

文章编号: 1006-3080(2026)03-0449-08

DOI: 10.14135/j.cnki.1006-3080.20250910001

基于场协同原理的泡沫金属热沉换热强化

张力元, 赖焕新

(华东理工大学机械与动力工程学院, 上海 200237)

摘要: 泡沫金属是一种优良的传热材料, 可结合多种换热手段实现强化传热。为了阐明泡沫金属热沉的强化传热机理, 本文基于场协同原理研究了泡沫金属热沉对冲击射流换热效果的影响, 并通过数值模拟分析了结构参数对微通道泡沫金属翅片热沉传热性能的作用。协同角分析表明, 二次再循环涡流是泡沫金属影响流场和温度场变化的主要原因, 特征数方程印证了泡沫金属孔隙参数的影响规律。努塞尔数的增大和协同角的减小表明, 流场和温度场分布均匀的换热结构可实现更强的热量传递。

关键词: 强化传热; 泡沫金属; 场协同; 努塞尔数; 热沉

中图分类号: V211

文献标志码: A

随着电子元件日趋小型化, 高性能电子设备中电阻增加而散热空间减小, 造成设备温度升高^[1]。当超过极限温度后, 芯片可靠性随温度升高而降低^[2], 电子设备失效风险随之增大。因此, 开展电子器件热管理研究, 设计并优化热沉散热, 对保障电子设备安全运行、合理高效利用能源具有重要意义。

泡沫金属是一种低密度、高强度的蜂窝状多孔金属材料, 具有质量轻和比表面积大的特点, 是理想的传热材料。泡沫金属热沉作为一种被动冷却技术, 在电子元件的传热控制^[3-5]中得到广泛应用。

为满足实际生产中不断增长的换热需求, 研究泡沫金属热沉换热效率提升的可行性方案迫在眉睫, 采用被动与主动结合的冷却技术是一种有效方案。冲击射流是一种主动冷却技术, 通过将流体喷射到工作表面, 可在局部地区产生强烈的换热冷却效果^[6-7]。Jeng 等^[8]对受限狭缝射流作用下的泡沫金属展开实验研究, 结果表明添加铝泡沫后冲击射流的努塞尔数可提高 3~5 倍。泡沫金属热沉与冲击射流组合冷却的强化换热效果主要受泡沫金属孔隙参数的影响。文献 [9-11] 对底壁添加多孔介质的受限冲击射流开展了系列工作, 分析了达西数、流体层高度、固

体与流体导热系数比对冲击射流换热的影响。Bianco 等^[12]的数值模拟表明, 相较于孔隙率 0.978 的铝泡沫, 孔隙率低至 0.900 的同类泡沫金属可令冲击射流努塞尔数提升 55%。然而, 现有研究在泡沫金属孔隙参数对流场与温度场相互作用的解释方面较为模糊, 泡沫金属热沉的强化传热机理仍有待深入研究。

除了引入主动冷却技术, 对泡沫金属热沉进行结构改进亦可实现高效换热。微通道热沉在微小体积内具有较大的传热面积, 它作为一种高效的被动冷却技术得到了广泛应用^[13-15]。Chen 等^[16]对比歧管多孔翅片微通道热沉与固体翅片, 发现热阻可下降 19.8%。采用泡沫金属代替固体翅片的微通道泡沫金属翅片热沉可有效强化换热, 其传热性能受结构参数影响。Bayrak 等^[17]发现开槽圆柱翅片中泡沫金属填充槽高度和厚度的增加可使努塞尔数得到提升。Fathi 等^[18-19]提出一种可改善热工性能的半多孔翅片微通道热沉结构, 在泡沫金属高度比为 0.5 时该结构热阻比固体翅片低 11.12%。现有研究多采用热阻指导换热结构优化, 但该评价指标难以解释流场与温度场的关联性, 不利于基于强化传热原理的结构优化设计。

收稿日期: 2025-09-10

作者简介: 张力元(2001—), 女, 河北人, 硕士生, 主要研究方向为计算流体力学。E-mail: 1210662946@qq.com

通信联系人: 赖焕新, E-mail: hlai@ecust.edu.cn

引用本文: 张力元, 赖焕新. 基于场协同原理的泡沫金属热沉换热强化 [J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2026, 52(3): 449-456.

Citation: ZHANG Liyuan, LAI Huanxin. Enhanced Heat Transfer in Metal Foam Heat Sinks Based on Field Synergy Principles[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2026, 52(3): 449-456.

