

文章编号: 1006-3080(2026)03-0439-10

DOI: 10.14135/j.cnki.1006-3080.20250907001

梯形沟槽-丝网复合吸液芯圆柱热管传热特性的数值研究

武赞秀, 赖焕新

(华东理工大学机械与动力工程学院, 上海 200237)

摘要: 本文通过建立圆柱热管内部相间耦合的二维瞬态数值模型, 对水平放置条件下梯形沟槽-丝网复合吸液芯热管的流动与传热特性进行研究。采用多孔介质模型并结合用户自定义函数(UDF), 模拟了复合吸液芯中气液流动与传热过程。研究表明, 相比单一的梯形沟槽吸液芯, 复合吸液芯因过流面积的变化改变了工质流动状态, 液相流速与压降随吸液芯流道增宽而减小, 气相流速与压降则因蒸汽腔流道收缩而增大。高目数丝网虽因高导热性降低了热阻, 但也因低渗透率加剧了流动损失, 从而削弱了工质回流能力。此外, 蒸发段热流密度的增大在强化传热的同时, 也会形成显著的气液两相压降梯度, 进一步削弱了回流驱动力。

关键词: 热管; 复合吸液芯; 瞬态模型; 流动特性; 传热特性

中图分类号: TK172.4

文献标志码: A

随着电子信息技术的高速发展, 电子元件向紧凑、集成和高性能的方向发展, 这对电子设备实现高效散热提出了严峻挑战^[1]。热管作为一种基于工质气液相变过程的高效传热装置, 因其良好的导热性、等温性与结构灵活性, 在电子元器件冷却、高速飞行器热防护以及可再生能源等领域应用广泛^[2]。

吸液芯作为热管的重要组成部分, 其基本结构形式决定了热管的流动和传热特性。近年来, 吸液芯结构对热管性能的影响成为研究热点, 国内外学者对该问题进行了大量研究。例如, Yin 等^[3]对比了矩形沟槽和烧结球吸液芯热管的流动和换热特性, 发现矩形沟槽吸液芯热管表现出良好的流动和蒸发换热特性。Hu 等^[4]研究了具有不同深度和间距的 V 形槽吸液芯热管的换热性能, 结果表明存在使蒸发率最大的最佳槽距。Alijani 等^[5]对比了 4 种矩形槽吸液芯热管, 实验结果表明槽宽为 0.4 mm 的热管具有最佳热性能。沈妍等^[6]考察加热功率以及热管的倾角等因素, 对三角形沟槽吸液芯热管的传热性能进行了实验研究, 结果表明三角形沟槽吸液芯热管在水平运行时均温性更好。在低热流密度下, 沟槽

结构吸液芯热管因低流动阻力, 有利于工质快速回流, 均温性更好。但在高热流密度及抗重力条件下, 沟槽吸液芯热管因较弱的毛细力, 易出现回流不足而引发局部干烧。部分学者对具有强毛细力的丝网吸液芯热管进行了研究。例如, 余清远等^[7]对不同传热功率和倾角下的丝网吸液芯热管内部流场特性进行了数值模拟研究, 表明热管在水平运行工况下, 液相流动压降占主导, 蒸汽流动速度在水平和倾角工况下均不受影响。毛赏等^[8]研究了丝网吸液芯高温锂热管内部的温度、压力和速度分布, 结果表明随着热流密度的增加, 液体的轴向速度也随之增大, 而蒸汽的轴向速度先增大后减小。Li 等^[9]分析了不同流道宽度对丝网吸液芯超薄蒸汽室的流动与传热性能, 结果表明流道宽度的改变可以提高超薄蒸汽室的传热性能。Li 等^[10]对比了丝网参数对超薄蒸汽室性能的影响, 发现丝网参数是影响超薄蒸汽室热响应性能的关键因素。虽然丝网吸液芯产生的毛细力提供了液体回流的力, 但导致流体渗透率低, 回流速度也会受限, 从而影响高热流密度下的传热效率。以上研究成果对热管吸液芯的理论设计和实际应用

收稿日期: 2025-09-07

作者简介: 武赞秀(1996—), 男, 甘肃人, 博士生, 主要研究方向为流动与传热的数值计算。E-mail: y10220071@mail.ecust.edu.cn

通信联系人: 赖焕新, E-mail: hlai@ecust.edu.cn

引用本文: 武赞秀, 赖焕新. 梯形沟槽-丝网复合吸液芯圆柱热管传热特性的数值研究[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2026, 52(3): 439-448.

Citation: WU Zhanxiu, LAI Huanxin. Numerical Study of Heat Transfer Characteristics in Cylindrical Heat Pipes with Trapezoidal Groove-Mesh Composite Wick[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2026, 52(3): 439-448.

具有重要意义。然而,单一结构吸液芯在热管应用中,往往难以同时满足高毛细力、高渗透率、低热阻等关键性能需求。因此,部分研究者提出了复合结构吸液芯^[11],但对其热管传热特性的研究工作相对缺乏。梯形沟槽凭借其倾斜侧壁结构,为液体流动提供了更平滑的路径,显著减少了涡流和流动分离现象,增大了有效流通面积,从而具有更高的渗透率和更低的流动阻力。丝网结构则凭借其强大的毛细力,能够高效地将液体从冷凝段输运至蒸发段。将两种结构组合形成复合吸液芯,可同时发挥沟槽的高渗透特性与丝网的高毛细性能,使热管能够承受更高的热负荷,有效提升其传热极限。

本文针对梯形沟槽-丝网复合吸液芯圆柱热管内的多尺度输运特性,建立了相间耦合的二维瞬态数值模型,采用多孔介质模型和用户自定义函数(UDF)模拟热管内部流动和传热过程。对比了梯形沟槽和梯形沟槽-丝网复合吸液芯圆柱热管的流动和传热性能,分别研究了复合吸液芯结构参数、热流密度对热

管性能的影响,揭示了梯形沟槽-丝网复合吸液芯圆柱热管内部的温度场和流场特征,从而为热管性能的改善提供参考依据。

1 几何与物理模型

梯形沟槽-丝网复合吸液芯圆柱热管^[12]的几何示意图如图 1(a) 所示。热管由壁面、吸液芯以及蒸汽腔组成,梯形沟槽和梯形沟槽-丝网复合吸液芯结构分别如图 1(b) 和 1(c) 所示,图中梯形沟槽的结构参数与文献 [12] 相同。两端分别为蒸发段和冷凝段,中间部分为绝热段。固体壁面和多孔介质的材料为铜,工作介质物性参数如表 1 所示。当热管被加热,吸液芯中的液体吸收热量,蒸发形成蒸汽,进入蒸汽腔。当蒸汽到达冷凝段时,蒸汽冷凝成液体进入吸液芯,在吸液芯毛细力的作用下回流至蒸发段,完成循环。

