

文章编号: 0253-4339(2026)02-0103-09
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250223001

不同微织构肋柱叠加的微通道换热器流动传热特性分析

姚志敏^{1,2} 焦锐^{1,2} 黄子文^{1,2} 文鹏程² 赵谍² 江胤辉²

(1 武汉理工大学三亚科教创新园 三亚 572024; 2 武汉理工大学船海与能源动力工程学院 武汉 430063)

摘要 为研究不同微织构肋柱叠加结构对微通道换热器流动与传热性能的影响,设计了 16 种微织构肋柱组合形式,并对采用数值模拟方法筛选出的 4 种优化结构进行分析,研究了其流场与温度场特征、压降、摩擦系数、基底温度、努塞尔数及综合传热性能,并与矩形光滑微通道进行了对比。结果表明:引入微织构肋柱叠加结构显著增大压力损失和摩擦系数,且肋柱外形越尖锐,流动阻力越大。同时,该结构诱导节流效应,在肋柱上、下层末端产生马蹄涡与尾迹涡,不同形态微织构导致不同流动特征。在传热方面,相较于矩形光滑微通道,基底温度最高降低 12.87 K,相对努塞尔数最高提升 57.4%。综合性能评估显示,Type1 微通道凭借其卓越的传热能力,能够有效平衡压力损失,实现最佳流动与传热性能。

关键词 微通道;微织构;肋柱叠加;强化传热;流动

中图分类号: TB61¹;TB657.5;TK124

文献标识码: A

Convective Heat Transfer Characterization of Microchannel Heat Exchangers Stacked with Different Microweave Ribs and Columns

Yao Zhimin^{1,2} Jiao Rui^{1,2} Huang Ziwen^{1,2} Wen Pengcheng² Zhao Die² Jiang Yin-hui²

(1. Sanya Science and Education Innovation Park, Wuhan University of Technology, Sanya, 572024, China; 2. School of Naval Architecture, Ocean and Energy Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan, 430063, China)

Abstract This study investigated the impact of different micro-rib arrangements on the flow and heat transfer performance of microchannel heat exchangers. Sixteen rib configurations were designed, and four optimized structures were analyzed through numerical simulations. Key parameters, including the velocity and temperature fields, pressure drop, friction coefficient, base temperature, and Nusselt number were evaluated against a smooth rectangular microchannel. The results reveal that the rib structures significantly increased the pressure loss and friction, with sharper profiles causing a higher resistance. Additionally, these induced throttling effects and generated horseshoe and wake vortices, thereby generating distinct flow patterns. The heat transfer was enhanced significantly, with a maximum base temperature reduction of 12.87 K and a 57.4% increase in the relative Nusselt number. Among the evaluated designs, the Type 1 microchannel achieved the best trade-off between pressure drop and heat transfer performance.

Keywords microchannel; microtexture; rib arrangement; heat-transfer enhancement; flow

随着电子器件向微型、集成化发展,微通道换热器凭借其紧密的结构及高效的热交换能力,在微电子、航空航天、低温制冷和新能源领域应用广泛^[1-3]。微织构^[4-6]技术作为降低传热阻力、提高传热性能的有效手段,通过优化流道设计提升散热能力。然而,现代芯片散热量已超 1 kW/cm²,传统微通道结构难以满足需求。如何在增强换热的同时降低压降,优化综合性能,已成为研究热点^[7-9]。

Wang Guilian 等^[10]针对微通道中含矩形、三角状以及半圆状翅片的结构,通过仿真模拟和实验验证,得到微通道热性能会极大地被肋的结构形状影

响,在增大热交换效率的同时,压降随之提升。Zhu Qifeng 等^[11]研究了在侧壁布置向后直角梯形凹槽的微通道,同时对凹槽的前向角度 θ 不断优化。仿真结果表明,与光滑平直微通道相比,新结构通道的压降和努塞尔数 Nu 分别最多高出 1.45 倍和 2.14 倍,虽其压力和黏滞阻力远高于光滑平直微通道,但整体性能得到改善。Zhou Fang 等^[12]将微通道换热器中嵌入不同形状微柱,其对压损及性能评价准则(performance evaluation criteria, PEC)的影响不同。发现方形、扇形及圆形微柱的努塞尔数比值(Nu/Nu_0)介于 1.65~1.9,对比之下,水滴及不规则水滴微肋柱

的比值则落在 1.6~1.7。结果表明,水滴形肋柱及不规则水滴形肋柱的压力损失较低,PEC 值更高,说明其热传递能力更优。Zhang Dongwei 等^[13]模拟了不同结构的微通道(三角形组合腔、90°扇形腔以及三角形组合腔的各异膨胀表面)的流体流动和传热性能。发现低雷诺数 Re 时,三角形组合腔展现出最优的传热效能。但 Re 增加,90°扇形和三角形组合腔的微通道具有更显著的优势。

截至目前,国内外对微织构在散热工程中的应用取得了一定的研究^[14-18],但大多数研究主要为不同结构形状的单层微织构,其在增强换热的同时,常伴随更高的流动阻力,这使得在实际应用中面临着热交换效率与压力损失之间的权衡。为了克服该问题,双层微织构肋柱叠加的微通道换热成为研究的重要方向之一,面对更为严苛的散热需求时,虽然双层肋柱可能会带来更大的压力损失,但通过各类结构组合形式优化其流道设计,可以大幅提升传热性能。因此,研究双层微织构具有重要意义,能够弥补单层的不足,提升高热流密度下的综合传热性能。为此,本文建立了流体流动模型,以不同切圆角四面体为基底,上层叠加不同微织构,研究不同组合织构对微通道换热器性能参数的影响,最终确定具有最佳传热性能的几何特征。

