

垂直矩形微槽群内部相变换热的实验研究

端 震^{1,2}, 赵孝保², 董 庆³

(1 南京市锅炉压力容器监督检验所, 江苏 南京 210002 2 南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042
3 山东省科学院 能源研究所, 山东 济南 250014)

[摘要] 以无水乙醇和水为工质, 对垂直带有微槽群的紫铜基板表面的相变换热的特征进行了实验研究. 结果表明, 微槽宽度越窄, 深度越深且液位越高, 微槽群板的蒸发换热能力越强; 工质为蒸馏水, 基板温度低于 130 ℃ 时, 其最大蒸发换热强度达到 $5.36 \times 10^5 \text{ W/m}^2$, 工质为无水乙醇, 基板温度低于 108 ℃ 时, 其最大蒸发换热热流密度超过 $3.51 \times 10^5 \text{ W/m}^2$, 换热强度高于在光滑表面的池沸腾换热强度.

[关键词] 微槽群, 相变换热, 最大热流密度, 薄液层

[中图分类号] TK 124 [文献标识码] A [文章编号] 1672-1292(2008)02-0032-04

Experimental Study on the Phase-change Heat Transfer in Vertically Rectangular Micro-capillary Grooves

Duan Zhen^{1,2}, Zhao Xiaobao², Dong Qing³

(1. Nanjing Institute of Boiler and Pressure Vessel Supervisory Inspection, Nanjing 210002, China
2. School of Power Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China
3. Energy Research Institute of Shandong Academy of Sciences, Jinan 250014, China)

Abstract Using distilled water and ethanol as the working fluid, an experimental investigation about the phase change heat transfer is performed on a vertical copper plate with rectangular micro-capillary grooves. Experimental results show that the evaporating heat transfer performance of the copper plate with micro-capillary grooves will enhance with the decrease of width in micro groove, the increase of depth in micro groove and the raise of liquid level in evaporator. The evaporating performance in micro-grooves keep the copper plate below 130 ℃ and 108 ℃, reaches $5.36 \times 10^5 \text{ W/m}^2$, $3.51 \times 10^5 \text{ W/m}^2$, respectively when distilled water and ethanol are used as the working fluid. The heat transfer on the micro-groove surface is much enhanced compared to the pool nucleate boiling on a smooth surface.

Key words micro-capillary grooves; phase-change; maximal heat flux; thin liquid layer

随着超大规模集成电路芯片的集成率越来越高, 其单位面积散发的热量越来越高, 普通的散热方法已难以满足散热需要, 因此, 电子散热问题已严重制约着电子工业的进一步发展与应用, 开发出一种高效微冷却装置显得格外紧迫. 微细通道由于具有极大的表面积与体积比以及更高的换热系数, 因此能够作为一种极有应用前景的高效散热技术^[1].

到目前为止, 许多研究者从事微细通道相变换热方面的研究, 但对微槽内部沸腾的机理仍然不是非常清楚. Peng 和 Wang^[2]对水和甲醇在微矩形槽道内受迫对流和流动沸腾特性进行了实验研究, 发现微型槽内过冷液体流动沸腾时沸腾曲线上没有明显的部分核态沸腾工况, 一开始就进入旺盛阶段, 并且核沸腾传热得到很大强化, 而壁面过热度仅为 5~8 ℃. 进一步的可视化观察发现, 理应处在旺盛核沸腾状态的微槽内的流动沸腾观察不到气泡的存在, 作者提出了“蒸发空间”和“拟沸腾”的新概念. Qu^[3], Wu^[4]对矩形槽、三角槽及梯形槽内部相变换热进行了可视化研究, 得出了不同于常规尺度的流型分布、压降变化及换热特性; Catton^[11]对三角形微槽内部临界热负荷进行了理论方面的研究, 提出新的预测临界热负荷的计算模型; Ma^[5]实验测量了常规尺寸三角形槽群内部最大换热热流密度值. 目前很少有研究者实验测量了微槽群板的相变换热的临界热负荷及在微槽群内部换热特性. 尽管 Zhao Hu^[6,7]实验测量了微槽群板沸腾换

收稿日期: 2008-01-22
基金项目: 江苏省自然科学基金 (2006222) 资助项目.
通讯联系人: 端 震, 工程师, 研究方向: 压力容器检测及传热技术. E-mail: zhaoxiaoba@njnu.edu.cn

热的临界热流密度,但是实验所用的加热棒的加热面积远小于微槽群板的面积,因此测量所得到的临界热流密度并不能真正反应该微槽群板的冷却能力.

