文章编号：1671-6612（2026）05-633-11

对流-辐射耦合边界下微通道平板热管相变传热性能实验研究

彭玉程　钟　巍　余航宇　郑玲玲

（西南交通大学机械工程学院　成都　610031）

【摘　要】　针对建筑辐射末端应用，开展了对称自然冷却边界下微通道平板热管相变传热特性的实验研究。选取甲醇与乙醇为工质，在不同充注率（40%～100%）和热负荷（30～120W）下，系统分析了其瞬态响应与稳态传热规律。结果表明，低功率下系统启动受外部冷却边界主导，而高功率下工质的液相动力粘度对冷凝回流及启动迟滞影响明显；冷凝段辐射散热占比稳定在 50%以上，展现出良好的散热稳定性。此外，在 40%低充注率与高热流作用下，系统出现逼近干涸的初期特征。

【关键词】　微通道平板热管；对流-辐射耦合；传热性能

中图分类号　TK124　　文献标志码　A

Experimental Study on Phase Change Heat Transfer Performance of Multiport Micro-channel Flat Heat Pipe under Convection-radiation Coupled Boundary

Peng Yucheng　Zhong Wei　Yu Hangyu　Zheng Lingling

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031)

【**Abstract**】　Targeting the application of building radiant cooling terminals, an experimental investigation on the phase change heat transfer characteristics of a multiport micro-channel flat heat pipe under a symmetric natural cooling boundary was conducted. Using methanol and ethanol as working fluids across filling ratios of 40%～100% and heat loads of 30～120W, the transient response and steady-state heat transfer characteristics were systematically analyzed. The results indicate that the system startup is dominated by the external cooling boundary at low power, while the liquid dynamic viscosity of the working fluid significantly affects the condensation return and startup delay at high power. The proportion of radiation heat transfer in the condensation section stably exceeds 50%, demonstrating excellent heat rejection stability. Furthermore, under the dual effects of a low filling ratio of 40% and high heat flux, the system exhibits initial characteristics approaching dry-out. This study provides theoretical and experimental bases for the microscale confined heat transfer mechanism and the design of passive thermal management components.

【**Keywords**】　Multiport micro-channel flat heat pipe; Convection-radiation coupling; Heat transfer performance

0　前言

随着高热流密度电子器件的极速微型化以及建筑低碳环境控制技术的持续迭代，对高效、无源热管理元件的需求日益严苛。热管（Heat Pipe，HP）作为一种高导热元件，能够在无需额外供能的条件下高效地利用工质相变进行传热。热管技术的研究已逐渐从理论向应用转型，其应用场景也从航天拓展至地面应用、从工业延伸至民用领域[1]。近年来，

基金项目：国家重点研发计划（No.2022YFC3802704）
作者简介：彭玉程（1998.07-），男，在读研究生，E-mail：pengyucheng@my.swjtu.edu.cn
通讯作者：钟　巍（1991.03-），男，博士，副教授，E-mail：weizhong@swjtu.edu.cn
收稿日期：2026-03-12

有学者尝试将热管技术应用于建筑暖通空调热舒适性调控系统中[2-7]。

其中，平板热管作为热管的一种重要形式，其具有扁平外形的热管结构，便于与面状热源实现紧密贴合，有助于降低接触热阻并提升系统集成度[8]。其基本工作机理为：蒸发段吸收热量后，工质发生汽化并在腔体内向冷凝段输运；蒸汽在冷凝段放热凝结形成液体，冷凝液在毛细力或重力的作用下回到蒸发段，实现连续循环传热。

得益于其超强的导热性与优异的均温性[9]，在新型建筑辐射空调末端应用极具潜力的前景。平板热管能够通过大面积的等温表面，实现自然对流与热辐射的高效耦合散热，在大幅提升人体热舒适度的同时显著降低系统能耗[10,11]。Wu 等[12]提出了一种与空气源热泵相结合的新型辐射可调式加热末端，该末端具有电气化、间歇运行和提升热舒适性的优势。Sun 等[13]则提出了一种新型集成式扁平热管辐射供暖制冷末端，采用扁平热管作为辐射板，具备热响应速度快和温度均匀性高的特点。当前研究表明，采用平板热管作为辐射末端，在提升散热效率、改善温度均匀性和强化能量输运方面具备显著优势。然而，当前研究多集中于应用效能评估，针对实际工程背景下平板热管的内在传热机理、性能关键影响因素，尤其在复杂边界条件下的基础研究仍较为缺乏。当应用于辐射末端等对称自然冷却边界时，冷凝侧散热能力显著下降，在此类极弱外部热约束下，系统内部的能量平衡机制将发生转变。

基于此，本研究对平板热管进行结构优化，采用增材制造技术制备了一种新型微通道平板热管（Multiport Micro-channel Flat Heat Pipe，MMFHP），以替代原有辐射末端。以甲醇和乙醇为工质，在对流-辐射耦合冷却条件下，实验研究了不同充注率（40%、75%、100%）对传热性能的影响。通过响应时间、热阻等指标综合评价该热管的性能，旨在揭示对流、辐射与相变传热协同作用下的动态传热机制，为高效环保的末端系统开发提供实验依据与设计参考。

