

文章编号:0253-4339(2017)06-0046-07

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2017.06.046

出水方式对水冷芯片散热器换热性能影响

王雅博 诸凯 崔卓 魏杰

(天津商业大学制冷技术重点实验室 天津 300134)

摘要 本文采用数值模拟的方法研究了 4 种不同出流方式的散热器在不同冷却水流量下的换热效果,散热器冷却水进口均为中间喷射式。A、B 型散热器均设置一个出口,分别位于散热器的一角及一边的中心;C、D 型散热器均设置 4 个出口,分别位于散热器的四角及四边的中心。对比验证数值模拟结果与实验结果,得到数值模拟相对误差不高于 7%。分析散热器的传热系数、速度分布、压力损失、综合系数,结果表明:4 出口散热器传热系数不及单出口换热器,但流动阻力较小,散热器综合系数较高,C、D 型散热器综合系数较 A、B 型散热器提高了 50% 以上,且具有更好的均温性,因此喷射流 4 出口散热器具有较好的换热和流动效果。

关键词 水冷散热器;芯片冷却技术;换热性能;数值模拟

中图分类号:TB61⁺1;TK124;TP391.9

文献标识码:A

Effect of the Water-outlet Mode on the Heat Transfer Performance of Water-cooled Chip Heat Sink

Wang Yabo Zhu Kai Cui Zhuo Wei Jie

(Tianjin Key Laboratory of Refrigeration Technology, Tianjin University of Commerce, Tianjin, 300134, China)

Abstract This paper presents the experimental and numerical results of the heat-transfer characteristics of a water-cooled heat sink with different outlet layouts. An experimental apparatus was set up to validate the numerical results. The coolant flowed vertically into the heat sinks from the center of their top wall. Heat sinks A and B each had only one outlet, located at one corner or at the center of the edge, respectively. For heat sinks C and D, four outlets were set at each corner or at the center of each edge, respectively. The numerical simulation results were validated by comparing them with experimental data. The results show that the relative error of the numerical simulation is less than 7%. The heat-transfer characteristic of the heat sink depends on four parameters: the velocity distribution, pressure loss, comprehensive effect, and the Nusselt (Nu) number, which is the ratio of convective to conductive heat transfer. The numerical results indicate that the Nu numbers of the heat sinks with four outlets are lower than those with one outlet. However, the flow resistance is lower and the comprehensive coefficient is higher. The comprehensive coefficient of four outlets is 50% higher than that of the heat sink with one outlet. The four-outlet heat sink has better heat transfer and flow effects.

Keywords water-cooled heat sink; chip cooling; heat transfer characteristic; numerical simulation

电子电器设备的高效散热是现代传热技术的主要应用之一。电子元器件可靠性的改善,功率容量的增加以及结构的微小型化等都直接取决于器件本身热控制的完善程度。近年来,电子技术迅速发展,电子器件的高频、高速以及集成电路的密集和小型化,使电子器件热流密度不断增加^[1]。尽管风冷方式成本低廉且风冷技术也在不断提升^[2],但其散热能力有限,促使水冷散热技术得到越来越广泛的应用。为进一步提高散热性能,人们研究了翅柱结构^[3]、翅柱排布方式^[4-5]、翅柱形式^[6]、翅柱高度^[7]、流道结构^[8]及翅柱形式^[9-10]对换热性能的影响。在水冷散

热器的研究中,针柱结构被证明是一种更为高效的冷却结构。N. Sahiti 等^[9-10]研究表明针柱结构能够增强流体的扰动性,增大流动过程中的局部分离损失和涡旋损失。B. A. Brigham 等^[4]实验研究了不同相对高度的针柱阵列,结果表明:在传热效率方面,长针柱($H/d > 4$)比短针柱更具有优势。现有研究多集中于翅片结构对散热效果的影响,流体进出口位置基本全部位于针柱阵列的两端,冷却流体流动方向唯一,沿确定方向横掠针柱阵列。

