铝基均热板数值研究与传热传质机理分析

张仕伟[1] 吴炜华[1] 邵常焜[1*] 周志文[1] 张显明[2] 汤 波[2] 伍锡杰[2] 汤 勇[3]
1.华南理工大学机械与汽车工程学院,广州,510641
2.中兴通讯股份有限公司,深圳,518052
3.深圳大学机电与控制工程学院,深圳,518060

摘要:为满足航空航天领域对高效热管理及结构轻量化的迫切需求,通过数值模拟分析了铝基均热板内部传热传质特性和相变机理。数值模型基于虚拟流体法对Lee模型进行单相流适应性修正,并基于密度法动态关联蒸发因子与冷凝因子以确保相变平衡和提高计算效率,同时,模型引入毛细压力源项以表征多孔介质吸液芯内的毛细驱动运输机制。实验温度的对比结果表明数值模拟温度与实验温度的变化趋势一致,最大绝对误差仅为4.44 K,模型具备较高的精度及可靠性。研究进一步发现蒸发因子和冷凝因子的初始取值上限与最大可输入热流密度之间存在显著的反比关系。数值模拟所得到的温度场分布图较好地描述了铝基均热板整体的传热情况,且温差系数曲线和Biot曲线揭示了铝基均热板横向均温性及轴向均温性的变化趋势。此外,速度矢量图较好地描述了铝基均热板整体的传质情况,并验证了毛细驱动模型的准确性。

关键词:铝基均热板;Lee模型;相变传热;均温性;毛细驱动机制
中图分类号:TN03;TK124
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.11.008 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Numerical Study and Analysis of Heat and Mass Transfer Mechanisms for Aluminum-based Vapor Chambers

ZHANG Shiwei[1] WU Weihua[1] SHAO Changkun[1*] ZHOU Zhiwen[1] ZHANG Xianming[2]
TANG Bo[2] WU Xijie[2] TANG Yong
1.School of Mechanical & Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou, 510641
2. ZTE Corporation, Shenzhen, Guangdong, 518052
3.College of Mechatronics and Control Engineering, Shenzhen University, Shenzhen, Guangdong, 518060

Abstract: To address the urgent demands for efficient thermal management and structural lightweighting in the aerospace fields, the internal heat and mass transfer characteristics and phase-change mechanisms of aluminum-based vapor chambers were investigated through numerical simulation. The numerical model was based on the virtual fluid method to adaptively modify the Lee model for single-phase flow applications. The evaporation and condensation factors were dynamically correlated based on a density approach to ensure equilibrium of phase change and improve computational efficiency. Meanwhile, a capillary pressure source term was introduced to characterize the capillary-driven transport mechanism within the porous wick in this model. The comparison results of experimental temperature show that the numerical simulation results exhibit a consistent trend with experimental measurements, with a maximum absolute deviation of only 4.44 K, confirming the high accuracy and reliability of the model. Furthermore, the study reveal that a significant inverse relationship exists among the initial upper bounds of the evaporation factor and condensation factor and the maximum applicable input heat flux. The temperature field distribution maps obtained from numerical simulations effectively describe the overall heat transfer characteristics of the aluminum-based vapor chambers. Moreover, the temperature difference coefficient and Biot number curves reveal the variation trends of the lateral and axial temperature uniformity of the chambers. In addition, the velocity vector diagrams clearly illustrate the overall mass transfer behavior within the chambers, further validating the accuracy of the capillary-driven flow model.

Key words: aluminum-based vapor chamber; Lee model; phase-change heat transfer; temperature uniformity; capillary-driven mechanism

0 引言

航空航天电子设备正向轻量化、集成化和小

收稿日期:2025-09-08
基金项目:国家自然科学基金(52575493,52235011);中兴通讯产学研合作基金(IA20230720010)

型化发展，致使其内部空间狭小、热流密度骤增。同时，设备间的巨量信息传输也显著增加了芯片等核心器件的发热。因此，极端空间内高热流密度的散热问题变得愈发突出[1]。然而，传统的风冷、液冷更适合大型设备[2]，对于小型化和轻量化电子器件热管理，难以兼顾散热效率和高集成化[3-4]。因此，开发更高效的热管理技术是实现电子产品性能提升的关键。

均热板作为典型的相变传热器件，可利用工质的相变潜热实现热管理，是当前解决电子设备散热难题最有前景的方式之一[5-7]。与传统散热方式相比，均热板具有导热性强、稳定性好的优势，被广泛用于智能手机、笔记本电脑和新能源电池等设备。以往学者对均热板的研究多聚焦于结构设计和性能优化。CHEN等[8]基于新型气液共面架构，采用超亲水复合丝网吸液芯开发了厚度仅为0.27 mm的超薄均热板，其热导率高达10 kW/(m·K)。LAN等[9]基于3D打印技术开发出一种新型均热板，可在1 kW的热载荷下实现0.087 K/W的超低热阻。

尽管上述超薄均热板具有优良的性能，但其内部工质两相流的复杂性限制了进一步优化。目前，对均热板内部传热机理的研究多采用实验手段，如ZHANG等[10]通过可视化实验研究了蒸汽腔厚度为0.2 mm的超薄均热板的两相流动特性。然而，此种研究普遍存在实验条件苛刻、研究周期长的特点[11-12]，且该实验虽能直观地观察均热板内部情况，但可视化窗口可能会对传热传质过程产生影响，从而导致结果失真，因此，许多学者采用数值模拟的方法揭示均热板内部传热传质机理[13-15]。其中，瞬态模拟因每个时间步均需求解完整的控制方程而存在计算量过于庞大的问题[16-17]。相比之下，稳态模拟不涉及时间域的计算，仅需迭代至最终的稳态状态，更契合均热板的数值研究。现有稳态模型多采用基于速度边界条件的界面能量平衡法[18-20]。该方法对蒸汽腔压力、温度及密度参数极为敏感，微小波动即导致收敛困难[21-23]。此外，传统模型普遍面临界面捕捉的难题，且通常假设界面相变仅发生蒸发或冷凝的单一过程，而实际上界面处二者应当是并存的。

针对上述问题，本研究以轻量化铝基均热板为研究对象，采用虚拟流体法对Lee模型[24]进行单相流适应性修正得到新的数值模型。该模型将相界面固定在气液边界上，并在此处同时实现了蒸发和冷凝过程。该模型还基于密度法动态关联蒸发因子b_e和冷凝因子b_c以确保相变平衡，进而提高计算效率。此外，引入毛细压力源项进行耦合计算以更真实地反映吸液芯毛细驱动机制并揭示其补充原理。最后，本研究系统性探究了b_e和b_c对模型整体传热及吸液芯工质流动的影响，验证了所提方法在高精度和高收敛性方面的有效性。

1　理论和方法

1.1　模型描述

图1为铝基均热板的1/4模型示意图，由此可知铝基均热板模型的整体尺寸为266.5 mm×123 mm×3.6 mm。其中吸液芯厚度为0.8 mm，蒸汽腔厚度为1 mm，上下壳体的厚度分别为1 mm和0.8 mm，数值模拟所用的几何模型根据实际尺寸建立。

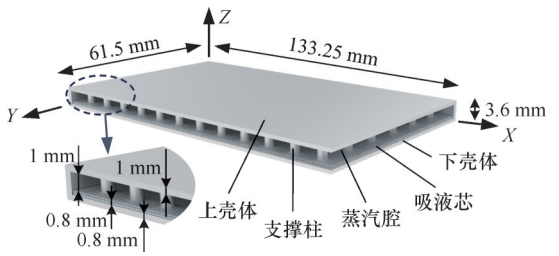


图1　铝基均热板的1/4模型示意图

Fig.1　Schematic diagram of the 1/4 model of the aluminum-based vapor chamber

考虑金属铝的工质相容性，数值模拟与实验均采用丙酮为相变工质，其物性参数如表1所示。需要说明的是，此处蒸汽密度由可压缩理想气体通过表1所示的公式进行计算，其中p_v、T_v分别为蒸汽压力和温度，单位分别为Pa和K；R为理想气体常数，其数值为8.314 J/(mol·K)；M_w为蒸汽的摩尔质量，其数值为58.08 g/mol。

