

文章编号: 0258-7025(2010)10-2508-07

进口扰流对槽道散热器换热特性的影响

刘 东 刘明侯 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 在小槽道散热器入口处安置扰流圆柱, 实验研究去离子水流过不同高宽比小槽道散热器的散热性能。结果表明, 换热性能随着流量的增加而增强。流量为 58.2 L/h, 散热面温度为 81.7 °C 时, 带扰流的 4 mm 高度槽道具有 3.2×10^6 W/m² 的散热能力; 小流量时, 扰流对换热的影响较小; 随着流量的增加, 扰流对换热的影响逐渐增强; 带扰流的槽道在不同的流速下存在着不同的最佳高度值, 对于相同的槽道其扰流对散热的影响与单位槽道的流量有关。拟合了努塞尔(*Nu*)数与进口段无量纲加热长度、槽肋比和扰流直径与槽高比的换热关系式, 能较好反映类似散热器的散热性能。

关键词 激光器; 冷却; 小槽道; 扰流; 传热

中图分类号 TK124 文献标识码 A doi: 10.3788/CJL20103710.2508

Effect of Cylinder Disturbed Flow on Heat Transfer Performance of Mini-Channel Radiators

Liu Dong Liu Minghou Wang Yaqing

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei, Anhui 230027, China)

Abstract With water as working fluid, the heat transfer performance of different height/width ratio mini-channel radiators with circular cylinder disturbed flow in front of the mini-channels was experimentally studied. It is found that the 4 mm in height mini-channel radiators with circular cylinder disturbed flow can achieve heat dissipation of 3.2×10^6 W/m² when surface temperature is 81.7 °C and flow rate is 58.2 L/h. The influence of circular cylinder disturbed flow on heat dispersion is unnoticeable when the flow rate is low. However, as the flow rate increasing, it is becoming distinct. The channel with circular cylinder disturbed flow has the best height when the flow rate is fixed, and the effect of circular cylinder disturbed flow is related to flow rate for the same channels. A general empirical formula is proposed to evaluate cooling performance of the radiators with consideration of Nusselt number as a faction of thermal entrance region length, disturbed flow diameter/ length ratio and height/width ratio. This empirical formula can express the heat transfer of similar radiators well.

Key words lasers; cooling; mini-channel; disturbed flow; heat transfer

1 引 言

自从 1960 年美国科学家梅曼发明了第一个红宝石激光器后, 激光器就越来越受到人们的重视并广泛应用于生产和生活的各个领域^[1~4]。激光器的冷却也成为学者研究的重点: 从第一代激光器所采

用的抽运源, 晶体棒的全腔式冷却方式, 到现在大多数激光器采用的循环风冷, 循环液冷及多层水冷等基本上可以满足小功率激光器的散热需求。但是随着激光器功率的不断加大, 这些传统的散热方式越来越受到局限。于是, 多孔介质^[5,6]、微槽道^[7~9]、热