本文采用加热面的长、宽分别为 26mm 和 22 mm 的加热系统对长、宽分别为 30 mm 和 25 mm 的微槽群基板进行加热,以研究其微槽内部相变换热特征,并系统地研究了工质、液位及微槽尺寸对蒸发换热的影响,并测量了不同过热度及不同液位下的最大蒸发换热热流密度.

1 实验装置

实验装置如图 1 所示.

加热系统(图 1 中标注 4 所示)由加热端和传热端组成. 加热端内电热丝均匀布置在紫铜块内并经传热端传递到加热面,传热端是由等载面的实心紫铜块构成. 加热端内电热丝的最大加热功率为 800W,传热端的加热面尺寸与微槽群板的面积基本相等. 蒸发液(工质)放置在蒸发器中,蒸发后的气态经冷凝管冷却后回流到蒸发器中. 冷凝管沉浸在冷却水中,加热系统上 3 根热电偶(K 型)用于测量和计算加热热流密度 q 及加热面与微槽群板接触面的温度 T .

加热或蒸发热流密度 q 及接触面温度 T 计算公式为:

$$q = \frac{t}{x} \tag{1}$$

式中, 为紫铜的导热系数 384 W/(m·K); t 为两根热电偶测点的温差 /K; x 为测点之间的距离 /m.

$$T = T_1 - \frac{q}{\alpha_b} x_b \tag{2}$$

式中, T_1 为热电偶测点温度值 /°C; x_1 为测点到加热面的距离 /m.

处理数据时,一般采用过热度 T , 定义为微槽群板与加热面接触面处的温度 T 与工质沸点的温差.

微槽群蒸发板如图 2 所示, 基板采用紫铜, 其宽与长分别为 25 mm 和 30 mm. 基板上的微槽群采用线切割方法进行加工.

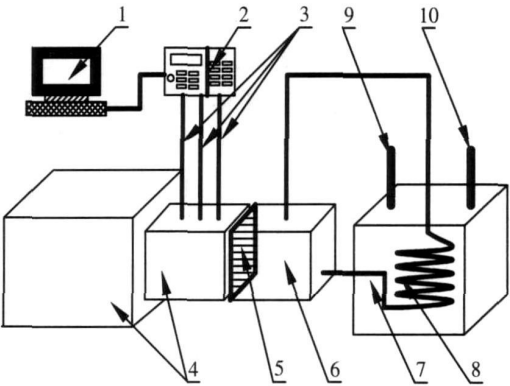
本实验采用 6 种尺寸微槽的微槽基板, 其宽 w 、深 d 及间隔 S 的尺寸如表 1 所示.

为了减少加热面与微槽群蒸发板的接触热阻, 除了尽可能磨平加热面与微槽群蒸板表面外, 在两者间也涂上含银粒的导热硅脂. 实验中, 蒸发液位是指微槽群基板在蒸发器中进行蒸发换热时, 工质从底到蒸发液面的距离, 用 z 表示. 实验前, 蒸发液位是用预布置在蒸发器内部的不锈钢尺测量的(蒸发器一个面是强化玻璃).

本次实验所使用热电偶精度为 0.15%; 热电偶距离的测量采用卡尺, 其误差在 0.20 mm; 加热端面测量也是采用卡尺, 加热端的长和宽测量误差也是 0.20 mm. 根据文献 [8] 所采用的误差分析方法, 最大热流密度测量误差为 2.42%.