1 数值模拟

1.1 物理模型与边界条件

含有不同织构微通道结构如图 1 所示,微通道流道的长、宽、高分别为 42.24、1.78、0.66 mm,微通道包括 16 个微织构,平均分布在中心线上。为了提高微通道的散热性能,增强流体扰动,设计了双层微织构叠加的通道结构。底部采用菱形形状,并通过式(1)和式(2)分 3 次平均切圆角,使其逐渐趋于椭圆形,旨在讨论尖锐与不同程度平滑边缘对流体流动和传热性能的影响,尤其是如何平衡流动阻力与热交换效率。上部分别选取了半球、不规则泪滴、泪滴和不规则扇形 4 种被认为在层流条件下能够有效提升传热效能的微织构。

不同种类织构叠加局部几何结构如图 2 所示,通过对上下 4 种织构组合,分析了 16 种不同构造的微通道的流动传热性能,其几何参数如表 1 所示。

$$x(t) = \frac{j_1 \cos(t) + j_2 \sin(t)}{j_3 + j_4 \cos(t) + j_5 \sin(t)} \quad (1)$$

$$y(t) = \frac{j_6 \cos(t) + j_7 \sin(t)}{j_8 + j_9 \cos(t) + j_{10} \sin(t)} \quad (2)$$

式中: t 为参数,通常取值范围为 $[0, 2\pi]$; j_1, j_2, \dots, j_{10} 为

控制曲线形状的常数。

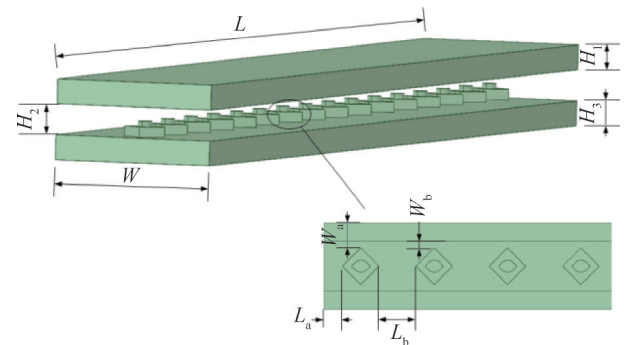


图 1 微通道结构

Fig.1 Structure of microchannel

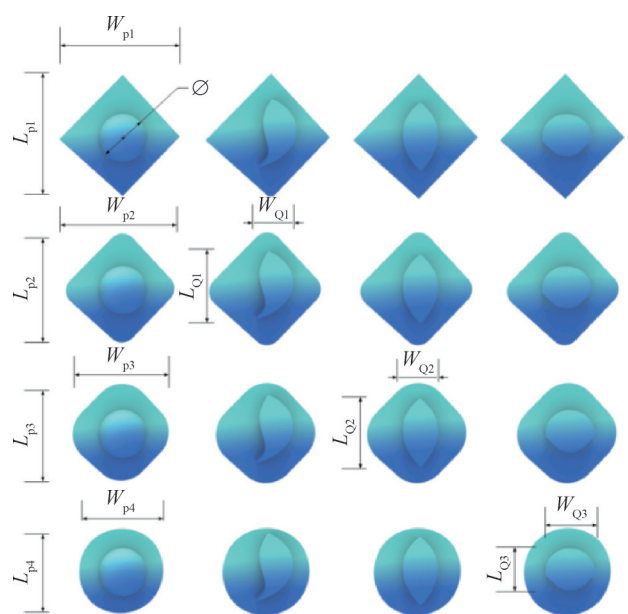


图 2 不同种类微织构叠加局部几何结构

Fig.2 Local geometric structures superimposed with different types of microtextures

1.2 数学模型

1.2.1 模型假设

为了分析微通道内流体流动和传热特性,对模型做出如下假设^[19-21]:流体是单相稳态流动,不可压缩层流;入口段为均匀流动,在流固界面处无滑动;微通道不考虑重力的影响;忽略黏滞耗散效应;微通道热源为恒温均匀热源;材质选用铜,比热容、密度和导热系数分别为 381 J/(kg·K)、8 978 kg/m³、387.6 W/(m·K);冷却工质为去离子水。

本研究利用 ANSYS FLUENT 18.1 计算流体动力学软件,针对微通道三维流固热耦合模型,进行了数值求解计算,应用有限体积法,并选取 SIMPLEC 算法来耦合压力与速度。针对压力、动量和比耗散率等参数,均采用二阶迎风格式离散处理。若求解的方

表 1 计算区域几何模型

Tab.1 Computational region geometry model mm

参数	数值
微通道总长度 L 和高度 H_2	42.24、0.66
微通道总宽度(含厚度) W	3.1
微通道上、下部高度 H_1 、 H_3	0.46
织构顶点距入口 L_a	0.66
两织构间距 L_b	1.32
织构顶点距外、内壁面 W_a 、 W_b	0.89、0.23
微织构长 L_{p1} 、宽 W_{p1}	1.32
切一次圆角长 L_{p2} 、宽 W_{p2}	1.19
切二次圆角长 L_{p2} 、宽 W_{p2}	1.06
切三次圆角长 L_{p2} 、宽 W_{p2}	0.93
半球直径 Φ	0.54
不规则泪滴宽 W_{Q1} 、长 L_{Q1}	0.45、0.7
泪滴宽 W_{Q2} 、长 L_{Q2}	0.43、0.66
不规则扇形宽 W_{Q3} 、长 L_{Q3}	0.56、0.49
上、下层织构高度 H_4 、 H_5	0.16、0.33

程残差值 $<10^{-6}$ 、能量方程残差 $<10^{-8}$ 时,判定达到收敛。依据前述假设,微通道换热的连续性、动量和能量方程分别如式(3)~式(6)所示。

连续性方程:

$$\nabla V = 0 \quad (3)$$

动量方程:

$$\rho_f(V \cdot \nabla V) = -\nabla p + \nabla(\mu_f \cdot \nabla V) \quad (4)$$

流体能量方程:

$$\rho_f c_{p,f} V \cdot \nabla T_f = \nabla(k_f \cdot \nabla T_f) \quad (5)$$

固体能量方程:

$$\nabla(k_s \cdot \nabla T_s) = 0 \quad (6)$$

式中: ρ_f 为液态水密度, kg/m^3 ; T_f 为流体温度, K ; $c_{p,f}$ 为流体比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; μ_f 为流体动力黏度系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; k_f 为流体导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; T_s 为固体温度, K ; p 为流体压强, Pa 。