与分别研究流场与温度场不同,场协同原理关注流场与温度场的相互作用,采用协同角将这种相互作用量化为一个新的物理场,可进一步探讨泡沫金属热沉强化传热机理,并可指导换热结构的优化分析。本文采用场协同原理,结合不同孔隙参数与结构参数的流动换热应用,介绍流场与温度场协同性在强化传热中的表现,从而指导泡沫金属热沉的换热强化设计。

1 研究对象与方法

1.1 物理模型

本文基于以下两种应用方案进行场协同分析:泡沫金属结合冲击射流冷却 (IMP)、微通道泡沫金属翅片热沉 (MHS)。在 IMP 方案中,如图 1(a) 所示,空气垂直冲击水平放置的泡沫金属热沉,狭缝喷嘴宽度 $H_{\text{IMP}}/B = 2.6$,泡沫金属热沉厚度 $h/H_{\text{IMP}} = 0.5$ 。在 MHS 方案中,水沿 x 方向流过固体翅片中部分填充泡沫金属的微通道热沉,热沉长度 $L = 60 \text{ mm}$,翅片高度 $H = 1.2 \text{ mm}$ 。泡沫金属填充结构如图 1(b) 和 1(c) 所示,填充宽度 $w = 0.15 \text{ mm}$,填充高度 a 满足如下条件, $2a + 3b = H$ 。由于几何结构与流动问题的对称性,选择局部计算域进行数值分析。

IMP 方案采用不同孔隙率的一组铝泡沫金属^[20],

其孔隙参数如表 1 中 IMP-1、IMP-2 和 IMP-3 所示。MHS 方案采用和固体翅片相同材料的铜泡沫金属^[21],其孔隙参数如表 1 中 MHS 所示。表 1 中 ε 为泡沫金属孔隙率, K 为渗透率。

1.2 数学模型

为简化计算,假设如下:(1) 流体为不可压缩、湍流、稳态流动;(2) 泡沫金属为均匀、各向同性;(3) 泡沫金属中流体和固体为局部热平衡。基于 Darcy-Forchheimer 模型以及质量、动量和能量守恒定律,控制方程如下:

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U} = -\varepsilon \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{U} - \frac{\varepsilon \mu}{K} \mathbf{U} - \frac{\varepsilon \rho C_F}{\sqrt{K}} |\mathbf{U}| \mathbf{U} \quad (2)$$

$$\rho c_p \mathbf{U} \cdot \nabla T = [\varepsilon \lambda_f + (1 - \varepsilon) \lambda_s] \nabla^2 T \quad (3)$$

其中, λ_f 为流体导热系数, λ_s 为固体导热系数, C_F 为 Forchheimer 惯性系数, $\mathbf{U}$ 为流体速度, p 为流体静压, T 为流体温度, ρ 为流体密度, μ 为流体动力黏度, c_p 为流体定压比热容。

采用 SST $k-\omega$ 湍流模型,并添加低雷诺数修正,以增强近壁处理。 k 和 ω 的求解方程如下:

$$\rho \mathbf{U} \cdot \nabla k = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla^2 k + G_k - Y_k \quad (4)$$

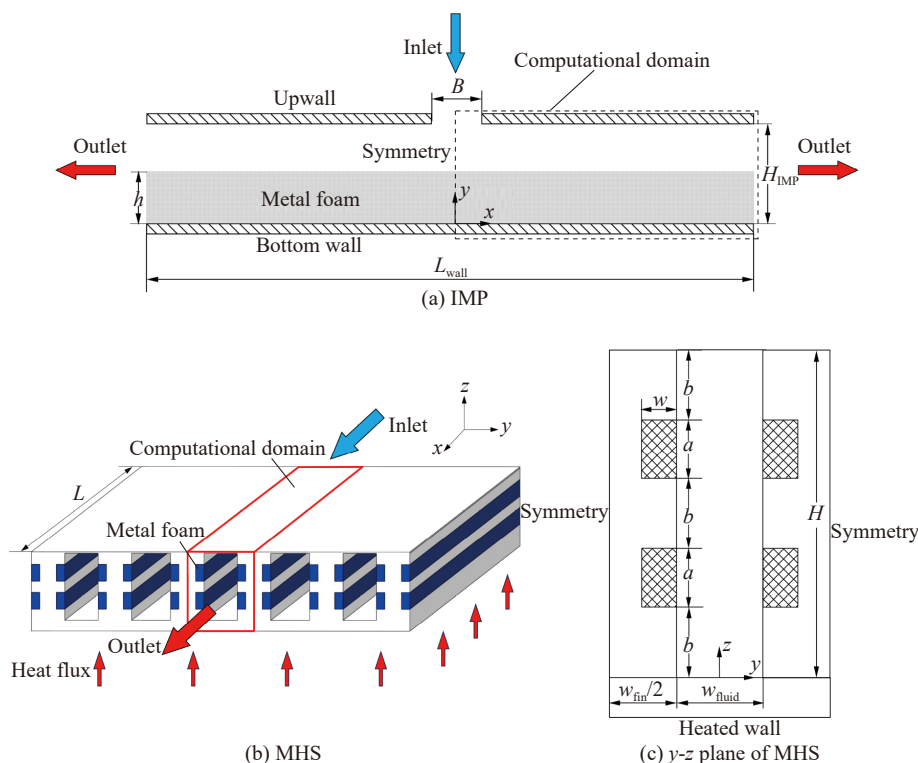


图 1 泡沫金属热沉的应用方案

Fig. 1 Application solutions for metal foam heat sinks

表1 泡沫金属孔隙参数

Table 1 Pore properties of metal foam

Metal foam	ε	K/m^2
IMP-1	0.920	5.1×10^{-8}
IMP-2	0.850	1.6×10^{-8}
IMP-3	0.770	7.3×10^{-9}
MHS	0.900	7.4×10^{-10}

$$\rho \mathbf{U} \cdot \nabla \omega = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla^2 \omega + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (5)$$