收稿日期: 2010-01-12; 收到修改稿日期: 2010-03-22

基金项目: 中国科学院研究生科技创新与社会实践资助专项(2009)资助课题。

作者简介: 刘 东(1984—), 男, 博士研究生, 主要从事大功率电子器件冷却方面的研究。

E-mail: dtld123@mail.ustc.edu.cn

导师简介: 刘明侯(1966—), 男, 副教授, 硕士生导师, 主要从事流动、强化换热、燃烧等方面的研究。

E-mail: mhliu@ustc.edu.cn

管^[10]、喷雾^[11~13]等新型的散热方式受到研究者的广泛关注。这其中微小槽道散热器由于散热量大、体积小、单位体积换热面积大、微小通道内液体对流换热系数远高于常规通道、薄片型、易封装等优点被认为是冷却大功率激光器的有效途径^[14,15]。Tuckerman 等^[16]早在 1981 年就提出微槽道散热概念,并在硅基表面刻宽度为 50~56 μm ,高度为 287~320 μm 的微槽,用水为冷却介质进行实验,在进出口温差为 71 $^{\circ}\text{C}$ 时得到 790 W/cm^2 的散热量,显示了微槽道散热的巨大潜能。此后,研究者针对不同微槽道形状、不同高宽比及不同的流体工质的微槽道都进行了详细的研究^[17,18]。近几年研究者对微槽道表面粗糙度、槽道结构以及不同结构的槽道都进行了研究, Li 等^[19]通过实验和数值方法对光滑石英管和粗糙的钢管内的流动和换热特性进行研究,发现当表面粗糙度低于 1.5% 时对流动和传热的影响都不是很大。陈志等^[20]对一种新型树状分形冷却通道结构进行了较为系统的研究,结果表明在换热面积和入口雷诺(Re)数相同的条件下,树状通道的压降相对于传统蛇形冷却通道有着明显的优势。Xie 等^[21]采用数值正交方法对水冷小槽道内的层流流动和换热进行了研究,其结果显示细而深的槽道在压降较小时散热性能较好。

微槽道散热器虽然有较强的单位面积散热能力,但会导致较大压降。Cooligy 公司^[22]给出了微槽道散热器槽道宽度和散热量及其压降的关系,从中可以看出随着槽道宽度的减小,换热效率和压降急剧增加。因此,微槽道散热器在提高单位面积散热量的同时却带来压降增大的问题,这对流体驱动泵和槽道封装都提出了很高的要求。为了能在压降不是很高的情况下得到较大的散热量,本文设计了不同规格的带有进口扰流的大高宽比的小槽道散热器:大高宽比小槽道降低流体流过槽道的压降,增设进口扰流柱使流体产生脉动,强化流体内部的对流换热。采用去离子水为工作介质,实验研究了有、无扰流的大高宽比小槽道散热器内的对流换热特性,分析槽道高宽比、流量和表面温度等对槽道散热量、换热系数、努塞尔(Nu)数等特性的影响。

2 实验装置和方法

2.1 实验系统

实验系统如图 1 所示,由低温恒温槽、升压水泵、脉动阻尼器、过滤器、可调三通阀、实验段、水-水换热器、模拟热源、数据采集仪等组成。实验中,去

离子水由水泵从低温恒温槽中吸入,经过脉动阻尼器,10~20 μm 过滤器后经可调三通阀分流,分流后固定流量的流体经流量计进入小槽道散热器换热,换热后的流体工质进入热交换器将热量传递给冷却水,最后与分流的流体混合并流入低温恒温槽继续循环。

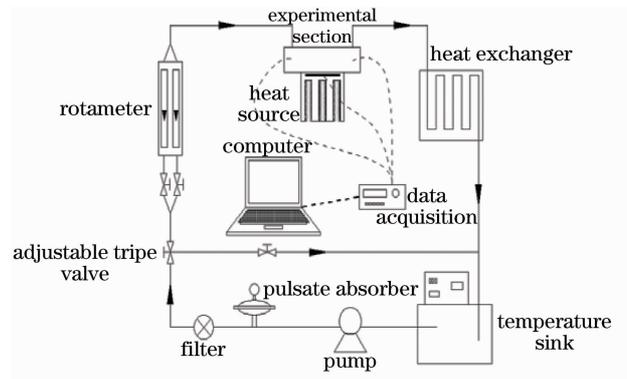


图 1 实验系统图

Fig. 1 Experimental apparatus

为了在实验中更好地控制输入功率,采用模拟热源来模拟大功率电子器件。模拟热源由高导热系数的纯铜加工而成,上部加工出 20 mm \times 20 mm 的加热面,底部打孔并插入 8 根功率为 300 W 的加热棒。采用调压器调节输入加热棒的电加热功率。为了减少加热器对外散热、保障模拟表面温度均匀且维持较好一维导热性,在加热器四周包裹 12 mm 厚 aspen 纳米超效绝热材料,仅保留模拟散热面与槽道散热器底部接触。