1.2.2 边界条件

流体进口速度在 $0.46 \sim 1.16 \text{ m/s}$ 之间,出口为压力出口,微通道换热器的底部为恒定热流密度,具体设置如表 2 所示。图 3 所示为结构的计算模型与边界条件。

2 模型验证

2.1 数据整理

入口雷诺数 Re 定义为:

$$Re = \rho_f u D_h / \mu_f \quad (7)$$

表 2 数值计算边界条件

Tab.2 Numerically calculated boundary conditions

区域	边界条件	表达式
入口	速度入口	$u _{x=0} = u_{in}; v _{x=0} = \omega _{x=0}; T_f = T_{in} = 293 \text{ K}$
出口	压力出口	$p_f = p_{out} = 0 \text{ Pa}$
底面	恒定热流密度	$q_w = 6 \times 10^5 \text{ W/m}^2$
侧面	对称、绝热	$\left. \frac{\partial T_s}{\partial y} \right _{y=0} = \left. \frac{\partial T_s}{\partial y} \right _{y=W} = 0$
顶面	绝热	$\left. \frac{\partial T_s}{\partial z} \right _{z=0} = 0$
流固接触面	温度和热传递具有连续性、无滑移、流固耦合	—

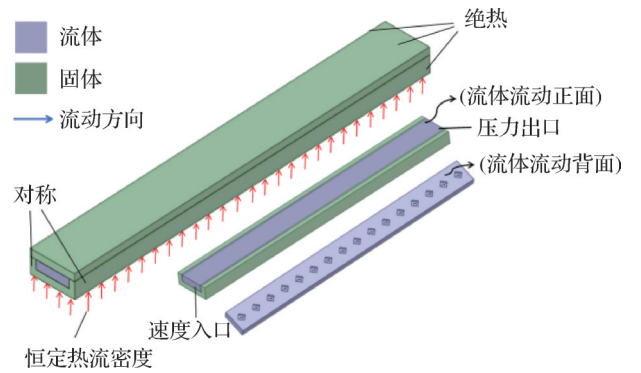


图 3 计算模型及边界条件

Fig.3 Computational model and boundary conditions

D_h 基于下式运算:

$$D_h = 4V_f / A_f \quad (8)$$

$$V_f = WHL - N_p(A_p H_p + A_Q H_Q) \quad (9)$$

$$A_f = 2(W + H)L + N_p(S_p + S_Q) \quad (10)$$

努塞尔数:

$$Nu = \alpha D_h / k_f \quad (11)$$

摩擦系数:

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2\rho_f u^2 L} \quad (12)$$

压降为冷却工质流动前后的压力差:

$$\Delta p = p_0 - p_{out} \quad (13)$$

同时,本文采用综合强化传热因子 $\eta^{[22]}$ 来判断综合换热性能,计算如式(14)所示。当 $\eta > 1$ 时,代表在泵送功率相同时,添加微织构的通道展现出更出色的综合传热性能。

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(ff_0)^{1/3}} \quad (14)$$

式中: u 为流体平均速度, m/s ; D_h 为通道水力直径, m ; V_f 为流体体积, m^3 ; A_f 为微通道的湿表面积, m^2 ; W 、 H 、 L 分别为矩形通道的宽、高和长, m ; A_p 、 H_p 、 L_p 分别为

底部微结构的横截面积(m^2)、高度(m)、周长(m); N_p 为微结构数量; A_0, H_0, L_0 分别为上部结构的横截面积(m^2)、高度(m)、周长(m); S_p 为底部结构侧面积, m^2 ; S_0 为上层结构侧面积, m^2 ; α 为对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; p_0, p_{out} 分别为冷却液入、出口平均压力, Pa; Nu_0, f_0 分别表示未加结构时的努塞尔数与摩擦系数。

2.2 网格独立性验证

本文研究的微通道结构是一种非常规的翅片结构, 不容易直接生成正六面体结构网格。因此, 首先使用 Mesh 在流体域和固体域创建非结构化网格, 同时对流固耦合面进行网格加密, 网格过渡比为 0.272, 边界层层数为 20 层, 膨胀比为 1.2, 并在翅片凹面上加密了网格数量, 以增加结果的可靠性, 计算网格如图 4 所示。

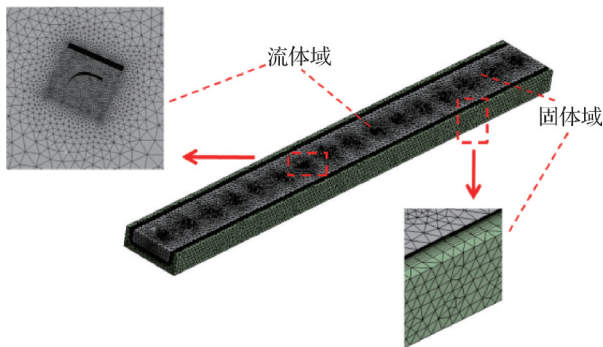


图 4 计算网格
Fig.4 Computational grid

为了实现计算精确性, 需对所采用的网格模型实施独立性验证, 选择下层为菱形, 上层为泪滴结构的微通道换热器, 设置流体入口速度为 0.46 m/s, 网格数量 54 万~690 万进行网格的独立性验证。不同网格数量的压降变化和温差变化如表 3 所示。

表 3 不同网格数时结构叠加微通道的压降与温差

Tab.3 Pressure drop and temperature difference in woven stacked microchannels at different grid numbers

网格数/ 10^4	压降/Pa	误差/%	温差/K	误差/%
54	5 154.21	2.846	33.57	0.625
198	5 211.32	1.718	33.62	0.475
310	5 264.83	0.685	33.69	0.267
450	5 300.90	0.463	33.78	0.118
690	5 325.44	0	33.82	0