1　实验方法

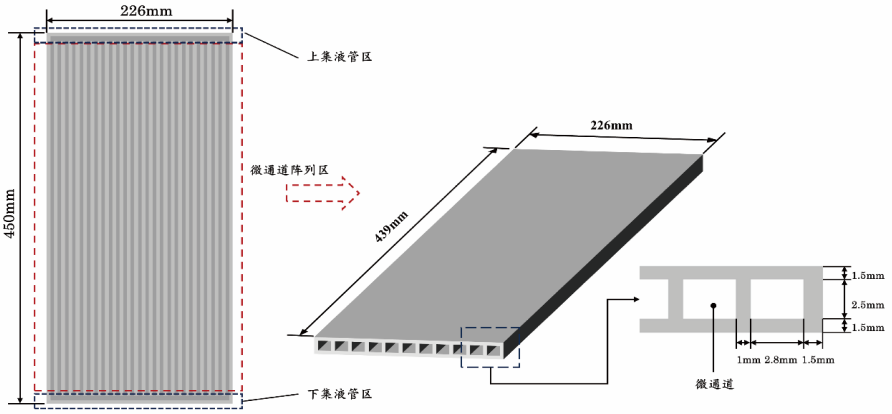
1.1　MMFHP 的制造设计

微通道尺寸对 MMFHP 的运行稳定性具有重要影响。通道过小会导致流动阻力增大、启动阈值提高，工质循环难以建立；通道过大则限制效应减弱，气液界面形态难以维持，从而影响热虹吸循环与传热稳定性。为确定合理的通道特征尺寸范围，对通道等效直径进行估算[14]：

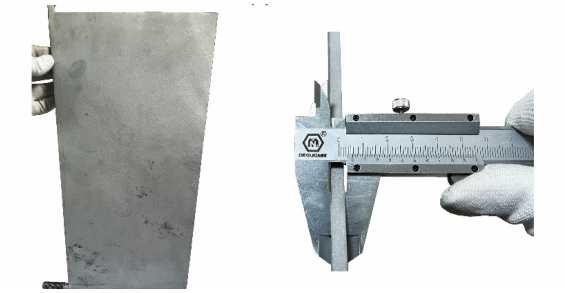
$$0.7\sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_l-\rho_v)g}} \le d_i \le 1.8\sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_l-\rho_v)g}} \qquad (1)$$

式中：d_i 为通道尺寸，m；σ 为工质表面张力，N/m；ρ_l 和 ρ_v 分别为液相和气相密度，kg/m^3；g 为重力加速度，m/s^2。基于两种工质的物性参数计算得到的通道直径范围为 1.3−3.2mm。

依据微通道平板热管的运行工况，设计并制备平板热管样品（见图 1）。样品采用选择性激光熔化（SLM）工艺一体成型制造，以避免分体装配带来的潜在泄漏风险。需要说明的是，考虑实际安装布局，设计中省略绝热段。同时样品内部包含 59 个竖直平行矩形通道，顶部与底部设置横向集液通道（宽 4mm、深 2.5mm），用于连通多通道并便于工质充注，同时有助于改善温度均匀性。样品顶部集成充注口，充注后采用精密阀门进行密封。



（a）MMFHP 结构尺寸示意图



（b）MMFHP 实物图

图 1　样品结构示意及实物图

Fig.1　Schematic diagram of the sample structure and photograph of the actual sample

1.2　真空充注系统

为降低不凝性气体对传热性能的影响，充注前对气密性合格的样品进行充分抽真空。抽真空/充液系统如图 2 所示。抽空阶段对管路与样品同时抽真空，真空计监测压力稳定达到目标真空度后保持一段时间以确保系统充分脱气；随后通过注射器按计算量定量注入工质，利用压差使工质进入样品并完成充注，充注结束后关闭阀门封闭系统。

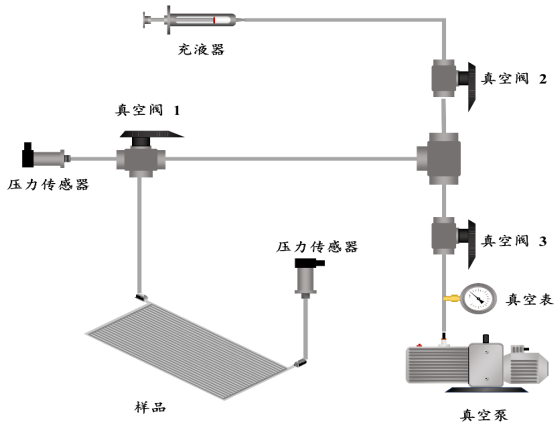


图 2　真空/充液系统示意图

Fig.2　Schematic diagram of the vacuum/liquid filling system

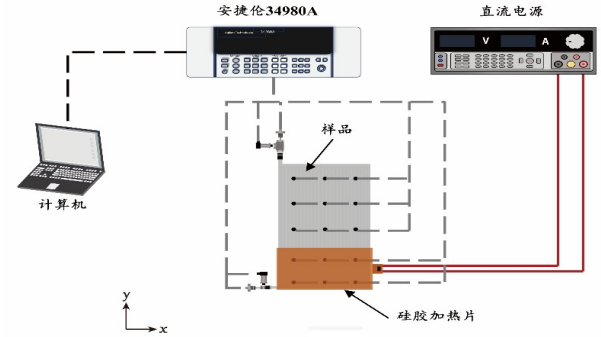
MMFHP 的充注率（Filling Ratio，FR）定义为注入工质体积与蒸发段内部空间体积之比，按式（2）计算。

$$FR=\frac{V_i}{V_e}\times 100\% \qquad (2)$$

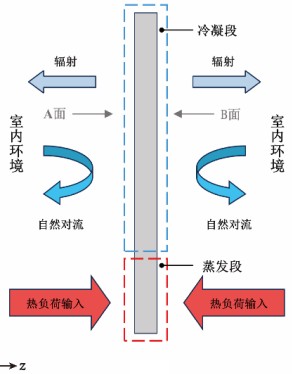
式中：V_e 表示蒸发段的体积，m^3；V_i 表示在 25℃饱和状态下注入蒸发段的工作流体液体体积，m^3。本文设置的充注率为 40%、75%与 100%，不同充注率均按上述流程完成抽空与充注。

1.3　实验测试系统

在 MMFHP 蒸发段，热负荷由直流稳压电源（ABF SS-L3010SPD）调节电压和电流控制。热量通过定制硅胶加热片输入，加热片外覆盖有保温棉隔热层，以减少热损失。为了模拟实际工程应用下的对流-辐射耦合边界条件，对 MMFHP 的冷凝段采用对称自然冷却，即冷凝段两侧均暴露于相同室内环境，通过自然对流与热辐射向环境散热，且两侧环境温度及换热条件保持一致，从而形成热边界条件的对称性。该边界条件能够较真实地反映辐射末端在无强制气流扰动下的运行状态，实验测试系统及对称自然冷却边界示意图如图 3 所示。