其中, μ_t 为湍流黏度, σ_k 和 σ_ω 为湍流普朗特数, G_k 和 G_ω 为湍流产生项, Y_k 和 Y_ω 为湍流耗散项, D_ω 为交叉扩散项。

在 IMP 方案中, 进口温度为 309.1 K, 泡沫金属热沉基底温度为 347.6 K。在 MHS 方案中, 进口温度为 298 K, 热沉基底热通量为 $5 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ 。采用速度入口和压力出口边界条件, 其余边界均为绝热壁面。

求解器采用 Fluent 软件, 压力速度耦合采用 SIMPLE 算法, 梯度项求解采用最小二乘法, 动量和能量项离散采用二阶迎风格式, 残差小于 10^{-5} 时计算各项残差, 当残差不再随迭代改变时, 认为计算收敛。

在工程实验中, 为获得具有普遍意义的换热规律, 常基于相似原理开展分析。努塞尔数作为对流

换热问题的相似准则数, 定义如下:

$$Nu = \frac{D_h q}{\lambda_f (T - T_{in})} \quad (6)$$

其中, D_h 为水力直径, q 为热通量, T_{in} 为入口温度。

采用冲击射流及微通道热沉算例进行算法验证。按文献相同工况计算了在无多孔覆层^[22]和添加多孔覆层^[23]情况下努塞尔数沿冲击射流底板的分布情况, 图 2(a) 表明努塞尔数分布整体趋势吻合良好, 仅在二次峰位置存在偏差。努塞尔数二次峰的准确模拟一直是数值计算的难题^[24], 在雷诺时均模拟方法中, 由于 Boussinesq 涡黏假设的各向同性, 冲击射流中的多尺度特性被抹平, 这造成了二次峰位置的偏移。图 2(b) 对比了不同翅片宽度与流体宽度比时 Fathi 等^[18] 固体翅片和多孔翅片的微通道热沉热阻, 计算最大误差小于 6%, 在合理范围内。以上结果均证明本文采用的计算方法正确可行。

为获得网格无关的数值解, 本文采用 3 组均匀网格 (I、II、III) 分别计算 IMP 方案下泡沫金属热沉基底的平均努塞尔数, 以及 MHS 方案下微通道泡沫金属翅片热沉基底平均温度随网格数的变化规律, 如表 2 和表 3 所示。IMP 网格 II 的平均努塞尔数和 MHS 网格 II 的平均温度与网格 III 相比均小于 0.1%, 证明已经达到网格无关性要求。

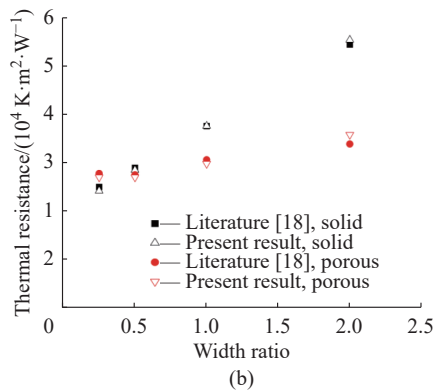
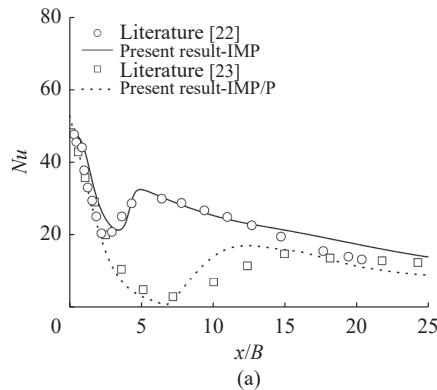


图2 算法验证

Fig. 2 Verification of algorithm

表2 IMP 网格无关性验证

Table 2 Grid independent verification of IMP

Grid	Number	Nu
I	0.8×10^5	19.985
II	2.5×10^5	19.999
III	3.6×10^5	20.011

1.3 场协同原理

将能量方程在热边界层内积分^[25], 并进行量纲

为一运算, 可得:

$$Nu = RePr \int_0^1 (\mathbf{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y} = RePr \int_0^1 (|\mathbf{U}| |\nabla \bar{T}| \cos \beta) d\bar{y} \quad (7)$$

其中, Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数; β 为协同角, 定义为速度与温度梯度的夹角。

在有回流的椭圆型流动中, 以流过后台阶的二维流动为例^[26], 将能量方程积分可得:

$$\iint \rho c_p (\mathbf{U} \cdot \nabla T) dx dy = \int_{A'} \mathbf{n} \cdot \lambda \nabla T dS + \int_{B'} \mathbf{n} \cdot \lambda \nabla T dS \quad (8)$$

