

# 重力对微槽平板热管传热性能的影响

范春利<sup>1</sup>, 曲 伟<sup>2</sup>, 孙丰瑞<sup>1</sup>, 马同泽<sup>2</sup>

(1. 海军工程大学 船舶与动力学院, 湖北 武汉 430033; 2. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100080)

**摘 要:**系统地研究了重力对微槽平板热管传热性能的影响, 分析了工作温度、冷却方式和倾角等影响因素。通过对比实验发现重力对热管的轴向液膜分布影响非常明显, 在周向只在大充液率时有明显的影响, 从而使得倾角较大地影响了热管的传热能力。研究表明深槽平板热管具有优良的传热性能, 在微电子器件冷却等微小空间散热方面有着良好的应用前景。

**关 键 词:**微型热管; 电子器件; 微槽平板热管; 微槽道; 薄液膜

中图分类号: TK124 文献标识码: A

## 1 引 言

出于为电子器件冷却的目的, Cotter<sup>[1]</sup>在 1984 年提出“微型热管”的概念以来, 微型热管的结构, 经历了重力型、具有毛细芯的单根热管, 到具有一簇平行独立微槽道的平板热管, 进而发展到内部槽道簇之间通过蒸汽空间相互连通的形式, 试图为各种小面积、高热流元件散热提供有效的手段<sup>[2]</sup>。Plesch<sup>[3]</sup>和 Cao<sup>[4]</sup>等对几种小深宽比的微槽平板热管进行了实验研究, 证实了此种热管较好的传热能力。A. Faghri 等<sup>[5]</sup>针对 3 个几何尺寸及形状不同的铜-水微型热管进行了实验研究, 并得出结论: 大深宽比的槽道使热管具有更好的传热性能。然而, 对于大深宽比微槽平板热管, 实验数据还很缺乏, 对热管传热极限以及其它诸多因素对热管传热性能的影响及其机理的认识还不够。本文的工作是对大深宽比微槽平板热管的传热性能进行研究, 研究工作温度、倾角、冷却方式等对热管性能的影响, 并系统地研究了重力对热管传热能力的影响。

## 2 微槽道平板热管结构

实验件的截面结构如图 1 所示。在外形尺寸为

9.9 mm×20 mm×60 mm 的金属平板内开出轴向的内腔, 在内腔的一侧轴向加工出 23 个深宽比为 3:1 的矩形槽道, 槽深为 0.9 mm, 槽道宽为 0.3 mm。有槽道的一侧壁厚为 4.0 mm 以保证测温井的加工精度和强度(不计槽道的肋高), 其余部分壁厚为 2.0 mm, 以保证热管的加工强度。槽道上部是连通的蒸汽腔, 厚度为 3.0 mm, 以减少反向运动的高速蒸汽对液体回流产生的阻力。热管壁为无氧铜, 工质为二次蒸馏水, 热管的充液率分别为 1.22 和 3.05。热管蒸发段、绝热段和冷凝段长度均为 20 mm。

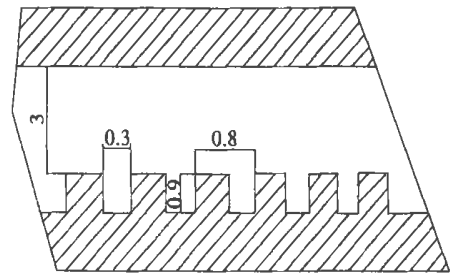


图 1 微型热管的截面结构示意图

## 3 实验装置及实验方法

微型热管的传热性能实验装置如图 2 所示, 热管蒸发段的加热量来自加热块, 加热块为周围缠绕着带有陶瓷套管的电加热丝的黄铜柱, 加热块和微型热管蒸发段带有槽道的一侧通过螺栓固紧。在二者之间涂有一层导热硅脂, 以减少加热块和微型热管之间的导热热阻。通过调节加热电压得到不同的加热功率。在微型热管的蒸发段和绝热段的外围包有保温棉以减少热量损失。总的热量损失通过估算保温层外的自然对流换热热量得到。在本文的实验范围内, 各个工况下的热量损失均不超过加热功率的 5%。微型热管的实际受热功率可以通过电加热功

收稿日期: 2003-06-17; 修订日期: 2003-09-22

基金项目: 国家自然科学基金重大基金资助项目(59995550-4)