对于相对误差规定:

$$e = \left| \frac{X_2 - X_1}{X_1} \right| \quad (15)$$

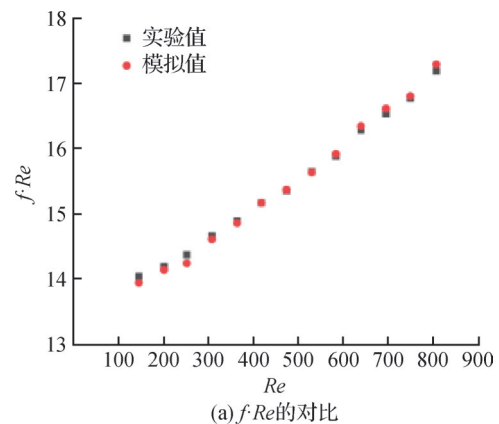
式中: X 为压降 Δp 或温差 ΔT ; X_1 为偏小网格数的模拟

计算值; X_2 为模拟计算所得结果对应于偏大的网格数量。若 $e < 0.5\%$, 认为 X_1 相应的网格数为最优。

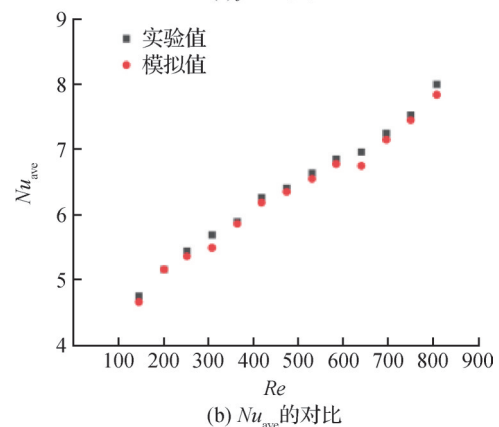
由表 3 可知, 网格数为 450 万时, 计算结果与网格数为 690 万时的压降误差和温差误差分别为 0.463% 和 0.118%, 均小于 0.5%, 进一步增大网格数不会过多影响计算结果, 实现了网格独立性。因此, 确定下层为菱形, 上层为泪滴结构的微通道网格数为 450 万。

2.3 模型有效性分析

为验证数值模型的有效性, 本研究采用矩形截面光滑直通道, 并确保其几何参数及工况参数与文献^[23]一致。微通道热沉的 $f \cdot Re$ 和 Nu_{ave} 的仿真结果与实验结果对比如图 5 所示, 可知 $f \cdot Re$ 的数值结果与文献实验数据吻合良好, 最大误差为 0.81%。 Nu_{ave} 仿真结果略高于实验值, 但误差保持在 2.24% 以内。综上所述, 该数值仿真模型可有效用于预见微通道内部的流动特性以及热交换特性。



(a) $f \cdot Re$ 的对比



(b) Nu_{ave} 的对比

图 5 实验值与模拟值对比

Fig.5 Comparison of experimental and simulated values

3 结果与讨论

图 6 所示为 $Re=400$ 时 4 种不同上层结构(泪滴、不规则泪滴、不规则扇形、半球)搭配 4 种不同下层结

构(图中,1为菱形,4为无限趋近于椭圆状)即共16种不同微织构肋柱叠加结构的出入口温差情况。冷却工质通过入口进入,经过织构扰流设计,能够更充分地与热源进行热交换,从而实现温升均匀分布。因此,较小的出入口温差表明织构设计有效优化了热交换过程,提升了热量传递效率,增强了散热能力。为了更精确地分析散热性能,从16种织构中选取出入口温差最小的4种上层织构型(图中红色框所示),分别为T-D(Teardrop-Diamond shaped)上层为泪滴,下层为菱形;IT-DL(Irregular teardrops-Diamond like shaped)上层为不规则泪滴,下层为类菱形;IF-DL(Irregular fan-Diamond like shaped)上层为不规则扇形,下层为类菱形;H-CL(Hemisphere-Cylindrical like cylinder)上层为半球,下层为类圆柱。分别命名为Type 1、Type 2、Type 3、Type 4。以此为基础进行流体流动换热特性研究。

3.1 热流场结构特性

图7所示为数值模拟研究的4种织构类型下微通道的流动特性,对比了 $y=-0.0025$ 、 -0.0027 平面的流体速度分布。结果表明,不同织构类型对流速分布影响显著。流速分布表明,微通道内的主流体被织构分隔,流体通过两侧时被挤压加速,形成周期性喷射流,最高流速出现在微织构肋柱的两侧。而在肋柱的尾部,由于流动阻滞,形成了滞留区。