2.2 带扰流的小槽道散热器设计

在槽道入口处安装圆柱扰流的散热器结构示意图如图 2 所示。采用线切割技术在纯铜上加工出不同高宽比和槽肋比的平行槽道。在槽道高度方向的中央距离入口 3 mm 处安装直径为 0.8 mm 圆柱用于扰动流体,强化流体混合和槽道换热;槽道进出口设计采用水箱结构还可以方便热电偶的安装和使不同槽道内流体均匀分配。为了减小进出口水箱结构对槽道散热的影响,在进出口处粘接硅胶片绝热。槽道和盖板用密封胶密封。为了去除接触热阻的影响,在槽道底部整体加工了高度为 20 mm 的铜柱,并在距槽道底部 2 mm 位置均匀打 4 个直径为 0.5 mm 的孔并安装 K 型热电偶。铜柱底面和模拟加热器上表面用导热硅胶紧密连接。为了防止散热器与周围空气对流和辐射换热,实验时将整个散热器用珍珠岩完全包裹。实验中热电偶(K 型精度为 ± 0.4 $^{\circ}\text{C}$, T 型精度为 ± 0.1 $^{\circ}\text{C}$)信号经过数据采集

仪(Agilent 34910A)采集后由计算机记录并输出。槽道实验件 CCD 图像见图 3。小槽道尺寸通过万能工具显微镜测量获得,精度为 ± 0.0005 mm。槽

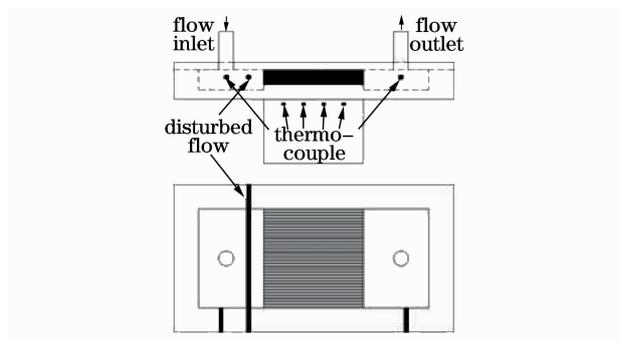


图 2 槽道示意图

Fig. 2 Sketch map of mini-channel radiator

道散热器具体规格见表 1。为了研究扰流柱对换热的影响,对槽道在无扰流的情况下也进行了实验。槽道结构参数见表 1。

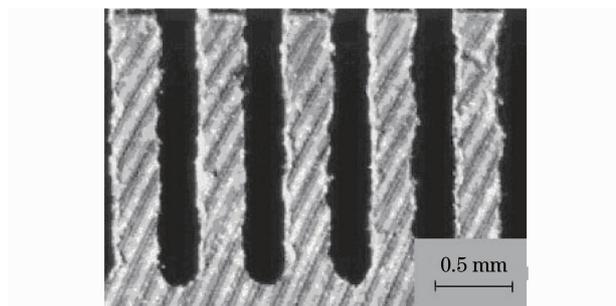


图 3 2# 线切割槽道 CCD 照片

Fig. 3 CCD image of 2# mini-channel

表 1 槽道散热器结构参数(单位: mm)

Table 1 Dimensions of mini-channel heat sink(unit:mm)

NO.	Channel number	Length L	Height H	Channel width W_c	Fin width W_f	Height/width rate	Disturbed position	Disturbed diameter d
1#	28	20	2	0.2458	0.3487	8.14	front	0.8
2#	33	20	3	0.2444	0.3512	12.3	front	0.8
3#	32	20	4	0.3125	0.2898	12.8	front	0.8
4#	28	20	2	0.2458	0.3487	8.14	—	—
5#	33	20	3	0.2444	0.3512	12.3	—	—
6#	32	20	4	0.3125	0.2898	12.8	—	—

note: distance between disturbed flow and channel inlet is 3 mm, lay in the middle of the channel height.