作者简介: 范春利(1978-)男, 河北承德人, 海军工程大学博士研究生

率除去热量损失得到。在热管壁有槽道的一侧沿轴向打有 10 个测温井,使热电偶头恰好排列在中间 1 个槽道的下方。测温井中布置 10 对直径 0.2 mm 的镍铬—镍铝热电偶,其中蒸发段、绝热段和冷凝段各分配 4、2、4 对,热电偶的测量值通过多通道温度扫描仪表 6—1/2 位 HP—34970A 直接传输到计算机上进行处理。在微型热管的冷却段为空气强迫对流散热时,风向与微型热管的加热面平行,风速保持不变;热管的水冷是采用冷却水腔和热管的冷凝段底部压紧来实现,冷却水的流速保持不变。

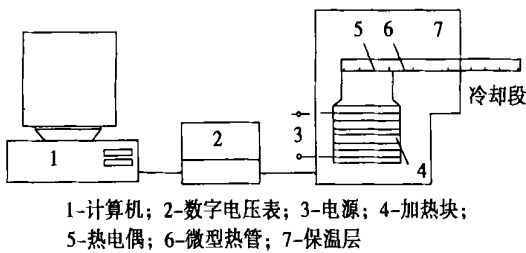


图 2 微型热管传热性能实验装置示意图

### 4 实验结果

本实验中热管的当量导热系数定义为:

$$K_{eff} = QL/A(T_1 - T_2)$$

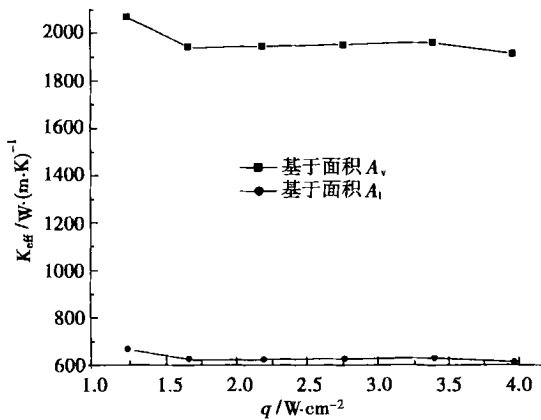


图 3 热管水平放置时的实验结果

其中:  $A$  为热管的截面面积;  $T_1$  和  $T_2$  分别为蒸发段和冷凝段的端部温度;  $Q$  为热管蒸发段的加热量;  $L$  为热管的长度。文中给出了基于两种热管截面面积的当量导热系数,一种取为包括管壁在内的整个热管的截面面积  $A_i$ ,另一种则取为除去管壁以后整个蒸汽腔(包括槽道)的截面面积  $A_v$ ,并且在后一种情况下,计算过程中已经除去管壁中的轴向导热。在各个工况中,当管壁温度随时间的变化在 20 min 内

不超过 0.5 °C 时,认为热管已经达到热平衡,热管处于稳定的工作状态。当热管的加热功率达到一定值时,轴向温差有突然的温度升高时,认为此时热管已达到其传热极限。此时,热管中工质的蒸发部分开始向热管的绝热段移动,热管的当量导热系数开始出现剧烈的下降。