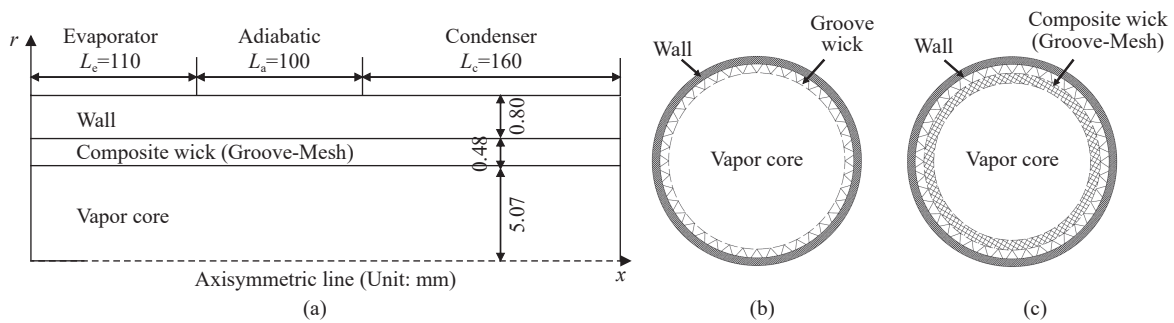


图 1 圆柱热管几何示意图: (a) 复合吸液芯二维截面; (b) 沟槽吸液芯结构; (c) 梯形沟槽-丝网复合吸液芯结构

Fig. 1 Geometry schematic of the cylindrical heat pipe: (a) Two-dimensional cross section of composite wick; (b) Groove wick structure; (c) Trapezoidal groove-mesh composite wick

表 1 物性参数^[12]

Table 1 Physical property parameters^[12]

Property	$\rho/$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	$C_p/$ ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	$\mu/$ ($\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-2}$)	$k/$ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) ¹⁾	$h_{fg}/$ ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$) ²⁾
Liquid	998	4200	8.0×10^{-4}	62.5	2460×10^3
Vapor	0.02	1861	8.4×10^{-6}	1.89×10^{-2}	—
Copper	8978	381	—	387.6	—

1) Thermal conductivity; 2) Latent heat of vaporization

2 数值方法

2.1 假设

为了简化数值计算,主要进行以下假设:

(1) 吸液芯内充满液体,蒸汽腔充满气体,每个区域内仅存在单相流,在初始压力和温度下,气体和

液体均处于饱和状态;

(2) 吸液芯和蒸汽腔内的流体流动均视为层流,蒸汽视为理想气体;

(3) 流体的蒸发和冷凝仅发生在气液界面上,冷凝侧的温度和对流换热系数是恒定的;

(4) 气体和液体,除密度以外的材料属性都是恒定的;

(5) 在本研究中,由于热管水平放置,重力的影响被忽略。

2.2 控制方程

基于上述假设,吸液芯和蒸汽腔连续性方程的统一形式为:

$$\varepsilon \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1)$$

式中, ε 是吸液芯的孔隙率, ρ 是流体密度, V 是速

度分量。

丝网结构的孔隙率^[13]为:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1.05\pi M d}{4} \quad (2)$$

式中, M 为丝网的目数, d 为丝网的直径。

梯形沟槽的孔隙率^[12]为:

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{fluid}}}{V_{\text{total}}} \quad (3)$$

式中, V_{fluid} 为吸液芯的孔隙体积, V_{total} 为吸液芯的总体积。

吸液芯与蒸汽腔的动量方程可由以下统一形式描述:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V u) = -\varepsilon \nabla P + \mu \nabla^2 u - \frac{\mu \varepsilon u}{K} - \frac{C_E \varepsilon \rho |V|}{K^{1/2}} u \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V v) = -\varepsilon \nabla P + \mu \nabla^2 v - \frac{\mu \varepsilon v}{K} - \frac{C_E \varepsilon \rho |V|}{K^{1/2}} v \quad (5)$$

式中, u 和 v 分别为轴向和径向的速度分量, P 是压力, K 是渗透率。在蒸汽腔中, $K = \infty$ 和 $\varepsilon = 1$, C_E 是 Ergun 系数, 它的值是基于 Ergun 方程^[13] 计算:

$$C_E = \frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon^2}} \quad (6)$$

丝网吸液芯的渗透率^[13] 计算式为:

$$K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{122(1 - \varepsilon)^2} \quad (7)$$

梯形沟槽的渗透率^[12] 计算式为:

$$K = \frac{L \mu U}{\Delta P} \quad (8)$$

式中, L 是沟槽轴向长度, U 为入口速度, ΔP 为压降。通过计算梯形沟槽不同入口速度下的压降, 从而获得梯形沟槽的渗透率。模拟过程中, 将梯形沟槽-丝网吸液芯计算域分为两部分, 通过 UDF 判断不同结构吸液芯的位置坐标, 将多孔参数分别赋值给两部分计算域。

壁面、吸液芯和蒸汽腔能量方程分别为:

$$\frac{\partial T}{\partial t} (\rho_s C_{p_s}) = \nabla \cdot (k_s \nabla T) \quad (9)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} ((1 - \varepsilon)(\rho_l C_{p_l}) + \varepsilon(\rho_g C_{p_g})) + \nabla \cdot ((\rho_l C_{p_l}) VT) = \nabla \cdot (k_w \nabla T) \quad (10)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} (\rho_v C_{p_v}) + \nabla \cdot (\rho_v C_{p_v} VT) = \nabla \cdot (k_v \nabla T) \quad (11)$$

式中, ρ_s 、 ρ_l 和 ρ_v 分别为固体、液体和气体的密度; k_s 、 k_w 和 k_v 分别为固体、吸液芯和气体的热导率; C_{p_s} 、 C_{p_l} 和 C_{p_v} 分别为固体、液体和气体的比热容; T 为温度。

2.3 边界条件

(1) 热管外壁面

如图 1 所示, 热管两端壁面为绝热和无滑移边界, 蒸发段、绝热段和冷凝段的边界条件分别如式 (12)~式 (14) 所示:

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial r} = q \quad (12)$$

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (13)$$

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial r} = h_{\infty}(T - T_{\infty}) \quad (14)$$