3 数据处理及误差分析

3.1 实验数据处理

实验中槽道散热器的总散热量 Q 通过流过槽道的去离子水进出口温差计算,即

$$Q = c_p m (T_{out} - T_{in}), \quad (1)$$

$$q = \frac{Q}{A_1} = \frac{c_p m (T_{out} - T_{in})}{A_1}, \quad (2)$$

式中 q 为单位面积的换热量; c_p 为水的比热。 T_{in} , T_{out} 分别为流体进出口温度, m 为流体的质量流量, A_1 为散热器底面积(加热面面积)。

实验中流体的平均温度采用进出口平均温度计算,而槽道底面温度采用 4 个测点一维导热计算

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}, \quad (3)$$

$$T_w = \frac{\left(T_1 - \frac{ql_1}{\lambda_s}\right) + \left(T_2 - \frac{ql_2}{\lambda_s}\right) + \left(T_3 - \frac{ql_3}{\lambda_s}\right) + \left(T_4 - \frac{ql_4}{\lambda_s}\right)}{4}. \quad (4)$$

散热器平均换热系数 h 和平均 Nu 数以及 Re 数可计算得

$$h = \frac{Q}{A_2 (T_w - T_m)}, \quad (5)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} = \frac{QD_h}{A_2 (T_w - T_m) k_f}, \quad (6)$$

$$u_{ave} = \frac{Q_f}{NA_{ave}}, \quad (7)$$

$$Re = \frac{\rho u_{ave} D_h}{\mu_f}, \quad (8)$$

$$\mu_f = (1.788 - 0.059T_m + 0.0013T_m^2 + 0.0000179T_m^3) \times 10^{-6}, \quad (9)$$

$$k_f = 0.552 + 0.00246T_m - 1.2946 \times 10^{-5} T_m^2, \quad (10)$$

式中 D_h 为槽道的水力学直径; T_w 为模拟热源表面温度; k_f 为流体导热系数; T_m 为流体平均温度; A_{ave} 为槽道进口处横截面积; u_{ave} 为流体进口处的平均速度; Q_f 为单位时间内流体的流量; A_2 为所有槽道底面和侧面面积之和; N 为槽道个数。

定义无量纲加热长度为

$$L_h^+ = L_h / (D_h Re Pr), \quad (11)$$

式中 L_h 为加热段长度, 普朗特 (Pr) 数表示流体中动量扩散与热扩散的比值。而充分发展后流体的热进口段长度可以由分析解得到^[23]

$$L_{th}^+ = 0.05 D_h Re Pr. \quad (12)$$

3.2 实验不确定度

本实验中标定后的热电偶精度为 ± 0.4 °C, 转子流量计测量前用质量称重法进行标定, 标定中所用电子秤精度为 ± 1 g。根据误差分析理论, 间接误差计算公式为

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2}, \quad (13)$$

根据(13)式计算各个参数的误差, 结果见表 2。

表 2 实验不确定度
Table 2 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainty / %	Parameters	Uncertainty / %
Fluid temperature	2	Flow rate	4
Length	2.5	Heat flux	6
Surface temperature	6.8	Thermal resistance	8.6
Heat quantity	4.9	Flow velocity	5.3
Re	7.3	Nu	11.1

4 结果和讨论

实验时, 流入实验槽道的进口水温恒定为 20 °C。为了保证测量数据为稳态值, 当系统中温度 10 min 内波动 ± 0.1 °C 时进行数据采集, 并记录 10 min 内各个测量点的温度值, 用该时段内平均值作为稳态各个测点测量值, 用于数据处理。实验时测量并分析扰流对槽道压降的影响, 发现槽道是否增设扰流柱其对流体流过槽道的压降影响不超过 5%。在本文研究的实验工况下总的最大压降不超过 10 kPa, 而扰流带来的额外压降为 500 Pa 左右。因此, 扰流对流体驱动的要求不高。

