

多孔介质填充的小槽道散热器性能研究

徐侃, 刘明侯, 刘东, 王亚青

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽合肥 230027)

摘要:为提高散热效率, 设计了小槽道内填充泡沫铜的多孔介质散热器. 通过对散热表面温度, 冷却工质流量, 进出口温差、压降的测量, 分析热流密度- Nu 数, 热阻-压降等关系, 评价散热器性能. 结果表明, 流量为 2.77 g/s 时散热器平均体积散热率高达 250 W/mm³. 通过与 Zhang 给出的热阻-压降关系比较, 发现本文提出的散热器大流量时不仅降低功耗, 还能减小热阻. 此外, 数值模拟发现多孔介质使流场温度更均匀.

关键词:散热器; 多孔介质; 小槽道; 液体冷却

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A

Study on mini-channel structured radiator filled with porous media

XU Kan, LIU Ming-hou, LIU Dong, WANG Ya-qing

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, USTC, Hefei 230027, China)

Abstract: The mini-channel structured radiator filled with copper porous media was proposed for heat transfer enhancement. The performance of this radiator was studied in terms of heat flux, Nusselt number and thermal resistance through several measurements of the mass flux, temperature difference and pressure drop between inlet and outlet of the coolant. It is found that the mean volume heat flux of this radiator reaches up to 250 W/mm³. Compared with the $R_{j, in}-\Delta p$ relationship of Zhang's results, it is found that lower consumption of pump and thermal resistance can be achieved. Additionally, numerical simulation indicates that the radiator with copper porous media may obtain more uniform temperature distribution.

Key words: radiator; porous media; mini-channel; liquid cooling

0 引言

电子器件微型化已经成为现代电子设备发展的主流趋势, 带来的问题是单位面积散热量不断提高. 美国研究者^[1]指出, 到 2012 年高热流密度电子器件散热需求将达到 120 W/cm². 近年来, 研究者开展了微通道, 烧结多孔介质和堆积床(小孔隙率)以及泡沫多孔介质(大孔隙率)散热技术的研究, 以期

解决日益严重的高热流密度电子元器件散热需求问题.

1981 年, Tuckerman 和 Pease^[2]在硅表面刻宽 50~56 μm , 高 287~320 μm 的微槽, 以水为冷却工质进行实验研究, 在进出口温差 70 °C 时换热量达到 790 W/cm², 开创了槽道冷却的新方向. 著名的 Cooligy 公司给出了微槽道散热器槽道宽度和散热量及其压降的关系图^[3], 指出随着槽道宽度的减小,

收稿日期: 2007-09-28; 修回日期: 2008-04-07

基金项目: 中国高技术研究发展(863)计划(2007AA05Z236)资助.

作者简介: 徐侃, 男, 1983 年生, 博士生. 研究方向: 多孔介质内的传热和燃烧. E-mail: xukan@mail.ustc.edu.cn

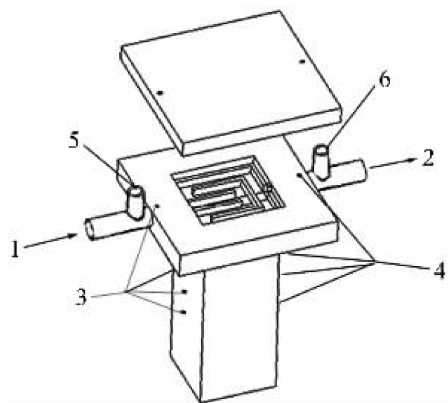
通讯作者: 刘明侯, 博士/副教授. E-mail: mhliu@ustc.edu.cn