表1　丙酮物性参数表

Tab.1　Acetone physical property parameter table

物性参数	丙酮(液态)	丙酮(蒸汽)
密度ρ/(kg·m^{-3})	791	$\frac{p_v}{(\frac{R}{M_w})T_v}$
黏度μ/(kg·m^{-1}·s^{-1})	3.1×10^{-4}	7.1×10^{-6}
比热容C_p/(J·kg^{-1}·K^{-1})	2160	多项式拟合
热导率k/(W·m^{-1}·K^{-1})	0.18	0.016

在实验设计过程中，铝基均热板的吸液芯由三种不同目数的铝丝网烧结而成。丝网吸液芯的孔隙率和渗透率的理论计算公式分别如下[25]：

$$\left.\begin{aligned}\varepsilon&=1-\frac{1.05\pi M d_m}{4}\\ M&=\frac{1}{d_m+w_m}\end{aligned}\right\}\tag{1}$$

$$K=\frac{d_m^2\varepsilon^3}{122(1-\varepsilon)^2}\tag{2}$$

式中：M为以丝网单位长度衡量的网格数，其值也可以表示为$M=N/25.4$，其中N为丝网目数；w_m为单根丝网之间的间距，m；d_m为单根丝网的丝径，m；ε为孔隙率；K为渗透率，m^2。

基于丝网给定的目数和丝径计算，可以得出三层不同目数的铝丝网的参数，如表2所示。

表2 铝丝网参数表

Tab.2 Aluminum mesh parameter table

序号	目数N	丝径d_m/mm	孔隙率ε	渗透率K/m^2
丝网1	200	0.06	0.610	4.43×10^{-11}
丝网2	150	0.10	0.514	4.68×10^{-11}
丝网3	100	0.12	0.610	1.78×10^{-10}

经三层不同目数丝网叠加后的孔隙率和渗透率可由如下经验公式计算得出：

$$\left.\begin{aligned}\varepsilon_{all}&=\frac{1}{3}(\varepsilon_1+\varepsilon_2+\varepsilon_3)\\K_{all}&=\frac{1}{3}(K_1+K_2+K_3)\end{aligned}\right\}\tag{3}$$

其中，$\varepsilon_1\sim\varepsilon_3$和$K_1\sim K_3$分别为丝网1～丝网3的孔隙率和渗透率。经计算得到叠加的孔隙率ε_{all}估算为0.578，叠加的渗透率K_{all}估算为9.1×10^{-9} m^2。

1.2 控制方程

吸液芯和蒸汽腔内的连续性方程如下：

$$\nabla\cdot\rho\boldsymbol{u}=S_M\tag{4}$$

式中：ρ为密度，kg/m^3；$\boldsymbol{u}$为速度矢量，m/s；S_M为质量源项，kg/m^3。

蒸汽腔内的工质具有孔隙率为0、渗透率无限大以及惯性阻力系数为0的性质。蒸汽腔和吸液芯的动量方程可由Navier-Stokes方程推导：

$$\rho_l\boldsymbol{u}\cdot\nabla\boldsymbol{u}=-\varepsilon\nabla p+\mu_l\nabla^2\boldsymbol{u}-\frac{1}{2}I_C|\boldsymbol{u}|\boldsymbol{u}\tag{5}$$

$$\rho_v\boldsymbol{u}\cdot\nabla\boldsymbol{u}=-\nabla p+\mu_v\nabla^2\boldsymbol{u}\tag{6}$$

式中：ρ_l、ρ_v分别为液体和气体的密度；p为压力，Pa；I_C为惯性阻力系数；μ_l、μ_v分别为液体和气体的动力黏度系数，Pa·s。

稳态传热工况下吸液芯区域的能量守恒方程可表示为[26]

$$\nabla\cdot(\rho_l\boldsymbol{u}C_{pl}T)=-\nabla(k_{wick}\nabla T)+S_E\tag{7}$$

$$k_{wick}=\varepsilon k_l+(1-\varepsilon)k_p\qquad k_p=k_{Al}\frac{(2-3\varepsilon)}{2}$$

式中：k_{wick}为吸液芯等效热导率；k_l、k_{Al}、k_p分别为液体、铝、多孔介质的热导率，W/(m·K)；C_{pl}为液体的定压比热容，J/(kg·K)；S_E为能量源项，W/m^3；T为工质温度，K。

蒸汽腔的能量守恒方程如下：

$$\nabla\cdot(\rho_v\boldsymbol{u}C_{pv}T)=-\nabla(k_v\nabla T)\tag{8}$$

式中：k_v为气体的热导率；C_{pv}为气体的定压比热容。

1.3 相变模型

本研究假设均热板内部流体流动都是单相的，即吸液芯中的工质为液态，蒸汽腔中的工质为气态，相变发生在气液界面上。然而，传统Lee模型的源项计算依赖于气液两相的体积分数与密度，而单相流模型无法直接提供这些参数。为此，本研究通过虚拟流体法[24]对Lee模型进行单相流适应性修正。该方法在保证计算效率的同时有效避免了传统两相流模型在单相假设下的适用性限制，为模拟均热板内部相变传热过程提供了更高效的解决方案，具体如下：

蒸发阶段($T>T_{sat}$)：

$$m_{l\to v}=b_e\rho_v\alpha_{v,vir}\left(\frac{T}{T_{sat}}-1\right)\tag{9}$$

冷凝阶段($T<T_{sat}$)：

$$m_{v\to l}=-b_c\rho_l\alpha_{l,vir}\left(\frac{T}{T_{sat}}-1\right)\tag{10}$$

式中：$m_{l\to v}$为液相的质量源项；$m_{v\to l}$为气相的质量源项；b_e、b_c分别为蒸发因子和冷凝因子，s^{-1}；$\alpha_{v,vir}$为气相的虚拟体积分数；$\alpha_{l,vir}$为液相的虚拟体积分数；T_{sat}为工质的饱和温度，K。

b_e和b_c常采用常数法确定，该方法将b_e和b_c均设为常数0.1，但存在较大误差难以获得准确的结果，因此，本文采用密度法[27]确定b_e和b_c的值，即b_e的初始值为用户自定义的常数，b_c的初始值则根据初始温度下的ρ_l和ρ_v算出。随着迭代过程的进行，ρ_l和ρ_v不断变化，b_e也随之改变，其表达式如下：

$$\frac{b_e}{b_c}=\frac{\rho_v}{\rho_l}\tag{11}$$

为准确地模拟均热板内部实际工作状态，本研究在吸液芯区域引入毛细驱动模型来描述工质流动特性，其表达式如下[28]：

$$R_c(x)=(R_v-R_{eff})\frac{x}{l}+R_{eff}\tag{12}$$

$$\Delta p_{ca}=\frac{2\sigma\cos\theta}{R_c(x)}\tag{13}$$

式中：R_{eff}为吸液芯的等效半径，m；R_v为气泡成核半径，m；$R_c(x)$为计算点的毛细半径，m；x为计算点到热源中心的距离，m；l为计算域内到热源中心的最大距离，m；Δp_{ca}为气液界面的压降，Pa；σ为工质液体的表面张力系数，N/m，查阅丙酮的物性参数，取$\sigma=0.0184$ N/m。

需要指出的是，虚拟流体法基于单相流假设，在极端的输入热流密度的边界条件下，工质蒸发区可能会出现显著的非平衡相变与微液膜蒸发效应，此时模型的简化假设可能存在一定偏差，还需结合两相流瞬态模拟以进一步修正。鉴于FLUENT软件未内置所需相变模型，本文通过用户自定义函数(user-defined function，UDF)实现了相变源项及毛细驱动模型的二次开发。