2 实验结果与分析

实验开始时, 先加注工质到实验液位, 然后调节加热器功率. 当加热器上热电偶温度值不随时间变化, 记



1.计算机;2.数据采集系统;3.热电偶;4.加热系统;5.微槽群蒸发板;6.蒸发器;7.储水罐;8.冷凝管;9.冷却水进口;10.冷却水出口

图 1 实验装置图

Fig.1 Schematic of the experimental loop

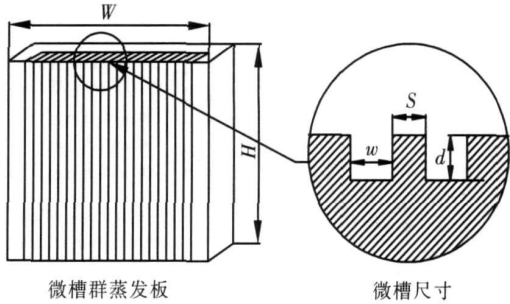


图 2 微槽群蒸发板

Fig.2 The copper plate with rectangular micro-grooves

表 1 微槽道尺寸

Table 1 Microgroove sizes

编号	w /mm	d /mm	S /mm
1	0.16	0.4	0.2
2	0.16	0.6	0.2
3	0.16	0.8	0.2
4	0.25	0.4	0.2
5	0.25	0.6	0.2
6	0.25	0.8	0.2

录 3 根热电偶温度读数 (数据处理时使用两根热电偶的读数, 另一根用于校验, 并防止热电偶读数失常).

2 1 微槽尺寸对蒸发换热的影响

不同尺寸的微槽群基板在工质为蒸馏水、液位 $z = 10.8\text{ mm}$ 时的蒸发热流密度 q 与过热度 T 之间的关系如图 3 所示.

图 3 给出了本次实验所有 6 种尺寸微槽群基板在液位为 10.8 mm 时的蒸发热流密度 q . 微槽宽度一定时, 微槽深度越大, 其蒸发热流密度的值越大; 在微槽深度一定时, 微槽宽度越窄, 蒸发热流密度的值也越大. 这是由于微槽宽度越小, 单位面积上微槽的数目更多, 增加了单位基板面积上的蒸发换热面积; 同时, 槽道越深, 液体与蒸发面接触的面积也越大, 也进一步增大了蒸发换热面积. 尽管存在微槽道越细小, 液位上升的阻力会明显增大, 导致了由毛细力作用的蒸发液减少, 从而会减小蒸发换热密度. 但由于槽道变细后液位上升的阻力引起蒸发液减小对蒸发换热的影响可能仍然小于由于接触面积的增大而强化蒸发换热, 因此在本次实验中, 槽道的宽度越小, 深度越深, 蒸发换热效果越好. 同时, 随着过热度 T 的增加, q 的值也快速增加.

2 2 工质对蒸发换热的影响

工质对微槽群蒸发换热的影响如图 4 所示. 由图 4 可知, 在相同的蒸发液位、相同微槽尺寸、相同的过热度 T 下, 工质为蒸馏水的蒸发热流密度远高于工质为无水乙醇的蒸发热流密度. 同时也可发现, 工质对微槽群板蒸发换热的影响高于微槽尺寸对蒸发换热的影响.