表 3 MHS 网格无关性验证

Table 3 Grid independent verification of MHS

Grid	Number	T/K
I	0.6×10^6	301.498
II	2.1×10^6	301.448
III	2.6×10^6	301.452

其中, A' 为计算域的固体边界, B' 为计算域的流体边界, λ 为导热系数, S 为计算域边界。在式 (8) 中, 等号左边表示由流体流动传递的热量, 等号右边第 1 项为对流换热热量, 第 2 项为由流体导热传递的热量。与流体流动传递的热量相比, 流体导热可忽略不计。因此, 协同角是对流换热的主要影响因素。实际上, 无论是抛物型流动还是椭圆型流动, 协同角均可用于强化传热效果的评定。

努塞尔数是热量传递强烈程度的评价指标, 获得努塞尔数较大的技术方案是泡沫金属热沉强化传热的目标。式 (7) 表明, 实现强化传热的一种有效方法是增大 $\cos\beta$, 其本质是提高速度场与温度梯度场的协同性。协同角是流体流动对热量传递促进作用的评价指标。协同角越小, 速度与温度梯度协同性越好, 努塞尔数越大, 换热效果越强。

2 结果与讨论

2.1 泡沫金属热沉与冲击射流组合冷却效果

图 3 示出了 IMP 方案中流场随泡沫金属孔隙参数的变化情况。IMP-0 为无泡沫金属热沉的冲击射流算例, IMP-1, IMP-2 和 IMP-3 为泡沫金属热沉与冲击射流组合冷却算例。在自由射流区与反向流动区之间生成再循环涡流 A, 反向流动区的流体到达上壁板后方向偏转形成贴壁射流区。由于上层流道通畅, 流体可流动扩散至泡沫金属界面。受泡沫金属的阻碍, 泡沫金属层中反向流动区流体速度小于上层流道。当泡沫金属层中流体流出泡沫金属时, 上层流道已经发展为贴壁射流区。在两层流体速度差的作用下, 流体发生掺混, 最终在泡沫金属热沉界面的贴壁射流区处生成二次再循环涡流 B。由图 3 可知, 在 IMP-1, IMP-2 和 IMP-3 算例中, 二次再循环涡流 B 的发生位置逐渐靠近射流入口。泡沫金属孔隙率和渗透率的减小导致冲击后 x 方向流动阻力的增大, 这是基于泡沫金属结构的解释。

图 4 示出了泡沫金属孔隙参数对 IMP 温度分布的影响。在反向流动区、贴壁射流区和二次再循环涡流 B 之间存在一个局部高温区。图 4 表明, 在

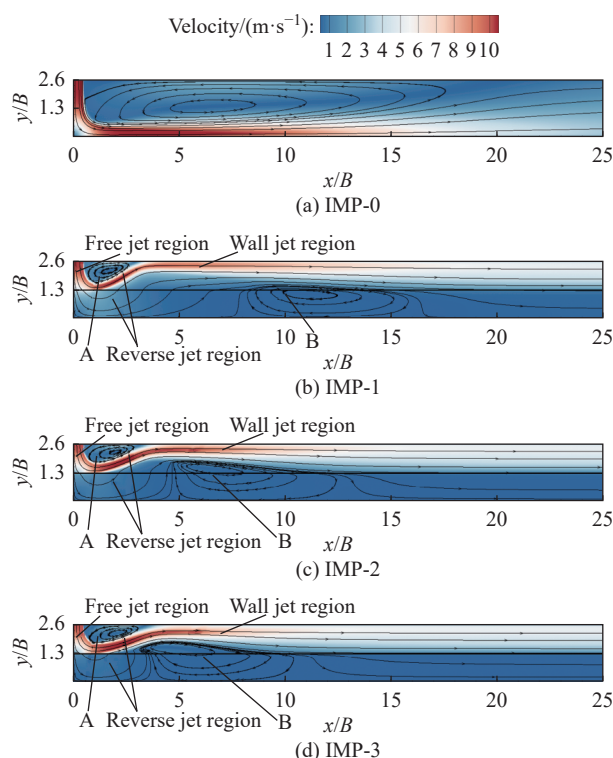


图 3 泡沫金属孔隙参数对 IMP 流场分布的影响

Fig. 3 IMP flow field with different metal foam pore parameters

IMP-1, IMP-2 和 IMP-3 算例中, 局部高温区范围逐渐缩小。结合流动情况可知, 二次再循环涡流 B 位置前移导致冲击后流体局部温度降低, 造成了局部高温区范围的缩小。