与上层微织构肋柱相比,下层因织构较大有更

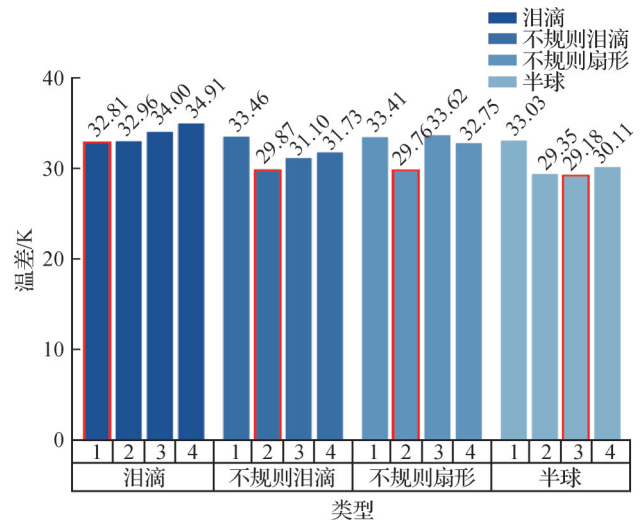
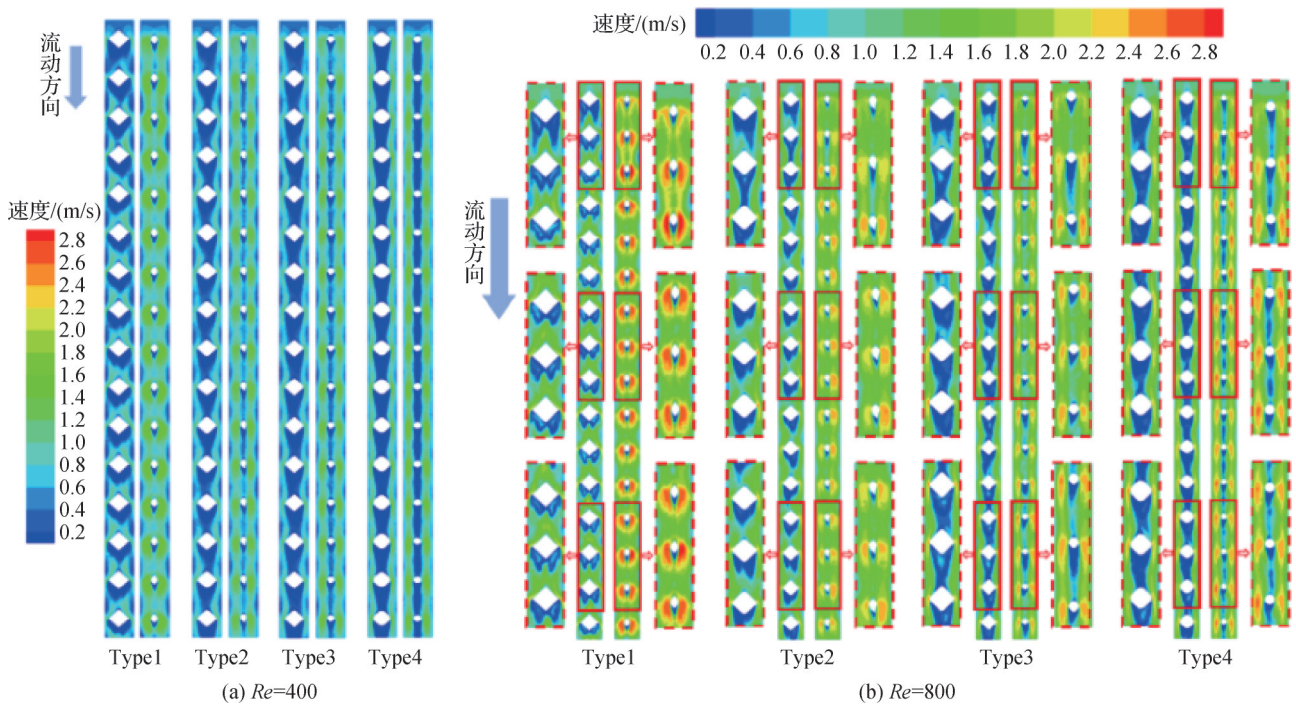


图6 不同类型微织构肋柱叠加方式出入口温差
Fig.6 Temperature difference at the inlet and outlet of different types of micro-textured rib columns in superimposed arrangements

为明显的流动滞留现象,Type 1因其尖锐的菱形肋柱导致明显的流动分离,菱形的前后侧形成强烈的喷射流和回流区域,前侧为高速区,后侧为低速区;Type 2和Type 3微织构肋柱因圆角设计,流速分布更加均匀;Type 4因类圆柱形平滑设计,流动分离现象最弱。

此外,与Type 2、3、4微织构相比,Type 1微柱的微通道更容易观察到相对更高的流动强化以及更加



注:各图中左侧为 $y=-0.0027$ 截面,右侧为 $y=-0.0025$ 截面。

图7 $Re=400$ 和 800 时4种类型微通道的速度云图

Fig.7 Velocity cloud map of 4 types of microchannels at $Re=400$ and 800

明显的流体交错现象,表明流体在该类结构中的混合程度最高,且发生了持续发展的流动。

图 8 所示为不同形状微织构肋柱微通道中上、下切面($y=-0.0025$ 、 -0.0027)的局部涡度分布,揭示了微织构肋柱几何形状对流动结构和涡度特征的影响。在下层,较大的肋柱体积导致流体在其前缘和侧缘发生流动分离,形成马蹄涡。该涡结构沿肋柱边缘发展并卷曲,增强了局部混合效应和流动扰动,有助于传质和热量的更高效传递。相比之下,上层切面肋柱体积较小,导致扰动作用有限,主要表现为尾部形成尾迹涡。尾迹涡是由局部流动分离引发,形成了较小的涡旋区域,对整体流动结构影响较弱。具体而言,Type 1 中上层形成的尾迹涡减小了边界层厚度,局部速度梯度增强,从而显著提升了热交换能力。而下层菱形肋柱因其尖锐的外形,引发的马蹄涡进一步增强了流体的混合效应,使得整体流动和传热特性得到了优化。

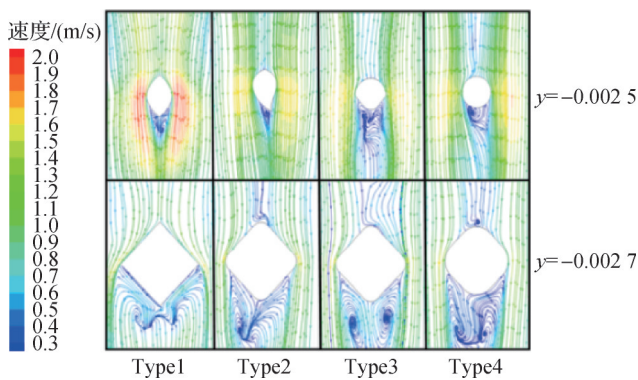


图 8 $Re=800$ 时 4 种类型的流线图
Fig.8 Streamlines of four types at $Re = 800$

图 9 所示为不同微织构类型下 ($Re=800$ 、 $y=-0.0025$ 、 -0.0027) 流体的温度分布。可知微织构的引入增强了流体扰动,进而影响了传热性能。Type 1 和 Type 4 的上层微织构末端存在明显的高温聚集,尤以 Type 4 最为显著。这可归因于其流线型设计,使流体快速滑过表面,降低了对流传热时间,抑制了冷热流体的混合。此外,Type 4 的下层类圆柱平滑结构加剧了这种高温滞留现象。

