

研究论文

复杂结构微通道热沉液体强化传热过程的热力学分析

翟玉玲, 夏国栋, 刘献飞, 李艺凡

(北京工业大学环境与能源学院, 强化传热与过程节能教育部重点实验室, 北京 100124)

摘要: 微通道液体流动与传热是一个典型的不可逆过程, 有必要减小传递过程中的不可逆损失大小, 提高其有效利用程度, 属于“质”的范畴。首先, 根据热力学第一及第二定律, 推导出了熵产率及热能传输系数, 指出降低微通道热沉内液体温度梯度净值可以提高热能的有效利用程度; 然后, 基于前期的研究基础, 设计出新型复杂结构微通道热沉, 并模拟其三维流动与传热过程, 对比分析微通道热沉结构的变化对熵产率及热能传输系数的影响, 结果表明降低流体温度梯度的净值可以减少热能不可逆损失的大小, 使热沉底面温度更均匀, 有利于延长微电子器件的寿命; 最后, 由强化传热因子、熵产率及热能传输系数的定义指出用强化传热因子来评价微通道的综合传热性能更合理, 而应该用熵产率及热能传输系数来评价能量的不可逆大小及利用程度。总之, 热力学第一定律为微通道的综合传热性能提供了评价标准, 而热力学第二定律指出了影响微通道内部强化传热的本质因素, 二者相互联系, 为微通道的优化设计提供热力学理论。

关键词: 微通道热沉; 强化传热; 熵产; 焓; 强化传热因子

DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2014.09.013

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2014) 09—3403—07

Thermodynamic analysis of enhanced heat transfer process in microchannel heat sinks with complex structure

ZHAI Yuling, XIA Guodong, LIU Xianfei, LI Yifan

(Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation, Ministry of Education, School of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: It is a typical irreversible process of flow and heat transfer in the microchannel and it is necessary to reduce the irreversibility to improve effective utilization of energy in the heat transfer process. The entropy generation rate and transport efficiency of thermal energy are derived from the first and second law of thermodynamics, which indicate that the effective utilization of thermal energy increases with the decrease of net temperature gradient of fluid in the micro heat sink. A new micro heat sink with complex structure is proposed and simulated based on the previous study. The effect of structure on entropy generation rate and transport efficiency of thermal energy is also analyzed. The results reflect that the less the net temperature gradient of fluid, the less irreversibility and the more uniform the temperature of bottom in the heat sink. Based on the definitions of thermal enhancement factor, entropy generation rate and transport efficiency of thermal energy, it is reasonable to use thermal enhancement factor to evaluate the comprehensive performance of micro heat sinks, while the other two are used to measure the irreversibility and level of utilization in the heat transfer process. In short, the evaluation

2014-01-09 收到初稿, 2014-03-03 收到修改稿。

联系人: 夏国栋。第一作者: 翟玉玲 (1986—), 女, 博士研究生。

基金项目: 国家自然科学基金项目(51176002); 国家重点基础研究发展计划项目 (2011CB710704); 北京市自然科学基金项目 (3142004)。

Received date: 2014-01-09.

Corresponding author: Prof. XIA Guodong, xgd@bjut.edu.cn

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (51176002), the National Basic Research Program of China (2011CB710704) and the Natural Science Foundation of Beijing (3142004).

criteria is provided by the first law of thermodynamics, while the essence of heat transfer enhancement is indicated by the second law of thermodynamics, giving a complete thermodynamic theory for optimizing micro heat sinks.