式中, q 为热流密度, h_{∞} 为对流换热系数, T 和 T_{∞} 分别为壁面温度和冷却流体温度, 冷流体温度 $T_{\infty} = 294 \text{ K}$ 。

(2) 固-液交界面

内管壁和吸液芯交界面为无滑移边界, 管壁和吸液芯完全接触, 界面温度满足连续条件, 边界条件如式 (15) 所示:

$$k_s \left[\frac{\partial T}{\partial r} \right]_{\text{wall}} = k_w \left[\frac{\partial T}{\partial r} \right]_{\text{wick}} \quad (15)$$

(3) 气-液交界面

吸液芯中的液体蒸发后沿径向进入蒸汽腔, 蒸汽冷凝形成液体沿径向进入吸液芯, 因此, 在交界面轴向速度为零, 吸液芯中液体和蒸汽的径向速度如式 (16)~式 (17) 所示:

$$v_{\text{wick}} = \frac{m_i}{\rho_l} \quad (16)$$

$$v_{\text{vapor}} = \frac{m_i}{\rho_v} \quad (17)$$

式中, m_i 为界面上的质量通量, 根据气体分子理论 Schrage model^[14] 给出:

$$m_i = \left(\frac{2\alpha}{2 - \alpha} \right) \left(\frac{1}{2\pi R} \right)^{1/2} \left(\frac{P_v}{T_v^{1/2}} - \frac{P_i}{T_i^{1/2}} \right) \quad (18)$$

式中, α 为自适应系数, $\alpha = 0.03$ ^[12]; R 为气体常数; P_v 和 T_v 分别为蒸汽的局部压力和温度; P_i 和 T_i 分别为界面压力和温度, 两者关系式根据 Clausius-Clapeyron 计算:

$$P_i = P_0 \cdot \exp \left[h_{fg} \frac{M}{R} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_i} \right) \right] \quad (19)$$

式中, M 为气体分子摩尔质量, P_0 和 T_0 分别为参考温度和压力。

根据界面能量守恒和温度连续条件, 温度边界条件如式 (20) 所示:

$$-k_w \left[\frac{\partial T}{\partial r} \right]_{\text{wick}} = -k_v \left[\frac{\partial T}{\partial r} \right]_{\text{vapor}} + m_i h_{fg} \quad (20)$$

热管中的初始压力为蒸汽的饱和压力 2490 Pa,

初始条件如下为:

$$T(x, y) = T_{\text{initial}}(t = 0) = T_{\text{sat}} \quad (21)$$

$$P_{\text{op}}(t = 0) = P_{\text{v}} = P_{\text{sat}} \quad (22)$$

式中, T_{initial} 和 T_{sat} 分别为初始温度和饱和温度; P_{op} 和 P_{sat} 分别为操作压力和饱和压力。

2.4 计算方法

计算采用商业软件 Fluent 18.0, 控制方程中的扩散项和对流项分别采用中心差分格式和二阶迎风风格式离散, 采用 SIMPLE 算法求解控制方程。为了提高

计算效率, 通过 UDF 函数实现动态时间步长。图 2 分别计算了 3 组不同的初始时间步长对计算结果的影响, 对比发现 3 组初始时间步长下的壁面温度和操作压力变化一致。因此选择计算的初始时间步长为 0.01 s, 随着计算时间的增加, 时间步长增加至 1 s。在迭代过程中, 当连续方程和动量方程残差低于 10^{-4} , 能量方程的残差低于 10^{-9} , 同时监测热管蒸发段和冷凝段外壁面的平均温度随时间变化趋于平稳时, 即可认为计算收敛。

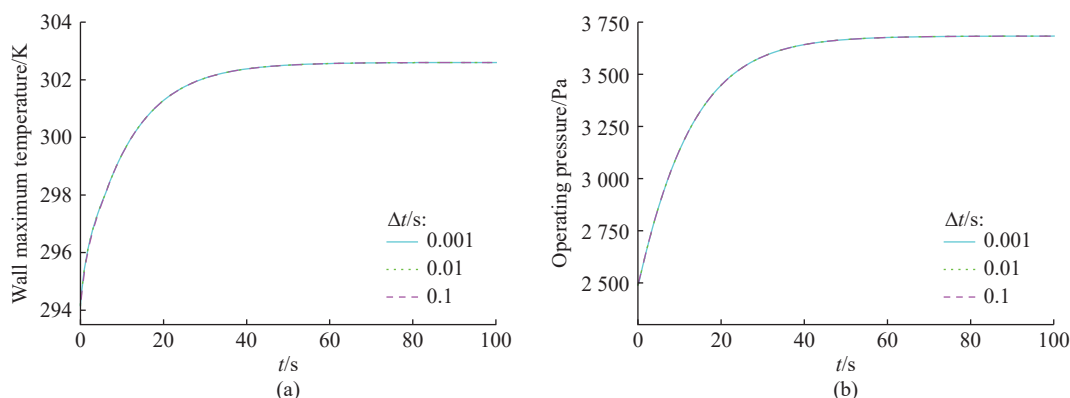


图 2 时间步长尺度的比较

Fig. 2 Comparison of time step scale

2.5 网格无关性验证

图 3 所示为热管 3 个区域的网格分布情况。选择轴向和径向网格数量分别为 74×18 , 74×36 , 148×36 , 148×72 的 4 组网格进行网格无关验证。外壁面

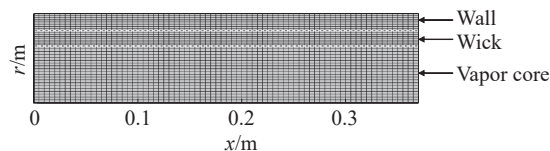


图 3 热管的网格分布

Fig. 3 Grid distribution of cylindrical heat pipe

温度和热管内操作压力变化如图 4 所示。由图 4 可见, 随着网格的细化, 壁面温度和操作压力变化一致。因此, 为了节省计算时间, 选择数量为 74×36 的网格进行后续的计算和分析。