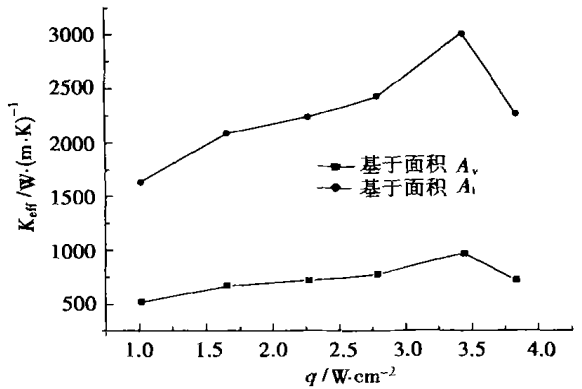


图 4 热管与水平成 30° 时的实验结果

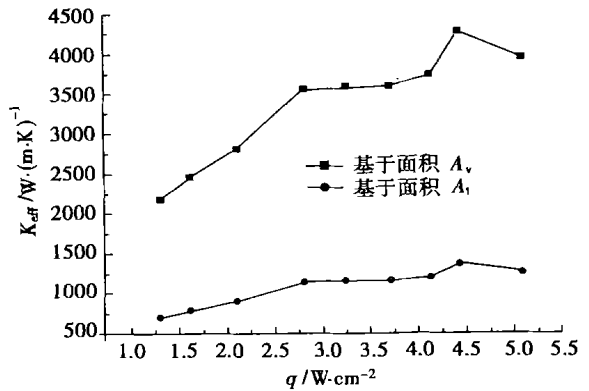


图 5 热管与水平成 60° 时的实验结果

图 3~图 6 为风冷条件下充液率为 1.22 的热管分别与水平成 0°、30°、60° 和 90° 时,当量导热系数和加热热流密度的关系。4 种工况热管的工作温度均不超过 100 °C。当热管倾斜时,热管的加热段在下方,热管中有槽道的一侧在下方。由图可以看出,随着倾斜角的增加,在相同加热功率时,其当量导热系数有明显的增长,基于  $A_v$  的当量导热系数由倾角 0° 时的最大值 2 068 W/(m·K) 增加到倾角 90° 时的 5 349 W/(m·K)。随着倾角的增加,重力相对于毛细力对轴向液膜分布的影响越来越大,为工质提供了更大的回流动力,使得在相同的加热功率条件下达到较大的传热能力。在某一固定倾角下,随着加热功率的增加,由于工质的黏度下降等原因,热管的当

量导热系数有明显的增长, 尤其是在倾角比较大的时候, 增长更加明显。在文中的加热功率范围内, 最大的变化幅度可以达到  $3\ 000\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  以上(倾斜角为  $90^\circ$  时)。图 9 为  $30^\circ$  时热管壁的轴向温度分布, 横坐标  $Z$  原点取为蒸发段端部, 指向冷凝端。此时热管的最大温差为  $5\ ^\circ\text{C}$ 。其它工况温度分布类似, 最大温差均不超过  $10\ ^\circ\text{C}$ 。应当指出的是, 风冷的条件下, 热管可以在远超出文中的加热功率的情况下稳定工作, 在此加热功率范围内热管还没有达到其工作极限。然而, 热管的工作温度高于  $100\ ^\circ\text{C}$  以后, 从实际应用的角度, 已经失去对其研究的意义。

再一次反映了重力对热管传热性能的影响。当热管竖直放置, 蒸发段在上, 在本文的加热功率范围内, 热管的当量导热系数不足  $2\ 000\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ , 远小于蒸发段在下的情况, 可见重力对热管轴向的液膜分布有比较大的影响。当重力与液体工质回流的方向相同时, 重力辅助毛细力提供液体回流的动力, 增加了热管的传热能力。相反, 当重力与液体工质回流的方向相反时, 重力阻碍液体的回流, 使得热管的传热能力下降。但由图 3 和图 8 的对比发现, 当冷凝段在下方时, 重力对液体回流的阻碍作用并不明显, 可能原因是本文所研究的热管的充液率偏小, 使得在水平放置时热管的传热性能较差, 从而使得重力的阻碍作用并不明显。