改变冷却液体进出散热器方式,可有效减小冷却水流动阻力、提高散热器的收益因子^[11],在较小的流

收稿日期:2016 年 11 月 21 日

动阻力下获得较大的散热量。C. H. Huang 等^[12]研究表明采用喷淋方式可极大的提高散热器的收益。同时,改变冷却水出水方式也将有效改变散热器的性能。P. Naphon 等^[13-14]将传统的单出口形式改为四出口形式,换热性能获得较大提高。

本文提出了四种不同进出口结构的散热器。通过数值模拟的方法对散热器的散热性能进行分析。从换热系数、速度分布、压力损失、散热器综合系数四个方面对散热器的换热性能进行了分析,同时对比较验证了实验结果与数值模拟结果。

1 数值模拟

1.1 物理模型

图 1 为本文提出的四种散热器结构。四种散

器内部均布置为圆形针柱阵列,冷却水入口位于针柱阵列中心。如图 1(a)~图 1(d)所示,A~D 型散热器冷却水出口分别位于散热器一角、散热器一边中间位置、散热器四角、散热器四边中间。冷却水通过喷淋的方式进入散热器后,向四周发散流动,最终经顶部出口流出散热器。实际应用中,散热器上盖采用双层结构,流出散热器的冷却水先进入上盖内的空腔,最终流出散热器,如图 1(e)所示。

1.2 控制方程

采用三维流动模型模拟流体流动,介质为连续介质,遵循连续方程、Navier-Stokes 方程和能量守恒方程。采用大涡模拟对模型进行模拟计算。在大涡模拟方法中,通过滤波函数,每个变量都被分成两部分:大尺度的平均分量 $\bar{\phi}$ 和小尺度分量 ϕ' 。

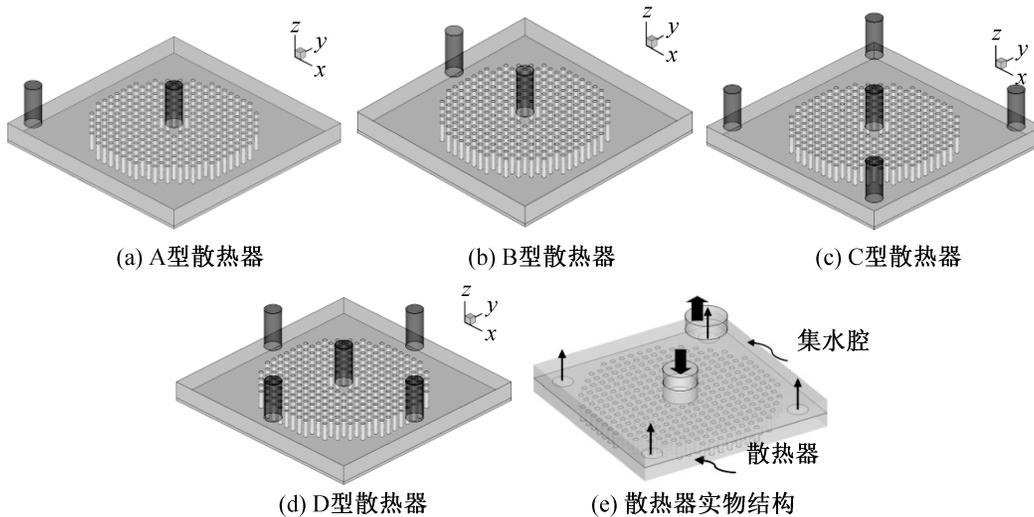


图 1 四种散热结构

Fig. 1 The structure of four kinds of heat sink

表 1 散热器主要参数

Tab. 1 Main parameters of heat sink

散热器尺寸($L \times W \times H$)/ mm × mm × mm	针柱高度/ mm	针柱直径/ mm	柱间距/ mm
38 × 38 × 3	3	0.74	0.74

$$\bar{\phi} = \int_D \phi G(x, x') dx' \quad (1)$$

式中: D 为流动区域; x' 为实际流动区域中的空间坐标; x 为滤波后的大尺度空间上的空间坐标; $G(x, x')$ 为滤波函数。用上式表示的滤波函数处理瞬时状态下的 Navier-Stokes 方程及连续方程^[15]:

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2)$$

式中: ρ 为密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; u 为速度, m/s 。

Navier-Stokes 方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3)$$

式中:带有上划线的量为滤波后的场变; p 为压力, Pa ; τ_{ij} 为亚格子尺度应力张量。其中, $\tau_{ij} = \rho u_i u_j - \rho \overline{u_i u_j}$, 它体现了小尺度涡的运动对所求解运动方程的影响^[15]。

对散热器的换热情况进行模拟分析,还需采用能量方程。

能量方程:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T \end{aligned} \quad (4)$$

式中: T 为温度, K; k 为流体的导热系数, $W/(m \cdot K)$; S_T 为流体内热源及由于黏性作用流体机械能转换为热能的部分, W/m^3 ; c_p 为比热容, $J/(kg \cdot K)$ 。

1.3 网格划分

研究散热器内流体的流动情况及温度分布, 由于散热器结构复杂, 采用非结构网格, 整个散热器共生成网格 2 065 893 个。

1.4 边界条件和计算方法

壁面及换热器顶面为绝热边界条件; 换热器内部流体为纯水, 温度为 300 K; 计算五种工况, 主流雷诺数分别为 $Re = 10\ 014, 20\ 029, 30\ 044, 40\ 058, 50\ 073$; 下表面为加热面, 热流密度 $q = 100\ kW/m^2$ 。采用压力耦合方程的半隐式方法 (SIMPLE 算法) 计算流场, 采用大涡模拟方法进行求解, 控制方程离散格式均采用二阶迎风格式。

1.5 参数定义

入口雷诺数:

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \quad (5)$$

式中: U 为流体入口处速度, m/s ; D_h 为入口处的水利直径, m 。

平均表面传热系数:

$$h = \frac{q}{T_w - T_f} \quad (6)$$

式中: q 为加热面热流密度, W/m^2 ; T_w 为底面及柱面平均温度, K ; T_f 为流体平均温度, K 。

平均努塞尔数:

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (7)$$

式中: D_h 为入口处当量直径, m ; λ 为导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

压力损失:

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (8)$$

式中: p_{in} 为进口平均压力, Pa ; p_{out} 为出口平均压力, Pa 。

为衡量换热综合效果, 综合考虑 Nu 和压力损失的影响, 定义了换热器综合系数:

$$\eta = (Nu/Nu_\infty) / (\Delta p/\Delta p_\infty)^{(1/3)} \quad (9)$$

式中: Nu_∞ 和 Δp_∞ 分别为 A 型散热器在 $Re = 10\ 014$ 时的 Nu 和压力损失 Δp 。

2 实验

2.1 实验台

图 2 为实验台的示意图。去离子水从低温恒温槽中流出, 阀门控制冷却水流量。实验中, 固定流量的流体经过流量计进入水冷散热器与模拟 CPU 芯片进行换热, 换热后的流体进入冷凝器, 最后回到恒温槽中。在散热器底板布置三个热电偶, 用于测量散热器底板温度 T_1 。工字形加热源的中心铜柱内埋有热电偶 T_2 和 T_3 , 用于计算实验所用热流密度。

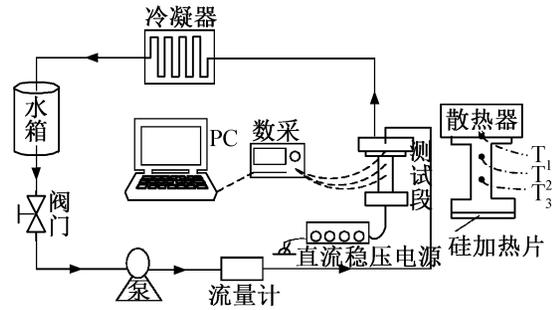


图 2 实验台

Fig. 2 The experimental bench

2.2 实验验证

散热器底面平均温度如图 3 所示。工字形加热源的中心铜柱内埋有热电偶 T_2 和 T_3 , 以两点间的温差来计算实验所用热流密度, 模拟热源的热流密度计算关系式^[16]为:

$$Q = \frac{T_3 - T_2}{d} \quad (10)$$

式中: d 为 T_2 和 T_3 温度测点之间的距离, m 。

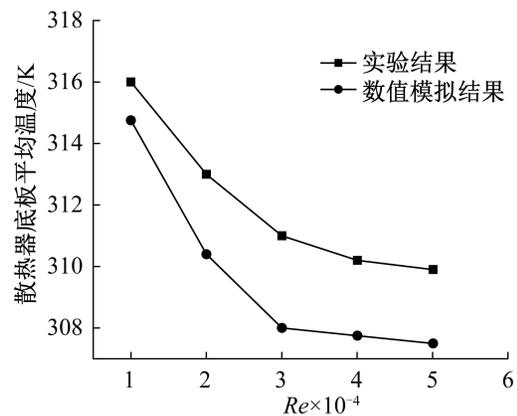


图 3 数值模拟结果与实验结果对比

Fig. 3 Comparison between numerical simulation results and experimental results

实验中 $q = 100\ kW/m^2$, 对比数值模拟结果与实验结果可知: 随着流体流量的增加, 底面温度逐渐降低, 且趋势基本一致。模拟结果与实验结果最大绝对

温差为 2.8 °C, 相对误差为 7%, 表明数值模拟结果正确。实验结果与模拟结果之间存在一定差距的原因可能有两个: 1) 实验中平均温度是计算布置于底板的 3 根热电偶的平均温度; 2) 热源与芯片之间存在接触热阻, 而模拟中忽略了接触热阻。

3 结果与分析

3.1 出水方式对底面温度的影响

散热器底板与芯片紧密接触, 散热器底板温度的分布形式是芯片工作温度的间接反映。图 4 所示为 $Re = 50\ 073$ 时, 不同形式散热器底板温度云图。由图 4 可以看出: 冷却水进口附近温度较低, 而散热器边缘温度较高; 由于散热器出口位置不同, 散热器底板温度分布各有差别。图 4(a) 为 A 型散热器的底面温度分布, 在出口的对角位置存在一个明显的高温区域。图 4(b) 为 B 型散热器的底面温度分布, 在右边缘两角均存在高温区域, 但温度相对较低。这是由于 A 型散热器出口位于一角使对角位置压力较高, 流速下降较快而形成高温区域影响散热效果; B 型散热器的出口位置可带动冷却水在散热器内的流动而获得相对均匀的温度分布。图 4(c) 和图 4(d) 分别为 C 型散热器和 D 型散热器底面温度分布, 均具有四个出口, 相比于 A 型和 B 型散热器, 底面温度分布较均匀。特别是 C 型散热器, 没有明显的高温区域的出现。

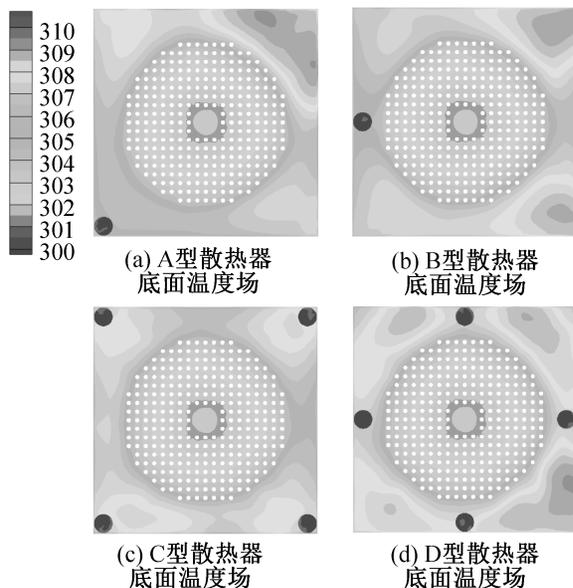


图 4 散热器底面温度云图

Fig. 4 Temperature field of the heat sink bottom

图 5 所示为散热器底板平均温度随 Re 的变化, 底板平均温度均随 Re 的升高而显著降低。A 型散热器底板温度最低, 但 A、B、C 型散热器底板温度差别

不大。且随着 Re 不断增大, 三种散热器的底板平均温度越来越接近。当 $Re = 50\ 000$ 时, C 型散热器底板温度降至最低。而 D 型散热器底板温度显著高于其他三种形式的散热器。

