

文章编号:1000-8055(2012)12-2681-06

流体横掠水滴形微针肋热沉流动和传热特性

周明正¹, 夏国栋¹, 柴磊¹, 周利军¹, 郜宁²

(1. 北京工业大学 环境与能源工程学院

强化传热与过程节能教育部重点实验室暨传热与能源利用北京市重点实验室, 北京 100124;

2. 新疆电力公司 新疆电力科学研究院, 乌鲁木齐 830011)

摘 要: 对传统圆形微针肋进行了优化, 设计了 3 种不同尾角的水滴形微针肋热沉, 并以去离子水为工质, 实验研究了各热沉流动阻力和传热特性. 结果表明: 3 种尾角针肋中, 尾角为 60° 时减阻效果最好. 水滴形针肋的流线型结构可以改善尾部流动分布, 推迟流动由层流向过度区流的转变, 且尾角越小效果越明显. 不同体积流量下, 水滴形针肋的最优尾角有所不同. 在实验中, 雷诺数范围在 200~1000 内, 尾角为 60° 的水滴形针肋热沉强化换热效果最好. 当尾角为 30° 时, 太长的尾部结构受到下一排针肋的影响, 造成较大的流动阻力, 导致其整体换热效果较差.

关键词: 微针肋; 水滴形; 流动; 强化换热; 减阻

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Flow and heat transfer characteristics of drop-shaped micro pin-fin heat sinks with cross flow

ZHOU Ming-zheng¹, XIA Guo-dong¹, CHAI Lei¹,

ZHOU Li-jun¹, GAO Ning²

(1. Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation, Ministry of Education, College of Environmental and Energy Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China;

2. Electric Power Research Institute of Xinjiang, Xinjiang Electric Power Company, Urumqi 830011, China)

Abstract: Three drop-shaped micro pin-fin heat sinks with different tail angles were designed based on the optimization of traditional round micro pin-fin heat sink. The flow resistance and heat transfer characteristics of the heat sinks were experimentally investigated using deionized water as working fluid. The results show that the micro pin-fin with tail angle of 60° has the lowest flow resistance among the heat sinks. The streamlined structure of drop-shaped micro pin-fins improves the distribution of flow and delays the conversion from laminar to turbulent flow. The smaller the angle, the more obvious the effect. The optimal angle of drop-shaped micro pin-fin is different under different flow rates. The heat sink with tail angle of 60° has the strongest heat transfer coefficient at the corresponding Reynolds

收稿日期: 2011-12-01

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121218.0859.201212.2681_007.html

基金项目: 国家自然科学基金(5117602); 国家重点基础研究发展计划(2011CB710704);

北京市属高等学校人才强教计划项目(PHR200906104)

作者简介: 周明正(1982-), 男, 江苏仪征人, 博士生, 主要从强化传热方面研究.

number in this experiment (Reynolds number is equal to 200–1000). When the tail angle decreases to 30° , the heat transfer is also enhanced in the tail section of micro pin-fin. However, the flow is affected by the micro pin-fin behind, so the heat resistance is higher than other heat sinks under the same pump power.

Key words: micro pin-fin; drop-shaped; flow; heat transfer enhancement; drag reduction

随着先进设备与器件热负荷不断提高,传统冷却器已无法满足现代工业飞速发展要求。换热器逐渐呈现出微型化、小型化及高热流密度化的趋势。而前期的研究结果^[1-7]表明使用微针肋热沉强化对流换热可以取得较好的效果。这主要是因为微针肋热沉各个突出的针肋可以较大范围提高换热的面积,同时流体流过有规律分散布置的针肋时,会形成周期性的分离汇合行为。流动边界层不断被打断,流体一直处于未充分发展阶段,具有较强的换热效果。Kosar 等^[8]首先开展了微针肋热沉流动换热方面的工作,通过大量实验发现,在保持换热表面温度低于 70°C 的条件下,热流密度可达 10^7 W/m^2 。Naphon 等^[9]针肋对 CPU 的冷却,采用铜和铝 2 种材料设计加工出 6 种微针肋热沉,以去离子水为工质,对其冷却性能进行了实验研究,并与其他冷却技术做了相应比较分析。

