

R-113 圆形射流冲击模拟电子芯片 单相对流换热的实验研究

王磊 苑中显 马重芳 陈永昌

(北京工业大学环境与能源工程学院 北京 100022)

关键词 射流冲击, 换热

1 前言

随着电子计算机技术的飞速发展, 电路的集成化程度日益提高, 芯片的热负荷也不断增大。据报道, 在本世纪末, 芯片表面热流密度将达 10^6 W/m^2 ^[1]。如果没有有效的冷却技术, 芯片温度一旦超过设计标准, 就会导致性能急剧恶化, 故障率大大增加。而目前工业上普遍采用的风冷技术, 无论是自然对流还是强迫对流, 都由于空气热容小, 流速受到噪声的限制又不可过大, 因此冷却能力一般不超过 10^4 W/m^2 ^[2]。在这种情况下, 冷却技术的改进对微电子发展起着至关重要的作用。

射流冷却时流体法向冲击传热表面, 形成很薄的速度和温度边界层, 因而具有很高的传热率。射流冲击传热已成为微电子冷却的先进技术。近来, 随着电子芯片向微型化发展, 越来越多的科学家把注意力放在小尺寸换热的研究上, 射流冲击换热也向着小尺寸喷嘴的方向发展。这是因为对于相同出口速度的射流冲击而言, 小尺寸喷嘴的流体沿壁面加速的行程较短, 从层流到湍流的过渡发生较快, 因此小尺寸喷嘴驻点区的换热系数比大尺寸喷嘴要大。近年来, 各国学者对圆形射流冲击作了深入探讨, 但大多数文献的喷嘴直径大于 1 mm, 且把注意力集中在平均换热上^[3,4], 其中文献 [4] 采用 $d=0.58 \text{ mm}$ 的喷嘴在低 Re 数下对射流冲击局部换热做了实验研究。鉴于小尺寸换热发展趋势, 本文首次采用 $d=534\mu\text{m}$ 的微小喷嘴直径, 对高 Re 数射流冲击的换热进行了实验研究。

2 实验设备及方法

图 1 为实验系统图。工作液体在具有测量、冷却和过滤设备的环路中循环。实验件主要部分是一片 $10\mu\text{m}$ 厚、面积为 $5 \times 5 \text{ mm}$ 的康铜膜, 用它作为传热表面以模拟微电子芯片。用铁-康铜热电偶测量康铜膜内表面温度。图 2 为实验容器及测量仪表。实验中用三维坐标架在三个方向上调节喷嘴与实验件相对位置, 最小位移为 $10 \mu\text{m}$ 。

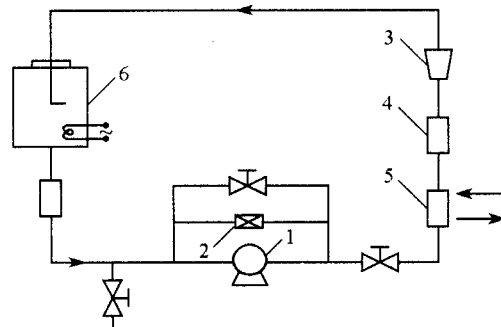


图 1 实验台系统图

1 泵 2 溢流阀 3 过滤器
4 冷却器 5 流量计 6 实验容器

本文曾于 1998 年 10 月在合肥召开的中国工程热物理学会传热传质学学术会议上宣读。
修改稿于 1999 年 3 月 3 日收到。

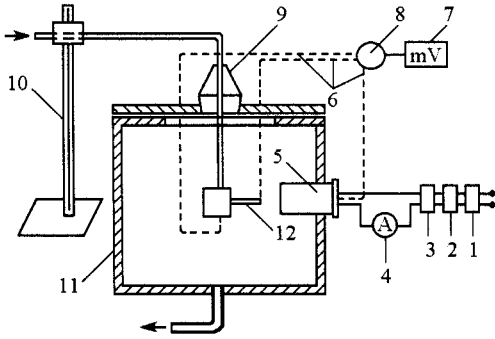


图 2 实验容器与测量仪表

- 1 稳压电源 2 调压器 3 变压器 4 电流表
- 5 实验件 6 热电偶 7 毫伏计 8 转换开关
- 9 软塑料 10 坐标架 11 实验容器 12 喷嘴

3 实验结果及讨论

3.1 Re 数的影响

根据大量的理论和实验研究成果，驻点换热准则关系式具有以下形式：

$$Nu = CRe^n Pr^m \quad (1)$$

关于 Pr 数的影响有关理论分析指出：当 $0.15 < Pr < 3$ 时， m 取 0.4；当 $Pr > 3$ 时， m 取 $1/3$ ^[5]。本实验中， $Pr = 7$ ，故 $m = 1/3$ ，并重点研究了 $z/d = 2$ 时，驻点处 $Nu/Pr^{1/3}$ 随 Re 的变化。用最小二乘法对自由、浸没两种情况下的实验数据拟合得出：