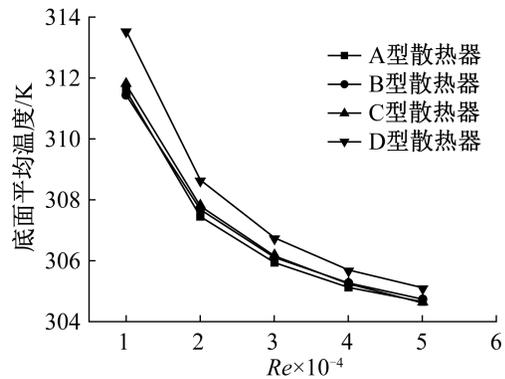


图 5 不同散热器底板平均温度与 Re 关系

Fig. 5 The relationship between average temperature of the bottom and Re

计算换热过程 Nu (如图 6 所示) 可得: 散热器的散热效果随 Re 的增加而不断增加。A 型散热器散热效果最优, 其次是 B 型和 C 型散热器, D 型散热器散热效果最差。当 $Re = 50\ 000$ 时, C 型散热器的 Nu 与 A 型散热器相近, 说明当流速达到一定值后, A 型散热器和 C 型散热器能够达到相近的换热效果。

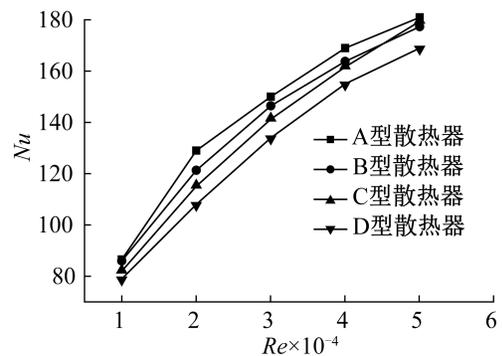


图 6 不同散热器 Nu 与 Re 的关系

Fig. 6 The relationship between Nu and Re

3.2 出水方式对流体流速的影响

A、B 型散热器只有一个出口, 因此流动方向单一, 流速较大可以获得较大的传热系数。而 C、D 型散热器有 4 个出口, 流体进入散热器后, 迅速分开向四个方向流动, 流速显著降低。图 7 所示为 $Re = 50\ 013$ 时流动过程中的速度云图, 可以看出: A、B 型散热器出口侧速度较高而远离出口侧速度非常低, 出口依然能够保持较高的流速; C、D 型散热器出口流速明显低于 A、B 型散热器, 但不存在流动死区, 散热器各个位置均能均匀散热。