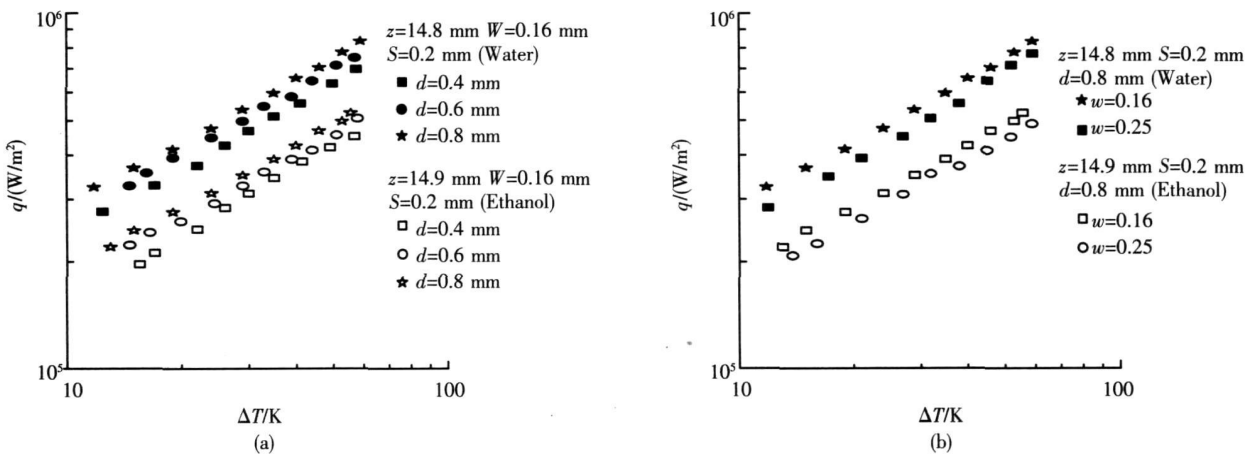


图 3 微槽尺寸对蒸发换热的影响

Fig.3 Effect of the micro-groove sizes on evaporating heat transfer

图 4 工质对蒸发换热的影响

Fig.4 Effect of the fluid on evaporating heat transfer

在微槽群基板温度 T 相同的情况下 (过热度加工质沸点温度), 可以发现在微槽群基板温度较低时, 工质为无水乙醇的蒸发热流密度要高于工质为水时的蒸发热流密度. 但是随着基板温度进一步的升高并超过 140°C 时, 工质为水的蒸发热流密度将超过工质为乙醇的蒸发热流密度值. 把一种工质的蒸发热流密度超过另一种工质的蒸发热流密度的基板温度值称为过渡温度 T_{tr} , T_{tr} 具体和哪些因素有关, 哪些因素起主要作用等相关问题需要进一步的实验与理论研究.

由图 4 得到, 工质为蒸馏水时, 当基板温度为 130°C ($T = 30\text{ K}$) 时, 蒸发热流密度达到 $5.36 \times 10^5\text{ W/m}^2$; 工质为无水乙醇时, 当基板温度为 108°C (取 $T = 30\text{ K}$ 主要是考虑到 110°C 是电子元器件能耐的最高热温度值) 时, 蒸发热流密度达到 $3.51 \times 10^5\text{ W/m}^2$, 高于一般池沸腾热流密度的值^[9]. 主要是微槽内部液体与槽壁形成的薄液层比常规尺度槽内的薄液层更薄所导致的^[17].

2 3 蒸发液位对蒸发换热的影响

图 5 (a) 和 (b) 分别显示了工质为水及乙醇时, 蒸发液位对蒸发换热的影响.