1.4 边界条件

铝基均热板计算域的边界条件如图2所示。

其中，吸液芯区域设置为各向同性的多孔介质，吸液芯区域流体材料为液态工质，多孔介质的孔隙率和渗透率由1.1节可得；蒸汽腔区域的流体材料为气态工质；铝基均热板底部与热源接触的下表面为恒热流密度的边界条件；在铝基均热板上表面施加对流换热的边界条件，取对流传热系数为80 W/(m²·K)[29]；其余外部壁面与环境无热传递过程，因此设置为绝热的边界条件；吸液芯区域与固体壁面为热耦合和非滑移的边界条件；蒸汽区域与固体壁面为非滑移的边界条件。

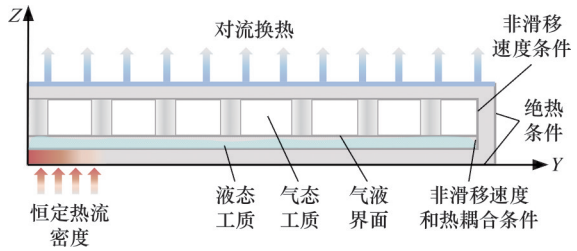


图2　铝基均热板仿真模型的热边界条件

（*ZY*截面1/2模型）

Fig.2　Thermal boundary conditions for the simulation model of the aluminum-based vapor chamber

（*ZY* cross-section 1/2 model）

根据流体力学，雷诺数*Re*的计算表达式为

$$Re=\frac{\rho vL}{\mu} \tag{14}$$

式中：*L*为特征长度，取*L*=0.8 mm；*v*为吸液芯流速，未进行数值模拟前可根据文献[30]取*v*=5 mm/s。

式(14)中密度及黏度根据表1取值，计算得到雷诺数*Re*估值为10.206，远小于2300，因此可对数值模型作如下假定：①基于压力基求解器；②流体运动形态为层流；③将气相视为理想气体流动；④忽略重力的影响。

1.5　实验步骤

如图3所示，为采集铝基均热板在不同输入热流密度下的稳态温度数据，利用现有设备搭建了一个温度测试系统。系统主要由加热、数据采集、样品和冷却四个部分组成。加热部分包括功率计、可调压电源以及加热铜块，加热铜块尺寸为50 mm×50 mm，数据采集依靠K型热电偶、数据采集卡以及计算机完成，冷却采用由轴向风扇并联式构成的风冷散热模组，加热铜块和均热板下半部分被绝热材料包裹以减少热泄漏。

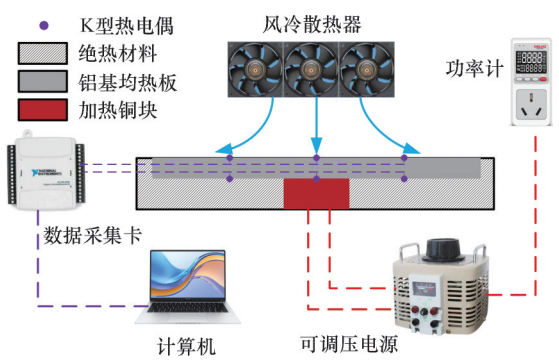


图3　实验装置示意图

Fig.3　Schematic diagram of the experimental device

图4所示为实验和数值模拟在铝基均热板相同位置处设置的10个测温点，其中蒸发面设置了T_{E0}～T_{E4}的5个测温点，冷凝面在与蒸发面对应的相同位置处设置了T_{C0}～T_{C4}的5个测温点，10个热电偶分别布置在10个测温点处，且由热电偶监测所得的温度数据通过数据采集器整合并发送到计算机进行保存总结。

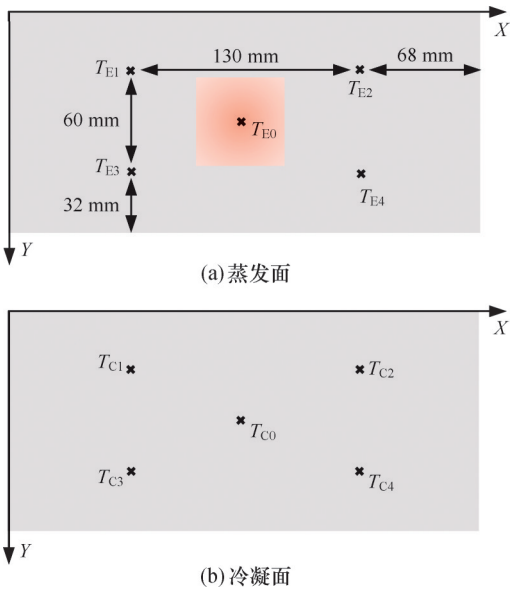


图4　测温点分布

Fig.4　Distribution of temperature monitoring points

正式测试前，首先使用功率计测量了系统在待机状态下的初始功率。随后通过调节电源电压，在初始功率的基础上使系统功率以20 W(热流密度为8 kW/m²)为步长逐级增加，每次增加功率后均保持该功率水平直至系统达到热平衡状态，然后进行下一级增加。此过程重复进行，直至功率增加总量达到100 W(热流密度为40 kW/m²)为止。热平衡状态的判定标准为1 min内任一测温点的温度变化小于0.5 K。实验结束后，通过初始功率和采集功率计算出有效功率，并用于后续分析比对。

1.6　数据处理

经过实验与数值模拟可得出各测温点处的实验结果与数值模拟结果的绝对误差和相对误差，其表达式分别如下：

$$\delta=\left|T_{sim}-T_{exp}\right| \tag{15}$$

$$\delta_r=\frac{\delta}{T_{exp}} \tag{16}$$

式中：δ为绝对误差；δ_r为相对误差；T_{sim}为数值模拟温度；T_{exp}为实验温度。

为评价均热板的整体导热性能，通常采用等效热阻R_{th}作为衡量指标，其表达式如下：

$$R_{th}=\frac{\Delta T}{Q} \tag{17}$$

式中：ΔT为所需计算的两个区域的温差；Q为施加于铝基均热板的加热功率。

进一步可计算得到铝基均热板在轴向（即厚度Z轴方向）上的等效热阻和等效热导率[31]：

$$R_{th,Z}=\frac{\left|T_{e,avg}-T_{c,avg}\right|}{Q} \tag{18}$$

$$k_{eff,Z}=\frac{L_{eff,Z}}{A_Z R_{th,Z}} \tag{19}$$

式中：$R_{th,Z}$为轴向等效热阻；$T_{e,avg}$为蒸发面的平均温度；$T_{c,avg}$为冷凝面的平均温度；$k_{eff,Z}$为轴向等效热导率；$L_{eff,Z}$为轴向等效传热距离；A_Z为垂直于Z轴横截面的面积。

铝基均热板的均温性主要通过所在壁面的最大温差以及温度分布进行表征。较小的温差意味着较好的均温性，但仅通过温差判定均温性会忽略温度水平差异、缺乏可比性，为此引入量纲一化指标温差系数Φ_T以衡量铝基均热板的横向均温性，以及量纲一化指标Biot数（Bi）以衡量铝基均热板的轴向均温性，其表达式分别如下[32-33]：

$$\Phi_T=\frac{\Delta T_{max}}{T_{avg}} \tag{20}$$

$$Bi=\frac{hL_{eff,Z}}{k_{eff,Z}} \tag{21}$$

式中：ΔT_{max}为壁面的最大温差；T_{avg}为平均温度；h为施加于冷凝面的对流传热系数。

需要注意的是，为方便对比，式（16）和式（21）中的相对误差δ_r及温差系数Φ_T的计算均在摄氏度单位下完成。由式（20）和式（21）可知，Φ_T值越小，铝基均热板的横向均温性越好；Bi值越小，铝基均热板的轴向均温性越好，当Bi值远小于0.1时，可认为铝基均热板在轴向上的温度梯度极小，传热效率高。