Key words: micro heat sink; heat transfer enhancement; entropy generation; exergy; thermal enhancement factor

引 言

随着微电子技术的快速发展, 电子设备的集成化程度越来越高, 对运行温度的均匀性提出了更高的要求。如现代芯片的晶体管数量高达数十亿的级别, 但是散热器的尺寸却必须限制在 4 cm^2 内, 而且散热量极高^[1]。据统计, 55%的电子器件失效是由于工作温度过高所致。因此迫切需要研制体积小、质量轻、传热效率高的微型换热设备, 有效地解决换热问题。其中, 微通道热沉液体冷却是去除高通量行之有效的强化换热方法之一。然而, 现代微型散热设备的散热量接近或超过 $10^6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$, 简单结构的微通道热沉已无法满足高功率器件的散热要求。因此, 具有表面积/体积比值大、单位面积换热强度高、自重轻、体积小并能与微型热设备键合好的复杂结构微通道热沉更是众多学者的研究重点^[2-5]。

由能量守恒定律可知, 微通道内进出口流体所携带的热量恒等于底面的加热量(忽略热损失)。但是热能与其他形式的能量不一样, 比如机械能、电能或化学能等, 它是一种低级的能量, 在传递过程中不能完全利用。比如在管道流体的传热过程中, 有部分热能用于内部的黏性耗散, 导致冷流体的温度上升, 而且相当于在微通道内部增加内热源; 又比如加热底面与流体的温差引起的不可逆, 都会导致热能品质的下降, 不利于传热。

Bejan^[6-7]早期以热力学第二定律为基础, 引入熵产概念分析对流换热过程中可用能的损失情况。由于熵产数或总可用能损失揭示了对流换热过程的物理本质, 因此熵产被众多学者用于评价通道的对流换热性能, 并以最小熵产原理来优化传热过程。Guo 等^[8]用数值模拟的方法研究恒壁温加热和冷却下弯曲微通道内层流流动的熵产大小。以苯胺和乙二醇为工质, 结果表明恒壁温加热时变物性工况的 Nusselt 数、传热熵产及流动熵产值小于常物性工况的情况, 而冷却时结果相反。相对于熵产理论的广泛应用, 用熵理论来评价微通道的传热特性的研究比较少, 特别是国内学者用熵理论分析微通道的流动和传热特性的研究几乎没有。国外学者如 Kosar^[9]、Shuja^[10]分别用熵效率法、熵经济分析法分析微针肋热沉系统的传热性能, 得到的结果比用传

热学分析的结果更有意义。国内部分学者, 如吴双应等^[11]分别讨论圆管恒热通量和恒壁温两种情况下, 热流量、壁面温度及流动阻力对量纲 1 熵产强度的影响。赵玉珍等^[12]用热力学第二定律建立了管径分别为 30、40 及 50 mm 对流换热层流($Re < 2030$)、紊流及平板紊流的熵损失数学模型。李友荣等^[13]从降低可用能损率出发, 得到恒壁温下最小可用能损率所对应的最佳管道入口换热温差。陈燕^[14]指出能量在传递和转换过程中守恒, 而熵在传递和转换过程其量不守恒, 因而熵有其独特的传递和转化规律, 因此对管内对流传热过程熵传递和转换规律的研究显得尤为重要, 但由于管径较大, 不属于微通道的范畴。

因此, 本文以热力学第一及第二定律为基础, 建立复杂结构微通道热沉强化传热过程的热力学模型, 从熵产及熵理论两方面共同分析微通道内液体流动与传热过程中热能的利用程度, 找出影响传热的本质因素, 从而指导热沉的优化设计。

1 理论分析

Bejan^[6]选取了开口热力系统内任一微元体, 并根据热力学第二定律建立了通道内部流动与传热过程的熵产模型, 其表达式如下

$$\dot{S}_{\text{gen}}'' = \dot{S}_{\text{gen}, \Delta T}'' + \dot{S}_{\text{gen}, \Delta p}'' \quad (1)$$

$$S_{\text{gen}, \Delta T}'' = \frac{\lambda_f}{T_f} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (2)$$

$$\dot{S}_{\text{gen}, \Delta p}'' = \frac{\mu}{T_f} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (3)$$

由上述公式可知, 体积熵产率 $\dot{S}_{\text{gen}}'''$ 由两部分不可逆性因素组成: 流体流动引起的摩擦损失 $\dot{S}_{\text{gen}, \Delta p}'''$ 及传热不可逆引起的热损失 $\dot{S}_{\text{gen}, \Delta T}'''$ 。体积熵产率越大, 说明管道内由于流动及传热引起的不可逆损失越大, 热能的利用程度就越低, 因此该参数可以用来评价管道传热过程中的能量利用程度。影响总熵产率的因素不是唯一的, 它不仅与速度梯度有关, 还与温度梯度有关。因此熵产原理不能清晰、直观地反映出影响传热的因素, 有其局限性。

