

带扰流小槽道内单相流动阻力特性实验

刘 东 刘明侯¹⁾ 王亚青 徐 侃

(中国科学技术大学热科学与能源工程系, 合肥 230027)

摘要 采用水作为工质, 实验研究入口或出口端加入圆柱扰流的不同高宽比多槽道散热器的压降特性; 结果表明: 单位长度压降随雷诺数成线性关系, 提出了雷诺数、水力学直径和槽道高宽比的拟合准则; 拟合公式在实验数据误差范围内很好反应类似系统的流阻特性. 对于线切割小槽道, 其摩擦系数和雷诺数成反比, 且较圆管理论值偏大; 对线切割槽道阻力特性分析发现, 表面粗糙度是其最主要的影响因素, 而扰流对其影响较小; 在槽道前部设置扰流柱可以增强换热.

关键词 小槽道, 流体阻力, 摩擦系数

中图分类号: O368 文献标识码: A 文章编号: 0459-1879(2010)06-1006-07

引 言

随着微机械加工和 MEMS 技术的发展, 微型混合器、换热器和微反应器等微器件在工业中应用愈来愈广泛^[1]. 根据经典 Poiseuille 流理论, 完全发展层流状态下摩擦系数与雷诺数 Re 成反比; 流量一定时, 压降和水力学半径的四次幂成反比. 微尺度条件下, 由于尺度变小, 流体阻力相应增大, 对流体驱动泵的要求就更高. 因此, 微尺度流动的驱动问题和微通道内流动的阻力特性吸引了许多研究者的关注. Tuckerman 等^[2] 以水为工质, 在宽度 $50\sim 56\ \mu\text{m}$, 高度 $287\sim 320\ \mu\text{m}$ 的微槽内进行实验, 在进出口温差为 71°C 时获得 $790\ \text{W}/\text{cm}^2$ 的散热效果, 但相应的压降达到 $213\ \text{kPa}$. Pfahler 等^[3] 用异丙醇流过宽度 $53\sim 100\ \mu\text{m}$, 高度 $0.8\sim 135\ \mu\text{m}$ 的 3 种不同槽道时发现, 当截面尺寸较大时与 N-S 方程基本吻合; 但槽道高度较小时, 则偏离了 N-S 方程. Harms 等^[4] 用水流过水力学直径为 $403\ \mu\text{m}$ 的硅基微槽道, 在雷诺数为 $125\sim 1500$ 时, 其阻力特性和常规理论值一致. 姜明健等^[5] 采用水为工质, 对长度为 $100\ \text{mm}$, 宽度和高度为 $0.5\sim 0.55\ \text{mm}$ 的矩形槽道和边长为 $700\ \mu\text{m}$ 的三角形槽道进行实验研究时发现, 其阻力系数明显低于常规尺寸槽道, 且流动均匀性对流动阻力有影响. Reiyu 等^[6] 对长、上底、下底和高分别为 $27\ \text{mm}$, $500\ \mu\text{m}$, $380\ \mu\text{m}$ 和 $100\ \mu\text{m}$ 的微槽道的实验研究表明, 当水流量分别为 10 , 15 和 $20\ \text{mL}/\text{min}$

时, 阻力分别为 $36.3\ \text{kPa}$, $36.6\ \text{kPa}$ 和 $38.7\ \text{kPa}$. Peng 等^[7-8] 研究了水流过水力学直径 $133\sim 367\ \mu\text{m}$ 的矩形不锈钢微槽, 当 $Re = 8\sim 800$ 时, 其摩擦阻力系数明显比宏观理论预测值大, 且摩擦系数和 Re 并不成反比, 究其原因可能是流动转捩提前. 路广遥等^[9] 对水平、竖直向上和向下 3 个流动方向的窄缝环形微槽道进行了流动摩擦阻力实验, 结果表明, 窄缝通道内流态转变点比宏观尺度流道有所提前, 且流动方向和进出口温差对流动摩擦阻力的影响主要集中在层流区. 纵观相关文献发现, 大多数研究者针对单槽进行研究, 槽道的尺寸和结构对流动阻力有较大的影响, 但不同研究者的结果却不尽相同. 微槽道流动由于尺度小, 多处于层流流动状态; 强化微尺度流动的混合与输运, 降低流动阻力是研究者关注的重点. 文献^[10] 采用水和甲醇为工作介质, 对其设计的水力学直径为 $155.3\ \mu\text{m}$ 的新型结构三角硅基微槽道和常规结构硅基微槽道进行对比试验研究, 结果发现新型结构微槽道的压降比常规槽道的压降降低约 27% , 并且传热可以强化 $1\%\sim 20\%$. 本课题组^[11] 先前提出在小尺度槽道内插入肋片用于强化换热与降低流动阻力, 相应的实验和数值研究结果表明, 插入肋片的小槽道的阻力系数介于宏观尺度槽道和微槽道之间. 本文以水为介质、在小槽道入口或出口端加入圆柱扰流, 研究不同高宽比时多槽道的压降特性, 分析槽道高宽比和流体流速等对槽道摩擦系数、压降等特性的影响.