2 结果分析与讨论

2.1 网格独立性检验

图5为1 mm网格划分示意图，尺寸1 mm代表网格单元的最大尺寸，即边界尺寸的上限值为1 mm，且网格无关性实验所选用的网格模型对网格单元最小尺寸不作限制。表3为1 mm网格模型质量参数表，结果表明模型的单元质量平均值为0.7925，长宽比平均值为1.9971，偏斜度平均值为0.289，正交质量平均值为0.7275，模型网格单元质量良好，单元形状接近规则，畸变程度低，可满足计算精度要求。此外，为确保吸液芯与蒸汽腔区域之间的物理参数能够准确传递并实现高效计算，本研究对均热板模型的不同部分进行了节点共享拓扑处理，有效消除了区域间的非连续界面，从而提高了耦合计算的收敛性和数值稳定性。

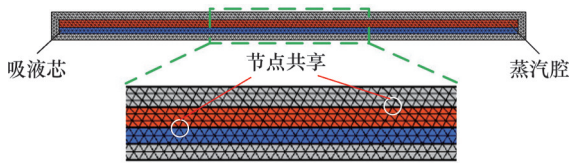


图5 1 mm网格尺寸（1/2的ZY截面，$X=0$）

Fig.5 Mesh size of 1 mm（1/2 ZY Cross-section at $X=0$）

表3 1 mm网格质量参数表

Tab.3 Quality parameters table for the 1 mm mesh

参数	最小值	最大值	平均值
单元质量	0.1277	1.0000	0.7925
长宽比	1.0013	18.5310	1.9971
偏斜度	1.3100×10^{-10}	0.9642	0.2890
正交质量	3.5800×10^{-2}	1.0000	0.7275

然而，为确定网格数量对数值模拟结果的影响程度，并权衡计算精度与效率，仍需进行严格的网格无关性验证。为获得适宜的网格数量，可对网格数量分别为2.13×10^6、2.69×10^6、3.17×10^6、4.90×10^6和1.36×10^7的模型进行网格独立性检验，输入热流密度为32 kW/m^2（即功率为80 W），其余参数均保持一致，收敛判据为连续性方程残差小于10^{-4}，动量方程残差小于10^{-3}，能量方程残差小于10^{-8}，同时任意点在相邻两次迭代的温度结果偏差小于10^{-2}。

表4给出了5种网格案例的计算收敛性和结果对比，可以看出，Case 1～Case 5的网格单元最大尺寸从1.2 mm减小至0.4 mm，蒸发面最高温度的数值分布在343.34～343.50 K，冷凝面最高温度的的数值分布在338.78～338.82 K，蒸发面

表4 网格独立性检验对比表

Tab.4 Grid independence verification comparison table

参数	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
网格最大尺寸/mm	1.2	1.0	0.8	0.6	0.4
网格数量/10^6	2.13	2.69	3.17	4.90	13.60
收敛步数	123	137	131	105	212
收敛时长/min	15	16	18	23	202
蒸发面最高温度/K	343.48	343.45	343.50	343.34	343.40
蒸发面平均温度/K	310.63	310.61	310.62	310.62	310.60
冷凝面最高温度/K	338.81	338.80	338.82	338.80	338.78
冷凝面平均温度/K	310.02	310.03	310.02	310.02	310.01

和冷凝面平均温度的变化偏差不超过0.02 K，各案例的温度值波动微小，且未呈现随网格加密而变化的特定趋势，因此可认为数值计算结果与网格数量和网格单元最大尺寸无关，满足网格独立性要求。值得注意的是，Case 5收敛耗时长达202 min，远长于其他方案的收敛耗时。综上，排除网格数量最多和最少的案例，并考量余下案例的计算效率与精度，本研究最终选用Case 2（网格数量为2.69×10^6）进行后续所有数值模拟。

2.2　实验温度值的对比

为验证数值模型的准确性，将数值模拟所得的温度数据与相同测温点的实验数据进行对比分析。由于温度分布具有对称性，故本研究采用T_{E0}、T_{E1}～T_{E4}的平均值、T_{C0}、T_{C1}～T_{C4}的平均值进行对比分析。

图6～图9分别为热源中心点温度T_{E0}、蒸发面其余点平均温度、冷源中心点温度T_{C0}、冷凝面其余点平均温度的实验结果和数值模拟结果对比图。结果表明，实验温度与数值模拟温度的变化趋势一致，在8～40 kW/m²输入热流密度（即20～100 W功率）范围内呈现近乎线性的增大规律，高输入热流密度下出现的绝对误差最大值仍能控制在5 K以内。同时，对比各输入热流密度下的绝对误差，可以发现中高输入热流密度下的绝对误差要大于低输入热流密度下的绝对误差。这是因为在中高输入热流密度下，铝基均热板内部工质的相变程度剧烈，会导致非平衡相变和非均匀流动（如膜态沸腾、微液层蒸发等），而数值模拟过程通常假设均匀流动和平衡相变。值得注意的是，中高输入热流密度下的绝对误差最大值均出现在热源中心点处和冷源中心点处，热源中心点处是实验温度高于数值模拟温度，冷源中心点处是数值模拟温度高于实验温度，这是因为实验过程中从四周运输至热源中心点处的液态工质总量相比数值模拟时有限，导致实验过程中热源中心处进行相变的工质总量相比数值模拟时少，相比之下在此处进行传递的热量总量也低，因此实验过程中均热板上下表面中心点处的温差更大。

表5对比了本文模型计算结果与文献[24]结果。结果表明，文献[24]在表5所示的边界条件下产生的最大绝对误差可达9.1 K，温度最大相对误差可达19.3 %。而本文模型在表5所示的边界条件下产生的最大绝对误差仅为4.44 K，温度最大相对误差仅为10.5 %，相比文献[24]，本文模型的温度最大绝对误差减小了4.66 K，温度最大相对误差减小了8.8%。并且，在其余输入热流密度下，本文模型产生的温度相对误差均小于

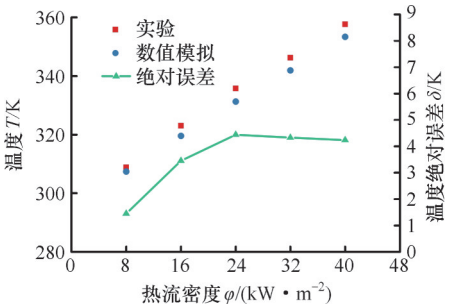


图6　热源中心点温度T_{E0}对比

Fig.6　Comparison of heat source core temperature T_{E0}

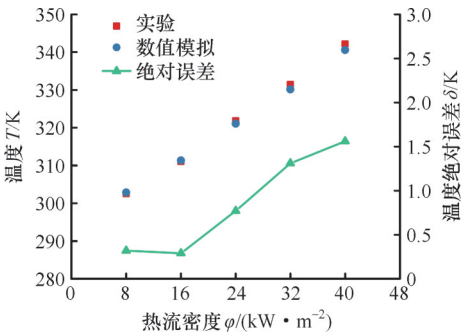


图7　蒸发面其余点平均温度对比

Fig.7　Comparison of average temperatures at other points on the evaporation surface