3 结果与讨论

3.1 数值模型验证

选择文献 [15] 中单个加热源下圆柱热管的实验模型验证本文数值计算的可靠性。模拟过程中, 固

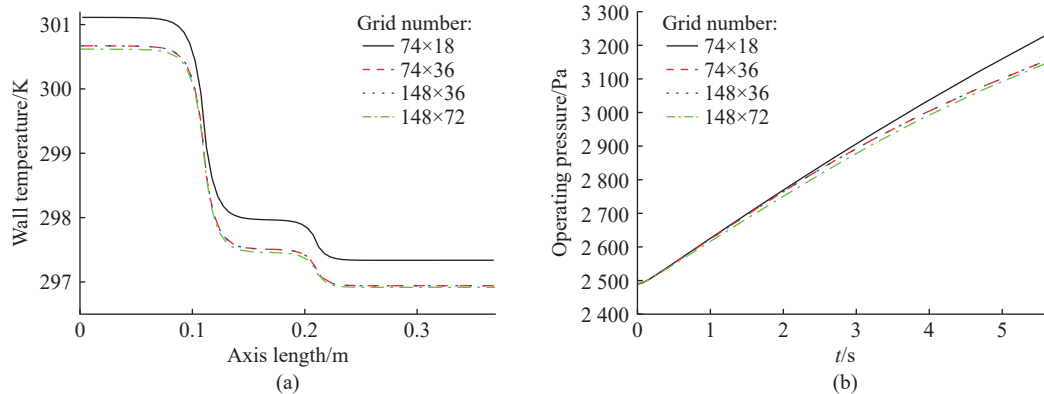


图 4 壁面温度和操作压力的网格无关性验证

Fig. 4 Grid independence of wall temperature and operating pressure

体材料为铜,工作介质为 21 ℃ 的水,吸液芯结构为 50 目(270 μm)丝网吸液芯,蒸发段加热功率为 97 W。图 5 所示为文献 [15] 中实验和与数值结果的壁面温度分布对比,从图中可以看出,在蒸发段和绝热段,文献 [15] 中外壁面温度的实验和数值模拟结果与本文数值模拟结果吻合良好;但在冷凝段,实验和数值模拟结果差异显著,最大温差为 1.2%。这是因为实验中冷凝段采用水冷方式,安装在冷凝壁面上的热电偶比较敏感,很容易受到循环冷却水的影响,壁面温度不稳定,从而造成与实验结果的差异。

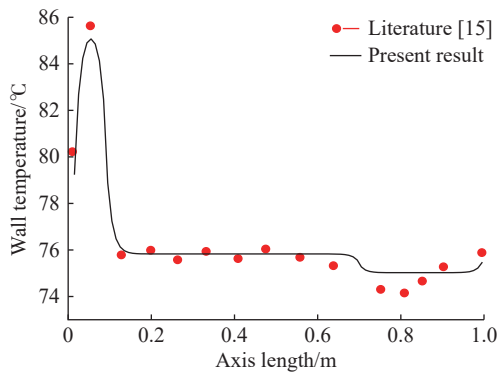


图 5 圆柱状热管壁面温度分布的实验值与模拟值结果对比

Fig. 5 Comparison of experimental and simulation results for wall temperature distribution of cylindrical heat pipe

3.2 梯形沟槽与梯形沟槽-丝网复合吸液芯热管的对比

图 6 所示为梯形沟槽与梯形沟槽-丝网复合吸液芯热管外壁面温度的分布比较。当热管达到稳定工作状态后,各段之间存在明显的温度梯度,在蒸发段,梯形沟槽-丝网吸液芯热管的壁面温度略高于沟槽吸液芯热管。这是因为沟槽吸液芯凭借其高渗透率和低流动阻力,实现了高效的工质循环,从而更好地维持了热管内部温度的均匀性。对于梯形沟槽-丝网复合吸液芯而言,其性能受两方面关键因素制约。一方面,丝网结构本身渗透率较低,增加了工质的流动阻力,导致回流速度下降,可能限制整体传热能力。另一方面,丝网与沟槽之间可能存在毛细力分布不均,丝网的毛细力显著强于沟槽,将改变内部液体的分布状态,液态工质易被束缚在丝网结构内部,而无法通过沟槽被优先输运至蒸发段高热流密度区域。这可能引发局部供液不足甚至干涸,从而形成局部热点,导致壁面温度升高。此外,丝网与沟槽壁面之间的接触热阻也可能是导致其壁温升高的另一个因素。热管的传热性能也可以通过温差和热阻来描述^[16-17]。

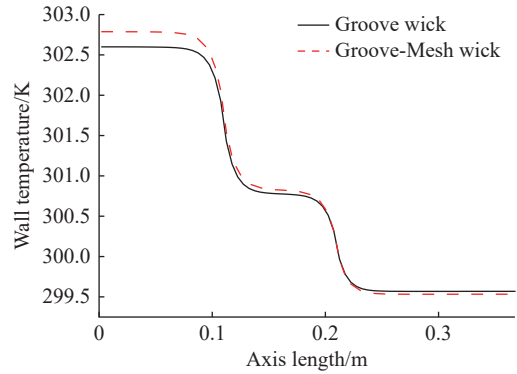


图 6 不同吸液芯热管外壁面的温度分布

Fig. 6 Temperature distribution on the outer wall surface of heat pipes with different wick structures

$$\Delta T = T_{\max} - T_{\min} \quad (23)$$

$$R_t = \frac{T_{\text{evap,ave}} - T_{\text{cond,ave}}}{Q} \quad (24)$$

式中, $T_{\max}$ 和 $T_{\min}$ 分别为热管外壁面的最高和最低温度, $T_{\text{evap,ave}}$ 和 $T_{\text{cond,ave}}$ 分别为热管蒸发段和冷凝段的平均温度, Q 为输入功率。

图 7 所示为相同输入功率下,两种吸液芯热管稳定传热时的温差和热阻。对比两种结构可以发现,沟槽吸液芯热管内部温差和热阻均低于复合吸液芯热管。沟槽吸液芯凭借其高渗透率特性及低流动阻力,提高了热管内部温度场的均匀性。此外,两种结构在蒸发段的传热路径上也存在差异,在梯形沟槽-丝网复合吸液芯中,丝网层通过机械压合或烧结等方式附着于沟槽壁面,微观上仅通过有限的金属接触点连接,其间隙由液态工质填充。由于液态工质的导热系数远低于金属,该层液膜形成了显著的附加热阻。相比之下,纯沟槽吸液芯与管壁为一体加工成型,热量可通过管壁直接、高效地传导至蒸发弯月面,因此总体热阻更低。

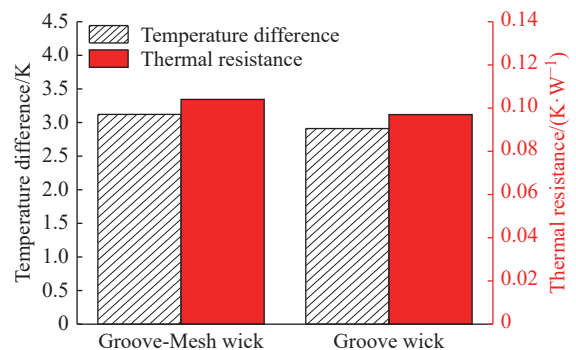


图 7 稳定状态下不同吸液芯热管的温差和热阻

Fig. 7 Temperature difference and thermal resistance of different wicks under steady state