2009-04-20 收到第 1 稿, 2010-03-30 收到修改稿.

1) E-mail: mhliu@ustc.edu.cn

1 实验系统和实验方法

1.1 实验系统

实验系统如图 1 所示，由水泵 1，脉动阻尼器 2，10~20 μm 过滤器 3，可调三通阀 4，流量计 5，小槽道实验段 6，压力传感器 7，恒温槽 8，数据采集仪 9，PC 计算机 10，加热器 11 等组成。实验中，去离子水由水泵从外部水箱中吸入，经过脉动阻尼器、过滤器、可调三通阀和流量计后流入实验段（实验段两端的压力由两个压力传感器测量），经过测试段时和分流的流体混合并流入外部水箱继续循环。实验时，通过恒温槽保持水箱中流体工质温度恒定为 20°C。

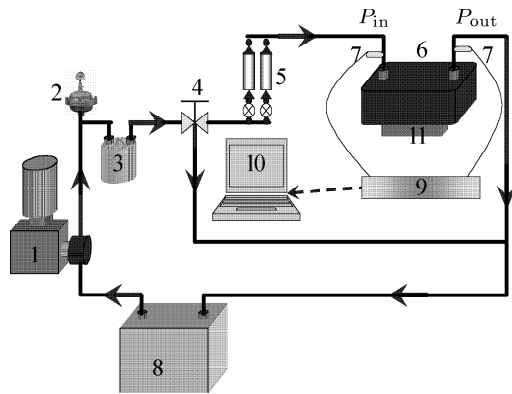


图 1 实验系统图

Fig.1 Experiment apparatus

1.2 小槽道内扰流设计

在槽道入口前安装圆柱扰流的换热器结构示意图如图 2。互换连接槽道进口和出口，可以使扰流圆柱放置在槽道出口。在铜块上采用线切割技术加工出不同高宽比和槽肋比的平行槽道。为了使每个槽道流动均匀且便于测试压力，槽道入口和出口采用水箱设计。在入口处设置扰流圆柱（距槽道进口 3mm，垂直方向置于槽道中部）用于扰动流体，以强化流体混合和槽道换热。槽道和盖板用密封胶密封；实验中压

力传感器 (US664-000005-015PA, 精度为 ±0.1%) 信号经数据采集仪 (Aglient 34910A) 采集后由 PC 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，误差为 ±0.001 mm，具体参数见表 1。