焓也是评价能量品质的另一个重要参数, 因此也有必要从焓角度分析通道内部热能的利用程度。Liu 等^[15]从焓的基本表达式推导出通道传热过程中的热能传输效率(transport efficiency of thermal energy), η_t , 其表达式如下

$$\eta_t = \frac{\dot{Q} - \dot{Q}_d}{\dot{Q}} = 1 - \frac{\dot{Q}_d}{\dot{Q}} \quad (4)$$

式中, $\dot{Q}$ 和 $\dot{Q}_d$ 分别是底面总加热量及不可逆热损失的大小, W。从式(4)可知, 不可逆热损失 $\dot{Q}_d$ 越小, 其热能传输效率 η_t 越大。 $\dot{Q}_d$ 表达式如下

$$\dot{Q}_d = \iiint_{\Omega} \frac{\lambda_r (\nabla T_r)^2}{T_r} dV \quad (5)$$

虽然温度梯度有正有负, 但其模值一定是正的。Sharma 等^[16]把温度梯度的模值 $|\nabla T_r|$ 也称为温度梯度净值(net temperature gradient)。在恒热通量及 Reynolds 数一定时, 由能量守恒可知, 各通道流体的平均温度 T_f 也一定。分析式(5)可知, 流体的温度梯度净值 $|\nabla T_r|$ 越低, 其无用热能数值越小, 热能的利用程度越高。因此, 可以通过减小通道内部流体温度梯度的净值以达到提高热能利用程度的目的。详细的公式推导见文献[15]。

2 模型描述

在前期的研究中, 本课题组首先提出了带有圆形内肋及圆形凹穴的复杂结构微通道^[17](简称 C.C-C.R), 发现其在 $Re < 600$ 时其传热性能优于光滑矩形微通道(简称 Rec.)及 Chai 等^[18-19]提出的凹穴型微通道, 然后又对比分析了不同形状内肋及圆形凹穴组合的微通道热沉^[20], 发现内肋形状对流动与传热有明显影响。基于前期的研究基础, 设计出带有三角形内肋及三角形凹穴组合的复杂结构微通道(简称 Tri.C-Tri.R), 对比分析该微通道 Tri.C-Tri.R 与微通道 C.C-C.R 及矩形微通道 Rec. 的流动与传热性能, 主要是为了对比微通道热沉的结构变化对熵产率及热能传输系数大小的影响。

图 1 为带有三角形内肋及三角形凹穴的微通道热沉的示意图, 该热沉由 10 条并行硅基微通道 Tri.C-Tri.R 组成, 总长 20 mm。为了使流动更均匀, 微通道的进出口均有长 5 mm 的矩形区域, 宽为 3 mm, 热沉上部覆盖高为 0.5 mm 的 Pyrex7740 玻璃。图 2 为单根微通道的平面示意图, 长 10 mm, 宽 0.1 mm, 高 0.2 mm, 通道的底座高为 0.15 mm, 凹穴及内肋的具体尺寸与文献[17]一致。

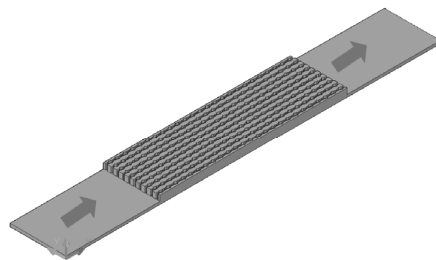


图 1 Tri.C-Tri.R 微通道热沉示意图

Fig.1 Schematic diagram of microchannel heat sink Tri.C-Tri.R

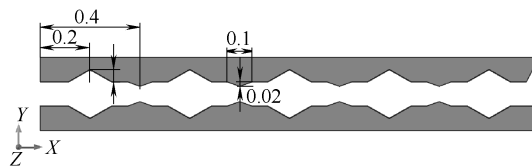


图 2 Tri.C-Tri.R 微通道示意图

Fig.2 Schematic diagram of microchannel Tri.C-Tri.R (unit: mm)