（a）实验测试系统示意图



（b）对称自然冷却边界示意图

图 3　实验系统示意及冷却边界示意图

Fig.3　Schematic diagrams of the experimental system and the cooling boundary

如图 4 所示，为全面监测 MMFHP 表面温度分布，样品正反两面各布置了 15 个 K 型热电偶测点，排列成 5 排（高度方向）×3 列（宽度方向）。在热管上端蒸汽腔和下端蒸发腔附近各安装一个压力传感器以监测内部饱和蒸汽压力。

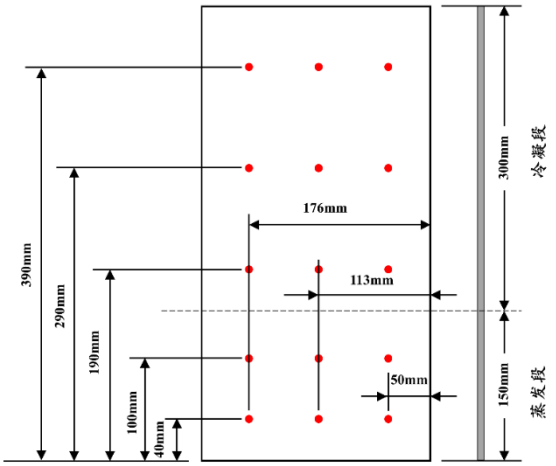


图 4　MMFHP 表面温度测量点的布置图

Fig.4　Layout of the surface temperature measurement points on the MMFHP

热电偶在直接固定于 MMFHP 表面前，在测点位置涂抹一层导热硅脂，确保热电偶与表面间的良好热接触。空气温度同样使用 K 型热电偶测量。所有热电偶、压力传感器信号接入 Keysight 34980A 数据采集仪。MMFHP 启动后，系统每隔 5 秒自动记录一次所有温度和压力数据，并实时传输至计算机存储。

1.4　数据处理和不确定度

输入热负荷由式（3）计算。

$$Q_e = U \cdot I \tag{3}$$

式中：U 与 I 分别为加热片两端电压与电流，V、A；Q_e 为输入热负荷，W。

总热阻由式（4）计算：

$$R = \frac{\overline{T_e} - \overline{T_c}}{Q_e} \tag{4}$$

式中：$\overline{T_e}$ 与 $\overline{T_c}$ 分别为蒸发段与冷凝段测点表面温度的算术平均值，℃。

进一步采用蒸发段传热系数（h_e）和冷凝段传热系数（h_c）评价热管性能，如式（5）（6）所示。

$$h_e = \frac{Q_e}{A_e\left(\overline{T_e} - T_v\right)} \tag{5}$$

$$h_c = \frac{Q_c}{A_c\left(T_v - \overline{T_c}\right)} \tag{6}$$

式中：A_e、A_c 分别为蒸发段与冷凝段的有效换热面积，m²；T_v 为由测得内部饱和压力换算得到的工质饱和温度，℃。

测量结果不可避免地受仪器精度、实验环境波动等因素影响，导致与真值存在偏差。本研究涉及直接测量量和间接测量量。直接测量量及其不确定度列于表 1。

表 1　测量仪器不确定度表

Table 1　Uncertainty of measurement instruments

仪器	测量值	单位	不确定度
DC 直流电源	加热功率	V/A	U：±0.01%；I：±0.01%
K 型热电偶	表面温度和风温	℃	±0.1℃
压力传感器	内部压力	kPa	0.2%FS

对于间接量 $y = f\left(x_1, x_2, \ldots, x_n\right)$，其绝对不确定度按 Moffat[15]给出的误差传播公式计算：

$$\delta y = \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial x_1}\delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2}\delta x_2\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n}\delta x_n\right)^2} \tag{7}$$

式中：δx_1、δx_2、…、δx_n 为直接测量值的不确定度。其中直接测量量为 x_1、x_2、…、x_n 且为相互独立的变量，间接测量量为 y。相对不确定度按 $\delta y / y$ 给出：

$$\frac{\delta y}{y} = \sqrt{\left(\frac{\partial lny}{\partial x_1}\delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial lny}{\partial x_2}\delta x_2\right)^2 + \ldots + \left(\frac{\partial lny}{\partial x_n}\delta x_n\right)^2} \tag{8}$$

基于上述方法，本文对输入热负荷、总热阻及换热系数等关键指标的不确定度进行计算，距离和面积测量误差相对较小，其传播对最终间接量计算结果的影响可忽略。基于表 1 所列直接测量量的不确定度和误差传递理论，计算得到热阻 R、蒸发传热系数 h_e 和冷凝传热系数 h_c 的相对不确定度分别小于 12.1%、13.61%、10.99%。需要说明的是，测