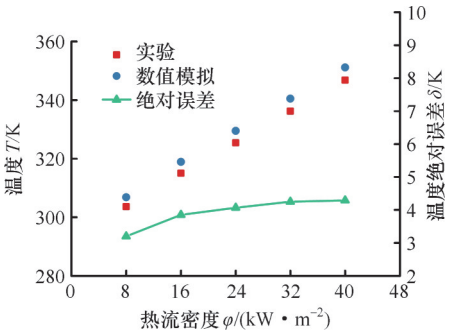


图8　冷凝中心点温度T_{C0}对比

Fig.8　Comparison of condensation center temperature T_{C0}

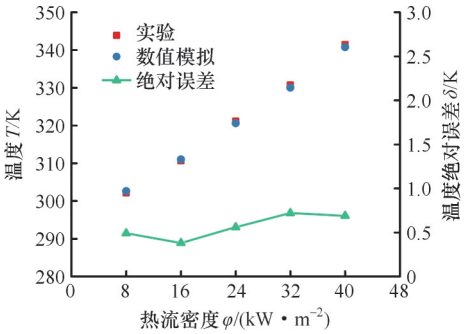


图9　冷凝面其余点平均温度对比

Fig.9　Comparison of average temperatures at other points on the condensation surface

10%。由此可知，数值模拟结果与实验结果的误差处于合理范围内，表明该数值模型能够较好地还原铝基均热板在实际工况下的传热特性。

表5 本文模型计算结果与文献[24]结果对比

Tab.5 Comparison of model calculation results herein with results from reference [24]

	热流密度/(kW·m^{-2})	对流传热系数/(W·m^{-2}·K^{-1})	温度最大绝对误差/K	温度最大相对误差/%
文献[24]	56	1100.0	3.30	11.0
	389	1115.9	9.10	19.3
本文模型	8	80.0	3.20	10.5
	24	80.0	4.44	7.09
	40	80.0	4.29	5.82

2.3 蒸发因子和冷凝因子的影响

图10～图12给出了在输入热流密度φ分别为8 kW/m^2(功率P=20 W)、24 kW/m^2(功率P=60 W)和40 kW/m^2(功率P=100 W)三种工况下,不同的b_e和b_c初始取值时铝基均热板热源中心点温度随迭代步数的变化规律。结果表明,在8、24、40 kW/m^{2}的输入热流密度下,与b_e和b_c初始取值较大时相比,当b_e和b_c初始取值较小时模型的迭代稳定速度更快,表明温度曲线可以在较少的迭代步数内趋于稳定。这是因为较小的b_e初始取值意味着单位时间内蒸发的液态工质较少,系统可及时调整b_c值的大小,从而可快速地达到平衡状态;而较大的b_e初始取值意味着单位时间内蒸发的液态工质较多,系统需频繁调整b_c值的大小,因此迭代稳定速度较慢。

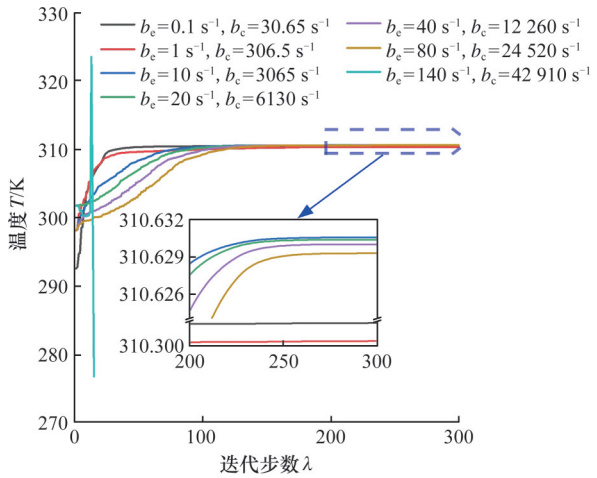


图10 8 kW/m^{2}输入热流密度(20 W功率)下不同b_e、b_c时的热源中心温度随迭代步数的变化

Fig.10 Variation of heat source center temperature with iteration number for different b_e, b_c under an input heat flux density of 8 kW/m^2(power of 20 W)

此外,数值模拟结果揭示了b_e和b_c的初始取值上限与最大可输入热流密度存在显著的反比关系。当输入热流密度为8 kW/m^{2}时b_e和b_c的初始取值上限较高,当调节至b_e=140 s^{-1}、b_c=42 910 s^{-1}时系统迭代开始紊乱并最终发散;当输入热流密度为24 kW/m^{2}时b_e和b_c的初始取值上限显著降低,当调节至b_e=60 s^{-1}、b_c=18 390 s^{-1}时系统出现迭代异常并发散;当输入热流密度为40 kW/m^{2}时初始取值上限缩减至b_e=20 s^{-1}、b_c=6130 s^{-1},系统随即开始出现迭代异常并发散。这是因为根据式(9),b_e和输入热流密度共同决定了进行蒸发相变的量。并且,吸液芯内液态工质是有限的,可进行相变的量存在一个上限。而无论是输入热流密度的增大还是b_e的增大,均会使相变的量增加。由此,b_e的初始取值上限与最大可输入热流密度成反比关系。此外,从传热传质分析,高输入热流密度使液膜厚度减小,毛细回流过程受阻,系统更易进入非平衡状态。此时需降低进行相变的量使系统蒸发冷凝循环再次平衡,因此需减小b_e的初始取值。

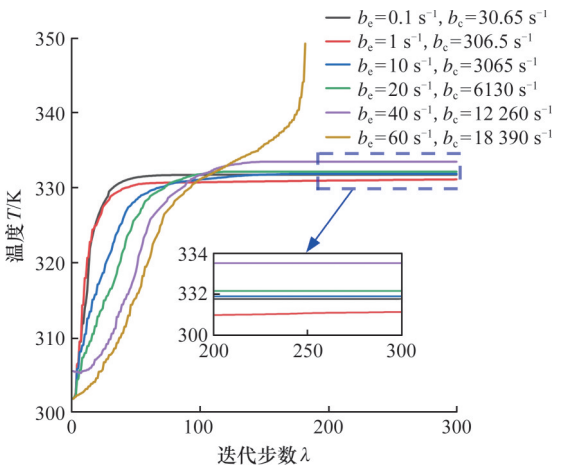


图11 24 kW/m^{2}输入热流密度(60 W功率)下不同b_e、b_c时的热源中心温度随迭代步数的变化

Fig.11 Variation of heat source center temperature with iteration number for different b_e, b_c under an input heat flux density of 24 kW/m^2(power of 60 W)

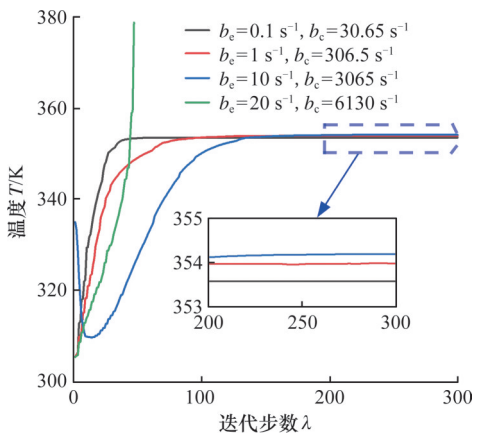


图12 40 kW/m^{2}输入热流密度(100 W功率)下不同b_e、b_c时的热源中心温度随迭代步数的变化

Fig.12 Variation of heat source center temperature with iteration number for different b_e, b_c under an input heat flux density of 40kW/m^2(power of 100 W)