采用软件 GAMBIT 和 FLUENT 6.3 建模及进行模拟运算, 工质为去离子水, 其热物性参数随温度线性变化, 忽略辐射及热损作用。由于热沉内部的微通道具有对称性, 为了缩短计算时间, 采用图 2 所示的单微通道模型。三维稳态无内热源的微通道流体流动与传热过程的连续性方程、动量方程及能量方程如下

$$\nabla U = 0 \quad (6)$$

$$\rho(\mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \cdot \nabla \mathbf{U}) \quad (7)$$

$$\text{液体: } \rho c_p \mathbf{U} \cdot \nabla T_f = \nabla \cdot (\lambda_r \cdot \nabla T_r) \quad \text{固体: } \nabla \cdot (\lambda_s \cdot \nabla T_s) = 0 \quad (8)$$

热沉的边界条件的设置如下^[21]

(1) 速度入口: $u = u_{in}$, $v = w = 0$, $T = T_{in} = 293 \text{ K}$, $x = 0$;

(2) 压力出口: $p = p_{out}$, $x = L$;

(3) 固-液接触面: $\mathbf{U} = 0$, $T_f = T_s$, $-\lambda_s \nabla T_s|_n = -\lambda_r \nabla T_r|_n$;

(4) 微通道左右两侧: 对称平面的法向速度及法向温度梯度为 0;

(5) 微通道上表面绝热及底面加热: $\nabla T_s|_n = 0$ 及 $q_w = -\lambda_s \nabla T_s|_n$ 。

3 结果分析及讨论

3.1 模型验证

模型的验证分为网格独立性验证和数值算法的验证。网格独立性验证是对同一个模型选用不同

范围的网格数, 检验网格数的变化对计算结果的影响, 是对计算精确度的检验。而数值算法验证一般是选取某个参数, 与已有经验公式或已发表文献的结果作对比, 是对算法准确度的检验。

由于微通道 Tri.C-Tri.R 截面的复杂性, 对该微通道进行非结构化网格划分。首先在 GAMBIT 软件里建立微通道的三维示意图, 并用 Cooper 类型来划分网格。然后, 选取 3 种网格尺寸进行独立性检验, 分别为 33.1 万(稀疏)网格、63.3 万(较密)网格及 85.2 万(极密)网格。当网格数分别取 33.1 万和 63.3 万时, 与网格数 85.2 万对比, 其沿程速度变化误差为 0.8% 及 3.5%。因此, 选取网格数为 63.3 万进行网格划分, 不仅保证了结果的精确性, 也缩短了计算时间。

假设微通道内任一周长为 $P(x)$ 的流体微元, $T_f(x)$ 为恒热通量情况下沿着流动方向线性增长的流体温度, 由能量守恒定律得

$$q''P(x)dx = \dot{m}c_p dT_f \quad (9)$$

然后, 对式(9)沿微通道长度积分得

$$T_f(x) = T_{in} + (T_{out} - T_{in}) \frac{x}{L} \quad (10)$$

式中, q'' 为底面加热的热通量, $W \cdot m^{-2}$; $\dot{m}$ 为质量流量, $kg \cdot s^{-1}$; c_p 为比热容, $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$; L 为微通道长, mm; T_{in} 、 T_{out} 分别为进出口流体的温度, K。

图 3 为微通道 Tri.C-Tri.R 在 $Re = 199.7$ 及 $Re = 458.8$ 时由式(10)计算的理论流体温度与模拟值的对比, 其中模拟值取通道截面 $z = 0.25mm$ 时的沿程流体平均温度。从图中可以看到, 理论值与模拟值的偏差不超过 1%, 从而验证模拟方法的有效性。