散热效率和压降急速增加. 微槽道强化换热的机理在于随着特征尺寸减小, 比表面积增大, 散热能力增强. 多孔介质强化换热也基于相同原理, 以增加比表面积来提高换热能力. 如果孔隙率较大, 还可以降低流动阻力. Jiang^[4]通过对微通道和颗粒铜堆积床多孔介质换热器的实验研究, 发现颗粒铜堆积床微换热器中, 当水质量流量为 0.067 kg/s, 压降为 0.466 MPa 时, 体积传热系数达 86.3 MW/(m³·K); 而微通道体积换热系数在水质量流量为 0.34 kg/s, 压降为 0.07 MPa 时仅为 38.4 MW/(m³·K). 该研究采用堆积床多孔介质, 虽然强化了换热, 但由于孔隙率小, 流动阻力增大. Zhang^[5]用泡沫铜(孔密度为 60 PPI 和 100 PPI)粘合在铜板上构成散热器, 研究得到在流量为 1 L/min 时最大散热量达 41.7 W/cm². 胥蕊娜^[6]对空气流过烧结多孔介质内部的对流换热进行实验研究, 发现小雷诺数下对流换热系数高于 15 W/(m²·K). Antohe 和 Lage^[7]研究了孔隙率从 30% 到 70% 铝基多孔介质微换热器性能, 用聚 α 烯烃作冷却工质时散热表面仅有 2 °C 温差, 有效减小了电子元件的热应力. Hetsroni^[7]在压降为 2 MPa/m 条件下用泡沫铝多孔介质散热器实现热流密度为 0.25 kW/cm² 的散热量.

面对强化传热和微尺度强化换热技术导致的大压降、高功耗问题, 本文提出采用由电化学工艺制造的孔隙率高和比表面积大的泡沫铜填充小槽道来改善槽道换热性能, 降低散热功耗, 减小散热表面温度梯度的新方案.

1 实验装置

散热装置如图 1 所示, 散热器是基于 21 mm ×



1-进口, 2-出口, 3-进口端热电偶,
4-出口端热电偶, 5-接压力传感器, 6-接微压差计

图 1 散热装置示意图

Fig. 1 The sketch of the radiator

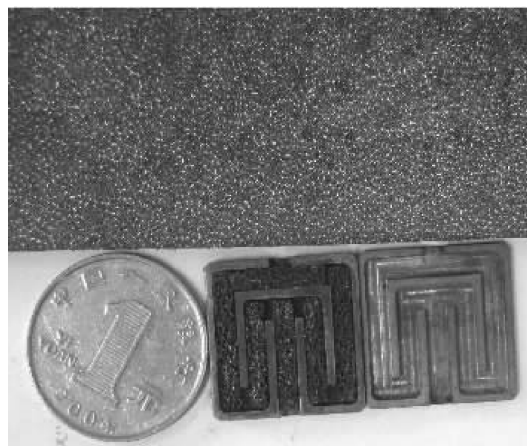


图 2 多孔介质以及多孔介质填充的微槽道

Fig. 2 Porous media and the radiator with porous media inserting

21 mm × 2.5 mm 铜板, 加工出 3 mm 宽、2 mm 深的小槽道, 槽道内填充孔隙率 95% 的泡沫铜. 散热器用有机玻璃封装, 其底面用导热硅油与散热表面接触, 并压紧. 散热表面是 20 mm × 20 mm × 50 mm 的加热铜柱上表面. 铜柱两侧面分别等距布置有 3 对热电偶, 用于测量铜柱垂直方向上温度分布和分析散热表面温度均匀性. 由于小槽道中填入了多孔介质, 散热器进出口压差较大. 进出口分别用压力传感器 (OMEGA, 不确定度 10 Pa) 和微压差计 (SWEMA80, 0.1 Pa) 测量压力.

实验中, 选用蒸馏水为冷却工质. 用恒压泵提供稳定的质量流率, 并用玻璃转子流量计测量流量 (不确定度为 0.1 L/h); 功率可调的加热棒置入铜柱内加热, 通过铜柱上 T 型热电偶测量的温差得到加热面热流, 该热电偶精度为 0.2 K. 温度、热流、压力、流量、多孔介质渗透性和惯性阻力不确定度如表 1 所示.