4.1 有扰流槽道表面温度和散热量的关系

图 4 为不同流量流体流过有扰流的 4 mm 槽道散

热器时表面温度和散热量的关系图, 从图中可以看出, 当流量为 58.2 L/h, 散热面温度为 81.7 °C 时, 散热量可达 3.2×10^6 W/m²; 同时从图中可以发现: 当流量一定时, 单位面积散热量和槽道底部壁面温度成正比。在实验研究中, 基于槽道特征尺寸的 Re 数范围是 25~360, 流体处于层流状态。虽然槽道入口加装圆柱扰流, 基于圆柱直径的 Re 数为 30~450, 圆柱尾迹也为层流尾迹。单相层流换热时, 散热量随着流体和壁面温差的增大而增大, 因此散热面温度越高, 流体和壁面温差就越大, 散热量也就越大。为了更好说明换热特性, 图 5 给出了不同流量时散热面温度和对流换热系数之间的关系。从图中可以看出, 当流量在 21 L/h (基于圆柱直径的 Re 数 < 200) 以下时对流换热系数为定值, 但是当流量为 38 L/h 和 58.2 L/h 时 (基于圆柱直径的 Re 数 < 400) 对流换热系数随着壁面温度的升高而增加。其可能的原因是随着流量的增加, 进口扰流引起了不稳定涡街, 此时流体在槽道内流动虽然是层流, 但由于扰动导致的流动的各个层之间发生相互掺混现象, 从而使流体与流体之间的换热不仅仅是层流状况下的层流导热, 还有了相互掺混(对流)而引起的热量交换, 有利于系统传热的进行。

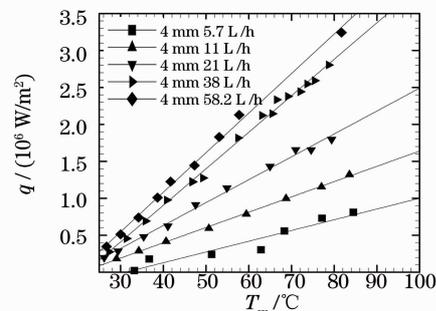


图 4 4 mm 槽道散热器表面温度和单位面积的散热量
Fig. 4 Heat flux as a function of surface temperature in 4 mm mini-channel with disturbed flow

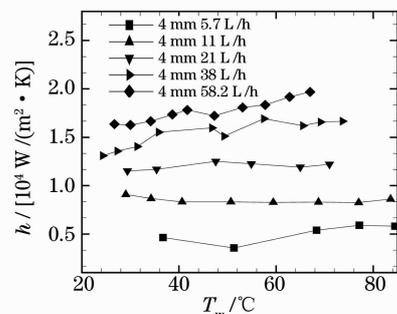


图 5 4 mm 槽道散热器换热系数与壁面温度的关系
Fig. 5 Heat coefficient as a function of wall temperature in 4 mm mini-channel with disturbed flow

4.2 槽道结构及扰流对换热的影响

为了研究不同槽道散热器在散热面温度相同时流量与散热量之间的关系,线性拟合表面温度和单位面积散热量关系数据并分析给出表面温度为 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时单个槽道流量和散热量之间的关系(图 6)。从图 6 可以看出,不同槽道散热器在不同流量下展现出不同的特性。当单槽流量低于 0.4 L/h 时,3 个有扰流槽道的散热量相差不大;但当单槽流量在 $0.4\sim 1.4\text{ L/h}$ 时,3 mm 槽道散热量最大;而当单槽流量高于 1.4 L/h 时,4 mm 槽道散热量最好。这说明当有扰流存在时,在相同的散热面温度和流量下并不是槽道高度越高散热越好,而与槽道高度和流速都有关系。多槽道散热器可以视为平板上安装散热肋片。肋片升高时,其温度成双曲余弦方式下降。流体在槽道中流动状态为层流,流量较小时,槽道内流速很低,这样流动状态受扰流的影响很小,并且流体与槽道之间的换热时间足够长,这样槽道高度对散热的影响不大;随着槽道内的流量增大,高度较高的槽道上部流体散热能力快速降低导致整个散热器散热量降低,而槽道高度太低,其扩展表面不足以提供足够的换热接触面积,这就导致了在一定的流量范围存在最佳的槽道高度;随着槽道内的流速继续增加,此时扰流就引起了流体直接的掺混,高度较高的槽道内上下部流体很容易通过这种方式对流换热。底部流体温度降低,增强换热。