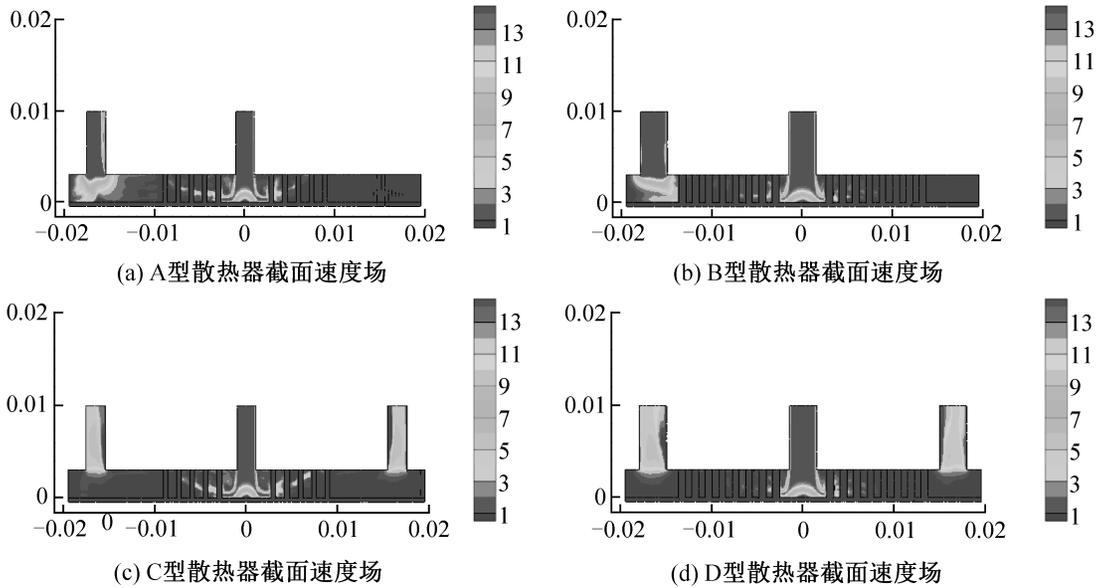


图 7 不同形式散热器速度云图

Fig. 7 Velocity field of different heat sinks

图 8 为散热器内流体平均流速随 Re 的变化情况,可以看出 1 个出口的散热器流体流速明显高于 4 个出口的情况。由于流动阻力的影响,出口布置在角上的散热器的流速高于出口布置于边缘的情况。

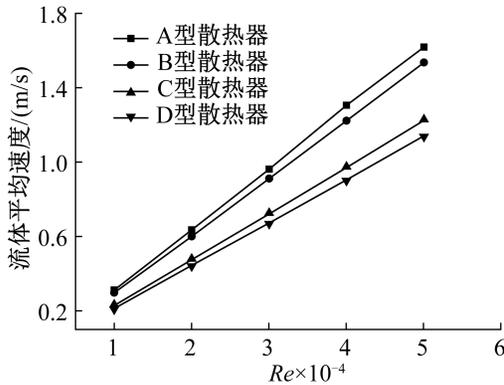


图 8 不同形式散热器平均速度随 Re 变化关系

Fig. 8 The relationship between average velocity of different kinds of heat sinks and Re

3.3 出水方式对流体压力损失的影响

散热器进出口压差能够反映流体流动过程中的阻力损失。图 9 为不同形式散热器进出口压降与 Re 数的关系,可知当 $Re = 10\ 000$ 时,4 种散热器的阻力损失相当,而随着流体流速的增加,4 个出口散热器表现出明显的优势。C、D 型散热器一直维持较低的压力损失;而 A、B 型散热器随 Re 的增加,压力损失不断增加。当 $Re = 50\ 000$ 时,A 型散热器的最大压力损失为 180 kPa。

3.4 散热器综合系数分析

散热器的综合系数表征了换热与流体输送泵功

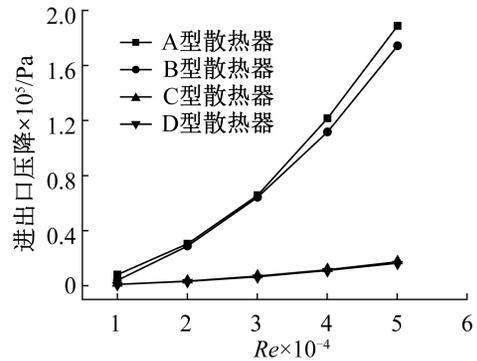


图 9 不同形式散热器进出口压降与 Re 的关系

Fig. 9 The relationship between Re and the pressure drop

消耗之间的一个相对比值,能够反映散热工作过程中的综合效果。为了便于分析以 A 型散热器为基础,对比其他形式的散热器与 A 型散热器,结果如图 10 所示,A、B 型散热器综合效果基本没有差别;而 C、D

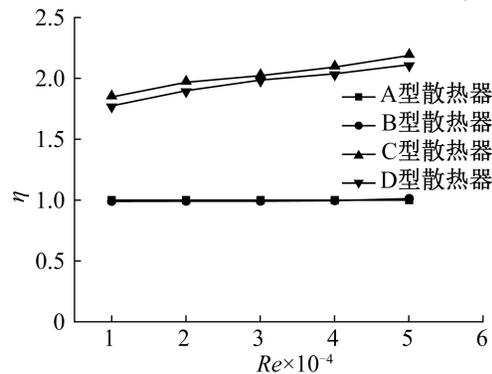


图 10 不同形式散热器综合系数与 Re 的关系

Fig. 10 The relationship between comprehensive coefficient and Re of the heat sink

型散热器能够显著提高散热器的综合效果,提高了50%以上。

4 结论

采用数值模拟方法研究了不同出口形式的4种散热器换热性能,对比验证了数值模拟结果与实验结果,得出以下结论:

1) A、B型散热器具有较高的换热系数和较低的底面温度,这一优势随着流量的增加不断减小;但A、B型散热器具有较大的温度不均匀性,底板局部存在高温区。

2) C、D型散热器底板温度均匀不存在局部热点,但底板温度相对较高,且随着流速的增加底板温度下降迅速。流体流动过程中压力损失小,能降低水冷散热器的制造难度,避免流体渗漏造成系统故障。

3) 通过计算散热过程的综合系数,4个出口的散热形式能够有效提高散热器的综合性能,降低流体流动过程中的压力损失。

本文受天津市自然科学基金重点项目(13JCZDJC27300)和天津商业大学青年基金项目(150101)资助。(The project was supported by Natural Science Foundation of Tianjin (No. 13JCZDJC27300) and Foudation of Youth Scholars of Tianjin University of Commerce (No. 150101).)

符号说明

- U ——流体平均流速, m/s
- D_h ——入口处当量直径, m
- ρ ——冷却水密度, kg/m³
- μ ——流体的运动黏度, m²/s
- h ——平均表面传热系数, W/(m²·K)
- q ——热流密度, W/m²
- T_w ——散热器壁面平均温度, K
- T_f ——流体平均温度, K
- T_b ——散热器底板的平均温度, K
- Re ——雷诺数
- Nu ——努塞尔数
- η ——散热器综合系数

参考文献

[1] 韩晓星, 田智凤, 赫文秀, 等. 多芯片平板热管散热器性能的实验研究[J]. 制冷学报, 2012, 33(6):52-56. (HAN Xiaoxing, TIAN Zhifeng, HE Wenxiu, et al. Experimental investigation of the thermal performance of flat heat pipe heat sink for multi-chip cooling[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(6):52-56.)

[2] 张海南, 邵双全, 田长青. 数据中心自然冷却技术研究

进展[J]. 制冷学报, 2016, 37(4):46-57. (ZHANG Hainan, SHAO Shuangquan, TIAN Changqing. Research advances in free cooling technology of data centers[J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(4):46-57.)

[3] 丁杰, 何多昌, 唐玉兔. 翅柱式水冷散热器的性能研究[J]. 大功率变流技术, 2013, 28(7):32-36. (DING Jie, HE Duochang, TANG Yutu. Performance analysis of water-cooling radiator with pin-fins[J]. High Power Converter Technology, 2013, 28(7):32-36.)

[4] BRIGHAM B A, VANFOSSEN G J. Length to diameter ratio and row number effects in short pin fin heat transfer[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(1):241-245.

[5] VANFOSSEN G J. Heat transfer coefficients for staggered arrays of short pin-fins[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1981, 104(3):268-274.

[6] CORMIER Y, DUPUIS P, FARJAM A, et al. Additive manufacturing of pyramidal pin fins: height and density effects under forced convection[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 75(7):235-244.

[7] CHYU M K, SIW S C, MOON H K. Effects of height-to-diameter ratio of pin element on heat transfer from staggered pin-fin arrays [C]//ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air. Orlando; American Society of Mechanical Engineers, 2009:705-713.

[8] 牛永红, 刘宗攀, 庞贇估. CPU芯片水冷散热器的数值模拟与分析[J]. 化工进展, 2010, 29(Suppl. 1):653-655. (NIU Yonghong, LIU Zongpan, PANG Yunji. Numerical simulation and analysis of water cooling radiator for CPU chip [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2010, 29(Suppl. 1):653-655.)

[9] SAHITI N, DURST F, DEWAN A. Heat transfer enhancement by pin elements[J]. International Journal of heat and mass transfer, 2005, 48(23/24):4738-4747.

[10] SAHITI N, LEMOUEDDA A, STOJKOVIC D, et al. Performance comparison of pin fin in-duct flow arrays with various pin cross-sections [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(11/12):1176-1192.

[11] 王志斌, 刘永成, 李志全. 双进双出射流水冷大功率LED散热系统研究[J]. 光子学报, 2014, 43(7):15-20. (WANG Zhibin, LIU Yongcheng, LI Zhiquan. Analysis on high power led cooling system based on double inlet and outlet water jet[J]. Acta Photonica Sinica, 2014, 43(7):15-20.)

