

· 研究简报 ·

20 117-122

## 微矩形槽道内的受迫对流 换热性能实验

Experiments on Forced Convective Heat Transfer  
Performance in Rectangular Microchannels

辛明道

Xin Mingdao

师晋生

Shi Jinsheng

TK124

(重庆大学工程热物理所, 重庆, 630044)

**A** **摘要** 对6种不同结构尺寸的微矩形槽道内的受迫流动阻力与换热性能进行了实验。结果表明, 试验条件下微槽内水流动中从层流向湍流转变的临界雷诺数  $Re_c = 1400 \sim 1800$ 。揭示出微槽结构尺寸对流动与换热的影响, 并由实验给出了层流区流动阻力与换热的经验关系式。

**关键词** 微槽道; 对流换热; 流动阻力; 实验

中国图书资料分类法分类号 TK124

**ABSTRACT** Experiments are conducted in 6 rectangular microchannels with various structure sizes on forced flow resistance and heat transfer performance. The results indicate that the critical Reynolds number transited from the laminar flow to turbulent flow is equal to  $1400 \sim 1800$  under the experimental conditions for water flow in the microchannels. Effects of microchannel structure sizes on flow resistance and heat transfer are shown up. The flow resistance and Heat Transfer Correlations are obtained with experiments in laminar flow region.

**KEYWORDS** microchannel; convective heat transfer; flow resistance; experiment

### 0 引 言

随着微电子元件集成度的提高, 大规模、超大规模集成电路要求排散的热流日益增加。由于元件工作温度的限制散热温差较小, 因此“热障”已成为微电子设备向更高集成度发展的主要障碍之一。目前芯片散热热流已超过  $20 \text{ W/cm}^2$ , 预计90年代将超过  $100 \text{ W/cm}^2$ , 因而探索高热流的新传热结构、传热方法, 极为重要。

80年代初, Tuckerman 等<sup>[1~3]</sup>提出在芯片衬底背面采用微矩形结构槽道, 通以水冷却, 最

\* 收文日期 1992-01-08

国家自然科学基金资助项目

高散热能力可达 $790 \text{ W/cm}^2$ 。引起了微电子与传热领域同行的浓厚兴趣。之后有类似的结果发表<sup>[4-6]</sup>。就流动状态、阻力和换热特性而言,微尺寸槽道同大尺寸通道规律是否一致的问题,仅有一些初步的研究<sup>[7-9]</sup>,Wu 和 Little 的结果表明,氮气的流动阻力系数  $f$  高于经典的 Moody 曲线,且层流向湍流的过渡  $Re_c = 350$ ,而换热特性的转变发生在  $Re = 1000$  时。Pfahler 等对液、气体的实验表明,在已开展的层流流动中,  $(f \cdot Re)$  值比大尺寸槽道的理论值低。因此,进一步开展微槽结构通道内的流动与换热研究有重要的学术意义和工程价值。

## 1 实验元件与实验装置

### 1.1 实验元件

微矩形槽通道由微槽基板和盖板组成,微槽基板结构见图1。微槽基板材料为紫铜,微槽由线切割机加工成形,6种不同微槽结构尺寸的实验元件列入表1。微槽加工精度为 $0.01 \text{ mm}$ ,光洁度为6级以上。微槽基体侧面沿流动方向的有效加热长度( $L = 14 \text{ mm}$ )上钻5个 $\Phi 0.8 \text{ mm}$ 的小孔,孔深为 $12 \text{ mm}$ ,距微槽底面之下 $1.4 \text{ mm}$ ,孔间距 $3 \text{ mm}$ ,以装入热电偶测量和推算槽底壁温。

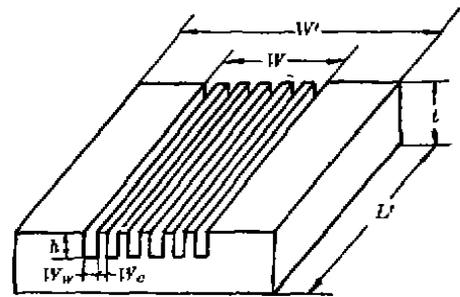


图1 微槽基板结构

表1 实验微槽元件的结构几何尺寸

元件号	$W_c$	$W_s$	$H$	$\pi$	$L/D_h$	$H/W_c$	$D_h$	$W$	$W'$	$L'$	$t$	$L$
No. 1	0.15	0.25	0.9	25	54.45	6.0	0.257	10	24	28	6	14
No. 2	0.25	0.25	0.9	20	35.78	3.6	0.391					
No. 3	0.30	0.25	0.9	19	31.25	3.0	0.450					
No. 4	0.30	0.25	1.5	19	28.00	5.0	0.500					
No. 5	0.30	0.25	2.1	19	26.67	7.0	0.525					
No. 6	0.30	0.25	2.7	19	25.93	9.0	0.540					