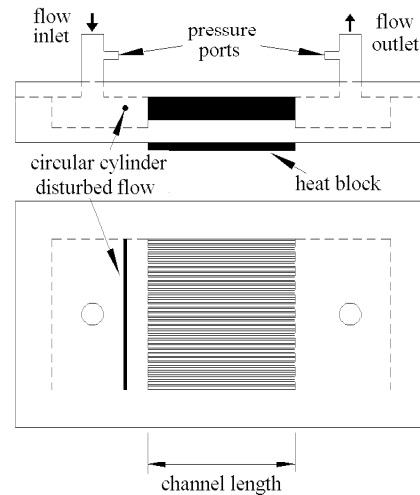


图 2 槽道结构示意图

Fig.2 The sketch map of mini-channel

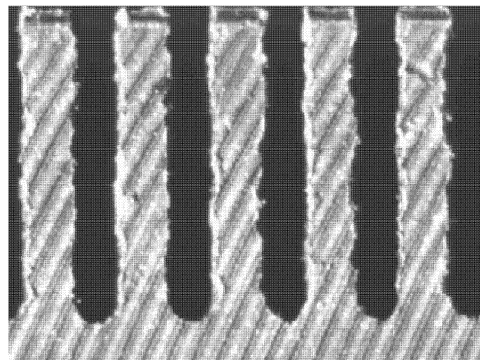


图 3 2# 线切割槽道 CCD 照片

Fig.3 The CCD image of 2# mini-channel

表 1 槽道散热器结构参数

Table 1 Dimensions of mini-channel heat sink

No.	Channel number	Length L/mm	Height H/mm	Channel width W_c /mm	Fin width W_f /mm	Height/width rate α	Disturbed position	Disturbed determine d
1#	28	20	2	0.245 8	0.348 7	8.14	behind	0.8
2#	33	20	3	0.244 4	0.351 2	12.3	behind	0.8
3#	33	60	3	0.334 8	0.279 2	8.96	behind	0.8
4#	32	20	4	0.312 5	0.289 8	12.8	behind	0.8
5#	28	20	2	0.245 8	0.348 7	8.14	front	0.8
6#	33	20	3	0.244 4	0.351 2	12.3	front	0.8
7#	33	60	3	0.334 8	0.279 2	8.96	front	0.8
8#	32	20	4	0.312 5	0.289 8	12.8	front	0.8

2 数据处理及不确定度分析

2.1 数据处理

线切割槽道内, 流体的平均流速 u_{ave} (m/s) 通过单位时间内流过散热器的流量来计算

$$u_{ave} = \frac{Q_f}{NA_{ave}} \quad (1)$$

散热器进口为内径 4 mm 的圆管, 截面速度 u_{in} (m/s) 为

$$u_{in} = \frac{Q_f}{0.002^2\pi} \quad (2)$$

散热器出口处速度 u_{out} (m/s) 为

$$u_{out} = \frac{Q_f}{NH(W_1 + W_c)} \quad (3)$$

其中, Q_f 为散热器的流量 (l/s), N 为槽道数, H 为槽道高度 (m), W_c 为槽道宽度 (m), W_1 为肋片宽度 (m).

由于压力传感器放置在散热器的进口和出口, 所以进出口压力传感器的压差应包括散热器进出口局部阻力 p_d , 扰流阻力 p_r 和槽道阻力 Δp 3 部分, 其单位均为 Pa, 因此槽道内总阻力为

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} - p_d - p_r \quad (4)$$

采用流体力学局部阻力系数计算局部阻力可得散热器进出口的局部阻力为^[12]

$$p_d = 0.26 \frac{\rho u_{in}^2}{2} + 0.55 \frac{\rho u_{in}^2}{2} + 0.36 \frac{\rho u_{out}^2}{2} + 0.26 \frac{\rho u_{out}^2}{2} = 0.405 \rho u_{in}^2 + 0.31 \rho u_{out}^2 \quad (5)$$

其中, ρ 为去离子水的密度.

槽道内雷诺数及槽道高宽比定义为

$$Re = \frac{\rho u_{ave} D_h}{\mu_f} \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{H}{W_c} \quad (7)$$

其中, D_h 为槽道的水力学直径, μ_f 为去离子水的动力黏度.

由于扰流放置在槽道进口, 扰流阻力和槽道进出口阻力相互干扰, 无法准确计算, 因此将槽道阻力、进出口阻力和扰流阻力作为一个整体, 定义为扰流槽道阻力

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

同时定义扰流摩阻系数

$$f = \Delta p_r \cdot \frac{D_h}{L} \cdot \frac{2}{\rho u_{ave}^2} \quad (9)$$

其中, L 为槽道长度 (m).

2.2 不确定度分析

根据滕敏康^[13] 的误差分析方法, 间接误差计算公式为

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2} \quad (10)$$

根据此公式计算各个参数的误差, 结果见表 2.