图13给出了输入热流密度φ分别为8 kW/m²(P=20 W)、24 kW/m²(P=60 W)和40 kW/m²(P=100 W)三种工况下，不同的b_e和b_c初始取值时数值模型迭代至300步时的轴向等效热阻值。结果表明，当b_e、b_c初始取值分别为0.1 s^{-1}、30.65 s^{-1}时，由式(9)可知，此时气相的生成速率较低，气相对流换热占比低，传热方式主要以热传导为主，传热效率低，因此系统的轴向等效热阻较高；当b_e、b_c初始取值分别为1 s^{-1}、306.5 s^{-1}时，此时气相生成速率增大，气相对流传热占比逐渐增大，蒸发冷凝循环处于最优工作区间内，因此系统的轴向等效热阻值低；而当b_e、b_c初始取值进一步增大时，由于液态工质在中心区域发生大量气化，边缘液态工质通过毛细作用力的回流过程受阻，传热效率降低，因此轴向等效热阻增大，且此时在高输入热流密度下更易出现烧干现象，从而导致数值模型发散。此外，当b_e、b_c初始取值分别小于10 s^{-1}和3065 s^{-1}时，输入热流密度越大，相对应的等效热阻值越小，这是因为蒸发和冷凝过程未饱和，高输入热流密度下会使液膜厚度更小、蒸发更加充分，因此等效热阻更低。当b_e、b_c初始取值分别大于1 s^{-1}和306.5 s^{-1}时，不同输入热流密度下的等效热阻值差异并不明显，这是因为此时蒸发和冷凝过程已饱和，在满足数值模型收敛的条件下系统传热性能对输入热流密度的变化不再敏感。

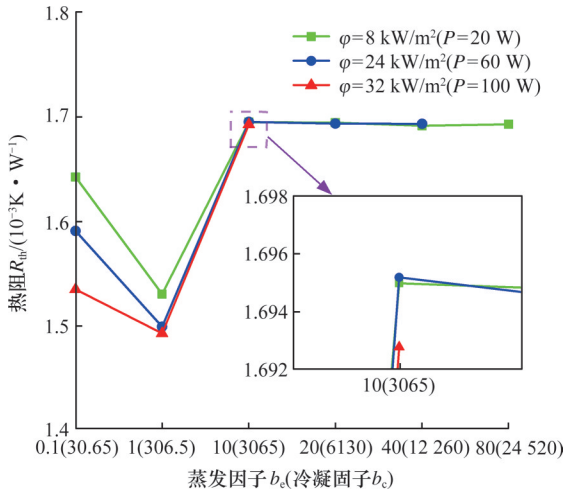


图13　不同输入热流密度下轴向等效热阻随b_e、b_c的变化

Fig.13　Variation of axial equivalent thermal resistance value with b_e, b_c under different input heat flux

值得注意的是，在40 kW/m²输入热流密度工况下，初始取值上限缩减至b_e=20 s^{-1}、b_c=6130 s^{-1}。结合图13分析可知，b_e=1 s^{-1}、b_c=306.5 s^{-1}位于该数值模型的最佳工作区间内，因此除本节算例外，其余数值模拟均在b_e=1 s^{-1}、b_c=306.5 s^{-1}的前提下进行。

2.4　稳态温度分析

图14～图16给出了在输入热流密度φ分别为8 kW/m²(P=20 W)、24 kW/m²(P=60 W)以及40 kW/m²(P=100 W)三种工况下，铝基均热板XY截面(Z=0)和ZX截面(Y=0)的温度分布云图。结果表明，铝基均热板在热源中心点处温度最高，8、24、40 kW/m²输入热流密度下最高温度分别为307.4、331.1、354.3 K，热源区域内单位长度上的温度变化量最大，随着横向距离的增大，温度逐渐降低且单位长度上的温度变化量开始减小。分析沿Z轴正方向的温度剖面可知，与热源面相比，冷凝面相对高温的区域范围有所缩减，这与均热板在实际工作中的传热表现一致。值得注意的是，热源中心区域的等温线在XY平面上的分布趋于圆形，而热源中心区域以外的等温线随着远离热源中心，其在XY平面上的曲率越来越小，这是因为均热板的长宽比导致均热板在X和Y方向上的传热能力存在差异。结合上述分析，铝基均热板的温度梯度变化幅度符合热传导与相变换热的基本规律，未出现不合理的温度跳动或异常局部热点，数值模拟温度场合理描述了均热

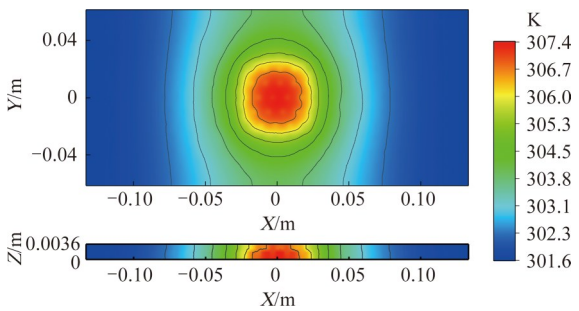


图14　8 kW/m²输入热流密度(20 W功率)下XY截面(Z=0)和ZX截面(Y=0)温度分布

Fig.14　Temperature distribution at an input heat flux of 8 kW/m² (power of 20 W) on the XY cross-section (Z=0) and ZX cross-section (Y=0)

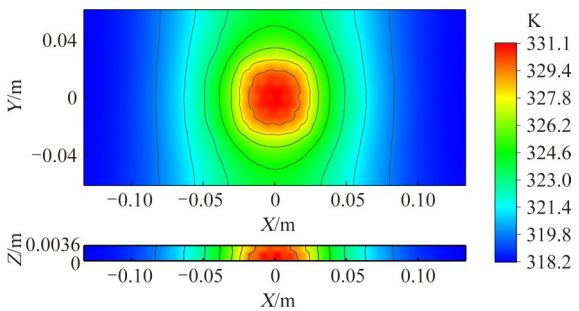


图15　24 kW/m²输入热流密度(60 W功率)下XY截面(Z=0)和ZX截面(Y=0)温度分布

Fig.15　Temperature distribution at an input heat flux of 24 kW/m² (power of 60 W) on the XY cross-section (Z=0) and ZX cross-section (Y=0)

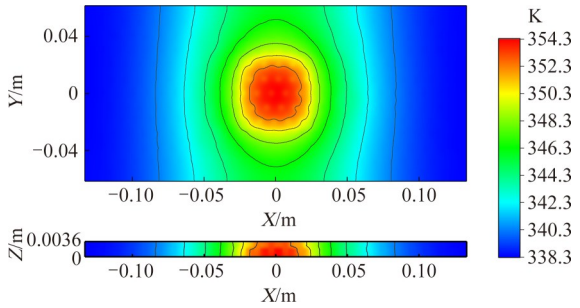


图16　40 kW/m²输入热流密度(100 W功率)下*XY*截面(*Z*=0)和*ZX*截面(*Y*=0)温度分布

Fig.16　Temperature distribution at an input heat flux of 40 kW/m²(100 W) on the *XY* cross-section(*Z*=0) and *ZX* cross-section(*Y*=0)

板在不同输入热流密度下的整体传热特性。

图17所示为不同输入热流密度下蒸发面与冷凝面的温差系数及轴向Biot数*Bi*变化规律。结果表明,随着输入热流密度的增大,蒸发面和冷凝面的温差系数Φ_T均逐渐增大,蒸发面与冷凝面的温差系数Φ_T的差距也在逐渐增大,说明在低输入热流密度下铝基均热板的横向均温性要比高输入热流密度下的横向均温性好,且冷凝面的均温性普遍比蒸发面的均温性好,这一特征在高输入热流密度下比较明显。此外,*Bi*值随输入热流密度的增大而逐渐减小,表明铝基均热板的轴向均温性随输入热流密度的增大而提高,这是因为高输入热流密度下会使液膜厚度更小、蒸发更加充分,轴向等效热阻更低,因此轴向的均温性更好。值得注意的是,尽管低输入热流密度下*Bi*值较大,但也满足*Bi*值远小于0.1的条件,因此可认为此时铝基均热板的轴向均温性依然良好。

