pa pressure inlet

低流动阻力沟槽的存在使得流体的速度较大,绝大部分的回流液体通过三角形沟槽回流至热管蒸发段,上部金属纤维毡主要起到提供大毛细抽力的作用。流体在组合式吸液芯中的平均流速为4.2 mm/s,在出口截面处的压力为0.98 Pa,压降为299.02 Pa。通过不同吸液芯出口截面速度分布和压降的对比可知,组合式吸液芯虽然大大提高了毛细结构所能提供的毛细抽力,但由于增加了一层金属纤维毡使得流体在其中的流动阻力大大增加。

图6为流体在不同的进口压力下流经2种不同的吸液芯时的压力损失,可以看出:流体速度越大所产生的压降也越大,组合式吸液芯所产生的压降均大于相同条件下沟槽吸液芯所产生的压降,这里可以看出进口压力在组合式吸液芯中几乎全部损失,但这并非代表热管工质在实际的热管内部无法流动,因为组合式吸液芯所能提供的毛细抽力接近 10^{11} Pa ,能够保证热管的正常工作,这也在随后的传热特性试验研究中可以得到证实。本文选取50~300 Pa入口压力条件是为了满足分析热管工质在吸液芯内流动时所做的层流假设。热管内的流动和传热情况比较复杂,所做假设与热管内实际的流动情况是存在误差,在吸液芯所能提供毛细压头下的部分热管工质是处于湍流状态,因此这里对流动阻力的研究更偏向于定性的研究。所以组合式吸液芯是以增加一部分流动阻力为代价来提高吸液芯的毛细抽力,使之能适应更为广泛的应用场合。

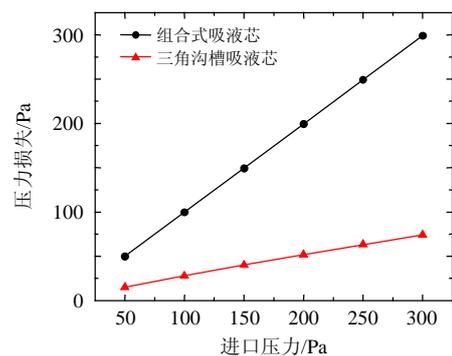


图6 不同流量的流体在沟槽和组合式吸液芯中的流动压降

Fig. 6 Pressure drop of liquid with different flow rate in triangular groove wick and combined wick

3 传热特性

3.1 试验系统设计

为了研究所设计的组合式吸液芯在热管中的

强化传热效果，搭建了热管性能测试系统，并分别对装有组合式吸液芯和三角沟槽吸液芯的高温热管进行了传热特性的试验研究。测试系统如图 7 所示，试验系统包括氦气循环子系统、加热子系统、氦气冷却子系统、数据采集子系统等。其中，氦气循环子系统主要功能为向高温热管冷凝套管中提供一定压力和流率的氦气，以带走高温热管冷凝段的热量；加热子系统为碳化硅电加热炉，该加热炉碳化硅炉管内径为 $\phi 40\text{ mm}$ ，将高温热管蒸发段放入其中，利用直流电源供电并通过调节电压改变输入功率，向高温热管蒸发段提供一定功率和一定热流密度的热量输入，碳化硅炉管外包裹保温材料以防止加热炉热量损失；氦气冷却子系统则主要用于将被加热的氦气迅速冷却至常温，以利于氦气的回收，从而实现氦气的循环；数据采集子系统用于将试验系统中的各参量如氦气进出口温度、压力、流量以及加热器功率等的采集。试验所用高温热管内部工质为液态金属钠，热管管材为耐热高温不锈钢，总长 300 mm，其中蒸发段长度为 200 mm，绝热段长度为 30 mm，冷凝段长度为 70 mm，管外径 32 mm，内径 26 mm。试验对水平放置的三角沟槽吸液芯高温热管和组合式吸液芯高温热管在不同加热功率情况下的温度分布进行测试，对比不同吸液芯对高温热管传热性能的影响，探寻组合式吸液芯对热管是否起到了强化传热的效果。