吸液芯和蒸汽腔内流体的流动速度和压降反映了不同吸液芯热管的流动特性。图 8 所示为两种结

构的吸液芯热管内液体的最大速度和压降。在热管启动阶段,强蒸发作用下工作介质的流动压降和速度急剧上升,随着加热时间的延长,压降和速度逐渐趋于稳定。梯形沟槽-丝网复合吸液芯热管的液体速度低于梯形沟槽吸液芯热管,如图 8(a) 所示。梯形沟槽-丝网吸液芯由丝网和沟槽组成,其吸液芯厚度的增加,使得流体过流面积增大,流动速度减小。同

时丝网的增加也导致了渗透率降低,液体在通过丝网的微小孔隙时,黏性阻力增加,流动速度减慢。而沟槽吸液芯厚度小,流体过流面积小,流动路径简单,流体流动阻力小,因此流动速度更高。梯形沟槽-丝网复合吸液芯的压降同样也低于沟槽吸液芯,如图 8(b) 所示。这说明吸液芯过流面积的变化是调控流动性能的主导因素。

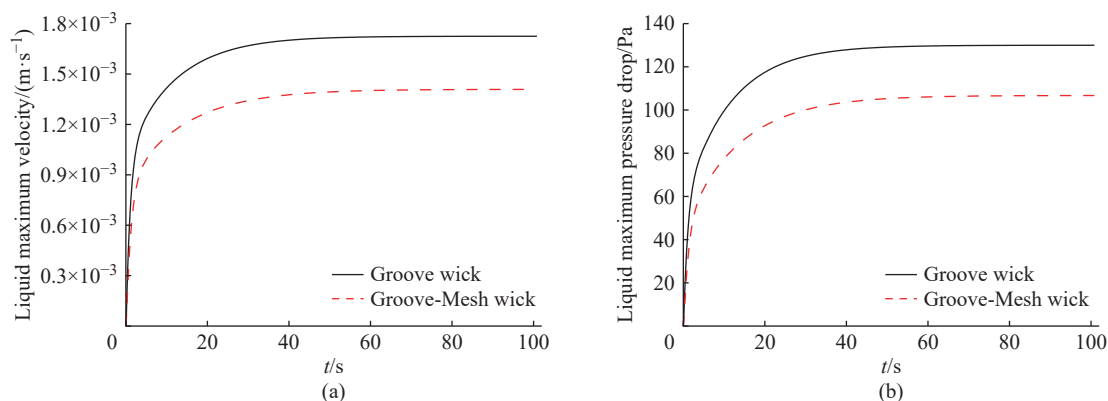


图 8 不同吸液芯内液体的瞬态变化

Fig. 8 Transient variations of liquid within different wicks

图 9(a) 和 9(b) 所示分别为蒸汽腔内蒸汽的最大速度和压降。在热管启动阶段,蒸汽速度和压降的变化趋势与液体相似。对于梯形沟槽-丝网复合吸液芯热管,由于其蒸汽腔流道收缩,蒸汽流速增大,其惯性阻力也随之增加,从而产生更大的流动损失与更高的蒸汽压降。因此,复合吸液芯热管的蒸汽流速和压降均高于单一沟槽吸液芯热管。其中蒸汽的流速不仅取决于蒸汽腔的过流面积,还与蒸汽的质量相关。图 9(c) 进一步比较了两种结构吸液芯热管蒸汽质量的变化。从图中可以看出,蒸汽质量随着加热时间的增加而增加,之后趋于稳定。梯形沟槽-丝网吸液芯热管中的蒸汽质量低于梯形沟槽吸液芯热管。相较于梯形沟槽吸液芯,复合吸液芯结构使得蒸汽腔的过流面积减小,蒸汽质量也随之减少。

但由于过流面积的减小幅度对蒸汽流速影响更显著,蒸汽流速反而增大。这进一步说明,过流面积是影响热管内工作介质流动特性的重要因素。

3.3 梯形沟槽-丝网吸液芯热管中丝网参数的影响

在许多应用中,特别是对抗重力(蒸发段低于冷凝段)的工作条件下,热管的性能瓶颈往往是毛细极限,此时沟槽结构参数的变化对热管性能的影响远小于丝网结构。因此,在固定梯形沟槽的基础上,研究丝网目数对热管性能的影响,可以保证吸液芯能够提供足够的毛细力。在吸液芯厚度不变的前提下,对比了 4 种丝网目数对热管性能的影响,丝网的相关性能参数如表 2 所示,表中 #160 代表丝网目数为 160 目 ($96 \mu\text{m}$),以此类推。

图 10 所示为不同丝网结构,蒸发段壁面最大温

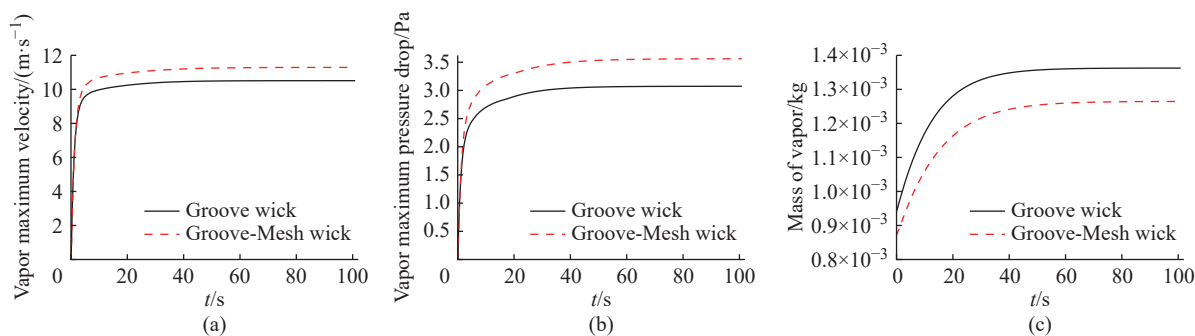


图 9 不同结构吸液芯热管内蒸汽的瞬态变化

Fig. 9 Transient variations of vapor in heat pipes with different wick structures

表2 丝网性能和结构参数

Table 2 Properties and structure parameters of different screens

Case	Mesh	d/mm	ε	K/m^2
N_1	#160	0.056	0.71	1.09×10^{-10}
N_2	#180	0.056	0.67	7.1×10^{-11}
N_3	#200	0.056	0.64	5.2×10^{-11}
N_4	#220	0.056	0.60	3.47×10^{-11}