量仪器均经过再次校准，故上述不确定度计算偏保守。

2　实验结果及分析

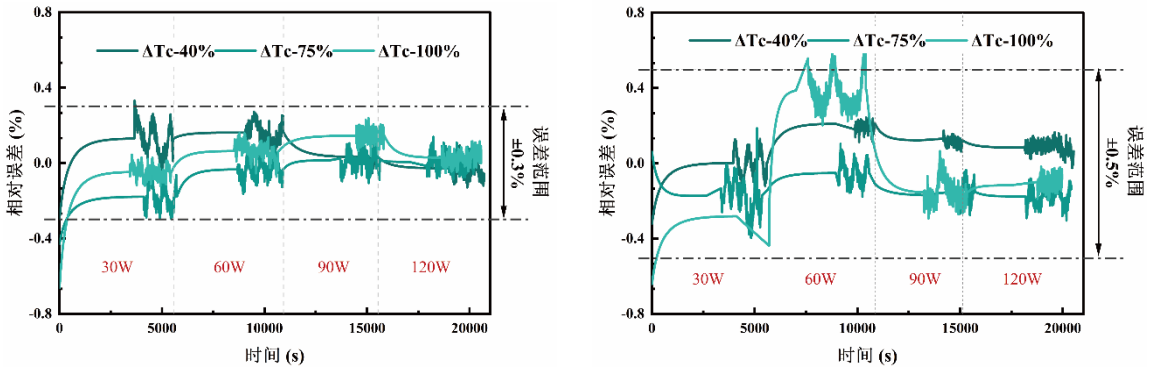
2.1　对称冷却边界下温度均匀性验证与瞬态启动特性

MMFHP 的瞬态热响应速度是评估其作为建筑辐射末端性能的重要指标。在进行稳态传热分析之前，首先需要验证对称自然冷却边界下冷凝段表面的温度均匀性，采用相对误差进行计算：

$$\text{Relative error}=\frac{T_{c,A}-T_{c,B}}{T_{c,B}}\times 100\% \tag{9}$$

式中：相对误差基于瞬时温度数据计算，用于表征系统在启动及稳态全过程中的温度均匀性动态变化；$T_{c,A}$ 和 $T_{c,A}$ 分别为冷凝段单面的面算术平均温度，℃。

如图 5 所示，提取所有工况下的冷凝段双面面均温度进行对比，发现，甲醇与乙醇工质在经历启动初期的短时波动后，冷凝双面的稳态相对误差均严格控制在 ±0.5% 以内，最大绝对温差低于 0.35℃。除此之外，对于甲醇工质，随着加热功率的增加，蒸发强度增加，蒸汽输运能力提高，同时冷凝段温度升高使辐射与自然对流换热均得到强化，从而提升了冷凝段两侧的温度均匀性，表现为相对误差逐渐减小。对于乙醇在 100%充注率、60W 工况下出现的相对误差波动增加现象，其可能与该阶段微通道内两相流动的不稳定性有关。在中等热负荷条件下，气液界面可能发生局部振荡或流型转变，同时由于乙醇较高的液相粘度对回流过程的影响，导致冷凝段两侧温度分布在短时间内产生波动，表现为相对误差的局部增大。随着加热功率进一步提高，系统相变驱动力增强，该不稳定性有所减弱，温度分布重新趋于均匀。总的来说，这种优异的表面均温性能，不仅为后续直接采用算术平均温度表征冷凝段整体热状态提供了可靠的实验依据，也直观展现了平板热管在改善辐射末端局部冷热不均方面的应用优势。



（a）甲醇　　（b）乙醇

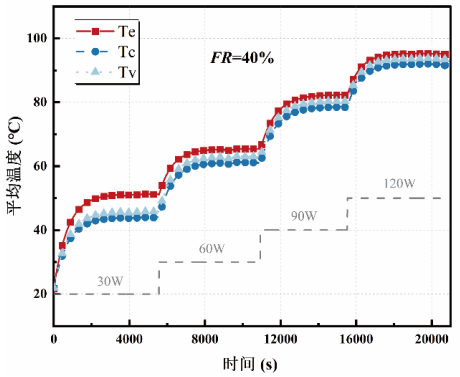
图 5　对称冷却边界下冷凝段双面温度相对误差随时间变化

Fig.5　Temperature change of the relative error in temperatures on both sides of the condenser section under symmetric cooling boundary conditions

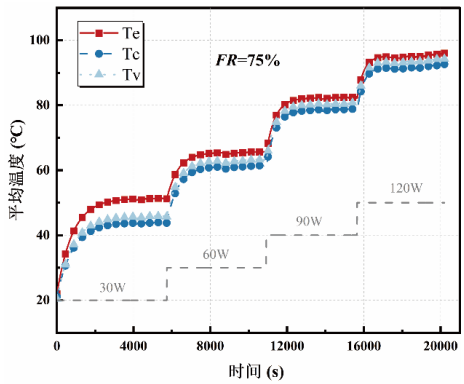
在验证冷凝边界均衡性的基础上，进一步分析系统从启动到稳定相变循环的动态过程。为量化评估系统跨越显热吸收阶段、启动核态沸腾的响应速度，本文引入 63%时间常数概念，定义 t_r 为 MMFHP 表面平均温度变化量达到其总变化量 63%的响应时间[16]；t_s 定义为 MMFHP 从初始温度达到稳定运行状态所需的总时间。

图 6 和图 7 分别给出了甲醇和乙醇在不同充注率下的瞬态温度响应曲线。在 30～120W 的热负荷下，整体表现为平稳的渐进式启动。同时随着加热功率的升高，平板热管达到稳态所需的时间明显缩短，如图 6（a）所示，甲醇充注率 40%由 30W 升至 120W 时，启动时间从 858s 缩短至 660s，说明更强热输入能够更快推动汽化、循环回流及冷凝放热过程达到稳定状态。除此之外，充注率直接影响了蒸发段供液与冷凝段回流阻力之间的平衡关系。在 30W 的低热流密度下，甲醇 75%的中等充注率展现出最快的启动响应速度，为 622s，其适中的液

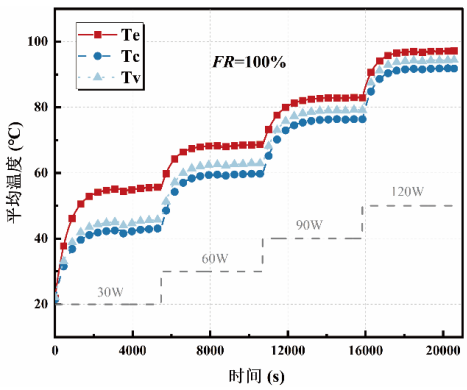
体存量既避免了因液体过多导致显热吸收时间延长，又保证了启动初期的有效壁面润湿。相比之下，100%满充注工况由于液池较深，导致其低功率下的启动最为迟缓为 902s。