自由射流

$$Nu = 1.344Re^{0.492} Pr^{1/3} \quad 4900 < Re < 21000 \quad z/d = 2 \quad (2)$$

浸没射流

$$Nu = 1.373Re^{0.495} Pr^{1/3} \quad 7900 < Re < 37000 \quad z/d = 2 \quad (3)$$

马重芳等用五种工质，得到圆形浸没射流在势流核心区内驻点换热规律为^[5]：

$$Nu = 1.29Re^{0.5} Pr^n \quad Pr = 0.7 \sim 351 \quad Re = 120 \sim 37000 \quad (4)$$

建议对于气体， $n=0.4$ ，对于液体， $n=1/3$ 。将式 (3) 与式 (4) 比较，平均误差在 7% 以内，见图 3。而水的自由射流实验结果关联式为：

$$Nu = 1.24Re^{0.5} Pr^{1/3} \quad Re = 15000 \sim 60000 \quad (5)$$

与式 (2) 相比，本文结果略大，但误差不超过 8%，见图 4。式 (2)~(5) 中常数 C 不同是因射流的湍流度和径向速度梯度的不同而引起的^[5]。

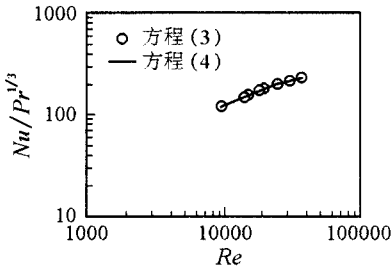


图 3 浸没射流驻点 Nu 数随 Re 数的变化

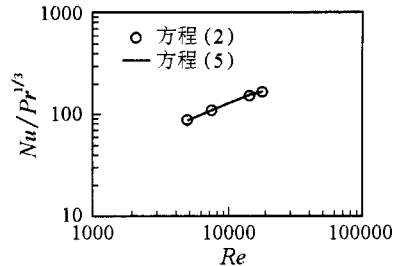


图 4 自由射流驻点 Nu 数随 Re 数的变化

3.2 局部换热系数的径向分布

图 5 所示为自由射流 $z/d = 2$ 时，不同 Re 数下局部换热系数的径向分布。在 $Re = 4900 \sim 24600$ 时，分布呈钟型。但当 $Re = 30700$ 时，换热系数在单调下降的同时，在 $r/d = 1.5 \sim 3$ 的位置出现了斜度的变化。这可能是由于出现了从层流到湍流的过渡所引

起的传热强化。由图 5 还可知, 换热系数和 Re 数有很大的关系, 随着 Re 数的增加, 换热增强。

图 6 所示为浸没射流的情形, 它与自由射流的一个显著不同的特点是, 在 $r/d \approx 1$ 附近, 换热系数不再随径向距离的增加而减小, 反而开始增加, 在 $r/d \approx 1.5$ 附近出现二次峰值。这说明流体在 $250\mu\text{m}$ 的距离内发生了从层流到湍流的过渡。在如此小的距离内发生层流到湍流的过渡, 这在以往文献中是从未报道过的。Webb 在 $r/d \approx 1 \sim 2$ 的位置也曾发现从层流到湍流的过渡^[4], 但由于 Re 数较小, 并未发现明显的二次峰值。由图 6 还可看出喷嘴-传热面间距对二次峰的影响, 在高 Re 数 ($Re = 36800$) 下, 当 $z/d < 4$ 时, 有明显的二次峰出现; 而当 $6 < z/d < 8$ 时, 二次峰消失, 但驻点换热增强, 局部换热系数只出现斜度的变化。如果再增加 z/d , 局部换热系数分布依然会呈钟型, 而平均换热系数则会减小。

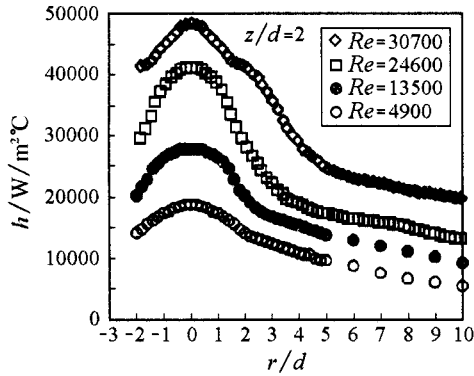


图 5 自由射流换热系数的径向分布

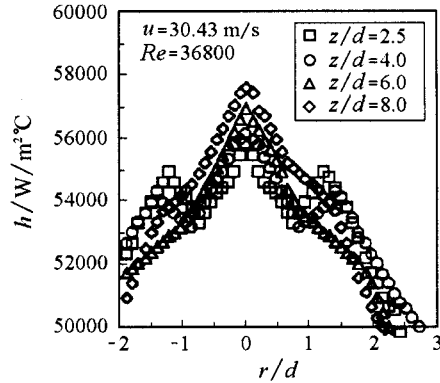


图 6 浸没射流换热系数的径向分布

图 7 说明了浸没射流情况下 $z/d = 2$ 时 Re 数对二次峰的影响。当 Re 数较高时, 会出现二次峰, 当 $Re < 18000$ 时, 二次峰近乎消失。在本文中, 二次峰总是出现在 $r/d = 1.5$ 附近。图 8 所示为过渡起始到二次峰的范围, 大约为 $r/d = 1.0 \sim 1.5$, 基本不随 Re 数变化。