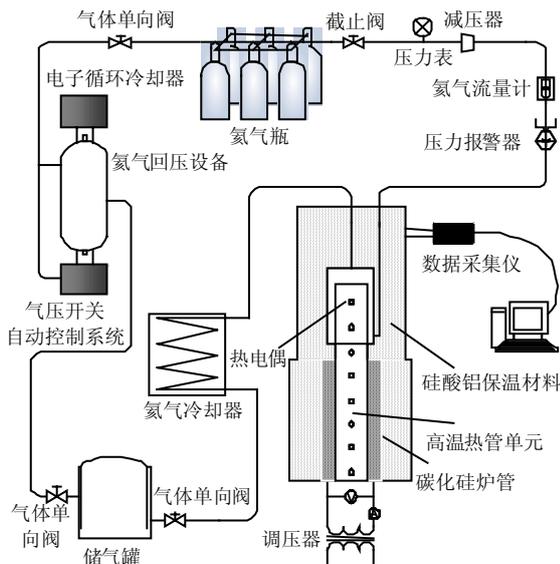


图 7 高温热管传热性能试验测试系统

Fig. 7 Experiment test system of high temperature heat pipe performance

为了获得精确的热管传输功率，通过测量热管冷凝段冷却氦气的流量和进出口温度计算获得传输功率。

3.2 试验系统不确定性分析

3.2.1 不确定性来源

试验中的不确定性可能主要来源于以下几个方面：

1) 由于热电偶本身测量偏及热惯性等引起的动态测量偏差而造成的热电偶偏差。本试验温度变化并非迅速且每次均在热管达到稳态后采集数据，因此偏差主要为热电偶本身的偏差。

2) 系统与外界之间有不可避免的热损失，主要来源于加热器未能将全部热量传给热管和热管本身的热损失，这部分损失约占总热量的 2%。

3) 氦气循环系统中的金属管浮子流量计的偏差，因为要通过流量的确定来计算热管冷端的传热量，所以流量计的偏差对热管的传热量的确定有着重要影响。

3.2.2 不确定性估算

所采用的热电偶为标准 II 级 K 型热电偶，其在试验中的工作温度为 0~1 200 ℃，所允许的最大偏差为 0.75%，热电偶测温的相对不确定度为

$$\frac{\delta T}{T} = 0.75\% \quad (3)$$

电加热器的功率是根据数显电压表的读数间接获得的，数显电压表的精度为 0.2 级，电压测量的相对不确定度为

$$\frac{\delta U}{U} = 0.2\% \quad (4)$$

试验所采用的氦气流量计为金属管浮子流量计，其通径为 15 mm，量程为 0.7~1000 m³/h，精度等级为 2.5 级，测量氦气流量的相对不确定度为

$$\frac{\delta Q}{Q} = 2.5\% \quad (5)$$

根据以上各不确定度和热损失，试验系统的相对不确定度为

$$u_r = \sqrt{\left(\frac{\delta T}{T}\right)^2 + \left(\frac{\delta U}{U}\right)^2 + \left(\frac{\delta Q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{\delta q}{q}\right)^2} = 3.3\% \quad (6)$$

3.3 试验结果分析

图 8 和图 9 分别是高温热管在不同加热功率下热管管壁沿轴向的温度分布曲线，沿热管轴向

250 mm 后的热电偶是焊接在冷凝套管上而非热管冷凝段管壁上的, 因此温度会有急剧的下降。从图 8—9 中可知随着热管输入功率的不断增大, 热管管壁温度也随之升高, 但在相同热量输入功率下, 三角沟槽吸液芯高温热管的工作温度要高于组合式吸液芯热管的工作温度, 在输入功率为 1 600 W 的情况下, 三角沟槽热管蒸发段的平均温度为 810℃, 而组合式吸液芯热管蒸发段的平均温度为 581℃, 在相同热管管壁材料的前提下, 这意味着后者在达到材料的热应力极限前可以传输更多的热量, 且组合式吸液芯热管的均温性也明显好于沟槽吸液芯热管, 因此较大的传热能力、较小的热应力和良好的均温性使组合式吸液芯高温热管能够更加高效稳定的运用于更多的场合。图 10 为在不同蒸发段平均温度下高温热管的输出功率, 发现在相同蒸发段温度的情况下组合式吸液芯热管输出功率要大于三角沟槽热管, 这是因为高温热管蒸发段内的传热过程为液态金属在多孔介质内的沸腾传热过程, 在三角沟槽中由于液态金属的浸润性较好, 使得沟槽壁面上的凹坑更易被液体淹没, 从而