（a）*FR*=40%



（b）*FR*=75%

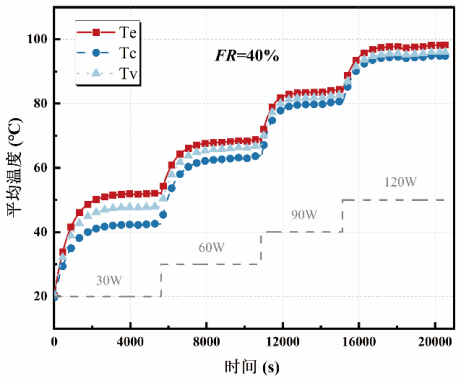


（c）*FR*=100%

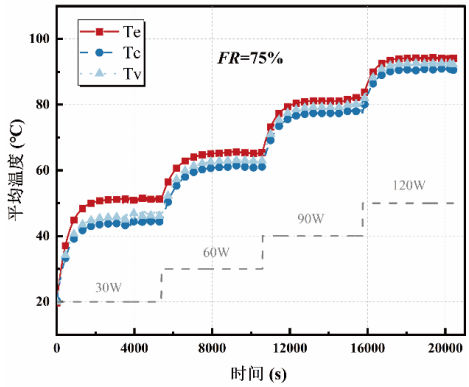
图 6　甲醇为工质时 MMFHP 在不同加热功率下的瞬态温度响应曲线

Fig.6　Transient temperature response curves of the MMFHP with methanol under different heating powers

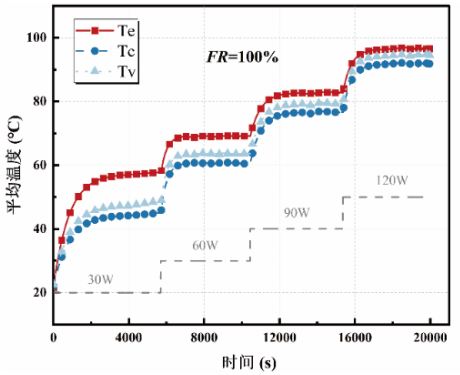
如图 7（a）所示，乙醇充注率为 40%时，加热功率的升高使得启动时间持续缩短（847s→803s→776s→621s），说明更强热流密度能够更快推动汽化增强、汽相输运加强以及冷凝放热通道的建立，从而更早达到 63%的温升阈值。而如图 7（b）所示，充注率为 75%时，启动时间随着加热功率提升缩短更显著（897s→715s→501s→407s），尤其在 90～120W 阶段启动明显加快，表明乙醇中等充注率时在较高热流密度下更易形成供液到汽化再到回流匹配的稳定循环，启动优势突出。同时，充注率为 100%时，启动时间总体也随功率升高而缩短（737s→704s→726s→605s）。这里需要说明的是，在乙醇 100%充注率工况下，当功率由 60W 提升至 90W 时，其启动响应时间出现了轻微的回升（704s→726s）。这一非单调变化可能与微通道内气液两相流型[17]的转变有关：热通量增加使得汽化核心大量增加，气泡数量及尺度随之增加，在受限空间流态可能由离散的泡状流向受限弹状流或段塞流过渡，流型的剧烈调整导致气液界面的重新分布，进而在宏观温度曲线上表现为瞬态响应的短时迟滞。



（a）*FR*=40%



（b）*FR*=75%

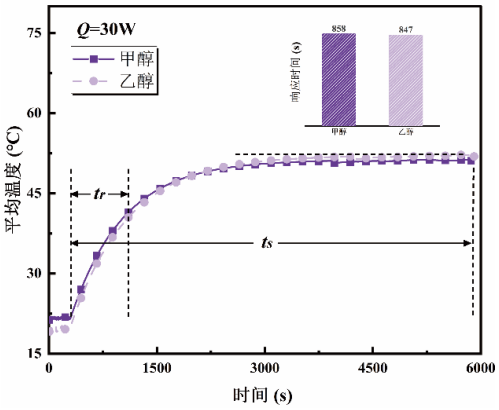


（c）*FR*=100%

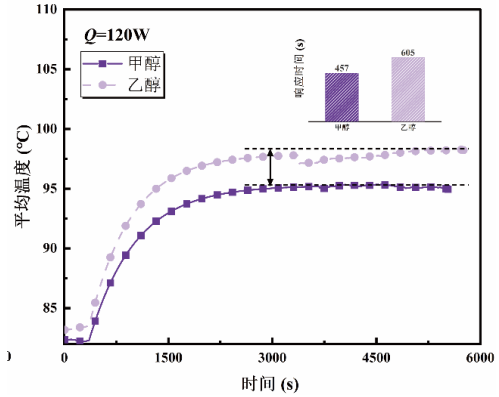
图 7　乙醇为工质时 MMFHP 在不同加热功率下的瞬态温度响应曲线

Fig.7　Transient temperature response curves of the MMFHP with ethanol under different heating powers

除此之外，通过分析饱和蒸汽温度 T_v 与冷热两段壁温的相对大小，可以进一步揭示限制系统传热的主要因素。如图 6（b）（c）及图 7（b）（c）所示，当充注率大于或等于 75%时，T_v 在所有功率下均明显靠近冷凝段温度 T_c。这表明通道内部蒸汽流动压降较小，系统的宏观热平衡主要受限于外部冷凝段的散热能力，表现为冷凝受限特征。相反，结合图 6（a）与图 7（a）可以看出，在 40%充注率的极低热负荷工况下，T_v 表现出向蒸发段壁温 T_e 靠近的反常趋势。这一现象反映了蒸发受限状态，底部液池几近干涸，系统必须依靠较高的壁面过热度来维持有限的局部汽化，系统内部饱和压力主要由蒸发段的受热状态决定。