表 1 实验不确定度

Tab. 1 Experimental uncertainties

不确定度组成 $u(x)$	不确定 度值	热流密度 q	Nu 数	渗透性 1/K	C_2
流量 $u(Q_0)$	0.1 L/h				
温差 $u(\Delta T)$	0.4 K	15%	16.7%	5.11%	2.83%
压差 $u(\Delta P)$	10 Pa				

2 数值模拟

为与实验结果对照, 本文用 Fluent 软件对填充多孔介质的微槽道换热器进行 3D 稳态流动换热数值模拟. 多孔介质流体区域的流体密度为 ρ_f , 多孔介质内的流动控制方程为^[9]

连续方程

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

实际速度 v 与渗流速度 V 满足 Dupuit-Forchheimer 关系 $\mathbf{V} = \phi \mathbf{v}$, ϕ 是孔隙率.

动量方程

$$\frac{\rho_f}{\phi} \mathbf{V} \cdot \nabla (\mathbf{V}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 (\mathbf{V}) + S \quad (2)$$

假定多孔介质各向同性, 方程源项 S 包括了多孔介质流动的粘性项和惯性项

$$S = -\left(\frac{\mu}{K} \mathbf{V} + C_2 \frac{1}{2} \rho |\mathbf{V}| \mathbf{V}\right) \quad (3)$$

式中, K 是渗透率; C_2 是惯性阻力系数.

能量方程

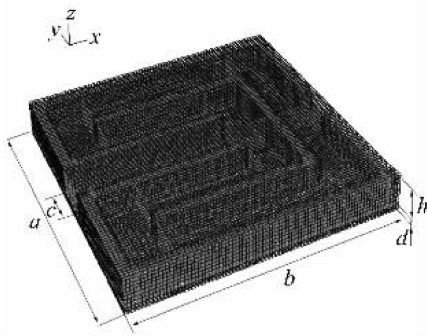
$$\nabla \cdot (\mathbf{V}(\rho_f E_f + p)) = \nabla \cdot (k_f \nabla T + \bar{\tau} \cdot \mathbf{V}) + S \quad (4)$$

式中, E_f 为流体总能; 有效导热系数 $k_f = \phi k_{\text{水}} + (1-\phi)k_{\text{铜}}$; S 为流体能量源项. 宏观上应遵守如下能量守恒关系

$$qA = c_p q_m (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (5)$$

式中, q 为单位面积的换热量; A 为散热表面的面积; c_p 为水的比热; q_m 为水的质量流量; T_{in} 、 T_{out} 分别为散热器进口和出口的水温.

数值计算的几何模型如图 3 所示, 共 1.2×10^5 个结构化网格, 设置进口为恒定质量流量, 出口为常压, 底面有 $20 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ 的恒定热流密度, 其余外壁面均绝热, 内壁面跟流体耦合.



$a=b=21 \text{ mm}$, $c=3 \text{ mm}$, $d=0.5 \text{ mm}$, $h=2 \text{ mm}$

图 3 数值模拟的几何模型

Fig. 3 The geometry of simulation

多孔介质材料为铜, 其导热系数为 $387.6 \text{ W/(K} \cdot \text{m)}$, 而其粘性阻力系数以及惯性阻力系数均根据实验测量出的压力-速度关系拟合得到, 水的密度、粘度、导热系数均定义为温度的多项式.

3 散热器性能

散热器性能评价方式有很多, 如传热量与功率

消耗比的评价、热阻与压降的比较、熵分析评价等. 然而对于非常规尺度下的多孔介质换热器, 我们用平均 Nu 数, 散热器体积散热率, 进出口压降和散热器热阻来综合评价其性能. 其中, 平均 Nu 数表示为

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} = \frac{qD_h}{(T_w - \bar{T}_f)k_f} \quad (6)$$

式中, h 为散热器平均换热系数; D_h 为槽道的水力学直径; T_w 为散热表面的温度; \bar{T}_f 为流体的平均温度; k_f 为流体的导热系数. 体积散热率

$$q_v = \frac{qA}{V_{\text{eff}}} \quad (7)$$

其中, V_{eff} 表示散热器有效散热体积.