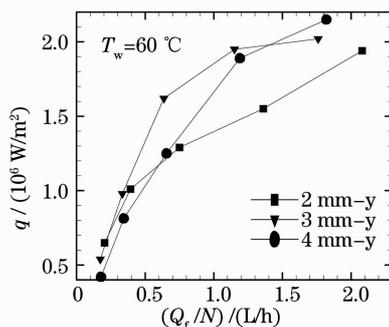


图 6 不同散热器单槽流量和单位面积散热量的关系

Fig. 6 Heat flux as a function of single-channel flow rate in different mini-channels

对 2 mm 和 4 mm 槽道散热器在散热表面温度为 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时有/无扰流作用的实验结果(图 7)比较分析发现,槽道高度不同,扰流效果也不同。小流量时,扰流对换热的影响较小。从图 7 中发现,当槽道高度为 4 mm,单槽流量小于 0.8 L/h 时,扰流使得槽道散热量略微降低;但随着流量的增加,扰流明显强化了槽道内的换热。对于 2 mm 高度槽道,单槽

流量低于 0.5 L/h 时,扰流对槽道散热能力无明显影响,但是流量进一步增加时,扰流反而使得槽道散热能力降低。这是由于圆柱扰流与槽道进口段复合作用的结果。2 mm 槽道高度较低,经过直径 0.8 mm 扰流柱后(槽道进口端堵塞比 40%)两侧流体加速明显。圆柱绕流一侧流体接近散热器热面或许由于速度增加而强化与散热器底面换热;但与外测流体之间来不及混合就流出散热器,外测流体参与散热的效率很低,使得散热效果变差,影响了槽道平均换热性能。但对于 4 mm 槽道,由于槽道高度较大,扰流柱有利于流体在高度方向上混合,从而强化流体内部传热,使流体高度方向上温度更加均匀。因此,对于类似结构换热器设计, Re 数、槽道高度的优化设计对强化换热至关重要。

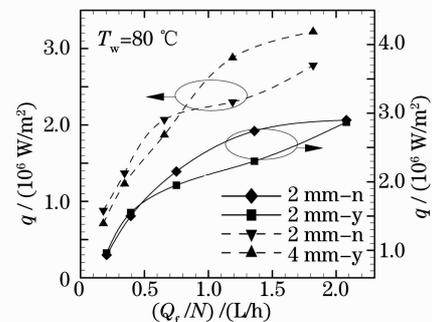


图 7 不同高度单槽道有无扰流散热量的对比
Fig. 7 Compared of different single-channels with or without inlet cylinder

4.3 热进口段长度对平均 Nu 数的影响

本实验的槽道长度为 20 mm ,采用(12)式计算可以发现在各测试工况中绝大部分都是处于热进口段,这也就表明大多数工况下工质的换热都处于发展中状态。采用文献[23]的分析方法,将 Nu 数随着无量纲加热长度的变化关系示于图 8。从图中可以看出,无论有无扰流情况下,3 mm 槽道的 Nu 数随着无量纲长度的增加而减小,当 $L_0^+ = 0.05$ 时, Nu 数仍在继续减小,而并不是文献[23](图中 circle 线)中的几乎不变的状态。由此发现小槽道散热器的无量纲进口段长度较长,其可能是由于槽道表面粗糙度较大的原因。对比有无扰流情况可以发现在 L_0^+ 较小时扰流的存在明显增加了 Nu 数。分析单独的圆柱绕流,当 $Re > 4$ 时,出现对称尾流区;当 $Re > 40$ 以后,出现卡门涡街。而当 $Re > 200$ 时,三维的涡街变成不稳定涡街,当 $Re > 400$ 时,在圆柱体的分离点后就开始变成不稳定,随着 Re 数的增加,不稳定会产生湍流尾流。而在 3 mm 槽道中,

当 $L_h^+ = 0.118$ 时其 Re 在 90 左右,此时虽然流动整体上是层流流动,但是扰流引起的卡门涡街导致流体内部相互掺混效应开始出现,换热开始强化,随着 L_h^+ 的减小, Re 不断增大,扰流引起的卡门涡街或者不稳定现象导致的换热逐渐加强。