表 2 最大测量误差

Table 2 Measurement uncertainties

Parameters	Maximum errors/%	Parameters	Maximum errors/%
length	0.5	pressure drop	0.5
areas	2.25	flux	2.5
flow rate	2.6	dynamic viscosity	2.35
equivalent diameter	2.3	friction resistance	4.4
Re	4.25	$f \times Re$	6.1

3 实验结果及分析

为保证数据为稳态值, 在调节流量后 40 min 开始采集, 每 20 s 采集 1 次, 连续采集 10 min, 并取该时段内的平均数据作为该流量下的压力测量值.

3.1 雷诺数对单位长度压降的影响

图 4 为后扰流时不同槽道单位长度压降随雷诺数的变化; 由图可见, 每种槽道单位长度压降和雷诺数成线性关系. 分析可知, 压降与雷诺数、槽道的水力学直径有关; 仿照圆管中 Poiseuille 流的压降和雷诺数公式, 并加入槽道高宽比约束条件, 拟合出如下 2 cm 长槽道后扰流时单位长度压降和槽道水力学直径、雷诺数的关系

$$\frac{\Delta p_r}{\Delta L} = \frac{112.71 \rho \nu^2}{D_h^3 \alpha^{0.33}} Re \quad (30 < Re < 400) \quad (11)$$

其中, ν 为去离子水的运动黏度. 拟合公式与实验数据点见图 5, 由图可见, 1#, 2#, 4# 槽道呈现很好的线性关系. 与圆管理论公式相比, 该拟合公式给出的值和斜率更大. 这是由于实验中采用的槽道高宽比较大, 导致边界层及进出口效应增大; 另外, 由于采用线切割方式加工的槽道的相对粗糙度较大, 导致压降系数较宏观尺度圆管值大.

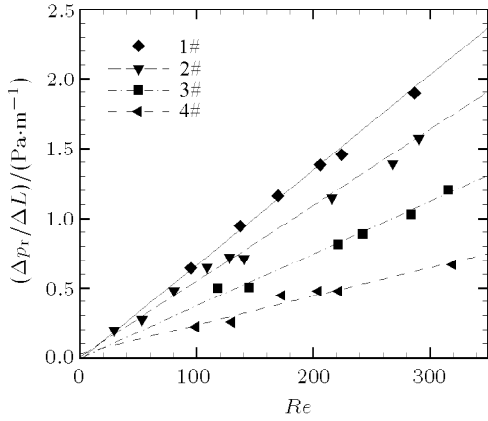


图 4 后扰流时单位长度压降和雷诺数关系
Fig.4 The pressure drop vs. Re with a circular cylinder behind channels

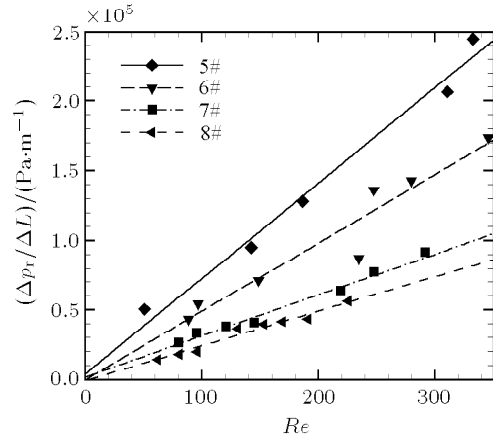


图 6 前扰流时单位长度压降和雷诺数关系
Fig.6 The pressure drop vs. Re with a circular cylinder before channels

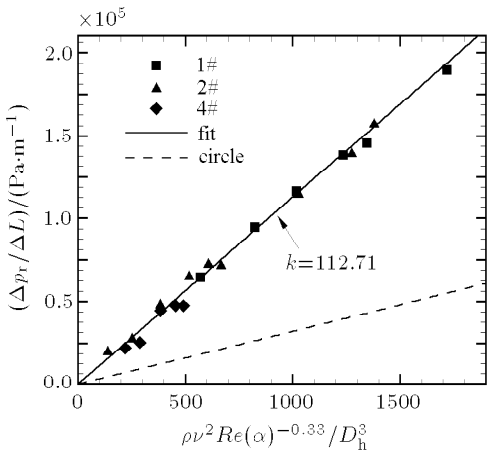


图 5 后扰流时不同槽道拟合关系
Fig.5 Empirical formula for radiator with a circular cylinder behind channels