4 结果与讨论

为得到多孔介质的粘性阻力系数和惯性阻力系数, 先对多孔介质渗透率进行实验测量. 由于流体在多孔介质内流动状态复杂, 且为非等截面流动, 我们测量进出口的压降与流速之间的对应关系, 拟合出 $\Delta p-v$ 关系曲线, 然后分别用多孔介质的粘性阻力有效厚度和惯性阻力有效厚度(见附录)来计算多孔介质的阻力系数. 从图 4 中可以看出, 多孔介质流动中压降随流速变化并非简单的线性关系, 在较大流速时, 惯性阻力作用较为明显. 实验结果很好地符合了二次关系, 图中二次曲线关系式为

$$\Delta p = 4.190 \times 10^4 V^2 + 4.413 \times 10^4 V \quad (8)$$

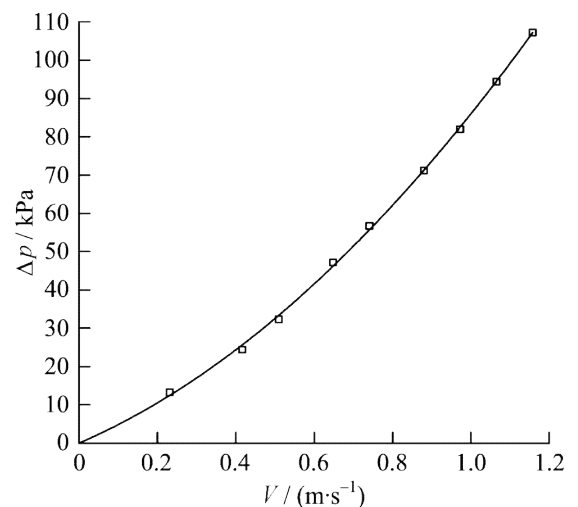


图 4 实验测量散热器进出口压差随速度的变化

Fig. 4 Pressure drop between inlet and outlet of radiator with change of velocity

根据式(3)有

$$C_2 \frac{1}{2} \rho \Delta n_1 = 4.190 \times 10^4 \quad (9)$$

$$\frac{\mu}{K} \Delta n_2 = 4.413 \times 10^4 \quad (10)$$

其中,对于图 3 所示模型的多孔介质按附录计算得惯性阻力有效厚度 $\Delta n_1=0.024$ m,粘性阻力有效厚度 $\Delta n_2=0.035$ m,在水密度 $\rho=997$ kg/m³,粘性系数为 $\mu=7.69 \times 10^{-4}$ kg/(m·s)时, $C_2=3502.17$ m⁻¹, $1/K=1.64 \times 10^9$ m²,二者不确定度见表 1.

由实验得到的粘性阻力系数用于 Fluent 建立多孔介质内流动与换热数值模型. 计算中采用非耦合求解器, Simple 算法. 模型中假定多孔介质各向同性,即各个方向上粘性阻力和惯性阻力一致. 在传热学第二类边界条件下,散热表面跟流体的温差在微槽道的充分发展段内是固定值,因此表面温度随着流体温度而变化. 对流换热平均温差取出口处水跟散热表面的温差. 实验中散热表面的热流密度根据铜柱竖直方向上温度梯度和铜导热系数确定. 忽略对环境的热流失,散热器从热源得到的热量等于水带走的热量,而水带走的热量仅跟进出口温差和比热容有关. 在实验测量的温度范围内,水比热容变化很小,视为常数. 因此,可以通过比较进出口温差和散热表面温度的实验值和模拟值,来研究散热器的性能及验证数值计算的准确性.

实验值跟模拟值比较如图 5 所示,三种流量下,实验值跟模拟值基本吻合,而且小流量时,模拟和实验结果均呈线性关系,很好地符合了式(5). 随着流量增大,有非线性趋势,其主要原因是流量大则散热量大,对环境热损失也增大. 实验测量的温差比数值模拟值偏小,表明从散热表面到流体间存在热损失.