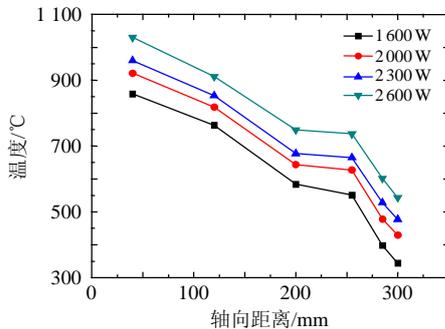


图 8 沟槽吸液芯高温热管稳态工作温度分布

Fig. 8 Temperature distribution of high temperature heat pipe with triangular groove wick in steady state

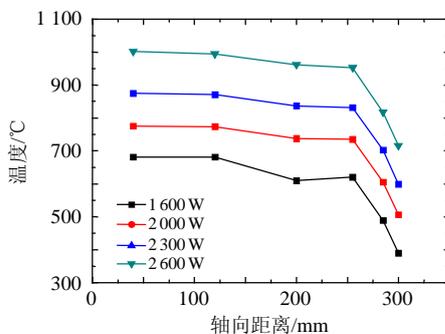


图 9 组合式吸液芯高温热管稳态工作温度分布

Fig. 9 Temperature distribution of high temperature heat pipe with combined wick in steady state

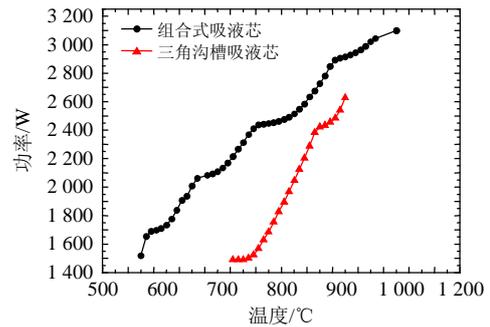


图 10 高温热管功率输出

Fig. 10 Power output of high temperature heat pipe with triangular groove wick and combined wick

使有效汽化核心数减少, 且凹坑中吸附的气体在液态金属中可形成微小气泡核, 则需要较大的温差才能克服能垒成长为气泡引发核态沸腾传热, 即需要更高的管壁温度来提高传输功率, 这就导致热管的传热能力最终受限于管壳材料的耐高温性能, 而在组合式吸液芯内, 孔隙率达 95% 以上的金属纤维毡由于存在许多大孔径的空穴, 因此可提供更多的理想汽化核心, 有效降低过热度, 使得核态沸腾区域可以延伸到温差较小的地方, 从而使液态金属“提前”进入核态沸腾状态, 并且大量气泡的不断生长和破裂加大了吸液芯中流体流动的扰动, 增强了对流换热效果, 大大提高了热管所能承受的极限热流, 且组合式吸液芯所提供的毛细抽力远大于沟槽吸液芯, 故能将液态金属均布至热管蒸发段内, 避免了热管管壁出现过热点的情况发生, 使得热管均温性大大提高, 更加有利于热管传热能力的提高。

4 结论

1) 组合式吸液芯相对于三角沟槽吸液芯可以大大提高毛细抽力, 厚度为 3 mm 的金属纤维毡和槽宽槽深均为 0.8 mm 的三角形沟槽形成的组合式吸液芯所提供的最大毛细抽力约为槽宽槽深均为 0.8 mm 的三角形沟槽的 6 倍, 这样可以使热管内部工作液体更均匀的分布在蒸发段且使热管能够在更大的倾角下工作, 提高了热管的均温性扩大了热管的适用范围。

2) 由数值模拟计算结果可知, 因为组合式吸液芯较三角形沟槽增加了一层金属纤维毡, 使得工作液体在组合式吸液芯内部的流动阻力增加, 上部的金属纤维毡主要起到提供毛细力的作用, 而下部的三角沟槽则起到提供流体通道的作用。

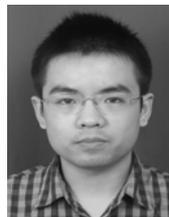
3) 通过试验结果分析可得, 组合式吸液芯中

的金属纤维毡可以提供更多的有效汽化核心，降低了热管蒸发段沸腾传热所需的过热度，提高了热管的传热量以及所能承受的极限热流。

本论文对此种结构的组合式吸液芯做了初步的研究，深入研究如将湍流模型引入多孔介质内流体的流动，对热管内的流场进行定量的分析；探索不同厚度、孔隙率的金属毡对组合式吸液芯水力性能和热管传热性能的影响等等将会进一步展开。