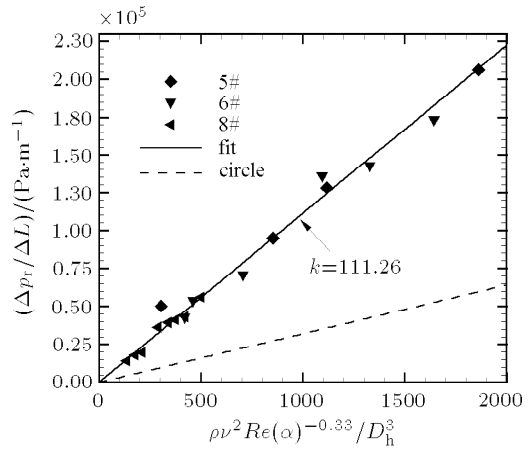


图 7 前扰流时不同槽道拟合关系
Fig.7 Empirical formula for radiator with a circular cylinder before channels

图 6 为前扰流时单位长度压降和雷诺数的关系图，由图中可见，单位长度压降与雷诺数依然成线性关系。随雷诺数增加，单位长度的压降增加。由于实验中所有的槽道长度一定，对于层流流动，由宏观流体力学公式可以得出，扰流阻力系数和沿程阻力系数的计算公式相似，可用统一公式将扰流阻力折合计算到槽道沿程阻力之中。即使扰流和局部及沿程阻力相互影响，本实验中采用的处理方式也是一种比较合理的分析槽道换热器阻力的方式。因此，可以拟合出 2 cm 长槽道前扰流时，单位长度压降和槽道水力直径及雷诺数的关系

$$\frac{\Delta p_r}{\Delta L} = \frac{111.26 \rho v^2}{D_h^3 \alpha^{0.33}} Re \quad (30 < Re < 400) \quad (12)$$

由图 7 可见，所有的实验数据点和拟合公式呈现很好的线性关系。比较拟合公式 (11) 和 (12) 发现，式中拟合系数相差很小，这说明扰流对流体流过槽道后压降的影响很小。在以后分析此类复杂的槽道阻力时可以将扰流阻力、进出口阻力和沿程阻力综合为一个阻力来考虑。

3.2 摩擦特性

图 8 为后扰流时摩擦阻力系数随雷诺数的变化图，由图可见，摩擦阻力系数和雷诺数呈对数关系，并且比宏观尺度圆管理论值偏大。同时，由图 9 可见，2 cm 长槽道的实验值和圆管的理论值相比差值在 26%~100%，而 6 cm 槽道的实验值和圆管理论值 (图中 $f = 64/Re$ 线) 相差 134%~186%。其主要原因是本文线切割槽道的表面粗糙度较大。采用万能工具显微镜观察发现，槽道最大粗糙度高达

0.06 mm, 相对粗糙度高达 20%. 槽道表面粗糙度对流体的压降影响很大, 这导致了 $f \times Re$ 数较圆管层流流动的理论值大; 另一方面由于在计算压降时将进出口效应合并到沿程阻力中去, 也导致了摩擦系数增加. 由图 8 也可以发现: 由于粗糙度的影响, $f \times Re$ 数与槽道长度有关, 这也不同于圆管的理论值变化趋势.

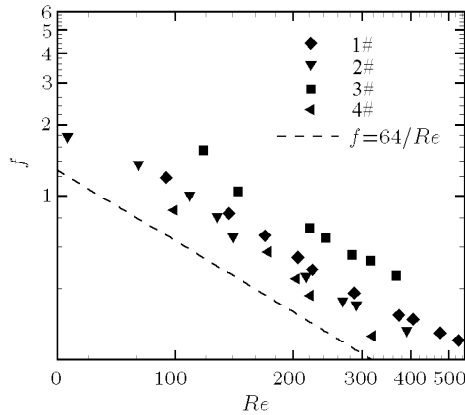


图 8 后扰流时摩擦系数与雷诺数关系
Fig.8 Friction factors of radiator with a circular cylinder behind the channels