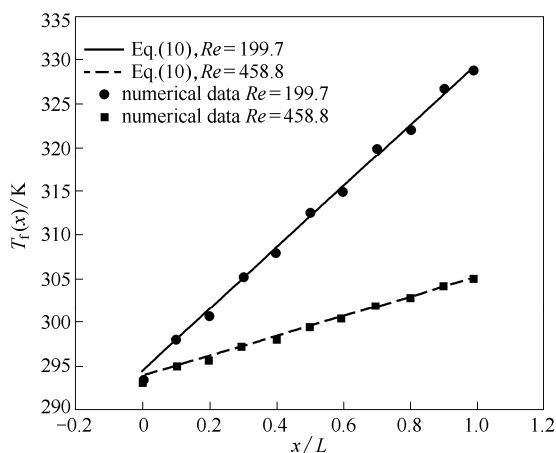


图 3 沿微通道流动方向流体温度的对比

Fig.3 Comparison of fluid temperature along flow direction

3.2 热力学分析

图 4 为微通道 Tri.C-Tri.R 与参考微通道 C.C-C.R、光滑矩形微通道 Rec.由流动摩擦引起的熵产率 $\dot{S}_{gen,\Delta p}'''$ 及传热不可逆引起的熵产率 $\dot{S}_{gen,\Delta T}'''$ 随 Reynolds 数的变化。从图 4 可以看到, 3 种微通道的 $\dot{S}_{gen,\Delta T}'''$ 随 Reynolds 数的增大而减小, 这是因为随着 Reynolds 数的增大, 流体的换热能力增强, 由加热底面与流体温度不平衡而引起的不可逆损失减小。而 $\dot{S}_{gen,\Delta p}'''$ 随 Reynolds 数的增大而增大, 相应地压降也随之增大, 说明由流动摩擦引起的不可逆损失越来越大。对比 3 种微通道, 光滑矩形微通道的 $\dot{S}_{gen,\Delta p}'''$ 最小, 微通道 Tri.C-Tri.R 的 $\dot{S}_{gen,\Delta p}'''$ 略小于微通道 C.C-C.R 的, 压降的变化情况与其类似。

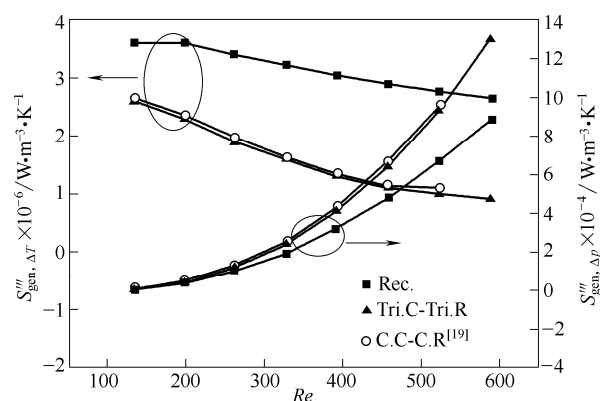


图 4 熵产随 Reynolds 数的变化

Fig.4 Entropy generation vs Reynolds number

由图 4 还可以看到, 由传热不可逆引起的熵产率远大于由流动摩擦不可逆引起的熵产率。这说明在微通道中, 由于流体流速和微通道横截面积很小, 由流动摩擦引起的不可逆损失对总熵产率的贡献较小, 因此微通道液体的流动与传热过程总熵产主要受 $\dot{S}_{gen,\Delta T}'''$ 影响, 这也说明内肋及凹穴组合的微通道传热性能得到改善, 从而减少热能传递过程中的不可逆损失, 而且微通道 Tri.C-Tri.R 由于三角形的突变更明显, 其传热性能优于微通道 C.C-C.R。在低 Reynolds 数下, 由于流体在凹穴区的停滞时间较长, 凹穴内的冷流体被加热升温, 但不能及时被带走, 造成进出口流体的温度梯度绝对值大于高 Reynolds 数下的情况, 因此低 Reynolds 数下的总熵产率大于高 Reynolds 数下的情况。分析式(2)可知, 在流体种类及流速一定(层流)的情况下, 只要降低流体温度梯度净值 $|\nabla T_f|$, 就可以减少不可逆损失。