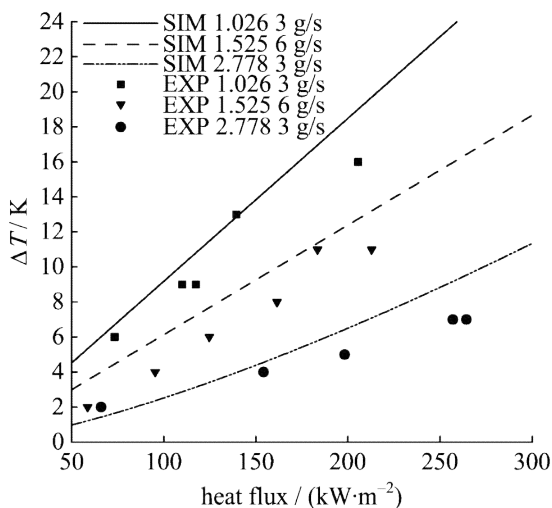


图 5 进出口温差随热流密度的变化

Fig. 5 The temperature difference between inlet and outlet at different heat flux

为了更好地描述这种小型散热器的优点,我们用体积散热率来代替热流密度,用 Nu 数来分析其换热效率. 图 6 给出三种流量(与图 5 一致)下 Nu 数随体积散热率之间的关系. 小流量时, Nu 数在 10~20 之间变化,且随体积散热率增加而增大,最高体积散热率 250 W/cm³ 时, Nu 数可达 60 以上. 流量变化对 Nu 数的影响更明显. 从实验结果发现,流量从小到大过程中, Nu 数有先减小,后增大的变化趋势. 为此,我们进行槽道雷诺数范围为 500~3 000 的数值模拟,结果如图 7 所示. 由图可见,基于图 3 所示的几何模型,其平均 Nu 数在雷诺数小于 1 200 左右时,随流量增加有微弱减小;在雷诺数大于 1 200 时,随流量增加而增大. 本课题组对微槽道混合技术研究^[1]中也发现,基于槽道宽度(特征尺寸 30 μm)雷诺数为 50 是一个转折点. 当 $Re < 50$ 时,速度越低,流体与固体换热时间越长,则换热充分;当 $Re > 50$ 时,由于雷诺数变大,流动出现不稳定性,强迫对流换热系数变大. 基于通道宽度的雷诺数 1 200 在多孔介质样品(孔密度在 100~120 PPI)中,相应孔隙雷诺数为 100~120 左右,因此该趋势与微槽道中出现的现象较为类似. 但是由于多孔介质阻尼作用,流体在多孔介质内出现不稳定性的雷诺数可能变大. 图 6 和图 7 中 Nu 数值有略微差异,主要是因为数值模拟时忽略了散热器对周围环境的热流失和散热器与散热表面之间的热阻.