（a）*Q*=30W



（b）*Q*=120W

图 8　甲醇与乙醇在充注率 40%下的启动瞬态温度响应与启动时间对比

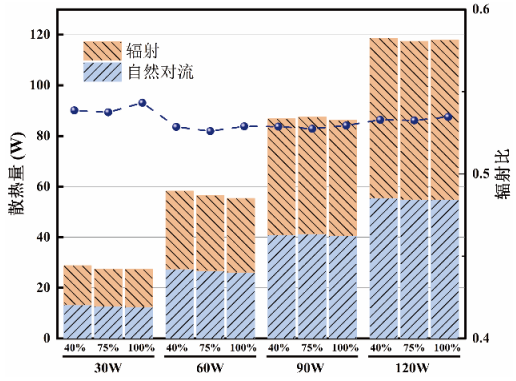
Fig.8　Comparison of transient temperature response and startup time for methanol and ethanol at *FR*=40%

为了剥离充注率对启动特性的影响，图 8 单独选取了 40%充注率下甲醇与乙醇的温度响应曲线进行对比。在低热负荷（30W）下，两者的启动曲线几乎重合，说明此时外部冷却条件是主导因素，工质物性差异的影响并不明显；而当加热功率提升至 120W 时，乙醇较高的液相动力粘度增加了冷凝液回流的摩擦阻力，导致其启动时间显著长于甲醇，且稳态运行温度整体高于甲醇约 3℃。

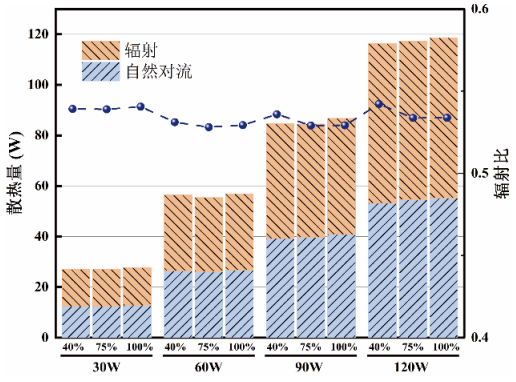
2.2　稳态传热特性与冷凝散热构成分析

稳态传热性能是内部多相流相变阻力与外部冷却边界条件共同作用的结果。为明晰建筑辐射末端的工作特点，本文首先对冷凝段的总散热量进行了构成分析。

如图 9 所示，在对称自然冷却条件下，辐射换热量随输入热负荷的增加显著提升，其在总散热量中的占比始终保持在 50%以上，并在中高功率区间呈现缓慢增长的趋势。依据斯蒂芬-玻尔兹曼定律，这是由于冷凝壁温升高带来了显著的辐射换热强化效应。进一步的对比发现，无论工质种类或充注率如何变化，辐射散热的占比曲线均趋于水平（52.60%～54.32%）。这说明内部充液量主要影响热管内部的气液循环与热阻分布，而对决定外部散热比例的壁面发射率及宏观平均温度的影响十分有限，表明该微通道平板热管的辐射散热性能具有良好的运行稳定性。



（a）甲醇

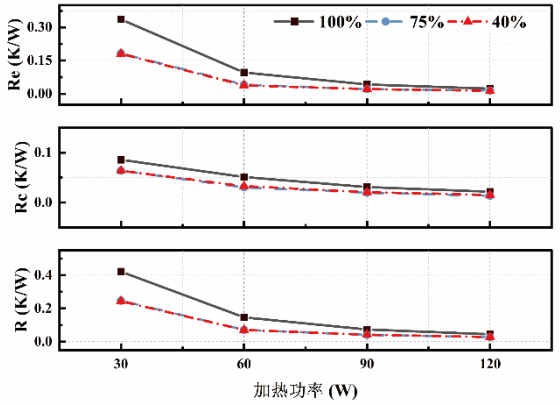


（b）乙醇

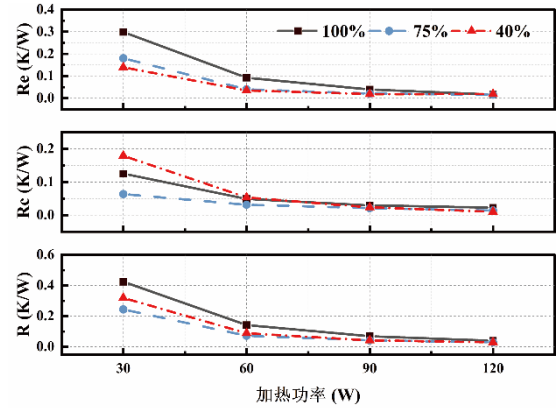
图 9　甲醇和乙醇工质在冷凝段对外散热量构成及辐射占比

Fig.9　Heat dissipation composition and radiation proportion of methanol and ethanol in the condenser section

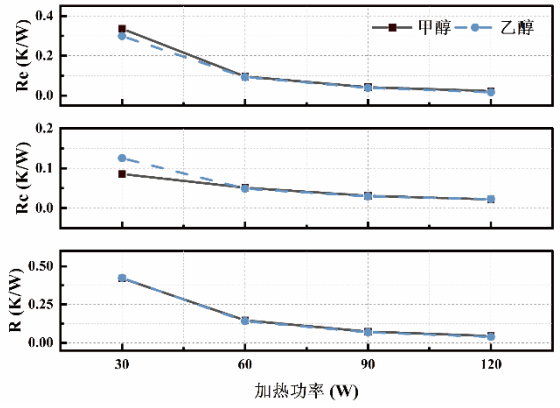
系统总热阻及各局部热阻（蒸发段热阻 R_e、冷凝段热阻 R_c）的变化规律直观反映了内部传热通道的阻力分布。如图 10 所示，在 30～60W 阶段，各项热阻均呈现出快速下降的趋势；随着功率继续增加（90～120W），热阻下降趋缓并逐渐趋于稳定。这种规律与微通道内沸腾换热的强化过程一致，高热流密度激发了更强烈的对流沸腾，气泡的高频脱离显著降低了壁面传热温差。为了单独分析工质物性的影响，进一步对比图 10（c）中液体供应充足的 100%充注率工况。在 30W 低功率下，甲醇与乙醇的局部热阻呈现出明显的反向分布特征，甲醇的 R_e略高（约 0.34K/W），乙醇相对较低（约 0.30K/W），但乙醇的 R_c 更高（约 0.125K/W），高于甲醇（约 0.085K/W），使得两者总热阻在 30W 几乎一致（均约 0.42K/W）。从传热机理上分析，乙醇的汽化潜热较低，在相同低热流下更容易发生核态沸腾，因此其蒸发侧传热阻力较小；但乙醇较高的动力粘度导致冷凝液膜在重力回流时受到较大阻力，形成的较厚液膜增加了冷凝侧的导热热阻。甲醇则相反，其深液池在低功率下显热吸收过程较长，但低粘度特性使其冷凝液膜变薄。这种因热物性差异导致的局部热阻分布变化，体现了热管内部传热传质的自适应调节过程。