速度场与温度场的分析已初步体现了流场与温度场的相互作用, 协同角可进一步量化这种关联, 从而得出泡沫金属热沉的强化换热机理。图 5 示出了泡沫金属孔隙参数对 IMP 协同角分布的影响。由场协同原理可知, 协同角小的位置的速度与温度梯度协同性好, 换热效果强烈。图 5 表明, 泡沫金属热沉中协同角小的位置与二次再循环涡流 B 的位置相吻合, 这说明二次再循环涡流可提高流场与温度场的协同性, 泡沫金属热沉强化传热的原因可归结为二次再循环涡流对流场与温度场的改变。协同角反映了流体流动方向与热量传递方向的匹配程度。为提高流体流动的换热效率, 流体应尽可能垂直穿过等温面, 而不是在等温面上流动。因此流动方向应尽量沿温度梯度方向, 这在场协同原理中表示为协同角接近零时对流换热效果增强。泡沫金属的存在令流场发生了重构, 泡沫金属层和上层流道中流体速度的差异产生了二次再循环涡流 B, 这改变了流体的流动方向, 因此在靠近下壁板处流体能再次垂直于等温面流动, 从而实现强化换热的效果。

图 6 示出了泡沫金属孔隙参数对 IMP 努塞尔数

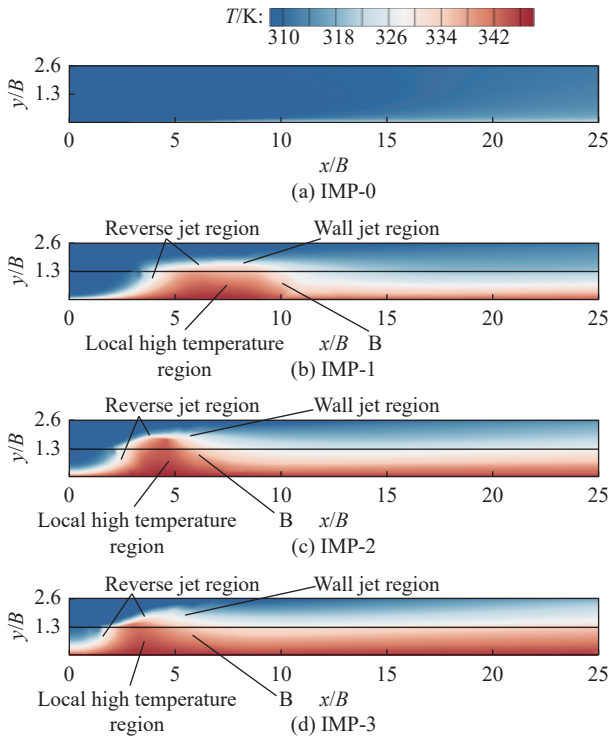


图4 泡沫金属孔隙参数对IMP温度分布的影响

Fig. 4 IMP temperature distribution with different metal foam pore properties

的影响。可以看出,不同雷诺数条件下,在IMP-1, IMP-2和IMP-3算例中,努塞尔数均逐渐增大,表明采用孔隙率和渗透率小的泡沫金属可实现更好的换热效果。表4示出了泡沫金属孔隙参数对特征数方程系数 m 、 n 的影响。在IMP-1, IMP-2和IMP-3算例中,幂指数 n 逐渐接近1。特征数方程幂指数印证了泡沫金属孔隙参数的影响规律。

场协同原理表明,孔隙率和渗透率小的泡沫金属更有利于强化传热。从流场与温度场的关联性解释为二次再循环涡流前移提高了速度与温度梯度的协同性,在性能指标上表现为努塞尔数增大及其特征数方程幂指数趋近于1。

2.2 微通道泡沫金属翅片热沉结构优化研究

场协同原理可用于指导泡沫金属热沉结构的强化换热设计。MHS-0为固体翅片微通道热沉算例, MHS-1, MHS-2和MHS-3为微通道泡沫金属翅片热沉算例。图7和图8分别示出了MHS方案中 x 为50 mm截面处速度场和温度场随填充高度的变化情况。在MHS-1, MHS-2和MHS-3中,泡沫金属填充高度依次增大,分别为0.240、0.300、0.525 mm。由图可知,填充高度增大时,流体速度和热沉温度降低,翅片界面处速度和温度变化趋于平缓,速度场和温度场分布更均匀。