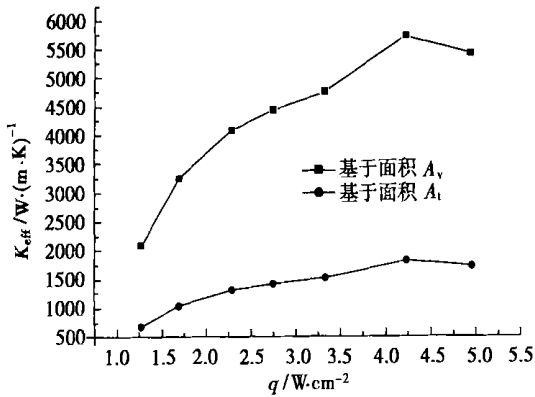


图 6 热管与水平成  $90^\circ$  时的实验结果

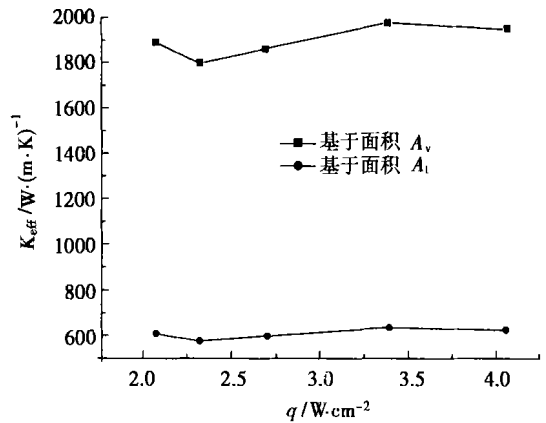


图 8 热管与水平成  $90^\circ$  (加热段在上方) 时的实验结果

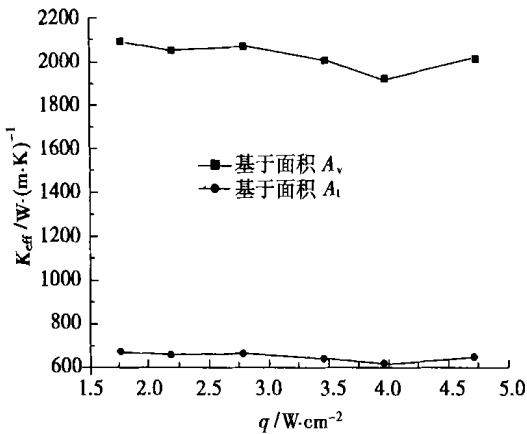


图 7 热管水平放置(槽道一侧在上方)时的实验结果

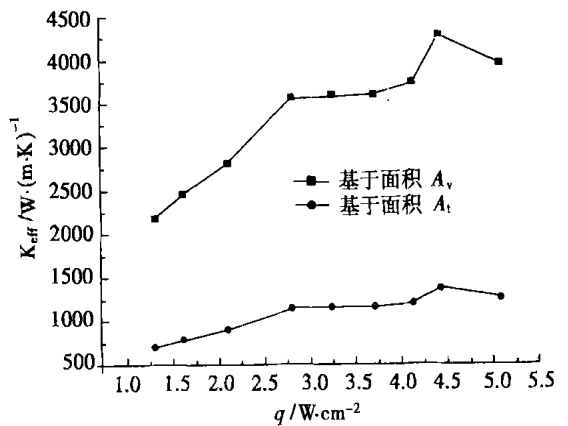


图 9  $30^\circ$  倾角时热管的轴向温度分布

图 7 研究了重力对径向液膜分布以及传热能力的影响。通过和图 3 的对比可以发现, 槽道在上和在下方, 当量导热系数没有明显的区别, 可见, 槽道尖角提供的毛细力在径向的作用要远大于重力的作用, 重力的作用不会明显的改变角区各个液膜区的分布, 因此不会影响热管的传热性能。故对于此热管正反放置对热管传热能力没有明显的影响。图 8

图 10~图 13 为充液率 3.05 的热管在倾角为  $0^\circ$ 、 $90^\circ$  和热管竖直倒置和水平反置时水冷条件下的实验曲线。由图 10 可见, 随着加热热流密度的增加, 热管的当量导热系数几乎成线性增长, 当热流密