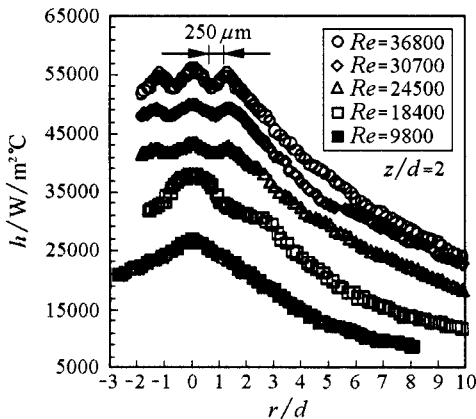


图 7 浸没射流换热系数二次峰值随 Re 数的变化

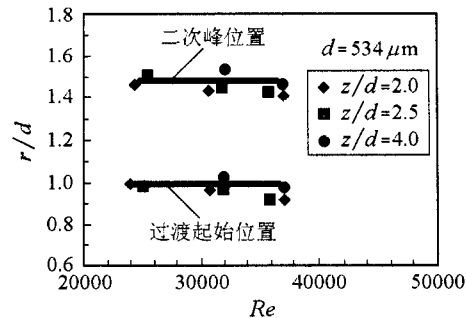


图 8 二次峰性质

4 结 论

采用 $d = 534\mu\text{m}$ 的微小喷嘴在 $Re = 4900 \sim 37000$ 范围内用 R-113 工质进行了自由和浸没射流冲击实验, 所得主要结论如下:

(1) R-113 圆形射流在 $z/d = 2.0$ 时驻点换热系数的关联式为:

$$\text{自由射流 } Nu = 1.344Re^{0.492}Pr^{1/3} \quad 4900 < Re < 21000$$

$$\text{浸没射流 } Nu = 1.373Re^{0.495}Pr^{1/3} \quad 7900 < Re < 37000$$

与其他工质已有的实验结果基本相符。

(2) 在本实验参数范围内, 自由射流局部换热系数沿径向呈钟型分布, $Re \geq 30700$ 后, 换热系数局部分布呈现一定斜度变化, 但无明显二次峰值。

(3) 当 $z/d \leq 4, Re \geq 25000$ 时浸没射流出现从层流到湍流的过渡, 局部换热系数在 $r/d = 1.5$ 附近出现二次峰值, 二次峰随着 z/d 的增大和 Re 数的减小而消失。

参 考 文 献

- [1] Bar-Cohen A. Thermal Management of Electronic Components with Dielectric Liquids. JSME Int. J. Series B, 1993, 36(1): 1-23
- [2] Yamamoto H et al. Cooling and Packaging Technology for the FACOM-780, Fujitsu, 1986, 37: 124-127
- [3] Ma C F, Tian Y Q et al. Local Characteristics of Heat Transfer from Vertical Small Heater to Impinging Round Jet of Liquid of Large Pr Number, Heat Transfer Enhancement and Energy Conservation. New York: Hemisphere, 1990, 223-229
- [4] Ellison B, Webb B W. Local Heat Transfer to Impinging Liquid in the Initially Laminar, Transitional and Turbulent Regimes. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1994, 37(8): 1207-1216
- [5] Ma C F. Jet Impingement Heat Transfer With or Without Boiling. J. Thermal Science, 1996, 5(2): 128-131

EXPERIMENTAL STUDY ON THE HEAT TRANSFER FROM SIMULATED CHIPS TO IMPINGING R-113 JETS

WANG Lei YUAN Zhongxian MA Chongfang CHEN Yongchang

(School of Environment and Energy Engineering, Beijing Polytechnic University, Beijing 100022)

Abstract

Experimental study was performed to simulate the cooling of LSI chip impinged by R-113 jets. The local heat transfer characteristics of a simulated heater of 5×5 mm were investigated under the conditions of free-surface jet and submerged jet. The diameter of the nozzle was $534\mu\text{m}$ and the range of Reynolds number was $4900 \sim 37000$. The influence of Re , the nozzle-to-target spacing and the lateral distance from the stagnation point on the heat transfer has been discussed thoroughly. The results revealed that the secondary peak of the distribution curve of the local heat transfer coefficient can occur only in submerged jet impingement.

Keywords jet impingement, heat transfer