相比之下,Type 2 表现出更优异的传热性能。从温度分布上看,其整体温度较低,显示出更有效的散热能力。具体而言,由于下层类菱形的设计同时具备菱形尖锐以及类圆柱的平滑,微通道中的热边界层被周期性地中断和重新发展,有效促进了传热并减少了高温滞留;其次,不规则泪滴非流线型的设计能够增强扰动,显著弱化了内部的高温滞留区,进一步促进了冷热流体的混合。

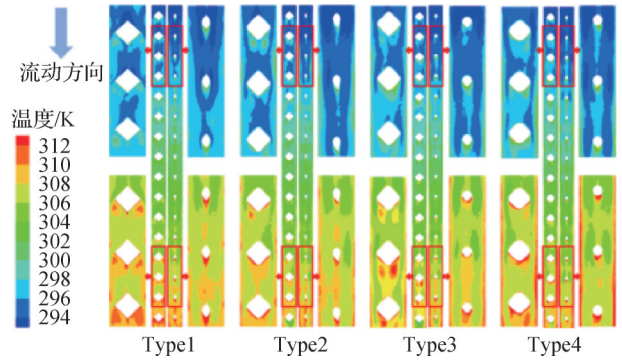


图 9 $Re=800$ 时 4 种类型的温度云图

Fig.9 Temperature cloud map of four types at $Re=800$

3.2 流动与传热性能

不同 Re 下微通道进出口压力损失如图 10 所示。随着 Re 的增加,各织构压力损失的变化趋势一致。 Re 为 400 时,压力损失略有差异,可能是由端壁效应和壁面剪应力的共同作用导致。然而,当 Re 超过 600 时,压力损失远高于无织构通道,这是因为肋柱的设计减少了可用流动截面,进而限制了流体流动。随着 Re 增大,流速提高,端壁效应减弱,而肋柱引发的黏性阻力和阻塞效应增强,导致边界层分离和尾流涡脱落,压力损失显著增大。

在测定范围内,Type 1 微通道压力损失明显高于其他 3 类,因为 1 型下层菱形微肋柱非流线型的设计不仅增强了迎风阻力,又促进了流动分离和涡流的生成,使气流沿着微柱以较高扭曲路径流动,形成局部的流动死区,从而导致压力损失增大。

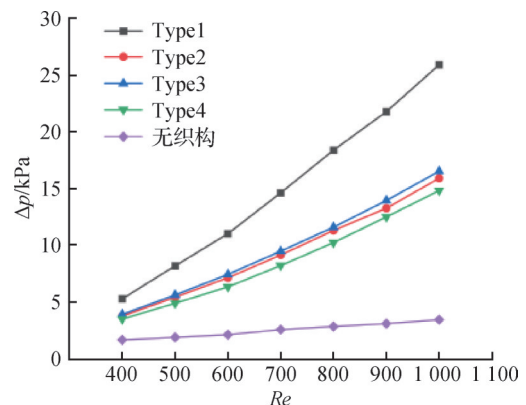


图 10 压降随 Re 的变化

Fig.10 Variation of pressure drop with Re

图 11 所示为不同微织构微通道相对摩擦系数 f/f_0 随 Re 的变化,其中 f_0 为无织构微通道的摩擦系数。由图 11 可知,所有织构微通道的相对摩擦系数均大于 1 (无织构微通道等于 1),其中 Type 1 显著高于 Type 2、3 和 4。这可能归因于 Type 1 菱形肋柱的尖角结构,诱导显著的流体分离与再附着效应,提高了剪

切应力与摩擦损失。同时,虽然泪滴形肋柱具备流线型特征,在高 Re 下仍会形成较大的尾涡,进一步提升阻力。相比之下,Type 2 和 Type 3 采用类菱形肋柱,下层结构减少了尖角效应,降低流体分离程度,从而摩擦系数较低。Type 4 由于下层圆柱形设计具有最小迎风面积,上层采用半球组合,整体流动阻力较低,摩擦系数最小。

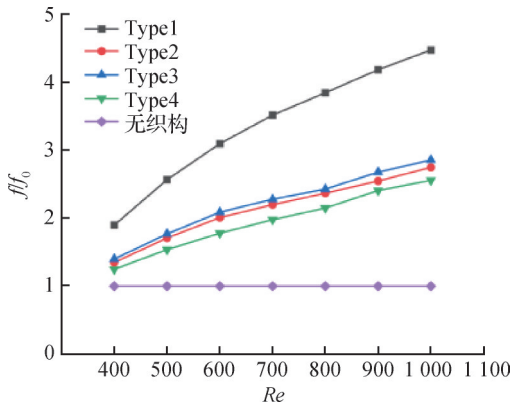


图 11 不同微通道的相对摩擦系数

Fig.11 Relative friction coefficients of differ microchannels

微通道换热器的基底作为吸收热量的界面,其平均温度展示了热交换能力。不同类型微通道的对流传热面积如图 12 所示,与矩形光滑通道相比,加入织构后微通道其对流传热面积提高了约 10%,增加了微通道中流固之间的耦合表面积,进而促使更多热量被带走,实现了基底温度的有效降低。不同类型微通道基底温度随 Re 的变化如图 13 所示,相比于无织构光滑微通道,加入叠加微肋柱后微通道的基底平均温度明显降低了 5~10 K,特别是 Type 1,其基底温度下降了 13 K,表明微通道中叠加织构的存在提升了其热交换能力,在传热面积增大大致相同的情况下,Type 1 表现出了最好的换热能力,另外 3 种织构对基底的降温效果大致相同。