度的瞬态变化趋势。在相同的传热机制下,温度变化规律同样呈现出先增加后趋于平稳的趋势。丝网目数的不同导致壁面温度之间的微小差异,它们达到稳定传热所需时间接近,这说明4种结构的热响应是相似的。这些差异也同样反映在如图11所示的稳态传热的壁面温差和热阻上。高目数丝网孔隙微小,毛细作用强,可形成薄而均匀的液膜,增大蒸发面积、缩短径向传热距离,热阻最低。反之,低目数丝网孔隙较大,液膜较厚且分布不均,热量需穿过更厚的液层才能到达蒸发界面,蒸发热阻升高,因此热阻最大。

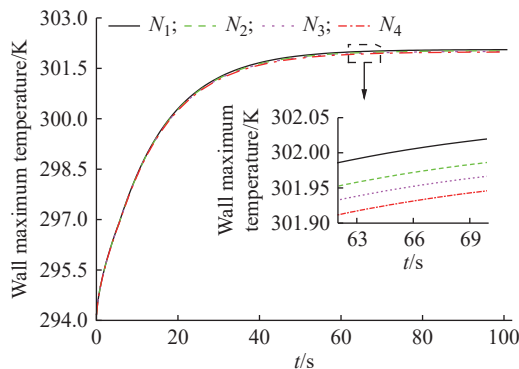


图10 不同丝网结构蒸发段壁面最大温度的瞬态变化

Fig. 10 Transient variation of wall maximum temperature of evaporation section of different screen structures

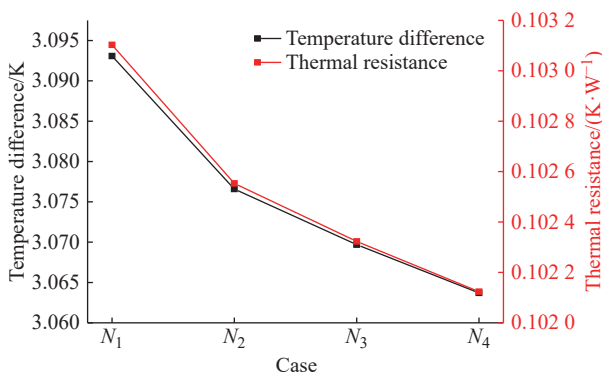


图11 稳态传热时不同丝网结构热管的壁面温差和热阻

Fig. 11 Steady state temperature difference and thermal resistance of different screen structures

图12所示为热管稳定工作时,4种丝网结构的热管内部最大蒸汽压降和液体压降。高丝网目数增大了液体的压降, N_1 的压降最低, N_4 的压降最高。这是因为随着丝网目数增加,多孔介质的孔隙率和渗透率减小,液体流动的阻力增加使得压降增大。对于蒸汽而言,不同丝网结构的热管蒸汽腔内最大蒸汽压降没有显著差异,这也说明丝网目数的变化对蒸汽流动的影响较小。虽然丝网目数的增加减小了孔隙半径,使得毛细抽吸能力增强,有利于液体回流,但高目数的丝网渗透率降低,黏性阻力和摩擦阻力升高,也会增加压降。因此对于复合吸液芯结构而言,丝网结构的增加弥补了沟槽结构的毛细力不足的缺点,但丝网目数的控制也是十分重要的。

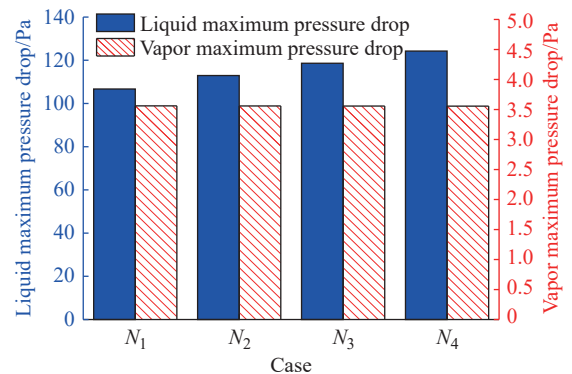


图12 不同丝网结构的热管内工作介质最大压降的变化

Fig. 12 Variation of maximum pressure drop of working fluid for heat pipe of different screen structures

3.4 不同输入功率下梯形沟槽-丝网吸液芯热管的流动与传热特性

热管的工作过程分为启动和稳定两个阶段,启动阶段反映了热管对热输入的瞬态响应,主要体现为热管从启动到稳定所需要的时间。图13所示为热管输入与输出功率随时间的变化关系。当热管开始启动时,蒸发段施加的热源向热管内部输入热量,热量首先要穿过具有一定厚度的固体壁面,此时大部分热量被固体壁面吸收,热管的传热能力较弱。随着加热时间的延长,输入的热量传过壁面到达吸液芯。液体表面的相变过程被触发,热管内部的气液相变循环开始,蒸发段的吸收热量传输到冷凝段被释放,热管的输出功率也随之增加并达到稳定值,输入和输出功率值相等。同时吸液芯的厚度、孔隙率和材料热导率决定了热量传递的速率,若吸液芯的热导率较低或厚度较大,热量传递到吸液芯的时间会增长,从而延缓相变过程的触发,导致启动时间增加。

输入热量的变化同时也引起了蒸发段壁面温度的变化,如图14所示。当输入功率增大时,热管的整

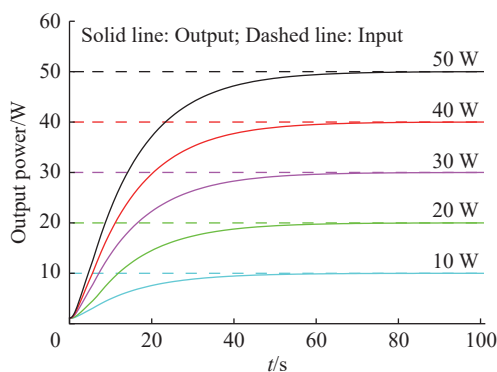


图 13 热管输入与输出功率瞬态的变化

Fig. 13 Transient variation of output and input power of heat pipe

体温度上升,热管壁面的温度在热源的影响下表现出逐渐增加的趋势,并达到恒定温度,这意味着热管达到稳定工作状态。图 15 所示为稳态传热时,不同输入功率下的热管壁面温差和热阻。当加热功率从 10 W 增加至 50 W 时,热管壁面温差逐渐增大,热阻逐渐下降。在热管中,传热主要依赖于工质的蒸发和冷凝过程,随着加热功率的增大,蒸发段的蒸发速率加快,蒸汽的流动速度加快,冷凝段的冷凝效率也相应提高,整体传热能力增强。传热效率的提高,使得热流密度增大的幅度高于壁面温差增大的幅度,掩盖了金属导热系数减小的影响,从而主导了热阻的变化,导致热阻随壁面温差增大而下降。