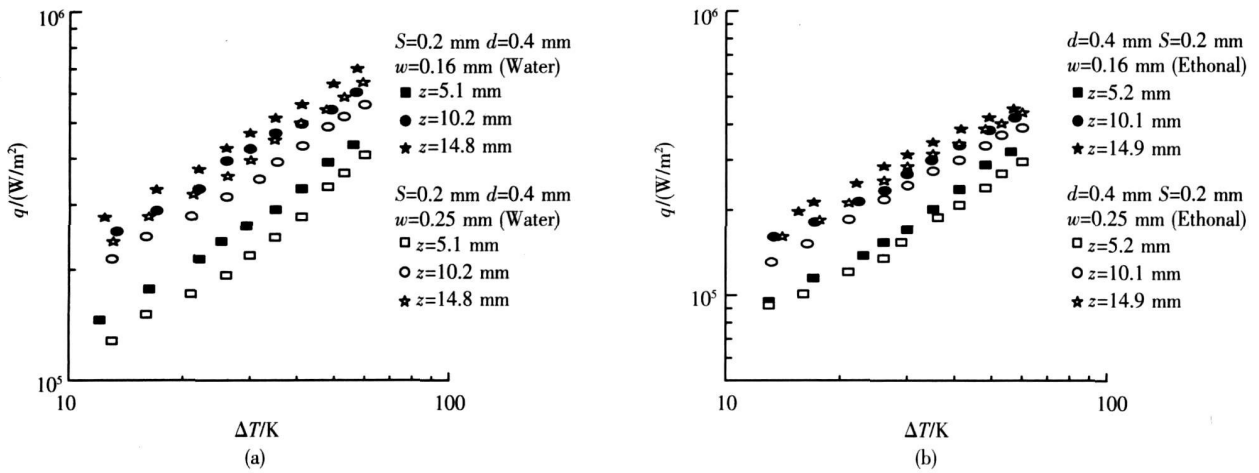


图 5 液位对蒸发换热的影响

Fig.5 Effect of the evaporating heat transfer

由图 5 可知,随着液位的升高,蒸槽群板的蒸发换热明显增强.但是蒸发液位从 5 mm 提高到 10 mm 时增加的蒸发热流密度远高于蒸发液位从 10 mm 增加到 15 mm 左右的热流密度的增加值,这可能是由于液位从 5 mm 升高到 10 mm 时,在微槽内部蒸发液体的增加量要远高于液位从 10 mm 增加到 15 mm 时蒸发液的增加量.可以预测的是,随着液位的进一步增加,蒸发换热热流密度的增加量将非常有限.因此存在着一个最佳蒸发液位,使得既满足蒸发热流密度的值,也使蒸发液的用量尽可能得少.

3 结论

实验研究了微槽尺寸、工质及蒸发液位对微槽群蒸发基板的换热热流密度的影响,得到如下结论:

- (1) 本次实验中,微槽宽度越窄,深度越深其蒸发换热热流密度越大.
- (2) 在微槽尺寸相同、蒸发液位相等、过热度 T 相同时,工质为水的蒸发热流密度远高于工质为乙醇的蒸发热流密度;在基板温度较低时,工质为水的蒸发热流密度值却低于工质为乙醇的蒸发热流密度,但随着基板温度上升到 140 以上,水的蒸发热流密度开始高于工质为乙醇的蒸发热流密度.
- (3) 本次实验中,测量得到过热度为 $T = 30\text{ K}$ 时,工质为水及乙醇的蒸发热流密度分别达到 $5.36 \times 10^5\text{ W/m}^2$ 和 $3.51 \times 10^5\text{ W/m}^2$,高于普通池沸腾的蒸发换热热流密度的值.
- (4) 在蒸发液位较低时,蒸发液位对蒸发换热有非常明显的影响,但随着蒸发液位上升,这种影响越来越弱.因此存在最佳蒸发液位,使其在满足蒸发热流密度同时,达到工质的最小用量.

[参考文献] (References)

- [1] Catton I, Stoeves G. A semi-analytical model to predict the capillary limit of heated inclined triangular capillary grooves[J]. ASME J Heat Transfer 2002, 124: 163-168
- [2] Peng X F, Wang B X. Evaporation space and fictitious boiling for internal evaporation of liquid[J]. Science Foundation in China 1994(2): 55-59.
- [3] Qu W, Mudawar I. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-I: Experimental investigation and assessment of correlation methods[J]. Int J Heat Mass Transfer 2003, 46: 2755-2771
- [4] Wu H Y, Cheng P. Visualization and measurement of periodic boiling in silicon microchannels[J]. Int J Heat Mass Transfer 2000, 43(Suppl1): 2603-2614
- [5] Mah B, Peterson G P. Experimental investigation of the maximum heat transfer in triangular grooves[J]. ASME J Heat Transfer 1996, 118: 740-746
- [6] Zhao Y H, Hu X G, Tsurutani T, et al. Phase-change heat transfer in micro-capillary grooves[J]. J Enhanced Transfer 2004, 11(4): 315-324
- [7] Hu X G, Zhao Y H, Yan X H. A novel micro cooling system for electronic devices using a micro capillary groove evaporator [J]. J Enhanced Transfer 2004, 11(4): 407-416
- [8] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Exp Thermal Fluid Sci 1988, 13-17
- [9] 刁彦华. 制冷工质池沸腾气泡行为的可视化及传热机理研究[D]. 北京: 中国科学院研究生院, 2004
Diao Yanhua. A visible and heat transfer research on bubble behavior in pool boiling of refrigeration liquid[D]. Beijing: Chinese Academy of Science, Graduate Student School 2004. (in Chinese)

[责任编辑: 刘 健]