（a）甲醇及局部热阻



（b）乙醇及局部热阻

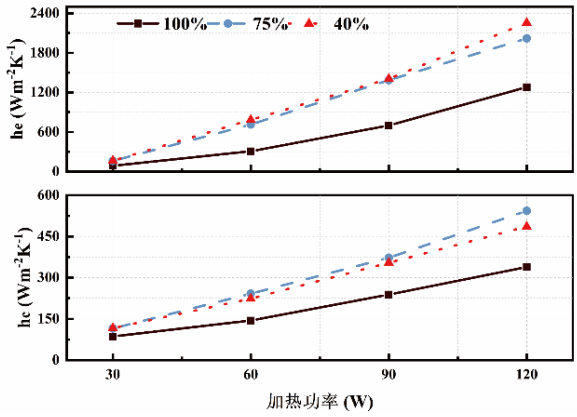


（c）充注率 100%时甲、乙醇对比

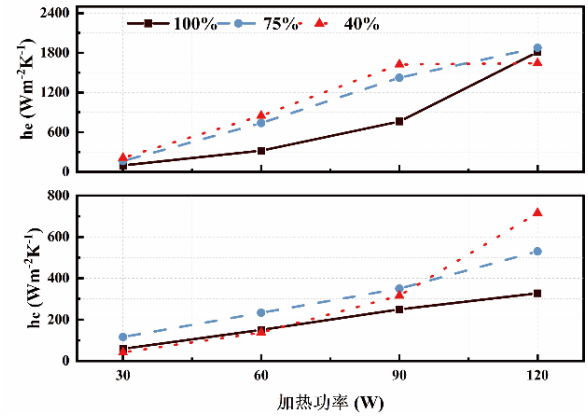
图 10　热阻对比

Fig.10　Thermal resistance comparison

蒸发段传热系数（h_e）和冷凝段传热系数（h_c）是深入理解 MMFHP 内部相变换热强度的关键参数。如图 11 所示，在所有工况下，冷凝段传热系数均明显低于蒸发段传热系数，这进一步印证了在自然冷却边界下，空气侧的外部热阻是限制系统整体传热能力的主要因素。从充注率对比来看，40%与 75%的中低充注率由于在蒸发段形成了较薄的液膜，其蒸发传热系数整体优于 100%工况。然而需要注意的是，通过观察图 11（b）中乙醇 40%充注率的工况曲线可以发现，当加热功率达到 120W 时，其蒸发传热系数曲线出现了明显的增长停滞现象。这预示着在供液不足与高蒸发速率的双重作用下，微通道局部受热面可能已经出现了液膜破裂与干涸的初期特征，内部工质的回流速度已接近其毛细驱动极限。



（a）甲醇

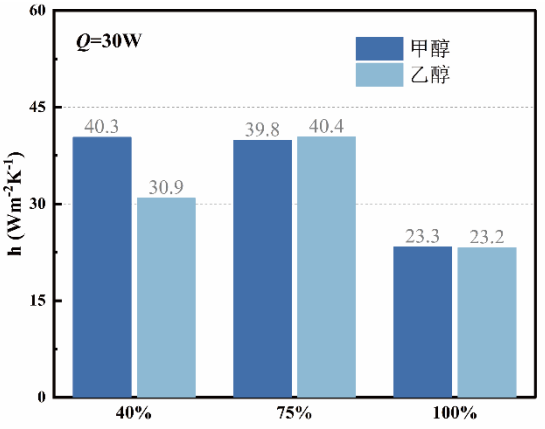


（b）乙醇

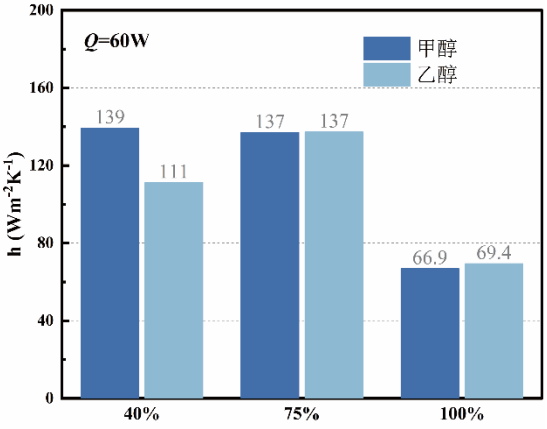
图 11　蒸发段和冷凝段传热系数

Fig.11　Heat transfer coefficients of the evaporator and condenser sections

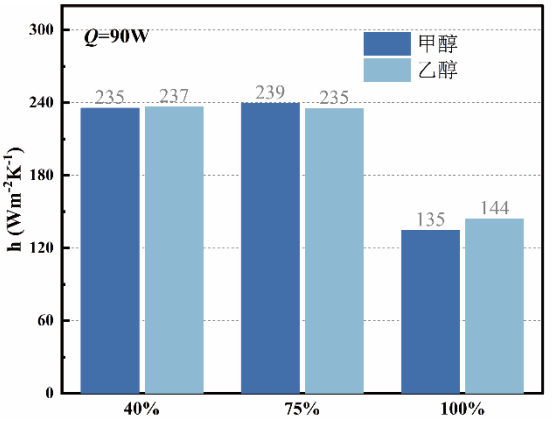
如图 12 所示，在总传热系数 h 的对比中，甲醇在低功率阶段（30W～60W）凭借潜热优势表现较好；而在中高功率阶段（90W～120W），乙醇由于表面张力较低，在强烈的气液扰动下更容易形成薄液膜，从而补偿了其潜热劣势，使得两者的总传热系数差距逐渐缩小。