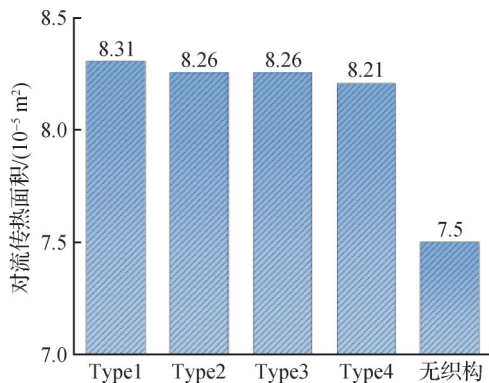


图 12 不同类型微通道的对流传热面积

Fig.12 Convective heat transfer area of different types of microchannels

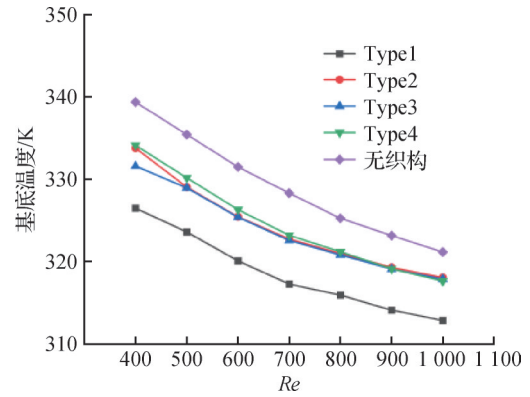


图 13 不同类型微通道基底温度随 Re 的变化

Fig.13 Variation of substrate temperature with Re for different types of microchannels

图 14 所示为微织构肋柱对相对努塞尔数 Nu/Nu_0 的影响, Nu_0 为无织构微通道的参考值。由图 14 可知,Type 1 的 Nu/Nu_0 介于 1.6~2.5,性能最佳。这是由于下层菱形肋柱增强流体扰动,上层泪滴结构降低阻力,从而优化换热;且 Type 1 受微通道的喷射-节流效应促进了冷热流体混合,进而在单位流量不断增大情况下微通道换热能力得到提升。Type 2 与 Type 3 的 Nu/Nu_0 在 1.3~1.7,高 Re 时趋于稳定。这是因为随着流速的增大,进一步提升散热效果变得越来越困难,导致在恒定热流密度加热条件下,散热能力趋于平衡。总体而言,Type 1 的换热能力最佳,Type 2 与 Type 3 次之,最后是 Type 4。

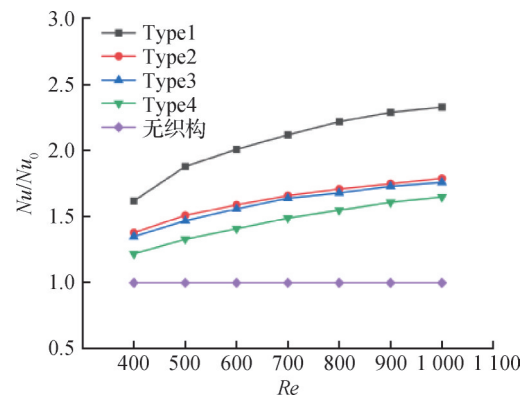


图 14 相对努塞尔数随 Re 的变化

Fig.14 Variation of relative Nusselt number with Re

3.3 综合性能

由于热传导效率提升的同时压降也会增加,因此微通道换热需要在优化传热性能的同时降低压力成本。综合强化传热因子 η 是衡量换热器整体性能的综合指标。4 种微织构肋柱在不同 Re 下的 η 如图 15 所示。结果是,这些微通道的 η 为 1.1~1.5 (无织构 $\eta=1$),说明有微肋柱阵列的微通道的综合换热性

能优于光滑直微通道。其中,Type 1的 η 最高。这是因为其在传热效果上非常出色,即 Nu 显著高于其他结构。虽然Type 1的压力损失也较大,但其传热增强效果足以抵消压力损失影响,从而使得 η 显著提升。因此,Type 1在流动和传热的综合性能上表现最佳。

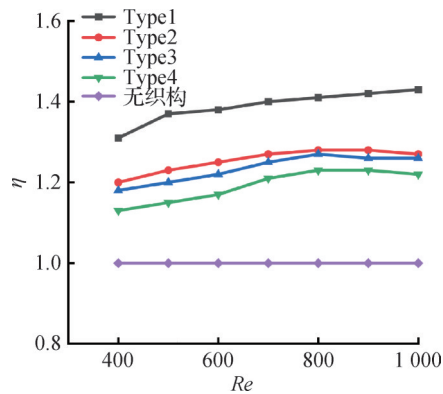


图15 综合强化传热因子随 Re 的变化

Fig.15 Variation of comprehensive evaluation index with Re

相比之下,Type2、3、4在 $Re=800$ 时综合强化传热因子 η 达到最大值,随着 Re 进一步增大, η 会趋于稳定甚至有下降趋势,产生该现象的原因是虽然压力损失随 Re 的增加而增大,但其传热强化效果提升较为有限,未能完全抵消压力损失影响,导致 η 趋于稳定。这说明在较高的 Re 下,传热性能的提升不足以弥补压力损失带来的负面影响,从而限制了 η 的提升。

综上,依据研究综合强化传热因子 η ,确认Type 1为整体性能最佳的微通道结构。

4 结论

本文以菱形微织构肋柱为基础,通过对其分3次均匀切圆角至无限接近于圆柱,并在其上部叠加4种不同的微织构,即共16种微织构肋柱叠加模型,提出一种不同微织构肋柱叠加的微通道换热器,介绍了微肋柱叠加结构对流动和传热性能的影响,最后根据综合强化传热因子 η 对整体性能进行了对比,得到如下结论:

1)引入微织构肋柱的微通道相比于矩形光滑微通道,其压降损失和摩擦系数会明显增大。同时,引入微织构后会在织构末端形成漩涡,一方面造成了能量损失;另一方面促进了流体混合,通过周期性地破坏并重新构建热边界层与速度边界层,使流体与固体壁面间的热交换效率得到增强。

2)带有微织构肋柱叠加的微通道换热器通过增加传热面积、增强流体扰动,促进冷热流体的充分混

合,显著提升了换热效能。具体而言,Type 1相比于无织构微通道相对努塞尔数最高提升57.4%;相较于Type 2、Type 3,在高 Re 时换热能力仍能保持较高提升。