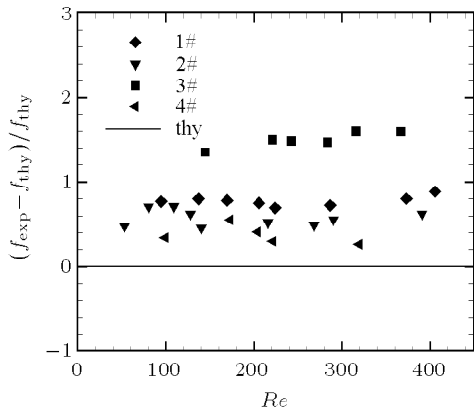


图 9 后扰流时实验和理论摩擦系数偏差
Fig.9 Comparison of friction factors between theory and experimental data

图 10 为前扰流情况下的摩擦阻力系数随雷诺数的变化; 由图可见, 摩擦系数和雷诺数成对数关系, 且其值较圆管理论值 (图中 $f = 64/Re$ 线) 大. 扰流的存在, 导致流体在进入槽道时发生脉动, 流动损失和压降增加; 同时槽道表面粗糙度较大也是导致流体压降增加的一个原因. 由图 11 可见, 前扰流时槽道的实验值和圆管理论值相比差值在 24%~157%, 这种差别除了后扰流情况下分析的几种原因外, 前扰流导致的流体脉动也是阻力增加的原因.

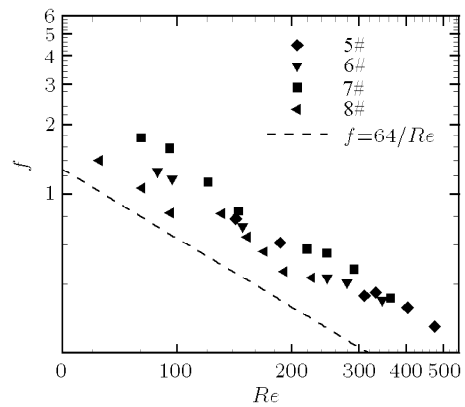


图 10 前扰流时摩擦系数与雷诺数关系
Fig.10 Friction factors of radiator with a circular cylinder before the channels

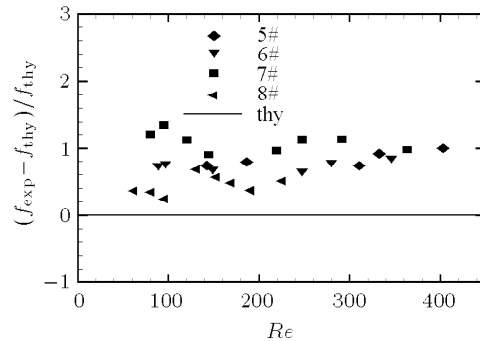


图 11 前扰流时实验和理论摩擦系数偏差
Fig.11 Comparison of friction factors between theory and experimental data

3.3 扰流放置位置对阻力的影响

图 12 为 2 cm 长的槽道前后扰流情况下 $f \times Re$ 随 Re 的变化; 由图可见, 相同类型的槽道在前后扰流情况下, 摩擦系数的数值和变化规律几乎一致, 并且每种槽道的 $f \times Re$ 值为定值. 这说明扰流放置在 2 cm 长的槽道的前端和后端没有引起槽道阻力太大的变化. 但由图 13 可见, 6 cm 长的槽道在前扰流下的 $f \times Re$ 比后扰流时要小 23% 左右. 分析认为, 当流体绕过圆柱后产生卡门涡街, 并且随着流向发展, 槽道中受到扰动的流体区域变大. 当槽道长度为 2 cm 时 (出口距离绕流柱仅 30 倍直径), 涡街靠近流体中心区域, 与槽道壁面 (粗糙度) 作用较小. 当槽道长度为 6 cm 时, 涡旋与壁面作用增强, 从而导致压力损失增大. 可见, 扰流对不同长度的槽道导致的差异是扰流引起的脉动与槽道表面 (粗糙度) 相互作用的结果.