参考文献

- [1] Mills D. Advances in solar thermal electricity technology[J]. Solar Energy, 2004, 76(1-3): 19-31.
- [2] Jaffe L D. Test results on parabolic dish concentrators for solar thermal power systems [J]. Solar Energy, 1989, 42(2): 173-187.
- [3] Andraka C E, Rawlinson K S, Moss T A, et al. Solar heat pipe testing of the stirling thermal motors 4-120 stirling engine[C]//31th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Washington D. C.: IECEC, 1996: 1295-1300.
- [4] Washom B. Parabolic dish stirling module development and Test results[C]//Proceedings of the 19th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, San Francisco: IECEC, 1984: 1686-1694.
- [5] Thomas M, Peter H, Barry B. Dish-stirling systems: an overview of development and status[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2003, 125(5): 135-151.
- [6] Reinalter W, Ulmer S, Heller P, et al. Detailed performance analysis of a 10kW dish/stirling system [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2008, 130(1): 0110131-0110136.
- [7] Nepveu F, Ferriere A, Bataille F. Thermal model of a dish/stirling systems[J]. Solar Energy, 2009, 83(1): 81-89.
- [8] Moreno J B, Modesto-Beato M A, Andraka C E. Recent progress in heat-pipe solar receivers[C]// 36th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. Savannah: IECEC, 2001: 565-572.
- [9] 桂晓宏, 袁修干, 宋香娥, 等. 太阳能热动力系统单元热管吸热器建模与仿真[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(13): 103-107
Gui Xiaohong, Yuan Xiugan, Song Xiange, et al. Modeling and simulation of solar dynamic system cell heat pipe receiver [J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(13), 103-107(in Chinese).
- [10] 丁莉, 张红, 许辉, 等. 太阳能接收器中高温热管等温及导热性能的试验研究[J]. 热力发电, 2010, 39(3): 40-48.
Ding Li, Zhang Hong, Xu Hui, et al. Test study on isothermal and heat-conducting performance of high-temperature heat pipe in solar energy receiver[J]. Thermal Power Generation, 2010, 39(3): 40-48(in Chinese).
- [11] Baturkin V, Andraka C, Zaripov V, et al. Features of fabrication technology and properties of wicks of heat pipe receiver for solar dish/stirling systems[C]// International Solar Energy Conference. Orlando: American Society of Mechanical Engineers, 2005: 679-685.
- [12] 李金旺, 邹勇, 程琳. 环路热管毛细芯热物性实验研究 [J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(17): 57-61.
Li Jinwang, Zou Yong, Cheng Lin. Experimental study on thermo physical properties of capillary wicks for loop heat pipe [J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(17): 57-61(in Chinese).
- [13] Brian D I, Tyler W D, Suresh V G. Heat and mass transport in heat pipe wicks structures[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2007, 21(2): 392-404.
- [14] Richard R W, Daniel K H. The heat transfer limit of step-graded metal felt heat pipe wicks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(2): 293-305.
- [15] Xiao Huang, George F. Design and fabrication of hybrid bi-modal wick structure for heat pipe application [J]. Porous Mater, 2008, 15(6): 635-642.
- [16] Tadej S, Ivan C. Experimental study of biporous wicks for high heat flux applications[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(21-22): 5113-5121.
- [17] Wang Jinliang, Ivan C. Enhanced evaporation heat transfer in triangular grooves covered with a thin fine porous layer[J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(17): 1721-1737.
- [18] George F, Xiang Huang. Development of composite wicks for heat pipe performance[J]. Heat Transfer Engineering, 2008, 29(10): 873-884.
- [19] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2000: 18-21.
Zhuang Jun, Zhang Hong. Heat pipe technology and engineering application[M]. Bei Jing: Chemical Industry Press, 2000: 18-21.
- [20] Adkins D R, Moss T A, Andreas C E, et al. An examination of metal felt wicks for heat-pipe applications [C]// International Solar Energy Conference. Maui: American Society of Mechanical Engineers, 1995: 19-24.
- [21] ANSYS-FLUENT. FLUENT 6.3 Documentation [EB/OL]. [2010-09-29]. <http://my.fit.edu/itresources/manuals/fluent6.3/help/index.htm>.



白 穰

收稿日期: 2010-10-10。

作者简介:

白穰(1983), 男, 博士研究生, 主要从事高效传热传质设备的研究, bt8617529@163.com;

张红(1963), 女, 教授, 博士生导师, 主要从事先进能源领域的高效传热传质设备技术研究, hzhang@njut.edu.cn;

许辉(1981), 男, 博士, 讲师, 主要从事高效传热传质设备与新能源开发技术的研究, xuhui2762@126.com。

(责任编辑 王庆霞)