盖板用来封闭槽道以形成闭合通道,盖板在加热长度  $L$  的两侧有进出水室,并与进出水管联通,两水室盖板上分别钻一小孔用来测取流动压差。盖板与微槽顶面组合时,其间有一层 $0.1 \text{ mm}$ 的聚四氟乙烯薄膜,微槽两端用密封胶封闭,用压板和螺栓压紧。

### 1.3 实验装置与测量

实验装置线路如图2所示。图中未示明热源具体结构,电加热件是下圆上方(矩形: $14 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ )铜棒,下部用电阻丝加热,以获取大于 $500 \text{ w/cm}^2$ 的矩形顶面的高热流密度。考虑到加热件散热的影响,微槽通道内的放热用称重法计量冷却水流量,测出进、出水温差而算出,对于基板面积而言的平均热流密度为

$$q = Q/A_1 = Gc_p(T_2 - T_1)/A_1 \quad (1)$$

流体和壁面温度均用镍铬—镍硅热电偶测量,压差用水银差压计测量。因为微槽底面和两侧面均参与换热,其换热面积为  $A_2$ ,相应的平均对流换热系数为

$$\alpha = Q/A_2(T_w - T_f) \tag{2}$$

式中  $T_w$  为微槽底壁面的平均温度;  $T_f$  为冷却水平均温度,取进出口水温的算术平均值。流动阻力实验在冷态下进行,流动阻力系数为

$$f = \Delta P / [(2L/D_h) \rho v^2] \tag{3}$$

单个微槽的当量水力直径  $D_h = 2W_b/(W_s + b)$ ,水在微槽内的平均流速  $v$  用实测容积流量算出。

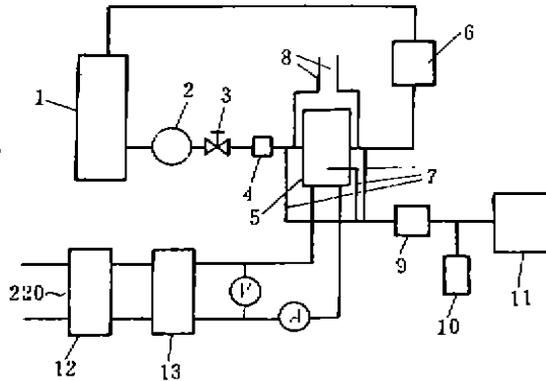


图2 实验装置路线图

- 1 蒸汽水箱; 2 水泵; 3 流量调节阀; 4 过滤器; 5 微槽实验件; 6 冷却器; 7 热电偶; 8 U型水银差压计; 9 温度转换开关; 10 冰瓶; 11 电位差计; 12 电源稳压器; 13 调压变压器

## 2 实验结果

### 2.1 流动阻力特性

冷态实验条件下,雷诺数范围为  $Re = vD_h/\gamma = 180 \sim 4000$ 。流动阻力系数随雷诺数的变化关系表示在图3、4上。结果表明,试件1和2的  $Re < 1570$ ,  $f-Re$  曲线尚处于层流范围; 试件3~6的  $f-Re$  曲线走向发生了变化,表明流动状态已从层流向湍流过渡,转变临界雷诺数  $Re_c = 1400 \sim 1800$ 。

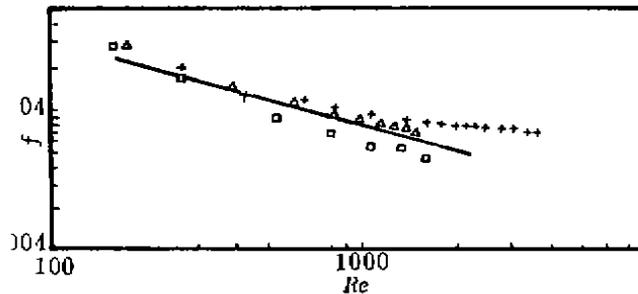


图3 流动实验结果

□ No. 1; △No. 2; + No. 3; — 圆管层流进口段  $L/D_h = 31.25[10]$

为了同常用尺寸流道内的流动特性比较,二图上绘出圆管层流进口段  $L/D_0 = 31.25$  和 28 时的理论计算值<sup>[10]</sup>,同相同长径比的 No. 3 和 No. 4 数据比较稍有出入。因为本实验尚处于进口区,  $f-Re$  关系明显地随  $L/D_0$  和  $h/W_c$  而变化,由实验数据在层流区 ( $Re = 100 \sim 1400$ ) 整理得到流动阻力特性的下列关联式:

$$f = 12.69(h/W_c)^{-0.2795}(L/D_0)^{-0.432}Re^{-0.568} \quad (4)$$

绝大多数实验数据落在上面关联式的  $\pm 26\%$  的范围内,见图 5。

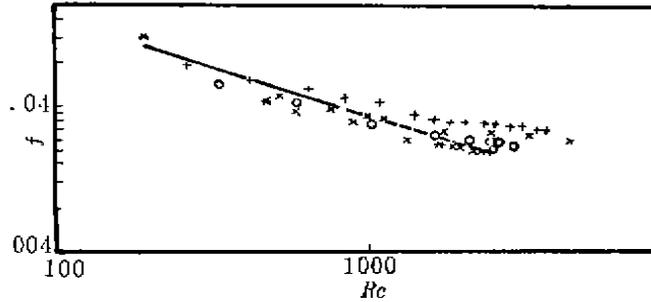


图 4 流动实验结果

+ No. 3; × No. 4; ○ No. 5; \* No. 6; — 圆管层流进口段  $L/D_0 = 28$ [10]

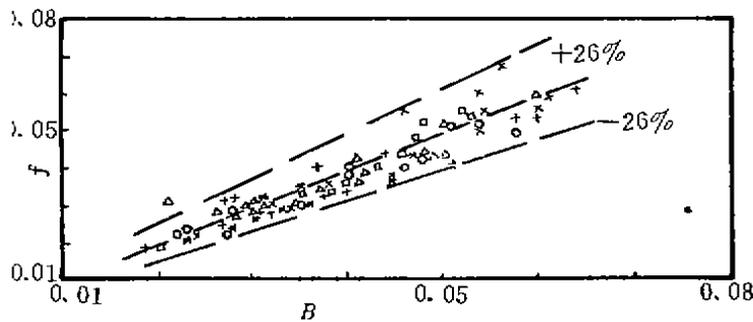


图 5 流动实验数据与关联式(4)的比较

□ No. 1; △ No. 2; + No. 3; × No. 4; ○ No. 5; \* No. 6  
 $B = 12.69(W_c/h)^{0.2795}(D_0/L)^{0.432}Re^{-0.568}$

### 2.2 换热特性

实验范围  $Re = 250 \sim 3130, Pr = 3 \sim 8$ 。当进口水温  $T_i = 17\text{ }^\circ\text{C}$  时,  $T_w \leq 12\text{ }^\circ\text{C}$  而  $Re = 1960$  时对基板面积而言的热流  $q = 480\text{ w/cm}^2$ 。可见微槽底面热流尚可进一步提高。实验中,因受加热件功率限制,  $q \leq 480\text{ w/cm}^2$ 。对  $A_2$  面积而言的平均对流换热系数所达到的范围为  $a = 7200 \sim 67672\text{ w/cm}^2 \cdot \text{C}$ ,  $Nu = aD_0/K = 5.2 \sim 50.0$ 。实验结果以  $Nu = f(RePrD_0/L)$  的形式表示在图 6 上。为了同大尺寸槽道内的换热比较,图上绘出正方形槽道进口段和平行平板通道进口段层流换热实验曲线<sup>[11]</sup>,其流体为空气。比较表明二者同微槽通道内的换热都有一定差异。试件 3~6 在横坐标右端的部分数据,可能已从层流向湍流过渡。

将本实验结果取  $300 < Re < 1400$  范围的数据回归整理得到本实验条件下的层流换热

关联式为

$$Nu = 1.51 (RePrD_1/L)^{0.5546} (h/W_o)^{-0.3615} (\mu_f/\mu_w)^{0.11} \quad (5)$$

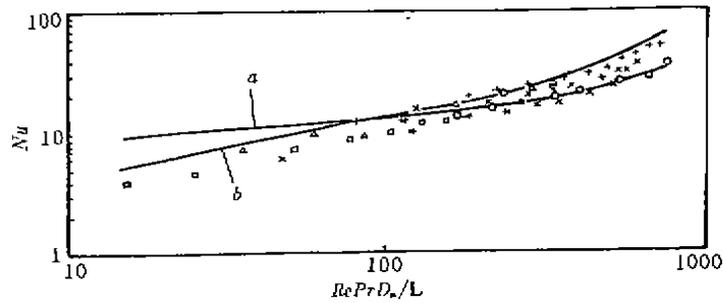


图6 换热实验结果

□ No. 1; △ No. 2; + No. 3; × No. 4; ○ No. 5; \* No. 6  
a 平行平板通道进口段[11]; b 正方形槽道进口段[11]