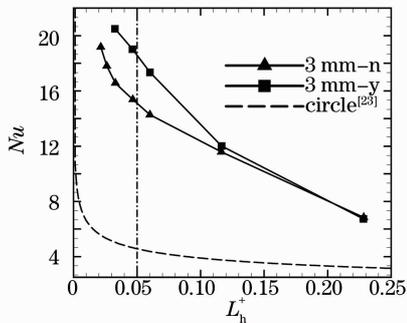


图 8 Nu 数随无量纲加热长度的变化

Fig. 8 Nu as a function of L_h^+ in 3 mm mini-channel

为了更好描述槽道内对流换热特性,实验中考考虑槽肋比 α 和扰流直径与槽高比 β 等影响,将不同有扰流槽道的 Nu 数和无量纲进口加热长度拟合并将数据点和拟合曲线列于图 9 中。

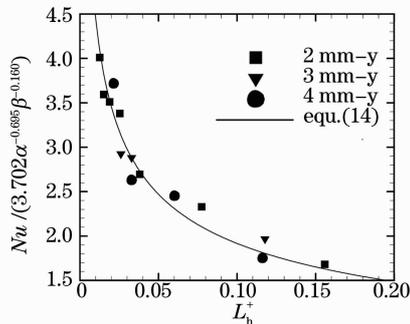


图 9 不同槽道散热拟合关系式

Fig. 9 Fitted formulas of convection heat transfer

$$Nu = 3.702\alpha^{-0.696}\beta^{0.160}(L_h^+)^{-0.315}. \quad (14)$$

从图 9 可以看到,(14)式和实验数据最大偏差为 15.6%,所以拟合关系式可以很好表达有扰流槽道对流换热特性。

5 结 论

对自行设计的带扰流小槽道散热器的对流换热特性进行实验研究,结果发现:

1) 换热性能随着流量的增加而增加,实验中流量 58.2 L/h,带扰流的 4 mm 槽道在散热面温度为 81.7 °C 时散热能力达 3.2×10^6 W/m²;随着流量的

增加,扰流对换热的影响开始显现,当流量到达一定值时,扰流带来的流体掺混可以导致对流换热系数随着壁面温度升高而增加。

2) 带扰流的槽道在不同的流速下存在着最佳的高度值,对于相同的槽道其扰流对散热的影响与单位槽道流过的流量有关。

3) 有无扰流的矩形槽道散热器的进口段都较圆管长,在相同的无量纲进口长度下其 Nu 数也较圆管大;扰流的存在使散热器在流速较大时 Nu 数更大,有利于换热的进行。

4) 拟合了 Nu 数与进口段无量纲加热长度、槽肋比和扰流直径与槽高比的换热关系式,能较好反映类似散热器的散热性能。

参 考 文 献

- Guo Zhenhua, Sun Wen. Strive for a lead: birthday-commemoration on chinese laser for 40 years [J]. *Laser Technology*, 2001, **25**(3): 214~216.
郭振华, 孙文. 力创辉煌——纪念中国激光器诞生四十周年 [J]. *激光技术*, 2001, **25**(3): 214~216
- Liu Hua, Hu Yu, Li Minchun *et al.*. Design and computation of the optical antenna of a wide-band digital lightwave communication system [J]. *Chinese J. Lasers*, 1996, **A23**(3): 260~264
刘华, 胡渝, 李岷淳等. 宽带数字光波通信系统光学天线的设计及计算 [J]. *中国激光*, 1996, **A23**(3): 260~264
- Qin Guoliang, Lin Shangyang. Radial dimension of keyhole and its dynamic characteristics in laser deep penetration welding [J]. *Chinese J. Lasers*, 2005, **32**(4): 557~561
秦国梁, 林尚扬. 激光深熔焊接过程中小孔径向尺寸及其动态特性 [J]. *中国激光*, 2005, **32**(4): 557~561
- Wang Xiao, Zhang Huizhong, Ding Guomin *et al.*. Laser transmission welding polypropylene plastics [J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(3): 466~471
王霄, 张惠中, 丁国民等. 聚丙烯塑料激光透射焊接工艺 [J]. *中国激光*, 2008, **35**(3): 466~471
- H. Y. Zhang, K. C. Toh. 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
- P. X. Jiang, M. Li, T. J. Lu *et al.*. Experimental research on convection heat transfer in sintered porous plate channels [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 2004, **47**(10-11): 2085~2096
- H. Y. Wu, P. Cheng. An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 2003, **46**(14): 2547~2556
- Dong Tao, Chen Yunsheng, Yang Zhaochu. Flow and transfers in comby fractal microchannel network [J]. *J. Chemical Industry and Engineering*, 2005, **56**(9): 1618~1625
董涛, 陈运生, 杨朝初. 仿蜂巢分形结构微管道网络中的流动与换热 [J]. *化工学报*, 2005, **56**(9): 1618~1625
- X. F. Peng, G. P. Peterson. The effect of thermofluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 1995, **38**(4): 755~758
- Y. Wang, K. Vafai. Experimental investigation of the thermal