3)Type1微织构肋柱叠加方式 η 最高,可达1.89,明显优于其他微织构肋柱叠加微通道。虽然Type 1的压力损失较大,但其极佳的传热效果足以抵消压力损失带来的影响。总体而言,Type 1展现出最佳流体流动与热量传递综合效能。

参考文献

- [1] GAO Jie, HU Zhuohuan, YANG Qiguo, et al. Fluid flow and heat transfer in microchannel heat sinks: modelling review and recent progress [J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2022, 29: 101203.
- [2] DENG Daxiang, ZENG Long, SUN Wei. A review on flow boiling enhancement and fabrication of enhanced microchannels of microchannel heat sinks [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 175: 121332.
- [3] TIWARI R, ANDHARE R S, SHOOSHTARI A, et al. Development of an additive manufacturing-enabled compact manifold microchannel heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 147: 781-788.
- [4] 黄秉欢, 米创, 李逵, 等. 微通道中凹穴复合肋片流动和换热特性研究[J]. 制冷学报, 2023, 44(4): 44-50. (HUANG Binghuan, MI Chuang, LI Kui, et al. Investigation of flow and heat transfer characteristics for fins compound with cavities in microchannels [J]. Journal of Refrigeration, 2023, 44(4): 44-50.)
- [5] 张剑飞, 徐星, 夏毅康, 等. 微通道翼型导流肋强化传热数值研究[J]. 工程热物理论, 2024, 45(5): 1431-1439. (ZHANG Jianfei, XU Xing, XIA Yikang, et al. Numerical study on heat transfer enhancement of microchannel with airfoil ribs [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2024, 45(5): 1431-1439.)
- [6] 赵浩腾, 崔凯路, 张子涛, 等. 带肋复合微通道换热器内流动传热性能研究[J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(8): 92-102. (ZHAO Haoteng, CUI Kailu, ZHANG Zitao, et al. Study on flow and heat transfer performance in ribbed composite micro-channel heat sinks [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(8): 92-102.)
- [7] EL KADI K, ALNAIMAT F, SHERIF S A. Recent advances in condensation heat transfer in mini and micro channels: a comprehensive review [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 197: 117412.
- [8] KUMAR S R, SINGH S. Experimental study on microchannel with addition of microinserts aiming heat

- transfer performance improvement [J]. *Water*, 2022, 14 (20): 3291.
- [9] YUAN Ding, ZHOU Wei, FU Ting, et al. Heat transfer performance of a novel microchannel embedded with connected grooves [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2021, 34(1): 145.
- [10] WANG Guilian, YANG Dawei, WANG Yan, et al. Heat transfer and friction characteristics of the microfluidic heat sink with variously-shaped ribs for chip cooling [J]. *Sensors*, 2015, 15(4): 9547–9562.
- [11] ZHU Qifeng, SU Ruirui, HU Lingyun, et al. Heat transfer enhancement for microchannel heat sink by strengthening fluids mixing with backward right-angled trapezoidal grooves in channel sidewalls[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, 135: 106106.
- [12] ZHOU Fang, ZHOU Wei, ZHANG Chenying, et al. Experimental and numerical studies on heat transfer enhancement of microchannel heat exchanger embedded with different shape micropillars [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 175: 115296.
- [13] ZHANG Dongwei, FU Lutong, GUAN Jian, et al. Investigation on the heat transfer and energy-saving performance of microchannel with cavities and extended surface [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 189: 122712.
- [14] ZHAO Hongxia, LIU Zhigang, ZHANG Chengwu, et al. Pressure drop and friction factor of a rectangular channel with staggered mini pin fins of different shapes [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2016, 71: 57–69.
- [15] HUANG Liang, LI Qingling, ZHAI Hongyan. Experimental study of heat transfer performance of a tube with different shaped pin fins [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 129: 1325–1332.
- [16] BHANDARI P, PADALIA D, RANAKOTI L, et al. Thermo-hydraulic investigation of open micro prism pin fin heat sink having varying prism sides [J]. *Alexandria Engineering Journal*, 2023, 69: 457–468.
- [17] 李占英, 王江峰, 姜聚伟, 等. 印刷电路板换热器在超临界二氧化碳布雷顿循环系统中的动态特性研究[J]. *西安交通大学学报*, 2024, 58 (12): 34–44. (LI Zhanying, WANG Jiangfeng, LOU Juwei, et al. Dynamic characteristic analysis of printed circuit heat exchangers in supercritical carbon dioxide brayton cycle systems [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2024, 58 (12): 34–44.)
- [18] BHANDARI P, RAWAT K S, PRAJAPATI Y K, et al. Design modifications in micro pin fin configuration of microchannel heat sink for single phase liquid flow: a review[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 66: 107548.
- [19] QU W, MUDAWAR I. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase microchannel heat sink [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45(12): 2549–2565.
- [20] XIA Guodong, CHAI Lei, WANG Haiyan, et al. Optimum thermal design of microchannel heat sink with triangular reentrant cavities [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(6/7): 1208–1219.
- [21] ALI GHANI I, KAMARUZAMAN N, SIDIK N A C. Heat transfer augmentation in a microchannel heat sink with sinusoidal cavities and rectangular ribs [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 108: 1969–1981.
- [22] LIU W, LIU Z C, MING T Z, et al. Physical quantity synergy in laminar flow field and its application in heat transfer enhancement [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52 (19/20): 4669–4672.
- [23] CHAI Lei, XIA Guodong, WANG Liang, et al. Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks with periodic expansion-constriction cross-sections [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 62: 741–751.

通信作者简介

姚志敏,男,副教授,武汉理工大学船海与能源动力工程学院,15927298571, E-mail: yaozm@whut.edu.cn。研究方向:热工传热传质、热负荷与热结构强度分析。

About the corresponding author

Yao Zhimin, male, associate professor, School of Naval Architecture, Ocean and Energy Power Engineering, Wuhan University of Technology, 86–15927298571, E-mail: yaozm@whut.edu.cn. Research fields: thermal heat and mass transfer, thermal load and thermal structure strength analysis.