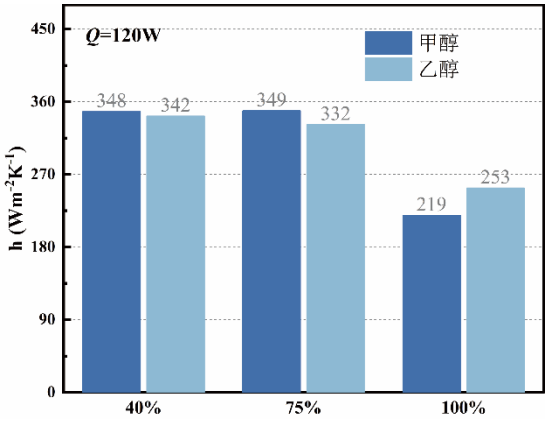
（a）Q=30W



（b）Q=60W



（c）Q=90W



（d）Q=120W

图 12　不同加热功率下甲醇和乙醇工质总传热系数 h

Fig.12　Total heat transfer coefficient for methanol and ethanol under different heating powers

3　结论

本文以新型建筑辐射空调末端为应用背景，对微通道平板热管在对称自然冷却边界下的相变传热特性进行了系统的实验研究。结合瞬态与稳态分析，揭示了极弱冷却外部边界与微通道受限内部空间耦合作用下的气液两相传热规律。主要结论如下：

（1）系统启动受外部冷却边界与工质物性共同制约，基于经典多相流理论与宏观热响应特征推断，内部受限空间的流型转变会导致瞬态响应迟滞。在对称自然冷却边界下，系统表现出渐进式启动特性。充注率影响启动响应速度，75%的中等充注率在各功率下均表现出较优的启动特性。此外，在低热负荷下系统主要受外部边界控制，但在高热流密度下，工质液相粘度成为影响启动速度的关键。

（2）辐射散热占比稳定且系统导热性能优异，局部热阻因物性差异呈现反向分布特征。受限于自然对流能力，外部空气侧热阻是限制系统整体传热的主要因素。但冷凝段表面辐射换热占比始终保持在 50%以上，且该比例受内部充液状态的影响十分有限，展现出良好的散热稳定性。

（3）系统稳态传热指标在高充注率工况下，由于工质汽化潜热与粘度的物性差异，呈现反向分布特征，体现了受限空间内气液两相传热的自适应调节过程。而在低充注率与高热流密度的双重作用下，乙醇的蒸发传热系数出现增长停滞，表明系统局部已出现液膜破裂，存在逼近干涸极限的风险。

参考文献：

[1] Jouhara H, Chauhan A, Nannou T, et al. Heat pipe based systems - Advances and applications[J]. Energy, 2017,128:729-754.

[2] Sun H, Lin B, Lin Z, et al. Experimental study on a novel flat-heat-pipe heating system integrated with phase change material and thermoelectric unit[J]. Energy, 2019,189:116181.

[3] Dong S, Chen J, Lv C, et al. A review of the building heating system integrated with the heat pipe[J]. Processes, 2024,12(10):2218.

[4] Yuan T, Liu Z, Zhang L, et al. The review of the application of the heat pipe on enhancing performance of the air-conditioning system in buildings[J]. Processes, 2023,11(11):3081.

[5] Wu Y, Sun H, Yang Z, et al. Dynamic process simulation of indoor temperature distribution in radiant-convective heating terminals[J]. Building and Environment, 2023,244:110843.

[6] Yat Y H. Application of a heat pipe heat exchanger to dehumidification enhancement in a HVAC system for tropical climates-a baseline performance characteristics study[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007,46(2):164-171.

[7] Wu Y, Sun H, Duan M, et al. Dehumidification-adjustable cooling of radiant cooling terminals based on a flat heat pipe[J]. Building and Environment, 2021,194:107716.

[8] Reay D, McGlen R, Kew P. Heat Pipes: Theory, Design and Applications[M]. 6th Edition. ELSEVIER, 2013.

[9] Faghri A. Heat Pipe Science and Technology[M]. 1th Edition. Washington: Taylor & Francis, 1995.

[10] Rhee K N, Kim K W. A 50 year review of basic and applied research in radiant heating and cooling systems for the built environment[J]. Building and Environment, 2015,91:166-190.

[11] Rhee K N, Olesen B W, Kim K W. Ten questions about radiant heating and cooling systems[J]. Building and Environment, 2017,112:367-381.

[12] Wu Y, Sun H, Duan M, et al. Novel radiation-adjustable

heating terminal based on flat heat pipe combined with air source heat pump[J]. Engineering, 2023,20(1):192-207.

[13] Sun H, Wu Y, Lin B, et al. Experimental investigation on the thermal performance of a novel radiant heating and cooling terminal integrated with a flat heat pipe[J]. Energy and Buildings, 2020,208:109646.

[14] Shi S, Cui X, Han H, et al. A study of the heat transfer performance of a pulsating heat pipe with ethanol-based mixtures[J]. Applied Thermal Engineering, 2016,102:1219-1227.

[15] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988,1(1):3-17.

[16] Raychaudhuri B C. Transient thermal response of enclosures: The integrated thermal time-constant[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1965, 8(11):1439-1449.

[17] Smith K, Robinson A J, Kempers R. Confinement and vapour production rate influences in closed two-phase reflux thermosyphons part B: heat transfer[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018,120:1241-1254.