- performance of an asymmetrical flat plate heat pipe [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 2000, **43** (15): 2657~2668
- 11 M. Ghodbane, J. P. Holman. Experimental study of spray cooling with freon-113 [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 1991, **34**(45): 1163~1174
- 12 Ruey-Hung Chen, Louis C. Chow, Jose E. Navedo. Effects of spray characteristics on critical heat flux in sub cooled water spray cooling[J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 2002, **45**(19):4033~4043
- 13 Pan Zhaoqun, Deng Xianhe, Zhang Yajun. Heat transfer between liquid and gas in multistage-spraying rotating packed bed [J]. *J. Chemical Industry and Engineering*, 2005, **56** (3): 430~434
潘朝群, 邓先和, 张亚君. 多级雾化超重力旋转床中气液间的传热[J]. *化工学报*, 2005, **56**(3): 430~434
- 14 Yang Tao, He Ye, Liu Tingting. Silicon microchannel heat sinks for high-power laser diode arrays [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2009, **17**(9): 2170~2175
杨涛, 何叶, 刘婷婷. 大功率激光二极管阵列的硅基微通道热沉研制[J]. *光学精密工程*, 2009, **17**(9): 2170~2175
- 15 Tian Changqing, Xu Hongbo, Cao Hongzhang *et al.*. Cooling technology for high-power solid-state laser [J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(7): 1686~1692
田长青, 徐洪波, 曹宏章等. 高功率固体激光器冷却技术[J]. *中国激光*, 2009, **36**(7): 1686~1692
- 16 D. B. Tuckerman. R. F. W. Prese. High-performance heat sinking for VLSI[J]. *IEEE Electron Device Letters*, 1981, **2**(5): 126~129
- 17 M. G. Luca. Single-phase convection heat transfer in microchannels; a review of experimental results[J]. *International J. Thermal Science*, 2004, **43**(7): 631~651
- 18 I. Hassan, P. Phuttavong, M. Abdelgawad. Microchannel heat sinks; an overview of the state of the art [J]. *Microscale Thermophysical Engineering*, 2004, **8**(3): 183~205
- 19 Z. Li, Y.-L. He, G.-H. Tang *et al.*. Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in microtubes [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 2007, **50**(17-18):3447~3460
- 20 Chen Zhi, Shi Mingheng. Study of new fractal tree-like cooling structure[J]. *J. Thermal Science and Technology*, 2006, **5**(1): 13~16
陈志, 施明恒. 新型分形树状冷却通道流动特性的研究[J]. *热科学与技术*. 2006, **5**(1): 13~16
- 21 X. L. Xie, Z. J. Liu, Y. L. He *et al.*. Numerical study of laminar heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, **29** (1): 64~74
- 22 G. Upadhy. Cooligy active micro-structure cooling offers key to advanced processor performance and quieter systems [J/OL]. http://www.cooligy.com/pdf/Cooligy_MicroStructure_White_Paper.pdf, 2008-5-1
- 23 W. M. Kays, M. E. Crawford. Convective Heat and Mass Transfer[M]. Second edition. New York: McGraw Hill, 1980