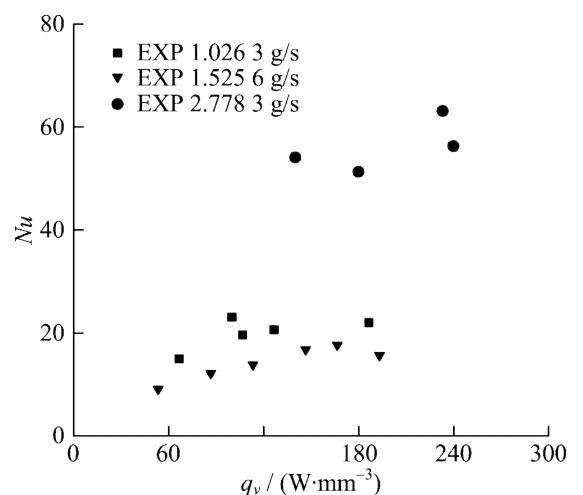


图 6 各种流量下 Nu 数随体积散热率的变化

Fig. 6 The relationship of Nu - q_v at different mass flux

为方便比较该散热器散热效率和功耗的关系,我们引入了进口热阻的定义^[4],

$$R_{j,in} = \frac{T_j - T_{in}}{qA} \quad (11)$$

式中, $R_{j,in}$ 是进口处冷却液和散热器的平均热阻; T_j

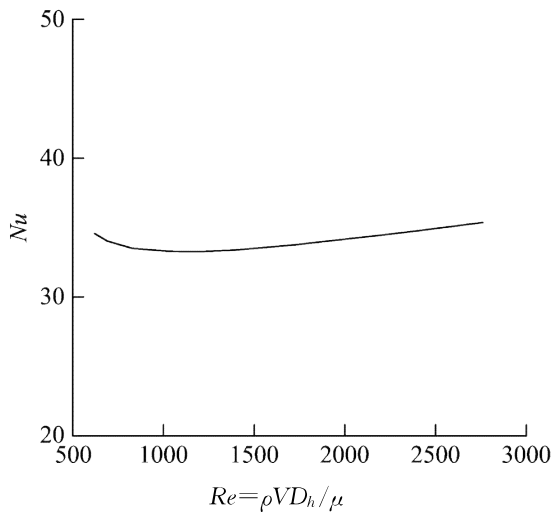


图 7 数值计算得到小 Re 下模型的 Nu 变化

Fig. 7 The relationship of $Nu-Re$ obtained by simulation

是散热表面平均温度; T_{in} 是进口冷却液的温度. $R_{j,in}$ 和进出口压降 Δp 之间的关系如图 8 所示, 其中“60 PPI 0.9”和“100 PPI 0.9”是 Zhang^[4] 对孔隙率为 0.9 的两种多孔介质散热器进行实验研究的结果, 两者差别不大, $R_{j,in}-\Delta p$ 关系均显示压降从 0.1 kPa 到 10 kPa 变化时得到一系列 $R_{j,in}$ 值为 0.7~0.3 K/W. 而本文所采用的样品孔隙率为 0.95, 如图 8 中“EXP0.95”显示, 所有实验值的压降都在 0.1 kPa 以下, 热阻变化范围为 0.27~0.9 K/W, 压降增大时可获得最小热阻 0.27 K/W. 所以该散热器不仅大大降低散热功耗, 而且能获得更小热阻, 在散热量不大的情况下显著提高了传热效率.

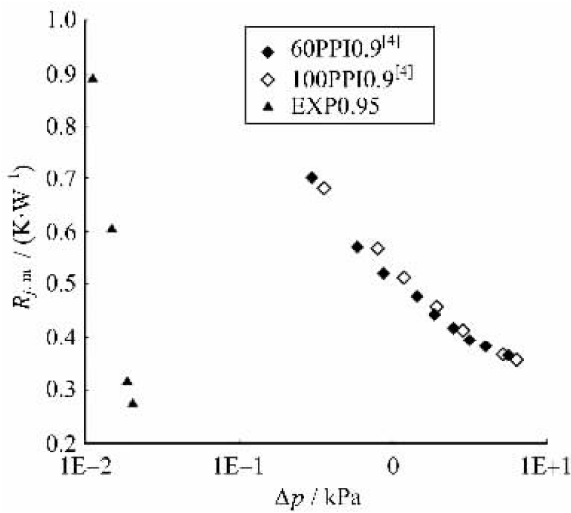


图 8 热阻-压降关系与文献 Zhang^[4] 的结果比较

Fig. 8 The relationship of $R_{j,in}-\Delta p$ compared with that of Zhang^[4]

对于微槽道设计, 在满足散热需求的同时还要尽可能使散热面上温度均匀, 减少电子元器件表面热应力. 槽道散热器为了克服热应力的影响, 通常需

要设计各种槽道形状, 使散热表面有更均匀的温度. 图 2 中所示槽道就是基于增加冷却液在散热器内的换热时间和减小表面温度差的目的而设计的. 尽管如此, 微槽道内填充多孔介质和没填充多孔介质仍然存在较大差异.