[12] HUANG C H, CHEN Y H. An impingement heat sink module design problem in determining simultaneously the optimal non-uniform fin widths and heights [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 73:627-633.

(下转第59页)

- 冻机油和制冷剂相溶性试验法; SH/T 0699—2000 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2001. (Sinopec Research Institute of Petroleum Processing. Test method for miscibility of refrigerator oils with refrigerants; SH/T 0699—2000 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2001.)
- [16] 冷却机油: JIS K2211—2009 [S]. 日本: 日本工业标准调查会, 2009. (Refrigerating machine oils; JIS K2211—2009 [S]. Japan: JP-JISC, 2009.)
- [17] 史琳, 朱名善. 家用/商用空调用 R32 替代 R22 的再分析 [J]. 制冷学报, 2010, 31(1):1-5. (SHI Lin, ZHU Mingshan. Re-analysis on using R32 to substitute for R22 in household/commercial air-conditioning [J]. Journal of Refrigeration, 2010, 31(1):1-5.)
- [18] 全封闭涡旋式制冷压缩机: GB/T 18429—2001 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2002. (Hermetic scroll refrigerant compressors; GB/T 18429—2001 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2002.)
- [19] Designation and safety classification of refrigerants; ANSI/ASHRAE Standard 34-2010 [S]. US: American National Standard, 2010.
- [20] 李妩, 陶文铨, 康海军, 等. 整体式翅片管换热器传热和阻力性能的试验研究 [J]. 机械工程学报, 1997, 33(1):81-86. (LI Wu, TAO Wenquan, KANG Haijun, et al. Experimental study on heat transfer and resistance performance of monolithic fin-and-tube heat exchanger [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1997, 33(1):81-86.)
- [21] LOTTINA O, GUILLEMET P, LEBRETON J M. Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. Part II: quality of heat transfer and pressure losses within the heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(7):783-794.
- [22] 杨传波, 张薇, 郭漪, 等. 制冷系统含油量对制冷压缩机工作性能影响的理论分析和实验研究 [J]. 制冷学报, 2005, 26(2):19-23. (YANG Chuanbo, ZHANG Wei, GUO Yi, et al. Theoretical and experimental study of lubricant influence on performance of refrigeration compressors [J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26(2):19-23.)
- [13] NAPHON P, KLANGCHART S. Effects of outlet port positions on the jet impingement heat transfer characteristics in the mini-fin heat sink [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2011, 38(10):1400-1405.
- [14] NAPHON P, WONGWISES S. Investigation on the jet liquid impingement heat transfer for the central processing unit of personal computers [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 37(7):822-826.
- [15] MONOKROUSOS A, BRANDT L, SCHLATTER P, et al. DNS and LES of estimation and control of transition in boundary layers subject to free-stream turbulence [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 29(3):841-855.
- [16] 崔卓, 诸凯, 王雅博, 等. 高热流密度器件水冷散热器结构性能的实验研究 [J]. 化工进展, 2016, 35(5):1338-1343. (CUI Zhuo, ZHU Kai, WANG Yabo, et al. Experimental study on water-cooled radiator structure performance of high heat flux device [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2016, 35(5):1338-1343.)

(上接第 51 页)

通信作者简介

金梧凤, 男, 副教授, 天津商业大学机械学院, 13802186472, E-mail: kob@tjcu.edu.cn. 研究方向: 制冷与空调技术。

About the corresponding author

Jin Wufeng, male, associate professor, School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, +86 13802186472, E-mail: kob@tjcu.edu.cn. Research fields: technology of refrigeration and air-conditioning.

通信作者简介

王雅博, 女, 博士, 讲师, 天津商业大学, 13512014043, E-mail: wang_yabo@tjcu.edu.cn. 研究方向: 数据中心与大功率电子器件冷却, 生物传热等。

About the corresponding author

Wang Yabo, female, doctor, lecturer, Tianjin University of Commerce, +86 13512014043, E-mail: wang_yabo@tjcu.edu.cn. Research fields: cooling of data center and high heat density devices, bioheat transfer.