图9示出了填充高度对MHS努塞尔数的影

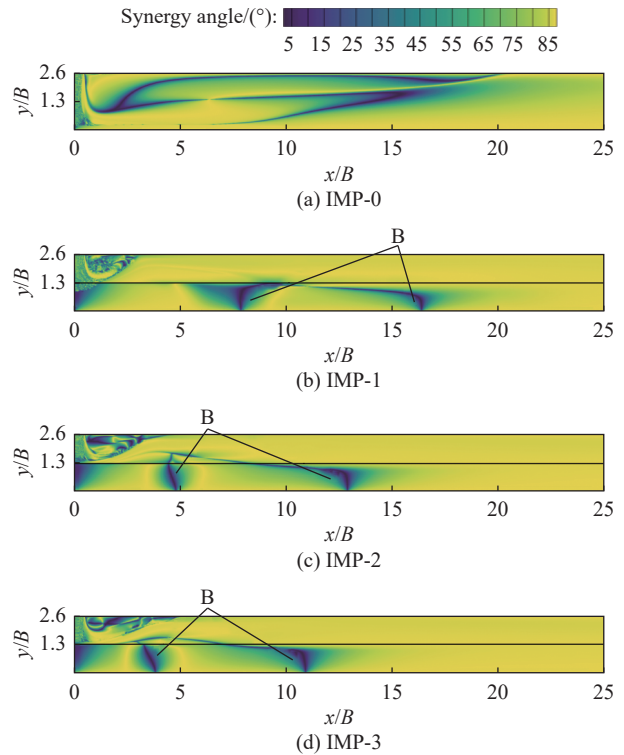


图5 泡沫金属孔隙参数对IMP协同角分布的影响

Fig. 5 IMP synergy angle distribution with different metal foam pore properties

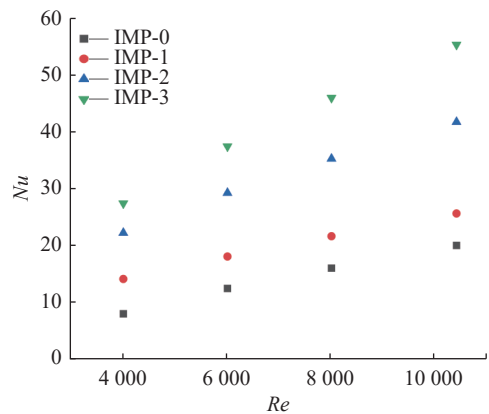


图6 泡沫金属孔隙参数对IMP努塞尔数的影响

Fig. 6 IMP Nusselt number with different metal foam pore properties

表4 泡沫金属孔隙参数对IMP特征数方程系数的影响

Table 4 IMP characteristic number equation coefficients with different metal foam pore properties

Metal foam	m	n	$R^2/\%$
IMP-1	0.074	0.63	99.97
IMP-2	0.095	0.66	99.97
IMP-3	0.065	0.73	99.93

响。可见努塞尔数与填充高度呈正相关,这表明增大填充高度可提高热沉整体协同性,从而增强换热效果。

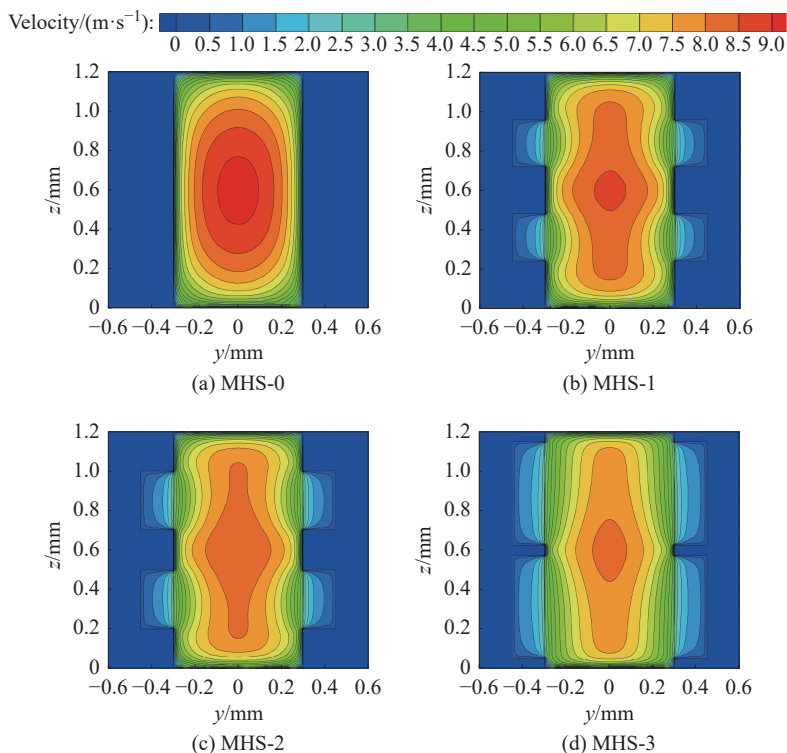


图 7 填充高度对 MHS 速度分布的影响

Fig. 7 MHS velocity distribution with different filling heights

图 10 示出了填充高度对协同角的影响。由图 10 可知, 填充高度增加时协同角减小, 这表明在填充高度大的泡沫金属热沉结构中, 速度与温度梯度协同性强。与图 9 对比发现, 努塞尔数增大与协同角减小