微通道底面温度的均匀性对电子器件的寿命

有明显影响。在恒热通量下, 当流动充分发展时, 冷却液和微通道壁面的温差沿流动方向保持恒定。由能量守恒得, 冷却液与热阻的温差受热通量和对流热阻 R_t 影响。如果热阻恒定, 冷却液温度沿着流动方向增大 ($T_f = T_f(x)$), 因此微通道底面温度也相应升高。其关系如下

$$\frac{T_b - T_f}{\dot{Q}} = R_t \quad (11)$$

由式 (11) 可知, 在热通量恒定的情况下, 要想微通道底面温度恒定, 只有减小沿流动方向的热阻。因为热阻与 $h_{ave}A$ 呈反比关系, 这个乘积沿流动方向要线性增大以保持表面温度的均匀性。因此, 要保持底面温度的恒定, 就要增大表面传热系数或增大传热表面积, 可通过改变工质种类或微通道结构来实现。

图 5 为微通道热沉 Tri.C-Tri.R、微通道热沉 C.C-C.R 及矩道微通道热沉 Rec. 热阻随 Reynolds 数的变化。从图 5 看到, 矩形微通道热沉的热阻最大, 微通道热沉 Tri.C-Tri.R 及微通道热沉 C.C-C.R 最小, 二者相差不大。随着 Reynolds 数的增大, 复杂结构微通道热沉的热阻下降更明显, 其结果说明带有内肋和凹穴组合的微通道热沉的底面温度分布更均匀。

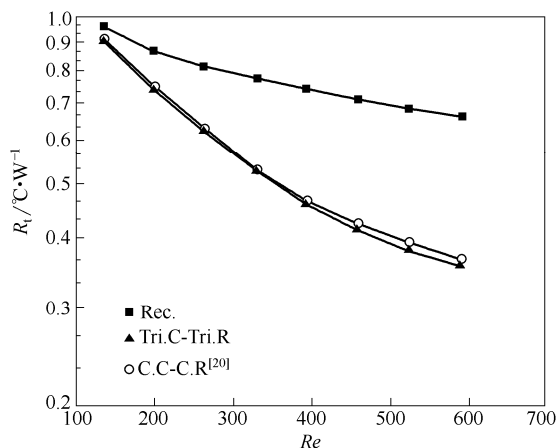


图 5 各热沉热阻随 Reynolds 数的变化

Fig.5 Thermal resistance of different heat sinks vs Reynolds number

图 6 为 3 种热沉的热能传输效率 η_t 随 Reynolds 数的变化。从图 6 可以看到, 随着 Reynolds 数的增大, 3 种热沉的热能传输效率 η_t 也增大。这是因为在高 Reynolds 数下流体的温度梯度净值 $|\nabla T_f|$ 小于低 Reynolds 数的, 因此能减小热能传递过程的不可逆损失, 提高热能的有效利用程度。但是, 热沉内

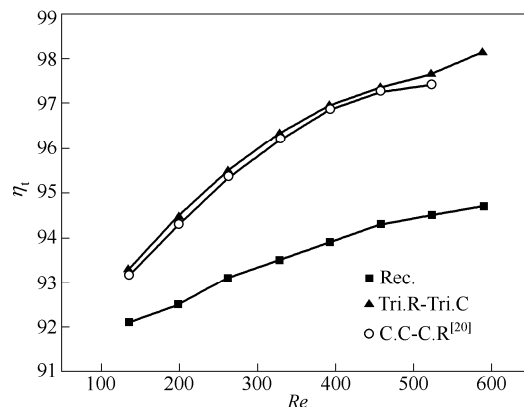


图 6 各热沉热能传输系数随 Reynolds 数的变化

Fig.6 Thermal transport efficiency of different heat sinks vs Reynolds number

热能传热效率很高, 高达 92% 以上, 但随着 Reynolds 数的增大, 其热能传输效率的增大幅度减小, 因此不能一味地用提高流体进口速度的办法来增强换热。