图 9 和图 10 均是热流密度 20 W/cm^2 , 流量 2.77 g/s 时散热表面温度分布, 可从图中看出: ①有多孔介质时, 平均表面温度要比没有多孔介质时低 20 K 左右, 这一点充分地说明了多孔介质极大地减小流固间的传热热阻. 在相同热流密度需求条件下, 多孔介质能使散热表面温度更低. ②两者等温线密

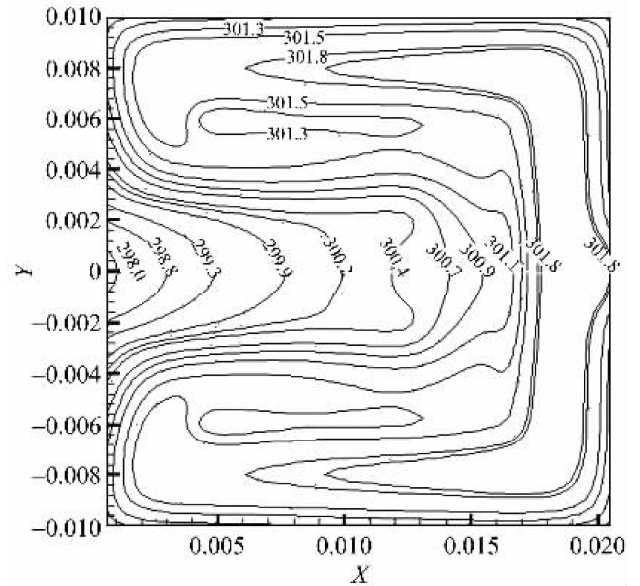


图 9 有多孔介质时散热表面温度分布
Fig. 9 Temperature distribution of heating surface filled with porous media

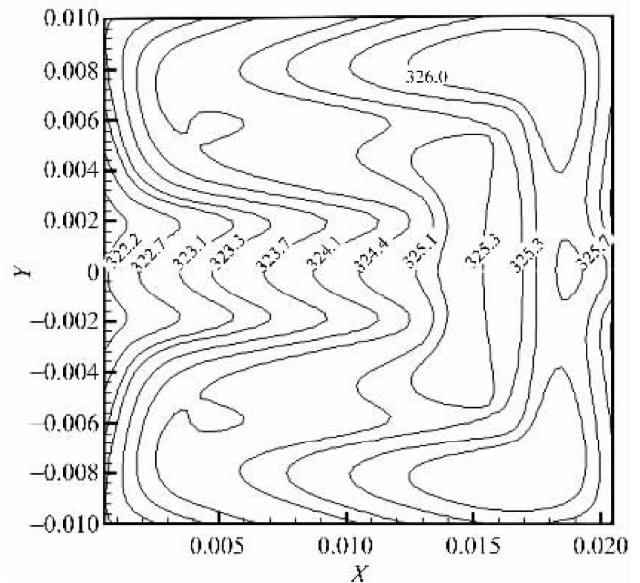


图 10 无多孔介质时散热表面温度分布
Fig. 10 Temperature distribution of heating surface without porous media

集的地方均在进口两侧和出口处,表示该位置温度梯度较大.进出口温差为 4 K,则平均温度梯度为 2 K/cm.二者的差别主要在于散热器边缘,有多孔介质时,沿边界上,温度分布更均匀.由此可见,本文设计的多孔介质填充小槽道成功实现了降低散热表面温度梯度的目标.

5 结论

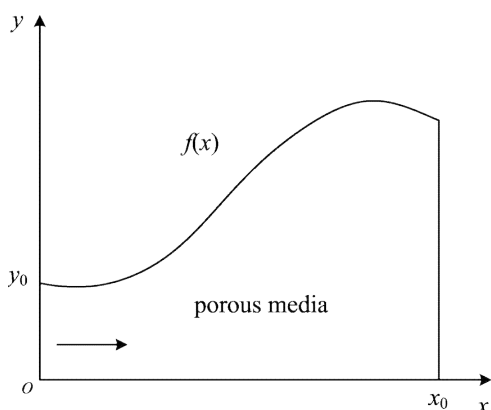
本文尝试用高孔隙率、高比表面积铜基多孔介质进行水冷换热研究.与小孔隙率堆积床和烧结多孔介质相比,在保持较好换热性能同时,大大降低压力损失.高孔隙率的多孔介质渗透率大(约为 $6.1 \times 10^{-10} \text{ m}^{-2}$),有效降低进出口压差,从而降低散热器功耗;高比表面积使对流换热面积增大,单位体积内换热增强,平均体积散热率高达 250 W/mm^3 ;散热器在相同压降下得到比文献[4]更小的热阻,说明该多孔介质材料在改善散热器性能上有广阔的应用前景;此外,小槽道内填充多孔介质不仅使散热表面获得更低温度,还使散热表面温度梯度减小.