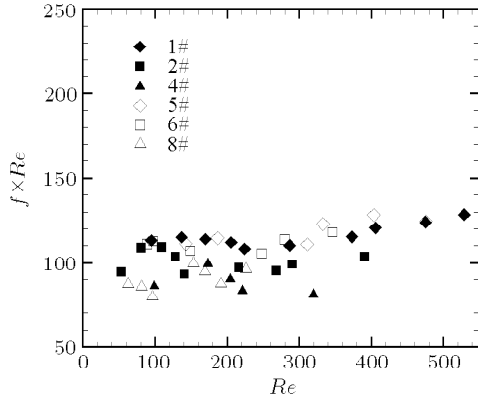


图 12 2 cm 长槽道前后扰流对比

Fig.12 $f \times Re$ vs. Re for 2 cm mini-channel

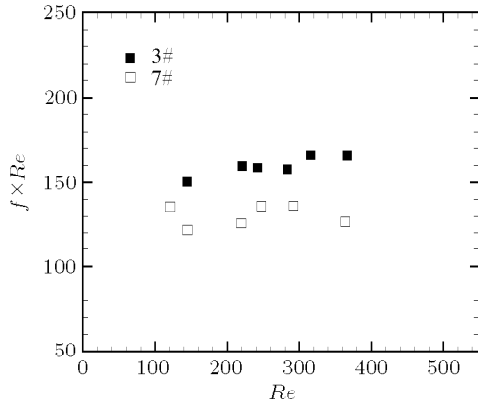


图 13 6 cm 长槽道前后扰流对比

Fig.13 $f \times Re$ vs. Re for 6 cm mini-channel

3.4 扰流放置位置对换热的影响

图 14 为散热面温度 60°C ，4 mm 高槽道在前后扰流 (4# 和 8#) 时流量与散热量之间的关系。由图可见，在较小的流量下前后扰流槽道的散热量相差

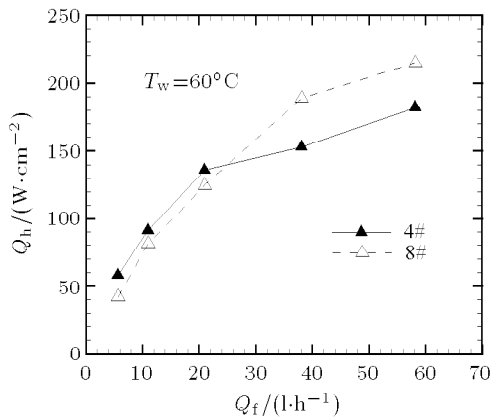


图 14 4 mm 高有无扰流散热量对比

Fig.14 Heat transfer in 4 mm height mini-channels with or without inlet cylinder

不是很大；当流量增加时，前扰流槽道的散热量明显增加。对于单独的圆柱绕流，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。本文研究的雷诺数为 $30 \sim 400$ ，此时流动虽然整体上是层流，但扰流引起的卡门涡街和不稳定性导致流体内部的相互掺混加强，强化了换热；并且随着流量的增大 (雷诺数变大)，传热强化效应更明显。可见，在槽道入口前设置扰流可使槽道的散热量增加。

4 结 论

对不同高宽比线切割小槽道前、后扰流时单相流动阻力和散热特性进行实验研究，结论如下：

(1) 不同槽道的单位长度压降和雷诺数呈线性关系，并且和槽道的高宽比的 0.33 次方、槽道的水力学直径的 3 次方成反比；前后扰流对槽道单位长度压降的影响一致。