图 7 为微通道热沉 Tri.C-Tri.R 及 C.C-C.R 强化传热因子随 Reynolds 数的变化。强化传热因子是通道流动与传热过程性能的综合评价准则, 其表达式如下

$$\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) / \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (12)$$

式中, Nu 和 f 分别为热沉的 Nusselt 数及摩擦系数, 下角标 0 表示为参考热沉的取值, 本文取矩形微通道热沉 Rec. 为参考热沉。

从图 7 可以看到, 在 $Re < 600$ 时, 微通道热沉 Tri.C-Tri.R 的综合传热性能最好。由此可见, 凹穴及内肋的形状对微通道热沉的综合传热性能影响较大。

综上所述, 强化传热因子, 总熵产率及热能传

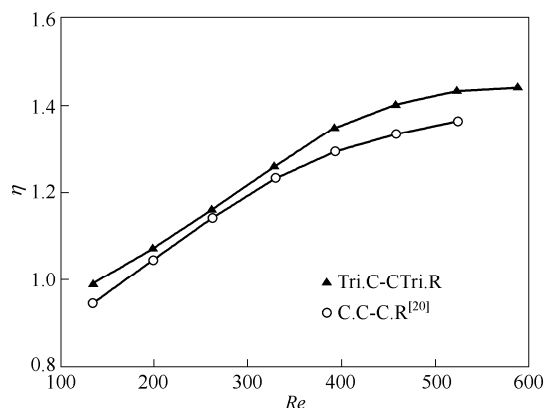


图 7 强化传热因子随 Reynolds 数的变化

Fig.7 Thermal enhanced factor vs Reynolds number

输效率均可以用来评价微通道热沉的传热性能,但由于定义不同,其侧重点也不同。总熵产率及热能传输效率反映了管道内流体传热过程能量的不可逆损失大小及有效利用程度,在层流情况下,可以降低微通道流体温度梯度的净值来减小不可逆损失及提高热能的有效利用程度。虽然总熵产率包含有传热及流动参数,原则上可用来综合评价微通道热沉的综合传热性能,但微通道内由传热不可逆引起的熵产率的数量级远大于由流动引起的不可逆熵产率,流动不占主导地位,压降作用会被削弱,可能会出现虽然总熵产减小了,但微通道压降会显著增大的情况。而强化传热因子由于 Nu/Nu_0 及 f/f_0 的数量级相当,说明传热及流动摩擦的作用相当,因此用此参数来评价微通道的综合传热性能更为准确。

4 结 论

本文设计了带有三角形内肋及三角形凹穴的复杂结构微通道热沉 Tri.C-Tri.R, 并以热力学第一及第二定律为基础,推导出总熵产率及热能传输系数,指出在层流范围内可降低流体温度梯度的净值来减少传热过程的不可逆损失及提高能量的利用程度。并用强化传热因子评价微通道热沉的综合传热性能,指出凹穴及内肋的形状对微通道热沉的综合传热性能影响较大。总之,热力学第一定律为微通道的综合传热性能提供评价标准,而热力学第二定律指出影响微通道内部强化传热的本质因素,二者相互联系,为通道的优化设计提供完整的热力学理论。

符 号 说 明

- c_p ——比热容, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
 f ——摩擦系数
 L ——微通道长, mm
 k_f, k_s ——分别为流体热导率及固体热导率, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
 Nu ——Nusselt 数
 $P(x)$ ——周长, mm
 $\dot{Q}$ ——底面加热量, W
 $\dot{Q}_d$ ——不可逆热损, W
 Re ——Reynolds 数
 R_t ——热阻, $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$
 $\dot{S}_{\text{gen}}^{\text{m}}, \dot{S}_{\text{gen},\Delta T}^{\text{m}}, \dot{S}_{\text{gen},\Delta p}^{\text{m}}$ ——分别为总熵产率、由传热引起的熵产率及由流动引起的熵产率, $\text{W} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$