针对影响微针肋热沉的因素,国内外学者也进行了一定的研究。主要有:材质^[9]、针肋布置方式^[10-11]、高径比^[12]、横向和纵向间距及针肋形状^[13]等。但由于影响因素众多,背流面的换热较弱,迎流与背流面换热相差比较大。而且由于微针肋热沉孔隙率一般较低,流动阻力通常较大。这些弊端也成为了阻碍微针肋热沉发展的问题。Kosar^[14]研究中提到水翼型微针肋在减阻及强化换热方面具有一定的效果,但遗憾的是文中并未对水翼型结构及参数进行详细研究。针对这些问题本文从针肋结构方面着手,在前期模拟的基础上,对原有圆形针肋进行优化。通过在圆肋尾部添加 1 个三角形结构,用以提高针肋尾部换热性能,从而减小迎流面和背流面的换热差异。同时形成的水滴形针肋结构还可以减少针肋尾部的涡量,以期达到减小阻力及强化换热的效果。

本文设计加工了 3 种不同尾角的水滴形微针肋热沉。以去离子水为工质,对其各自的流动阻力和传热特性进行了系统的实验研究,并与相应的圆形针肋结果进行了对比分析。

1 实验装置与方法

1.1 实验系统

如图 1 所示为微针肋热沉流动与换热实验系统图。实验过程中,工质水在平流泵的驱动下,从储水槽进入恒温水槽,在恒温水槽中加热或冷却到设定温度。去离子水通过过滤器后,进入微针肋热沉实验件。实验件出来的水流入用以收集的容器,并使用精密天平精确测量体积流量。在实验件的进出口分别布置有测温探头和取压口。其中,温度采用直径为 0.3 mm 的铜-康铜热电偶进行测量,进出口压差采用差压变送器直接测得。实验中的热源由实验件底部的 Pt 电阻提供。同时根据 Pt 电阻所具有的阻值与温度的线性对应特性,Pt 电阻也作为温度测量元件,用以提供底部平均温度值。为了提高系统的保温性能,对实验管路及实验件周围均包裹了 10 mm 厚的高发泡性的聚乙烯保温材料。实验所得压力和进出口温度数据经由数据采集仪(Agilent 34970A)采集;Pt 加热膜两端的电压及电流则由纳伏/微欧(Agilent 34401A)表、数字万用表(Agilent 34420A)分别测量。采集所得数据存入电脑,以备处理。

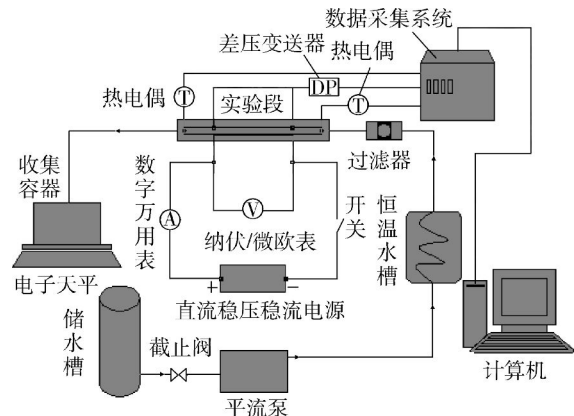


图 1 实验系统图

Fig. 1 Diagram of experimental system

1.2 微针肋热沉的几何尺寸

本文所用水滴形微针肋是在圆肋尾部相切的 1 个等腰三角形构成新型的水滴形针肋,如图 2 所示。

图 3 所示为水滴形微针肋热沉局部实物图。实验件针肋区前端布置有 4 个针肋用于液体导流。针肋区两侧分别布置了 1 条封闭通道用于隔绝横向热量传递。具体尺寸见表 1。

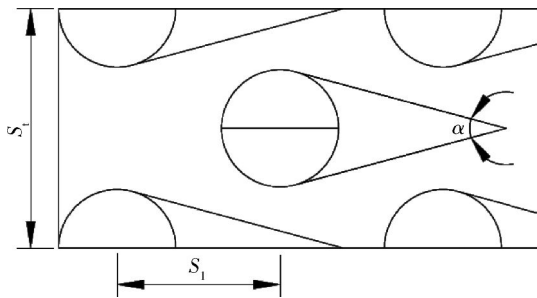


图 2 水滴形微针肋热沉局部平面图
Fig. 2 Local plan of drop-shaped pin-fin

表 1 中 S_1 为针肋横向间距; S_2 为针肋纵向间

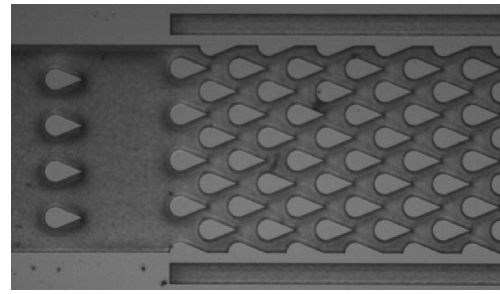


图 3 水滴形微针肋热沉局部实物图
Fig. 3 Local physical map of drop-shaped pin-fin

距; S_d 为针肋斜向间距; D_h 为针肋前部分圆肋直径; H 为肋的高度; N_x 为流动方向上针肋的肋排数, N_y 为垂直流动方向上针肋的个数; ϵ 为孔隙率,即通道中针肋区流体所占体积与针肋区总体积的比值,具体计算式如下:

$$\epsilon = 1 - \frac{A_{\text{cross}} \cdot N_t}{WL} \quad (1)$$

其中 W 和 L 分别为敷设针肋阵列区的通道宽度和长度(单位为 m); A_{cross} 为单个针肋的横截面积(单位为 m^2), N_t 为针肋总数。

表 1 微针肋热沉实验件的尺寸

Table 1 Dimension of micro pin-fin heat sinks

实验件	排列方式	尾角 $\alpha/(\circ)$	N_x	N_y	$D_h/\mu\text{m}$	$H/\mu\text{m}$	$S_1/\mu\text{m}$	$S_2/\mu\text{m}$	$S_d/\mu\text{m}$	孔隙率 ϵ
1	叉排	180(圆肋)	37	4.5	200	200	440	280	360	0.823
2	叉排	60	37	4.5	200	200	440	280	360	0.784
3	叉排	45	37	4.5	200	200	440	280	360	0.777
4	叉排	30	37	4.5	200	200	440	280	360	0.755

1.3 数据处理与分析

在对复杂结构流动特性的分析中,特征参数的选取非常重要。本章根据换热器工业中针对长管束的理论即管束式计算方法来分析流动特性,特征长度为针肋的水力直径 D 。

雷诺数的定义式为

$$Re = \frac{u_m D}{\nu} \quad (2)$$

其中 u_m 为工质最大流速(单位为 m/s); ν 为工质运动黏度(单位为 m^2/s)。

阻力系数的定义为^[14]

$$f = \frac{2\Delta p_{\text{fin}}}{N_x \rho u_m^2} \quad (3)$$

其中 ρ 为流体密度(单位为 kg/m^3); 流体平均表面传热系数的计算公式为

$$h_{\text{av}} = \frac{\phi}{A\Delta T} \quad (4)$$

其中 ϕ 为加热功率(单位为 W); A 为总的换热面积(单位为 m^2); 由于热沉底部硅片很薄,且相对于水的导热系数,硅的导热系数很大,内外壁温差在 $0.1K$ 之内,在实际数据处理过程中采用外壁面温度计算。 ΔT 为热沉底部外壁面温度与流体平均温度的差值。由平均表面传热系数可得努塞尔数,即

$$Nu = \frac{h_{\text{av}} D}{\kappa_f} \quad (5)$$

式中 κ_f 为冷却液在相应定性温度下的导热系数(单位为 $W/(m \cdot K)$)。

热沉运行过程中,总的消耗是泵功,定义为

$$P = (10^{-7} \cdot \Delta p \cdot q_v)/6 \quad (6)$$

其中 Δp 为进出口压差(单位为 kPa); q_v 为体积流量(单位为 ml/min). 对应获得的是尽量小的热阻, 定义为

$$R = (T_{\text{wall}} - T_{\text{in}}) / \phi \quad (7)$$

其中 T_{wall} 为加热面平均温度(单位为 K); T_{in} 为流体进口温度(单位为 K).

根据实验仪器精度及误差传递原理, 可得到各测量值的最大相对误差, 见表 2.

表 2 测量误差

Table 2 Measurement error

参数	最大误差/%	参数	最大误差/%
D	0.076	R	3.25
f	2.83	Re	2.46
h_{av}	3.48	T	2.67
Nu	4.67	u_m	1.33
P	3.48	ΔP	2.33

2 实验结果及分析

2.1 流动特性分析

流体进入实验件后, 首先在未布针肋的矩形通道中均匀流动, 通过前端导流针肋后进入针肋区. 随后通道变窄, 速度迅速增加, 随后由于针肋的阻挡, 流体冲击肋前端面, 发生分离, 沿着肋的斜边方向流动换热, 通过一个肋侧面后遇到另一股来流, 相互作用后冲击下一个肋柱, 再一次分离, 改变流动方向. 如此循环往复, 直到经过最后一个肋柱.