所对应的填充高度情况一致, 均说明填充高度增大的热沉结构具有更强烈的换热效果。

由场协同原理可知, 泡沫金属热沉结构的换热性能随填充高度增大而提高。在流场与温度场的关

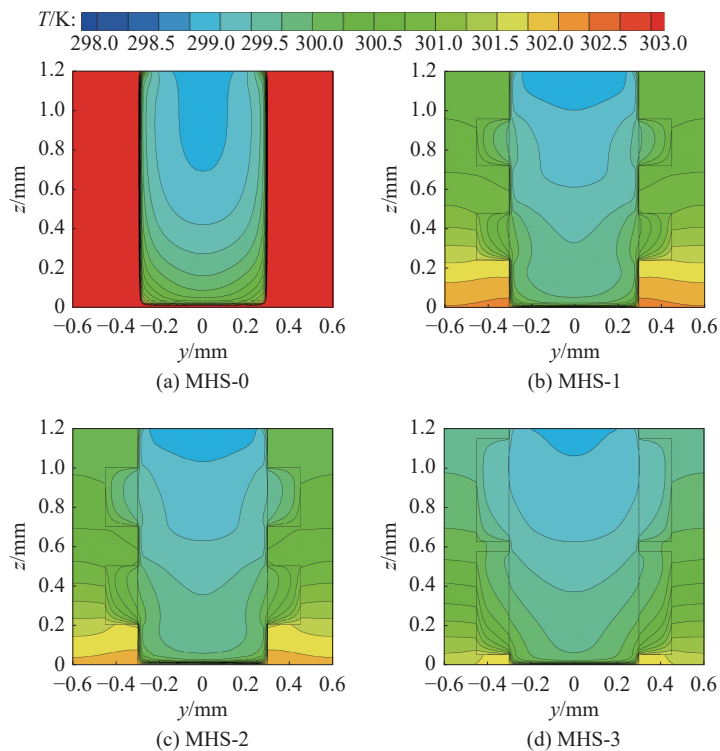


图 8 填充高度对 MHS 温度分布的影响

Fig. 8 MHS temperature distribution with different filling heights

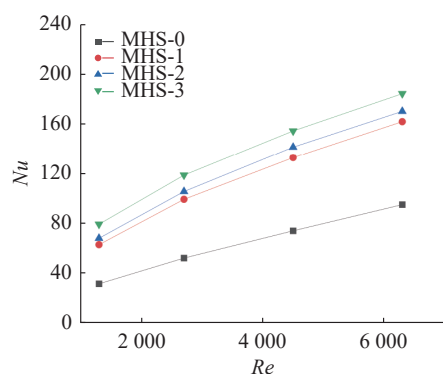


图9 填充高度对MHS努塞尔数的影响

Fig. 9 MHS Nusselt number with different filling heights

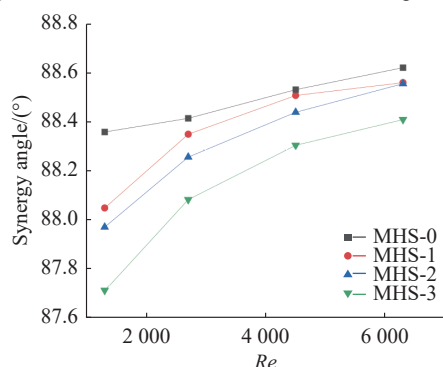


图10 填充高度对MHS协同角的影响

Fig. 10 MHS synergy angle with different filling heights

联性上表现为分布更均匀的速度场和温度场,评价指标表现为努塞尔数增大和协同角减小。

3 结 论

(1) 场协同原理可量化速度与温度梯度的协同性,基于流场与温度场的关联性解释泡沫金属影响换热效果的原因。协同角分析表明,二次再循环涡流的前移,增强了泡沫金属在孔隙率和渗透率较小时的换热效果。二次再循环涡流的产生改变了流体流动方向,使流体再次垂直等温面流动,提高了流体流动方向与热量传递方向的匹配程度。提高速度场与温度场的均匀性可使泡沫金属热沉具有更好的换热性能。

(2) 基于场协同原理的评价指标可指导泡沫金属热沉的优化设计。在选择孔隙参数时,应采用令特征数方程幂指数趋近于1的泡沫金属。泡沫金属热沉的结构优化应以增大努塞尔数和减小协同角为目标。

参考文献:

[1] KASHKULI S, MAHJOOB S, VAFAI K. Numerical analysis of liquid jet impingement through confined

uniform cooling channels employing porous metal foams[J]. *Transport in Porous Media*, 2025, 152(2): 1-24.