(2) 摩阻系数和雷诺数成对数关系，槽道粗糙度、扰流和进出口效应等因素导致槽道摩阻系数数值比圆管理论值大。

(3) 对于线切割的小槽道，其扰流放置位置对阻力的影响较小，而表面相对粗糙度是槽道阻力增大的一个很重要的原因。

(4) 在散热器前部增设扰流可以增强换热。

参 考 文 献

- 1 王沫然, 李志信. 基于 MEMS 的微流体机械研究进展. 流体机械, 2002, 30(4): 23-28 (Wang Moran, Li Zhixin. Investigation progress in MEMS based micro fluid machinery. *Fluid Machinery*, 2002, 30(4): 23-28(in Chinese))
- 2 Tuckerman DB, Prese RFW. High-performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron Device Letters*, 1981, 2(5): 126-129
- 3 Pfahler J, Harley J, Bau H. Liquid transport in micron and submicron channel. *Sensors and Actuators*, 1990, A21-A23: 431-434
- 4 Harms TM, Kazmierczak M, Gerner FM, et al. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop through deep microchannels in a (110) silicon substrate. In: Proceedings of the ASME Heat Transfer Division, 1997, 1: 347-357
- 5 姜明健, 罗晓惠, 刘伟力. 水在微尺度槽道中单相流动和换热研究. 北京联合大学学报, 1998, 12(1): 71-75(Jiang Mingjian, Luo Xiaohui, Liu Weili. Investigation of heat transfer and fluid-dynamic characteristics of water flowing through micro-channels without phase change. *Journal of Beijing Union University*, 1998, 12(1): 71-75(in Chinese))

- 6 Reiyu Chein, Jason Chuang. Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids. *Thermal Sciences*, 2007, 46: 57-66
- 7 Peng XF, Peterson GP, Wang Buxuan. Friction flow characteristics of water flowing through rectangular microchannels. *Experiment Heat Transfer*, 1995, 7: 249-264
- 8 Peng XF, Peterson GP. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1996, 39: 2599-2608
- 9 路广遥, 孙中宁, 王经等. 窄缝环形通道内流动阻力特性的实验研究. *核动力工程*, 2006, 27(3): 28-31(Lu Guangyao, Sun Zhongning, Wang Jing, et al. Experimental investigation on the single-phase flow friction in narrow annulus. *Nuclear Power Engineering*, 2006, 27(3): 28-31(in Chinese))
- 10 甘云华. 硅基微通道内流动与传热的可视化测量及其规律的研究. [博士论文]. 合肥: 中国科学技术大学, 2006(Gan Yunhua. Visualization measurement and investigation of fluid flow and heat transfer in silicon microchannels. [PhD Thesis]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2006(in Chinese))
- 11 刘东, 刘明侯, 徐侃等. 微细槽道散热器性能实验和数值研究. *中国科学技术大学学报*, 2009, 39(1): 57-62(Liu Dong, Liu Minghou, Xu Kan, et al. Experiment and numerical study on the performances of mini-channel heat sinks. *Journal of University of Science and Technology of China*, 2009, 39(1): 57-62 (in Chinese))
- 12 华绍曾. 实用流体阻力手册. 北京: 国防工业出版社, 1985. 60-68 (Hua Shaozeng. Practical Flow Resistance Manual. Beijing: Nature Defense Industry Press, 1985. 60-68 (in Chinese))
- 13 滕敏康. 实验误差与数据处理. 南京: 南京大学出版社, 1990. 167-192(Teng Mingkang. Experimental Error and Data Process. Nanjing: Nanjing University Press, 1990. 167-192 (in Chinese))

(责任编辑: 何漫丽)

EXPERIMENTAL STUDY ON THE FRICTIONAL PRESSURE DROP OF WATER FLOW IN MINI-CHANNELS WITH CIRCULAR CYLINDER DISTURBED FLOW

Liu Dong Liu Minghou¹⁾ Wang Yaqing Xu Kan

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

Abstract Using water as working fluid, the pressure drops for mini-channel radiator with different height/width ratios involved with circular disturbed flow before or behind the mini-channels were experimentally studied. It is found that the pressure drop increases linearly with the Reynolds Number. A general empirical formula was proposed to consider pressure drop as function of Reynolds Number, hydrodynamic diameter and height/width ratio. The formula can predict flow friction of the similar system well. For line-wear mini-channels, the flow friction coefficient is inversely proportional to Reynolds number, and the value is larger than that of circle tube. The experimental results indicate that the surface roughness is the main impact factor for pressure drop. However, the circular cylinder disturbed flow has little influence on it. It is found that the circular cylinder disturbed flow which set in the front of mini-channel can enlarge the heat dissipation.

Key words mini-channel, pressure drop, flow friction

Received 20 April 2009, revised 30 March 2010.

1) E-mail: mhliu@ustc.edu.cn