图 4 所示为不同结构针肋热沉压降随体积流量的变化情况. 随着体积流量数的增加, 压降大致呈抛物线形增长. 与圆肋相比, 水滴形具有相同的

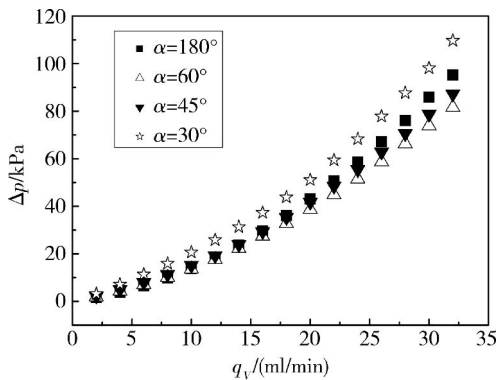


图 4 压降随体积流量的变化

Fig. 4 Variation of pressure drop vs. flow rate

肋高、针肋布置方式及位置. 不同之处仅在于水滴形针肋添加了一定的尾部. 尾部结构的添加可以改善流体的流动状况, 但同时也会降低通道的孔隙率. 当体积流量较低时, 圆形针肋尾部尚未形成涡脱落或脱落较慢, 压力损失很小. 此时增加过多的尾部结构造成的压力损失可能会更大. 如图 4 所示, 小体积流量下, 尾角 $\alpha=60^\circ$ 时压降小于圆肋压降, 但之后随着 α 的减小, 水滴形针肋的压降逐渐升高, 到 $\alpha=45^\circ$ 时压降已经大于圆肋值. 随着体积流量的增加, 圆肋尾部的旋涡脱落造成的压降损失加大, 水滴形针肋尾部结构对尾部涡脱落的抑制效果也更加明显, 如图 4 所示, 尾角 $\alpha=45^\circ$ 和 60° 时水滴形针肋的压降均小于圆肋值. 而 $\alpha=30^\circ$ 时, 由于水滴形尾部太长, 由此产生的压力损失太大, 压降则依然大于圆肋值. 这表明水滴形针肋需要选择合适的尾角才能降低流动压降, $\alpha=60^\circ$ 时, 在各种体积流量下具有减小压降的效果.

如图 5 所示为不同结构针肋阻力系数 f 随 Re 变化的双对数坐标关系图. 从图中可以看出, 随着 Re 的增加, f 呈逐渐下降趋势; 但当 Re 增加到一定值后, f 下降的斜率发生改变. 对于不同结构的针肋, 发生斜率改变对应的 Re 值有所不同, 如同 5 所示. 圆肋在 $Re=100$ 时, 这与文献[15]结论一致, 表明在此处流型有层流转向过渡区流. 随着尾部 α 的减小, 发生转变的 Re 逐渐增加, 当 $\alpha=30^\circ$ 时 Re 已达到 300 附近. 这主要是由于水滴形针肋的流线型结构对尾部涡结构改善的作用, 推迟了层流向过度区流的转变. 比较不同结构针肋阻力系数的数值发现: Re 小于 100 时, $\alpha=60^\circ$ 的 f 值最小, $\alpha=45^\circ$ 的 f 值与圆肋相当, 而 $\alpha=30^\circ$ 的 f 值则最大. 当 Re 大于 100 后, 圆肋的 f 值逐渐接近 $\alpha=30^\circ$ 的水滴形针肋, 而 $\alpha=45^\circ$ 与 $\alpha=60^\circ$ 两种水滴形针肋的 f 值差距逐渐减小.

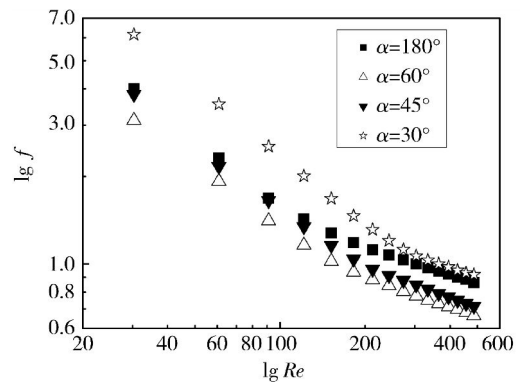


图 5 阻力系数随 $\lg Re$ 的变化

Fig. 5 Variation of $\lg f$ vs. $\lg Re$

2.2 传热特性分析

在强化换热方面,针对背流面的换热较差的问题,水滴形针肋具有较强的优势.水滴形尾部添加的三角形结构可以将圆肋尾部换热“死区”由具有更高换热量的固体导热代替.同时水滴形针肋还大大的增加了热沉的有效换热面积,且换热面更接近流动的主流区域.整体换热效果可以明显加强.