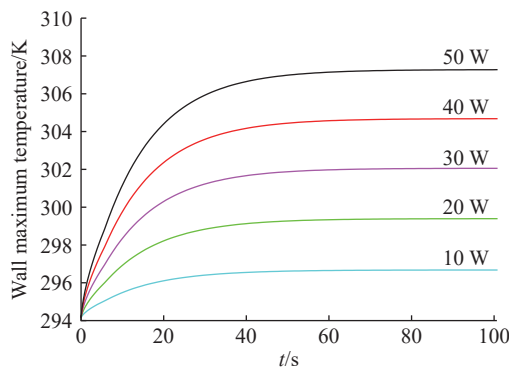


图 14 不同输入功率下蒸发段壁面最大温度的瞬态变化

Fig. 14 Transient variation of wall maximum temperature of evaporation section under different input power

蒸发段温度的快速上升,使热管内部存在显著的温差,工质的蒸发速率强于冷凝速率。强烈的蒸发会导致蒸汽质量增加,这与温度因素一起影响操作压力的变化,如图 16 所示。其中较高的输入功率增加了蒸发的速率和温度,导致较高的操作压力。随着加热时间的增长,蒸发段输入热量逐渐趋于稳定,蒸汽腔中由于流动的热交换使得温差减小,蒸发和冷凝速率趋于稳定,操作压力逐渐趋于稳定并达

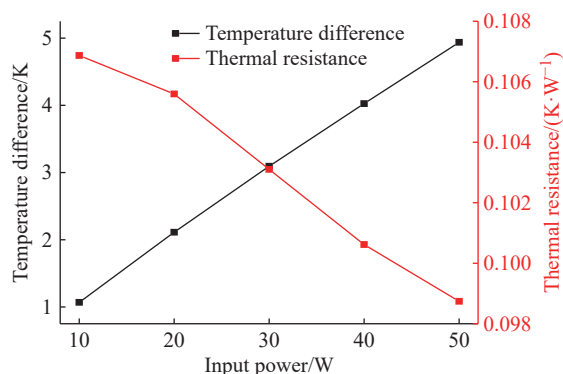


图 15 稳态传热时不同输入功率下壁面温差和热阻

Fig. 15 Steady state temperature difference and thermal resistance under different input power

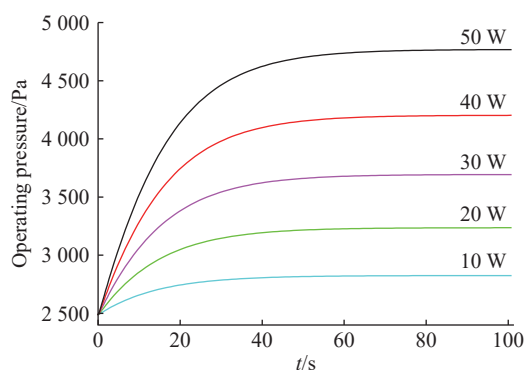


图 16 不同输入功率下热管内操作压力随时间的变化

Fig. 16 Transient variation of operating pressure under different input powers

到恒定值。

操作压力和温度的变化同样会影响热管内部工作介质的流动。蒸汽和液体的最大速度随时间变化趋势如图 17 所示。蒸汽速度随着加热时间的延长,先急剧增加之后趋于稳定,液体的最大速度也表现出相同的变化趋势,其变化同样与相变传质和密度密切相关。在启动阶段,蒸发速率上升,液体回流需求增加,吸液芯需要提供足够的毛细力来满足蒸发需求,以避免出现局部干涸现象。在蒸汽腔中,蒸汽的速度也会受到密度的影响,蒸汽的质量和温度决定了密度的大小。在热管的启动阶段,传质速率的急剧变化使得蒸汽速度变化显著。随着加热时间的延长,蒸汽质量逐渐增加,导致蒸汽密度增加。当热管接近稳定状态时,蒸发和冷凝的传质速率趋于平衡,传质速率变化减小。蒸汽质量和密度缓慢增加,蒸汽速度逐步趋于稳定。

流体在流动过程中同样会受到阻力的影响,从而产生流动压降。图 18 示出了不同输入功率下蒸汽和液体的最大流动压降。两者的压降均随着加热功率的增加而增大。由于输入热量的增加,吸液芯的毛细力可能无法满足高输入功率下的液体回流需

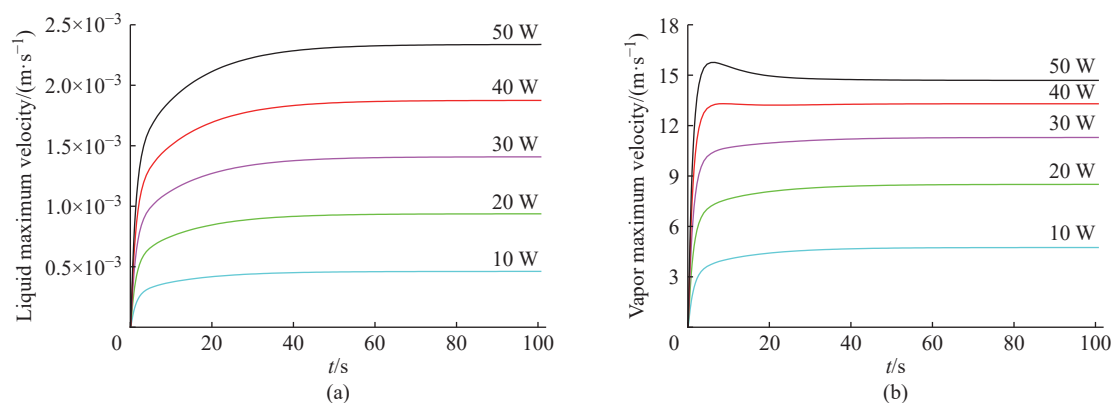


图 17 不同输入功率下液体和蒸汽最大速度的瞬态变化

Fig. 17 Maximum velocity transient variation of liquid and vapor under different input powers