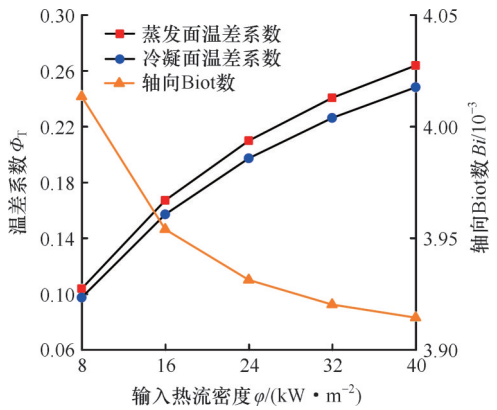


图17　不同输入热流密度下蒸发面与冷凝面温差系数及轴向Biot数变化规律

Fig.17　Variation of temperature difference coefficients on the evaporation and condensation surfaces and axial Biot number under different input heat fluxes

2.5　流动特性分析

图18~图20给出了在输入热流密度φ分别为8 kW/m²(*P*=20 W)、24 kW/m²(*P*=60 W)和40 kW/m²(*P*=100 W)三种工况下,位于*Z*=12 mm的*XY*截面内吸液芯速度分布矢量图,其中v_{max}、v_{min}分别为吸液芯的最高流速和最低流速。结果表明,8、24、40 kW/m²输入热流密度下吸液芯的v_{max}分别为6.261×10^{-4}、1.037×10^{-3}、5.186×10^{-3} m/s,且高流速区域主要集中在热源中心区域,而低流速区域则分布在边缘区域。在数值模拟中,这种分布特征的形成原因可参考式(12)。式(12)指出随着计算域靠近热源中心,其毛细半径$R_c(x)$会逐渐减小,并由式(13)可知毛细半径与

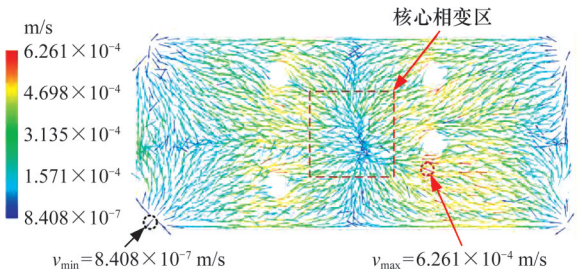


图18　8 kW/m²输入热流密度(20 W功率)下吸液芯速度矢量图(*Z*=12 mm的*XY*截面)

Fig.18　Velocity vector plot of the wick structure at an input heat flux of 8 kW/m²(power of 20 W) (*XY* cross-section at *Z*=12 mm)

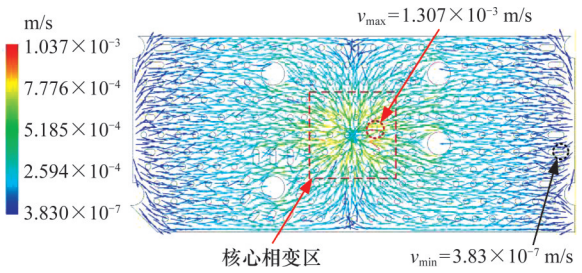


图19　24 kW/m²输入热流密度(60 W功率)下吸液芯速度矢量图(*Z*=12 mm的*XY*截面)

Fig.19　Velocity vector plot of the wick structure at an input heat flux of 24 kW/m²(power of 60 W) (*XY* cross-section at *Z*=12 mm)

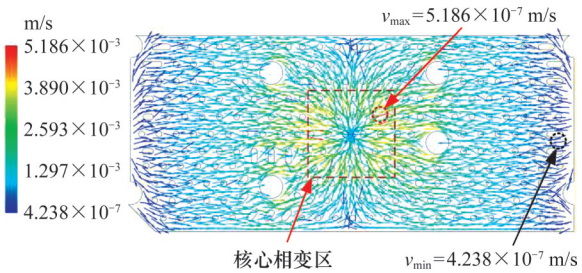


图20　40 kW/m²输入热流密度(100 W功率)下吸液芯速度矢量图(*Z*=12 mm的*XY*截面)

Fig.20　Velocity vector plot of the wick structure at an input heat flux of 40 kW/m²(power of 100 W) (*XY* cross-section at *Z*=12 mm)

毛细压力成反比，于是在压力梯度驱动下液体工质呈现由边缘向中心的定向流动，且出现中心区的流动速率高于边缘区流动速率的特征。在实验情况下热源中心区域使得液态工质剧烈蒸发，使其气液界面曲率半径减小，根据Young-Laplace方程毛细压力与曲率半径成反比，这使得毛细压力增大，热源中心区域的流速也增大。

值得注意的是，最高流速所在位置并不在热源中心点处，而是位于热源中心点附近区域。这是因为热源中心点处是热量集中点，液态工质在此发生相变的程度剧烈。同时，由于通过毛细力驱动的液态工质是从四周向中心回流的，工质在热源中心处汇集后其速度会被相互抵消，因此该点速度较慢。与输入热流密度为24、40 kW/m^{2}时相比，在8 kW/m^{2}输入热流密度下最高流速所在位置与热源中心点的距离更远，这是因为低输入热流密度下液态工质进行相变的量相对较少，从而会滞留在吸液芯内影响工质的流动速度，导致流速分布的规律性不强，距离热源中心点较远。综合上述分析，吸液芯速度矢量数值模拟结果合理描述了铝基均热板内部工质流动特性，且符合经典毛细驱动流动理论。

3　结论

1)数值模拟温度和实验温度的变化趋势一致，最大绝对误差为4.44 K，最大相对误差为10.5%，相比文献[24]，本文数值模型的最大绝对误差减小了4.66 K，最大相对误差减小了8.8%，验证了构建的数值模型较为准确，较好地还原了铝基均热板在实际工况下的传热特性。

2)基于密度法动态关联了蒸发因子b_e和冷凝因子b_c，研究发现b_e和b_c的初始取值会影响系统的迭代稳定性。b_e和b_c的初始取值上限与最大可输入热流密度之间存在显著的反比关系。当b_e、b_c初始取值分别为1 s^{-1}、306.5 s^{-1}时，蒸发冷凝循环处于最优工作区间内，系统轴向等效热阻较低。在满足数值模型收敛的条件下，当b_e和b_c初始取值越大时，在不同输入热流密度下迭代至300步的等效热阻值的差异越不明显。当蒸发和冷凝未饱和时，输入热流密度越大，铝基均热板的轴向等效热阻值越小。

3)温度场分布图结果表明，铝基均热板在热源中心点处温度最高，热源中心区域温度梯度大，边缘区域温度梯度小。随着远离热源中心区域，等温线曲率逐渐减小。温差系数曲线结果表明，铝基均热板横向均温性随输入热流密度的增大而降低，冷凝面的均温性普遍比蒸发面的均温性好。Biot曲线结果表明，铝基均热板轴向均温性随输入热流密度的增大而提高。

4)铝基均热板热源中心区域为高流速工质主要集中区域，低流速区域主要分布在边缘区域，最高流速所在位置并不在热源中心点处，而是位于热源中心点附近区域，且在低输入热流密度下流速分布的规律性不强。吸液芯速度矢量结果合理描述了铝基均热板内部工质的流动特性。

参考文献：

[1] XU Yunchao, CHEN Qun. Minimization of Mass for Heat Exchanger Networks in Spacecrafts Based on the Entransy Dissipation Theory [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(19/20): 148-5156.

[2] 汤勇，孙亚隆，郭志军，等. 电机散热系统的研究现状与发展趋势[J]. 中国机械工程，2021，32(10)：1135-1150.
TANG Yong, SUN Yalong, GUO Zhijun, et al. Development Status and Perspective Trend of Motor Cooling System [J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(10): 1135-1150.

[3] 辛佳琦，万长东，朱珠. 动力电池液冷板换热技术研究现状[J]. 电源技术，2024，48(10)：1901-1907.
XIN Jiaqi, WAN Changdong, ZHU Zhu. Research Status of Heat Transfer Technology of Liquid Cooling Plate of Power Battery [J]. Chinese Journal of Power Sources, 2024, 48(10): 1901-1907.