$T_f, T_b, T_{\text{in}}, T_{\text{out}}$ ——分别为流体、底面的平均温度及进出口温度, K

u_{in} ——入口速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

η ——强化传热因子

η_t ——热能传输系数

下角标

b ——底面

f ——流体

s ——固体

t ——热能

References

- [1] Bao Ran (鲍然). Experimental investigation of heat transfer enhancement in an inclined axial miniature grooved heat pipe using nanofluid [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2010
- [2] Dhariaiya V V, Kandlikar S G. A numerical study on the effects of 2D structured sinusoidal elements on fluid flow and heat transfer at microscale [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2013, **57**: 190-201
- [3] Guzman A M, Cardenas M J, Urzua F A, et al. Heat transfer enhancement by flow bifurcations in asymmetric wavy wall channels [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2009, **5**: 3778-3789
- [4] Haller D, Woias P, Kockmann N. Simulation and experimental investigation of pressure loss and heat transfer in microchannel networks containing bends and T-junctions [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2009, **52**: 2678-2689
- [5] Hung T C, Yan W M, Li W P. Analysis of heat transfer characteristics of double-layered microchannel heat sink [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2012, **55**: 3090-3099
- [6] Bejan A. Entropy Generation Minimization [M]. New York: Wiley-Interscience Publication, 1996: 77-111
- [7] Bejan A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow [M]. New York: Wiley-Interscience Publication, 1982: 89-190
- [8] Guo J F, Xu M T, Tao Y J, et al. The effect of temperature-dependent viscosity on entropy generation in curved square microchannel [J]. *Chem. Eng. Process.*, 2012, **52**: 85-91
- [9] Kosar A. Exergo-economic analysis of micro pin fin heat sinks [J]. *Int. J. Exergy*, 2011, **35**: 1004-1013
- [10] Shuja S Z. Optimal fin geometry based on exergoeconomic analysis for a pin-fin array with application to electronics cooling [J]. *Exergy*, 2002, **2** (4): 248-258
- [11] Wu Shuangying (吴双应), Li Yourong (李友荣). Thermodynamic analysis of forced convective heat transfer through a duct including thermal entrance region [J]. *Power System Engineering* (电站系统工程), 1997, **13** (1): 8-12
- [12] Zhao Yuzhen (赵玉珍), Hua Fang (华放). Optimizing convective heat transfer process with the second law of thermodynamic [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology* (哈尔滨工业大学学报), 1992, **24**: 34-39
- [13] Li Yourong (李友荣), Jin Mingcong (靳明聪), Tang Jingwen (唐经文). Thermodynamic analysis and performance evaluation of convective heat transfer through ducts [J]. *Journal of Chongqing University* (重庆大学学报), 1992, **15** (3): 68-72
- [14] Chen Yan (陈燕). The research on exergy transfer of forced

- convective heat transfer [D]. Chongqing:Chongqing University, 2006
- [15] Liu W, Jia H, Liu Z C, *et al.* The approach of minimum heat consumption and its applications in convective heat transfer optimization [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2013, **57**: 389-396
- [16] Sharma C S, Tiwari M K, Michel B, *et al.* Thermofluidics and energetics of a manifold microchannel heat sink for electronics with recovered hot water as working fluid [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2013, **58**: 135-151
- [17] Xia G D, Zhai Y L, Cui Z Z. Numerical investigation of flow and heat transfer in a microchannel with fan-shaped reentrant cavities and internal ribs [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2013, **58**: 52-60
- [18] Xia G D, Chai L, Zhou M Z, *et al.* Effects of structural parameters on fluid flow and heat transfer in a microchannel with aligned fan-shaped reentrant cavities [J]. *Int. J. Therm. Sci.*, 2011, **50**: 411-419
- [19] Xia G D, Chai L, Wang H Y. Optimum thermal design of microchannel heat sink with triangular reentrant cavities [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2011, **31**: 1208-1219
- [20] Zhai Y L, Xia G D, Liu X F, *et al.* Heat transfer in the microchannels with fan-shaped reentrant cavities and different ribs based on field synergy principle and entropy generation analysis [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2014, **68**: 224-233
- [21] Hung T C, Huang Y X, Yan W M. Thermal performance analysis of porous-microchannel heat sinks with different configuration designs [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2013, **66**: 235-243