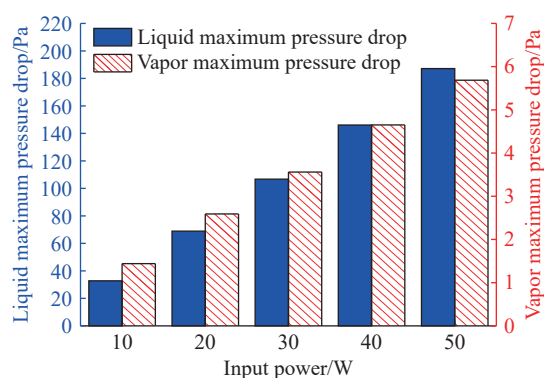


图 18 不同输入功率下稳态传热时液体和蒸汽的最大流动压降

Fig. 18 Steady state maximum pressure drop of liquid and vapor under different input power

求, 导致液体流动阻力增加, 压降增大。同时强化的相变传热使得流体的速度加快, 流体在流动过程中惯性力和摩擦阻力增加, 流动损失增大。

4 结 论

本文采用热管内部相间耦合的二维瞬态数值预测模型, 研究了梯形沟槽-丝网复合吸液芯圆柱热管内部的流动和传热特性, 主要结论如下:

(1) 在热管水平放置条件下, 当输入功率恒定时, 梯形沟槽-丝网复合吸液芯热管的热阻高于沟槽吸液芯。梯形沟槽-丝网结构在提升毛细力的同时, 重构了内部流道, 液体流道增宽而蒸汽流道收缩, 导致液体流动压降与速度减小, 而蒸汽流动压降与速度增大。这也说明流道尺寸是影响热管传热与流动性能的关键设计参数。

(2) 增加梯形沟槽-丝网吸液芯热管的丝网目数, 有助于提升毛细力与导热性, 从而强化蒸发并降低热阻。但与此同时, 渗透率的降低会增大液体流动

阻力。因此, 控制丝网目数以权衡毛细抽吸与流动阻力, 是优化该组合结构吸液芯性能的首要考量。

(3) 高的热输入在增大热管蒸发段与冷凝段温差的同时, 通过强化相变传热能有效降低整体热阻, 提升传热性能。然而, 由此引发的蒸汽与液体流动压降增大将制约工质回流。热管传热能力的提升存在上限, 其性能优化需要以维持流动压降低于毛细力或流动极限为前提。

参考文献:

- [1] LAGUNA G, VILARRUBÍ M, IBAÑEZ M, *et al.* Numerical parametric study of a hotspot-targeted microfluidic cooling array for microelectronics[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 144: 71-80.
- [2] TANG H, TANG Y, WAN Z P, *et al.* Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling[J]. *Applied Energy*, 2018, 223: 383-400.
- [3] YIN L, LIU H P, LIU W Q. Capillary character and evaporation heat transfer in the wicks of high temperature liquid metal heat pipe[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 175: 115284.
- [4] HU H, WEIBEL J A, GARIMELLA S V. Role of nano-scale roughness in the heat transfer characteristics of thin film evaporation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 150: 119306.
- [5] ALIJANI H, ÇETHIN B, AKKUS Y, *et al.* Effect of design and operating parameters on the thermal performance of aluminum flat grooved heat pipes[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 132: 174-187.
- [6] 沈妍, 张红, 许辉, 等. 三角沟槽高温热管变热流传热特性[J]. *化工学报*, 2014, 65(10): 3829-3837.
- [7] 余清远, 赵鹏程, 马誉高. 基于 CFD 方法的高温热管特性研究[J]. *核动力工程*, 2022, 43(2): 70-76.
- [8] 毛赏, 周涛, 刘文斌, 等. 高温锂热管三相耦合数值模拟

- [J]. 核动力工程, 2022, 43(6): 37-42.
- [9] LI R, GAN Y H, LIANG J L. Influence of vapor core design on thermal and hydraulic performance of mesh-type ultra-thin vapor chamber[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 246: 122912.
- [10] LI R, GAN Y H, LUO Q L, *et al.* Numerical analysis on thermal hydraulic characteristics of mesh-type ultra-thin vapor chambers[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 236: 121648.
- [11] TANG H, HUANG Q, LU F, *et al.* A review of fabrication and performance of heat pipes with grooved wick structure[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 255: 123949.
- [12] FAMOURI M. Numerical analysis of phase change, heat transfer and fluid: Flow within miniature heat pipes[D]. Columbia, USA: University of South Carolina, 2017.
- [13] POOYOO N, KUMAR S, CHAROENSUK J, *et al.* Numerical simulation of cylindrical heat pipe considering non-dar-
- cian transport for liquid flow inside wick and mass flow rate at liquid-vapor interface[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 70: 965-978.
- [14] CAREY V P. Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment[M]. Florida: CRC Press, 2020.
- [15] FAGHR A, BUCKHKO M. Experimental and numerical analysis of low-temperature heat pipes with multiple heat sources[J]. Journal of Heat Transfer, 1991, 113: 728-734.
- [16] HUANG Z, LI D Q, ZHAO J, *et al.* Thermal and hydraulic analysis of ultra-thin vapor chamber with copper columns considering Marangoni effect[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 184: 122343.
- [17] HUANG G W, LIU W Y, LUO Y Q, *et al.* Research and optimization design of limited internal cavity of ultra-thin vapor chamber[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 148: 119101.

Numerical Study of Heat Transfer Characteristics in Cylindrical Heat Pipes with Trapezoidal Groove-Mesh Composite Wick

WU Zanxiu, LAI Huanxin

(School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China)

Abstract: A two-dimensional transient numerical model with interphase coupling inside a cylindrical heat pipe is established to investigate the flow and heat transfer characteristics of a horizontal trapezoidal groove-mesh composite wick heat pipe. A porous medium model combined with a user-defined function (UDF) is adopted to simulate the gas-liquid flow and heat transfer processes within the composite wick. The results show that compared with the single trapezoidal groove wick, the composite wick changes the flow pattern of the working fluid due to the variation of the flow cross-sectional area. The liquid velocity and pressure drop decrease with the widening of the wick channel, while the vapor velocity and pressure drop increase as a result of the contraction of the vapor chamber channel. Although a high-density mesh screen helps reduce thermal resistance owing to its high thermal conductivity, its low permeability aggravates the flow loss and thus weakens the backflow capacity of the working fluid. In addition, increasing the heat flux in the evaporator section enhances heat transfer, but also induces a significant gas-liquid pressure drop gradient, which further limits the backflow driving force.

Key words: heat pipe; composite wick; transient model; flow characteristics; heat transfer characteristics

(责任编辑: 张欣)