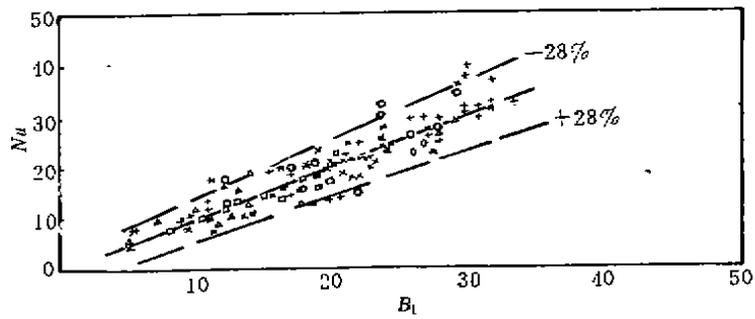


图7 换热实验数据与关联式(5)的比较

□ No. 1; △ No. 2; + No. 3; × No. 4; ○ No. 5; \* No. 6  
 $B_i = 1.51 (RePrD_1/L)^{0.5546} (h/w_o)^{-0.3615} (\mu_f/\mu_w)^{0.11}$

实验数据与(5)式的比较表示在图7上,二者的偏差在±28%的范围内。

## 2 结论与进一步的工作

- 1) 矩形微槽内的受迫流动由层流向湍流的过渡比大尺寸槽道提前,  $Re_c = 1400 \sim 1800$ .
- 2) 在实验条件下,在层流区段得出的流动阻力和换热关联式,反映了长径比和微槽高宽比的影响,可作为进一步研究和工程实际的参考。
- 3) 本文实验是初步的阶段结果,应当进一步扩大实验参数范围,深入、系统地探索微槽通道内的流动与换热规律。

### 代用符号表

$A_1$ —微槽试件的基板面积

$A_2$ —微槽换热面积

$n(W_c + 2h)L$	$Pr$ —普朗特数
$C_p$ —流体的定压比热	$Q$ —热流率
$D_h$ —微槽的当量水力直径	$q$ —热流密度
$2W_c h / (W_c + h)$	$Re$ —雷诺数
$f$ —流动摩擦阻力系数	$T$ —温度
$G$ —流体质量流量	$V$ —流体平均流速
$h$ —微槽高度	$W_c$ —微槽宽度
$K$ —导热系数	$W_w$ —微槽壁厚
$L$ —微槽有效长度	$a$ —对流换热系数
$n$ —微槽数	$\gamma$ —流体运动粘度
$Nu$ —努谢尔特数	$\mu$ —流体动力粘度
$\Delta P$ —流体压降	下标: $i$ 进口; $e$ 出口
$Pe$ —贝克利数	$f$ 流体; $w$ 壁面

## 参 考 文 献

- 1 Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI, IEEE Electron Device Lett., 1981, EDL-2, 126~129
- 2 Tuckerman D B. Heat transfer microstructures for integrated Circuits. Ph. D. Thesis, Lawrence Livermore National Laboratory, UCRL-53515, 1984
- 3 Tuckerman D B, Pease R. F. W. Optimized Convective Cooling using micromachined Structures, J. Electrochemical Society, 1982, 129, (3), 98
- 4 Kishimoto T, Ohsaki T. VLSI packaging using Liquid Cooling Channels, IEEE Transactions on Components, Hybrids and manufacturing Technology, 1986, CHM7-9, 328~335
- 5 Nayak D et al. A high performance thermal module for computer parkaging, J. Electronic Materials, 1982, 16 (5), 357~364
- 6 Mahalingam M, Andrews J. High performance air Cooling microelectronics, Proc. of Int. Symp. on Cooling Technology for Electronic Equipment, Honolulu, HI, 1987, , 608~625
- 7 Wu P Y, Little W A. Measurement of friction factors for the flow of gases in very fine Channels used for microminiature Joule-Thomson refrigerators, Cryogenics, 1983, 23, 273~277
- 8 Wu P Y, Little W A. Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for microminiature refrigerators. Cryogenics, 1984, 24, 415~420
- 9 Pfahler J et al. Liquid and gas transport in Small Channels. Presented at the ASME-WAM, 1990(H. H. Bau 提供)
- 10 埃克特和德雷克著. 传热传质分析, 北京: 科学出版社, 1986
- 11 Clark S H, Kays W M. Laminar flow forced convection in rectangular tubes. Transactions of the ASME, 1953, 75, 859~866