[4] 曾俊雄，熊飞，朱林培，等. 液冷和冷媒直冷动力电池包冷却性能数值分析[J]. 汽车工程学报，2020，10(6)：436-442.
ZENG Junxiong, XIONG Fei, ZHU Linpei, et al. Numerical Analysis on Performance Comparison of Liquid Cooling and Phase Change Cooling for Lithium-ion Battery Pack [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2020, 10(6): 436-442.

[5] ZHOU Feng, ZHOU Guohui, ZHOU Jingzhi, et al. A Novel Ultra-thin Vapor Chamber With Radial-gradient Hierarchical Wick for High-power Electronics Cooling[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2023, 183: 107896.

[6] BILASKAR R, RAMAMOORTHY S, KRISHNAN S. Heat Transfer and Acoustics Investigation of a Piezoelectric Fan-porous Finned Heat Sink System in the Presence of Channel Flow [J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2025, 65: 103851.

[7] GUO Kesheng, WU Shuai, HUANG Lei, et al. Novel Diamond and Ta-C Composite Coatings for Efficient Heat Dissipation in GaN Semiconductor Devices[J]. Surface & Coatings Technology, 2025, 497: 131784.

[8] CHEN Gong, YAN Caiman, YIN Shubing, et al. Vapor-liquid Coplanar Structure Enables High Thermal Conductive and Extremely Ultrathin Vapor Chamber [J]. Energy, 2024, 301: 131689.

[9] LAN Hongxiang, BAI Lizhan, FU Jingwei, et al. Experimental Study on the Thermal Performance of a Novel Vapor Chamber Manufactured by 3D-printing Technology [J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2024, 55: 102989.

[10] ZHANG Shiwei, LIU Hang, SHAO Changkun, et al. High Performance Ultra-thin Vapor Chamber by Reducing

Liquid Film and Enhancing Capillary Wicking [J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 245: 122813.
[11] 徐增光，彭毅，焦会馨. 仿叶脉均热板的传热性能实验研究 [J]. 航天器环境工程，2023，40(3)：226-232.
XU Zengguang, PENG Yi, JIAO Huixin. Experimental Study on Heat Transfer Performance of Bionic Vein Vapor Chamber [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2023, 40(3): 226-232.
[12] 王宙，银了飞，丁艺，等. 具有梯度结构吸液芯的均热板传热特性 [J]. 工程热物理学报，2023，44(2)：532-539.
WANG Zhou, YIN Liaofei, DING Yi, et al. The Heat Transfer Characteristics of Vapor Chambers with Gradient Structured Wicks [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2023, 44(2): 532-539.
[13] WANG Xiaoyuan, ZHU Yuezhao, WANG Yinfeng. Development of Pressure-based Phase Change Model for CFD Modelling of Heat Pipes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 145: 118763.
[14] DENG Wenhao, TU Min, LIU Lie, et al. Investigating the Mechanisms of Thermal Resistance Changes in a Vapor Chamber: a Combined Experimental and Simulation Approach [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 265: 125406.
[15] ZHENG Shaobin, HU Yanxin, YAN Yibo, et al. Study on the Thermal Performance of Pulmonary Vascular-inspired Grooved Vapor Chamber [J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 242: 122545.
[16] WIRIYASART S, NAPHON P. Transient Thermal Performance of Constant Fill Ratio Vapor Chamber with Different Coolants: Papers [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2021, 16(2): JTST0028.
[17] PATANKAR G, WEIBEL A J, GARIMELLA V S. On the Transient Thermal Response of Thin Vapor Chamber Heat Spreaders: Optimized Design and Fluid Selection [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 148: 119106.
[18] LI Cong, JIAN Qifei. Influences of Copper Columns on Thermal Hydraulic Performance of the Vapor Chamber [J]. Heat and Mass Transfer, 2019, 55(11): 3065-3075.
[19] WANG Qinghui, ZHAO Hao, XU Zhijia, et al. Numerical Analysis on the Thermal Hydraulic Performance of a Composite Porous Vapor Chamber with Uniform Radial Grooves [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 142: 118458.
[20] LU Longsheng, LIAO Huosheng, LIU Xiaokang, et al. Numerical Analysis on Thermal Hydraulic Performance of a Flat Plate Heat Pipe with Wick Column [J]. Heat and Mass Transfer, 2015, 51(8): 1051-1059.
[21] CARBAJAL G, SOBHAN B C, PETERSON P G. Numerical Study of Heat Pipe Heat Spreaders with Large Periodic Heat Input [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2012, 20(4): 835-841.
[22] CARBAJAL G, SOBHAN B C, PETERSON P G, et al. Thermal Response of a Flat Heat Pipe Sandwich Structure to a Localized Heat Flux [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(21/22): 4070-4081.
[23] KAYA T, GOLDAK J. Three-dimensional Numerical Analysis of Heat and Mass Transfer in Heat Pipes [J]. Heat and Mass Transfer, 2007, 43(8): 775-785.
[24] RAHMATULLAH Y, WEN T. Lee Model Based Numerical Scheme for Steady Vapor Chamber Simulations [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 201: 123636.
[25] 唐永乐. 基于丝网型吸液芯的超薄热管传热特性研究 [D]. 广州：华南理工大学，2020.
TANG Yongle. Research on Heat Transfer Characteristics of Ultra-thin Heat Pipes Based on Screen Mesh Wick. [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2020.
[26] SUDHAKAR S, WEIBEL J A, GARIMELLA S V. A Semi-empirical Model for Thermal Resistance and Dryout during Boiling in Thin Porous Evaporators Fed by Capillary Action [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 181: 121887.
[27] WANG Yinfeng, WANG Xiaoyuan, CHEN Haijun, et al. A Combined CFD/Visualized Investigation of Two-phase Heat and Mass Transfer inside a Horizontal Loop Thermosiphon [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 112: 607-619.
[28] THUCHAYAPONG N, NAKANO A, SAKULCHANGSATJATAI P, et al. Effect of Capillary Pressure on Performance of a Heat Pipe: Numerical Approach with FEM [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 32: 93-99.
[29] JAMIL M A, SHAHZAD M W, XU B B, et al. Energy-efficient Indirect Evaporative Cooler Design Framework: Experimental and Numerical Study [J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 140: 103022.
[30] 汪维伟，黄昕之，赵福云，等. 基于叶脉仿生的散热均热板性能研究 [J]. 航天器环境工程，2021，38(2)：138-147.
WANG Weiwei, HUANG Xinzhi, ZHAO Fuyun, et al. The Performance of Vapor Chamber Based on Leaf-vein-like Structure for Heat Dissipation. [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2021, 38(2): 138-147.
[31] ZHANG Shiwei, HUANG Haoyi, BAI Jingjing. et al. Experimental Investigation on Ultra-thin Vapor Chamber with Composite Wick for Electronics Thermal Management [J]. Micromachines, 2024, 15(5): 627.
[32] AHMED H E, ALI ALJUBURY I M, FARHAN A A, et al. A New Microchannel Heat Sink Design Using Porous Media Inserts [J]. Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 2022, 16(2): 225-245.
[33] KANG S W, TSAI M C, WENG M, et al. Development of Thermal Spreading Technology Nowadays [J]. Engineering, Environment Science, 2009: 33936527.

（编辑　胡佳慧）

作者简介：张仕伟，男，1988年生，教授。研究方向为高效相变传热技术。E-mail：swzhang@scut.edu.cn。**邵常焜***（通信作者），男，1997年生，博士。研究方向为高效相变传热技术。E-mail：mesck@mail.scut.edu.cn。

本文引用格式：
张仕伟，吴炜华，邵常焜，等. 铝基均热板数值研究与传热传质机理分析[J]. 中国机械工程，2026，37(11)：2754-2764.
ZHANG Shiwei, WU Weihua, SHAO Changkun, et al. Numerical Study and Analysis of Heat and Mass Transfer Mechanisms for Aluminum-based Vapor Chambers [J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(11): 2754-2764.