附录

如下图所示,等体积流率 q_v 的流体流过变截面的均匀多孔介质区域时,根据进出口压差可以得到多孔介质的粘性阻力有效厚度 Δn_1 和惯性阻力有效厚度 Δn_2 .图示多孔介质区域特征长度取进口处 y_0 .出口处在 x_0 .由于 X 方向上渗流速度 V 远大于 Y 方向上的,故我们只考虑 X 方向上,据连续性方程

$$q_v = V(x)f(x) \quad (\text{a})$$

根据 Darcy 定律有



附图 A 流体流过变截面多孔介质

Fig. A The fluid flowing in nonconforming section porous media

$$\frac{dp}{dx} = \left(\frac{\mu}{K} V + C_2 V^2 \right) \quad (\text{b})$$

实验测量进出口压降为 Δp ,由式(a),(b)积分可得

$$\Delta p = \int_0^{x_0} \left[\frac{\mu}{K} \cdot \frac{q_v}{f(x)} + C_2 \left(\frac{q_v}{f(x)} \right)^2 \right] dx \quad (\text{c})$$

令 $V_0 = q_v / y_0$,则有

$$\Delta p = \frac{\mu}{K} \Delta n_1 V_0 + C_2 \Delta n_2 V_0^2 \quad (\text{d})$$

其中, $\Delta n_1 = y_0 \int_0^{x_0} \frac{1}{f(x)} dx$, $\Delta n_2 = y_0^2 \int_0^{x_0} \frac{1}{f^2(x)} dx$,即为粘性阻力有效厚度和惯性阻力有效厚度.

参考文献 (References)

- [1] Ravi M, Raj N, Vijay W, et al. Emerging directions of packaging technologies: Semiconductor technology and manufacturing[J]. Intel Technology Journal, 2002, 6(2): 62-75.
- [2] Tuckerman D B, Prese R F W. High-performance heat sinking for VLSI [J]. IEEE Electron Device Letters, 1981, 2(5): 126-129.
- [3] Upadhyya G. Cooligy Active Micro-Structure Cooling Offers Key to Advanced Processor Performance and Quieter Systems [EB/OL]. [2007-9-25]. http://www.cooligy.com/pdf/Cooligy_MicroStructure_White_Paper.pdf.
- [4] Jiang P X, Fan M H, Si G S, et al. Thermal-hydraulic performance of small scale micro-channel and porous-media heat-exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44: 1 039-1 051.
- [5] Zhang H Y, Pinjala D, Joshi Y K, et al. Fluid flow and heat transfer in liquid cooled foam heat sinks for electronic packages [J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2005, 28(2): 272-280.
- [6] 胥蕊娜, 姜培学, 宫伟. 微细多孔介质中对流换热实验研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(5): 823-825.
- [7] Antohe B V, Lage J L, Price D C, et al. Numerical characterization of micro heat exchangers using experimentally tested porous aluminum layers [J]. Int J Heat and Fluid Flow, 1996, 17(6): 594-603.
- [8] Hetsroni G, Gurevich M, Rozenblit R. Metal foam heat sink for transmission window [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48: 3 793-3 803.
- [9] Fluent Inc. Fluent 6. 0 User Guide [M]. Fluent Inc, 2001.
- [10] Liu M H, Xie C, Zhang X F, et al. Numerical simulation on micromixer based on synthetic jet[J]. Acta Mechanica Sinica, 2008, 24(6): 629-636.