图 6 给出了双对数坐标下不同结构实验件 Nu 随 Re 的变化关系.从图中可以看出热沉的 Nu 对 Re 的依变关系很强,尤其在小 Re 范围内更加明显.当 $Re=800$ 时对应的 Nu 约为 $Re=300$ 时的 1.6 倍左右.在 Re 较小时,圆肋前端对尾部的影响区域较小, $\alpha=60^\circ$ 时强化换热效果最好,随着 α 的减小 Nu 反而逐渐减低,到 $\alpha=30^\circ$ 时换热效果明显低于圆肋值.这主要是由于过长的尾部结构改变了流速分布,使得换热边界层增加过快,换热反而恶化.但随着 Re 的增加,针肋尾部流动“死区”越来越大, $\alpha=60^\circ$ 的水滴形针肋的 Nu 曲线变得平缓,与 $\alpha=30^\circ$ 的水滴形针肋的强化换热的效果趋近一致.而 $\alpha=30^\circ$ 针肋的 Nu 曲线在目前 Re 范围内几乎呈线性增长.这表明不同体积流量下,水滴形针肋的最优尾角 α 有所不同,但在目前 Re 范围内 $\alpha=60^\circ$ 的水滴形针肋热沉强化换热效果最好.

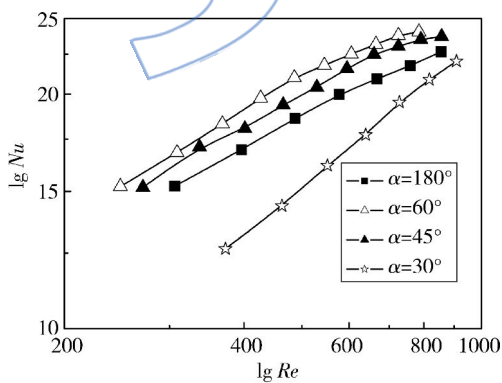


图 6 $\lg Nu$ 随 $\lg Re$ 的变化
Fig. 6 Variation of $\lg Nu$ vs. $\lg Re$

在对热沉的分析时,换热的强化与泵功消耗的减少是互相矛盾的问题.我们希望获得是更高的强化换热效果以及更低的泵功消耗,然而这两者很难同时满足.因此,一般热沉性能优化时,是考虑在付出较小的泵功增加量,而获得更大的强化换热量.

通过考察不同结构的水滴形微针肋热沉的换

热热阻与泵功的关系(如图 7 所示),来分析各热沉的整体性能优劣.随着泵功的不断加,换热热阻呈逐渐降低趋势.但降低速率逐渐减小,最后趋于平稳.这表明单纯依赖增加泵功消耗来降低换热热阻的思路是行不通的.比较不同尾角的水滴形针肋热沉发现:相同泵功下,随着尾角 α 的减小,换热热阻也在逐渐减小,尤其在较低泵功下.这主要是由于水滴形针肋尾部增加的导热及扩展表面的对流换热所起作用.而随着泵功的增加,针肋影响的尾部区域也越来越大.水滴形针肋的尾部强化换热效果则被弱化.虽然在对应 Re 下, $\alpha=60^\circ$ 时强化换热效果最好,但由于其孔隙率相比于 $\alpha=45^\circ$ 较大, $\alpha=45^\circ$ 热沉综合换热性能与 $\alpha=60^\circ$ 时相差较小.因为本文研究过程中,各针肋布置方式及各向间距是固定,当 $\alpha=30^\circ$ 时,太长的尾部结构受到下一排针肋的影响,造成较大的流动阻力,导致其整体换热效果较差.