- [2] AHMED H E, SALMAN B H, KHERBEET A S, *et al.* Optimization of thermal design of heat sinks: A review[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 118: 129-153.
- [3] ALFELLAG M A, AHMED H E, JEHAD M G, *et al.* Assessment of heat transfer and pressure drop of metal foam-pin-fin heat sink[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021, 170: 107109.
- [4] IZADI A, SIAVASHI M, RASAM H, *et al.* MHD enhanced nanofluid mediated heat transfer in porous metal for CPU cooling[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 168: 114843.
- [5] ZHANG Y, LONG E, ZHANG M. Experimental study on heat sink with porous copper as conductive material for CPU cooling[J]. *Materials Today: Proceedings*, 2018, 5(7): 15004-15009.
- [6] EKKAD S V, SINGH P. A modern review on jet impingement heat transfer methods[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2021, 143(6): 064001.
- [7] UDDIN N, KEE P T W, WEIGAND B. Heat transfer by jet impingement: A review of heat transfer correlations and high-fidelity simulations[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024: 124258.
- [8] JENG T M, TZENG S C. Experimental study of forced convection in metallic porous block subject to a confined slot jet[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2007, 46(12): 1242-1250.
- [9] GRAMINHO D R, de LEMOS M J S. Laminar confined impinging jet into a porous layer[J]. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2008, 54(2): 151-177.
- [10] de LEMOS M J S. Turbulent impinging jet into a rigid porous layer[C]//*ASME/JSME/KSME Joint Fluids Engineering Conference*. New York, USA: ASME, 2012: 1495-1506.
- [11] DÓREA F T, de LEMOS M J S. Simulation of laminar impinging jet on a porous medium with a thermal non-equilibrium model[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53(23/24): 5089-5101.
- [12] BIANCO V, BUONOMO B, di PASQUA A, *et al.* Heat transfer enhancement of laminar impinging slot jets by nanofluids and metal foams[J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021, 22: 100860.
- [13] ZHANG C, QIN J, YANG Q, *et al.* Design and heat transfer characteristics analysis of combined active and passive thermal protection system for hydrogen fueled scramjet[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2015, 40(1): 675-682.
- [14] YAN Y, HE Z, WU G, *et al.* Influence of hydrogels embedding positions on automatic adaptive cooling of hot spot in fractal microchannel heat sink[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020, 155: 106428.

- [15] GONG L, ZHAO J, HUANG S. Numerical study on layout of micro-channel heat sink for thermal management of electronic devices[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 88: 480-490.
- [16] CHEN C, LI F, WANG X, *et al.* Improvement of flow and heat transfer performance of manifold microchannel with porous fins[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 206: 118129.
- [17] BAYRAK F T, TOPRAK B İ, SOLMAZ İ, *et al.* The influence of slotted solid cylindrical fin with aluminum foam insert on the thermal and hydraulic characteristics of air-cooled pin-fin heat sink[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2025, 162: 108595.
- [18] FATHI M, HEYHAT M M, TARGHI M Z, *et al.* Porous-fin microchannel heat sinks for future micro-electronics cooling[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 202: 123662.
- [19] FATHI M, HEYHAT M M, TARGHI M Z, *et al.* Semi-porous-fin microchannel heat sinks for enhanced micro-electronics cooling[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 157: 107814.
- [20] NANDA C P, ZLATINOV M, MANGLIK R M. Enhanced air-flow forced convection through metal foams: Contrasting compressed and uncompressed foams[J]. *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, 2024, 146(11): 111801.
- [21] XU H J, GONG L, ZHAO C Y, *et al.* Analytical considerations of local thermal non-equilibrium conditions for thermal transport in metal foams[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, 95: 73-87.
- [22] VAN HEININGEN A R P. Heat Transfer under an impinging slot jet[D]. Montreal, Canada: McGill University, 1982.
- [23] de LEMOS M J S. Turbulent Impinging Jets into Porous Materials[M]. Berlin: Springer Science & Business Media, 2012.
- [24] WILKE R, SESTERHENN J. Statistics of fully turbulent impinging jets[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2017, 825: 795-824.
- [25] GUO Z Y, LI D Y, WANG B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41(14): 2221-2225.
- [26] TAO W Q, GUO Z Y, WANG B X. Field synergy principle for enhancing convective heat transfer: Its extension and numerical verifications[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45(18): 3849-3856.

Enhanced Heat Transfer in Metal Foam Heat Sinks Based on Field Synergy Principles

ZHANG Liyuan, LAI Huanxin

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

Abstract: Metal foam possesses a large heat transfer surface area due to its porous structure, making it an excellent heat transfer material. Enhanced heat transfer can be achieved by combining metal foam with various heat exchange methods. The principle of field synergy focuses on the interaction between flow field and temperature field. It is a method that explains the causes of heat transfer in fluid flow by leveraging the correlation between flow and heat transfer. To elucidate the enhanced heat transfer mechanism of metal foam heat sinks, the influence of metal foam heat sinks on the heat exchange performance of impinging jets is investigated based on the field synergy principle. The synergy angle indicates that the secondary recirculation vortex is the primary cause of changes in the flow field and temperature field influenced by metal foam. Advancing the secondary recirculation vortex enables more intense heat exchange. The characteristic number equation corroborates the influence pattern of metal foam pore properties. To further illustrate the application of field synergy principles in guiding the optimization of heat transfer structures, numerical simulations are conducted to investigate the influence of structural parameters on the heat transfer performance of microchannel metal foam fin heat sinks. Heat transfer structures with uniform flow and temperature distributions enable enhanced heat transfer. Rational performance evaluation metrics are pivotal for optimizing metal foam heat sink designs. Both an increased Nusselt number and a decreased synergy angle effectively characterize improvements in heat sink performance.

Key words: enhanced heat transfer; metal foam; field synergy; Nusselt number; heat sink

(责任编辑: 李娟)