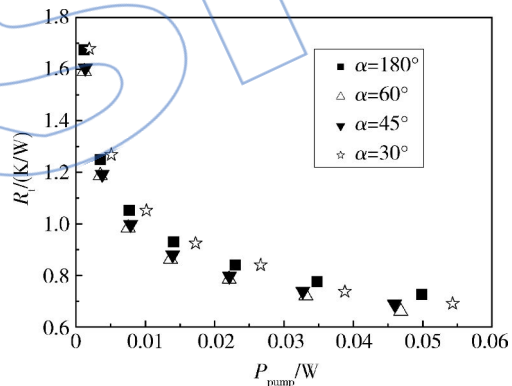


图 7 热阻随泵功的变化
Fig. 7 Variation of thermal resistance vs. pump power

3 结 论

本文针对微针肋的结构,在圆肋热沉及前期模拟的基础上设计加工出 3 种不同尾角的水滴形微针肋热沉.以去离子水为工质,实验研究了各热沉流动阻力和传热特性,得出结论如下:

- 1) 合适的水滴形针肋可以有效地降低流体横掠微针肋热沉的流动压降,3 种尾角中, $\alpha=60^\circ$ 时减阻效果最好.
- 2) 水滴形针肋的流线型结构可以改善尾部流动分布,推迟流动由层流向过渡区流的转变,且尾角 α 越小效果越明显.
- 3) 不同体积流量下,水滴形针肋的最优尾角 α 有所不同,在本实验条件下, Re 在 200~1000

范围内, $\alpha=60^\circ$ 的水滴形针肋热沉强化换热效果最好。当 $\alpha=30^\circ$ 时, 流动阻力较大, 整体换热效果变差。

参考文献:

- [1] Eastman J A, Choi S U S, Li S, et al. Anomalous increased effective thermal conductivities of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles[J]. *Applied Physics Letters*, 2001, 78(6): 718-720.
- [2] Peles Y, Kosar A, Mishra C. Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(17): 3615-3627.
- [3] 邓丁元, 高行山, 虞跨海. 椭圆形扰流柱冷却通道流动与换热数值研究[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(7): 1545-1552. DENG Dingyuan, GAO Hangshan, YU Kuahai. Numerical simulation on flow and heat transfer of elliptical pin-fins in cooling channel[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(7): 1545-1552. (in Chinese)
- [4] 杨瑞波, 夏国栋, 柴磊. 受限浸没射流阵列冲击针肋热沉的传热特性[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(12): 2795-5801. YANG Rui-bo, XIA Guo-dong, CHAI Lei. Investigation on heat transfer of confined and submerged water jet array impingement on pin-fin heat sinks[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(12): 2795-5801. (in Chinese)
- [5] RAO Yu, WAN Chaoyi, ZANG Shusheng. Transitional flow and heat transfer characteristics in a rectangular duct with stagger-arrayed short pin fins[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2009, 22(3): 237-242.
- [6] 赵孝保, 卢铃, 刘志刚. 微/小圆柱针肋热沉传热特性[J]. *化工学报*, 2011, 62(3): 672-677. ZHAO Xiaobao, LU Ling, LIU Zhigang. Heat transfer of circular shaped micro/mini pin-fin heat sink[J]. *Chemical Industry and Engineering Society of China*, 2011, 62(3): 672-677. (in Chinese)
- [7] Chiang K T, Chou C C, Liu N M. Application of response surface methodology in describing the thermal performances of a pin-fin heat sink[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, 48(6): 1196-1205.
- [8] Kosar A, Mishra C, Peles Y. Laminar flow across a bank of low aspect ratio micro pin fins[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2005, 127(3): 419-431.
- [9] Naphon P, Wiriyaart S. Liquid cooling in the mini-rectangular fin heat sink with and without thermoelectric for CPU[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2009, 36(2): 166-171.
- [10] Prasher R S, Dirner J, Chang J Y, et al. Nusselt number and friction factor of staggered arrays of low aspect ratio micro pin-fins under cross flow for water as fluid[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2007, 129(2): 141-154.
- [11] Jeng T M, Tzeng S C. Pressure drop and heat transfer of square pin-fin arrays in in-line and staggered arrangements[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(12): 2364-2375.
- [12] Jiang P X, Xu R N, Li M, et al. Experimental investigation of convection heat transfer in mini-fin structures and sintered porous media[J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2004, 11(4): 391-406.
- [13] Jiang P X, Xu R N. Heat transfer and pressure drop characteristics of mini-fin structures[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007, 28(5): 1167-1177.
- [14] Kosar A. Heat and fluid flow in MEMS-based pin fin heat sinks [D]. New York: Rensselaer Polytechnic Institute, 2006.
- [15] XIA Guodong, CUI Zhenzhen, LI Yanjun, et al. Flow resistance characteristics of de-ionized water flow through staggered diamond and circular micro pin fin arrays[C]// *Proceedings of 6th International Symposium on Multiphase Flow, Heat Mass Transfer and Energy Conversion*. Xi'an: American Institute of Physics, 2010: 446-453.