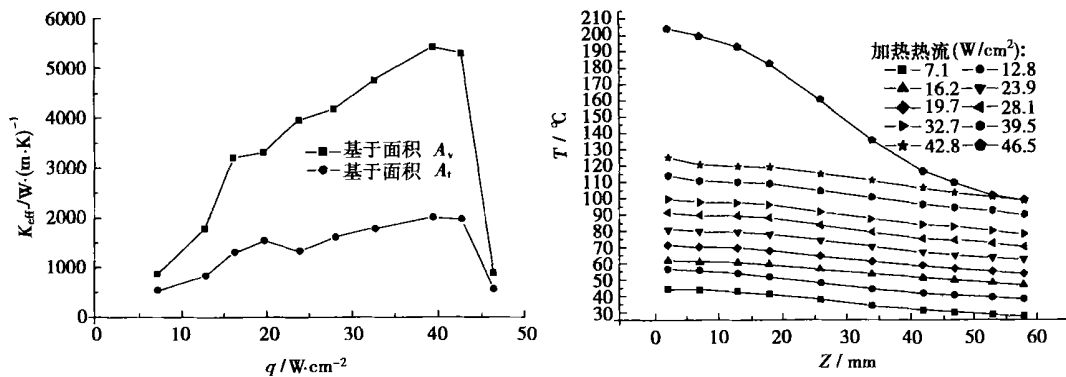


图 10 倾角 0°(槽道侧在下)的实验结果

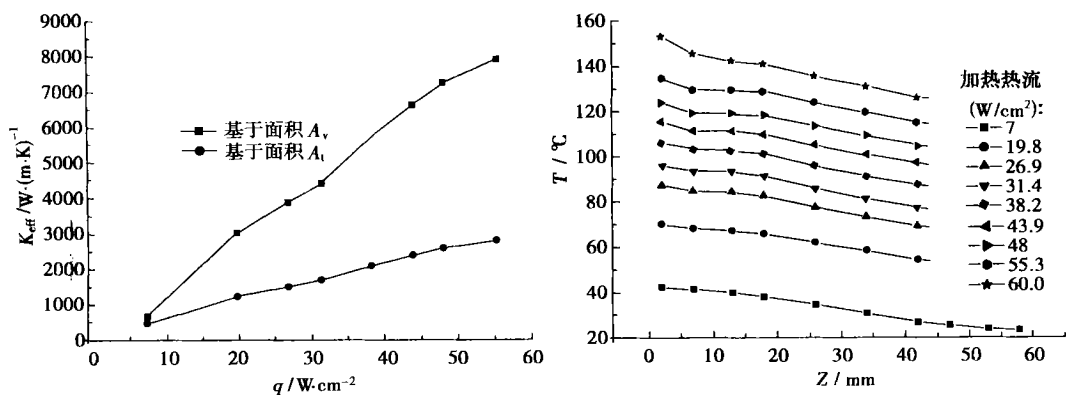


图 11 倾角 90°(加热段在下)的实验结果

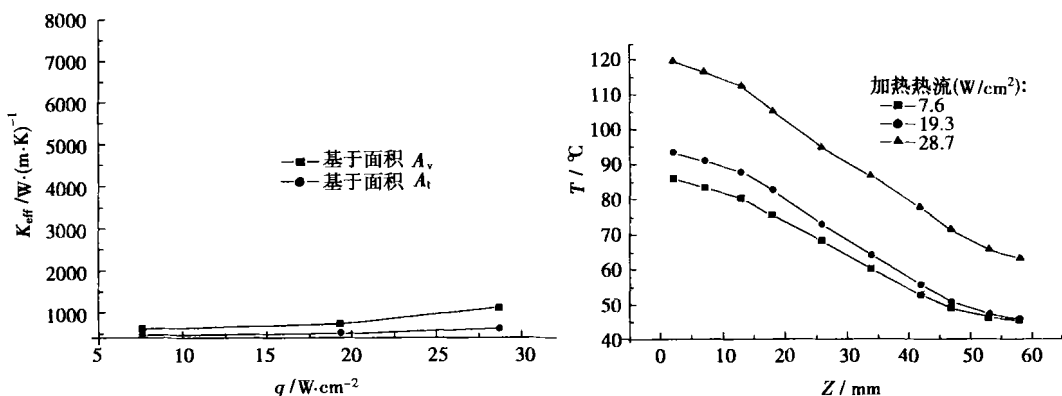


图 12 倾角 90°(加热段在上)的实验结果

由图 11 可见,热管在倾角为 90°、在加热热流密度为 55 W/cm<sup>2</sup> 时,热管的当量导热系数已超过 8 000 W/(m·K),同时由右侧的温度分布曲线可知热管的温差还非常小,还没有出现温度的急剧增长,热管此时仍然能够稳定的工作,还没有达到其传热极限,可见其传热能力比倾角为 0° 时有明显的增长。但受到热管制作工艺的限制而停止加热。

与图 11 相反,如图 12 热管在竖直倒置时在加热热流密度为 7.6 W/cm<sup>2</sup> 时,热管的温差就超过了 40 °C。热管的传热性能很差。其当量导热系数在 28.7 W/cm<sup>2</sup> 时还不足 1 000 W/(m·K)。

由对图 11 和图 12 的分析

可见,当重力辅助热管中液态工质回流的时候,热管的当量导热系数增加可达 3 000 W/(m·K) 以上。而当重力阻碍工质回流的时候,当量导热系数下降可超过 4 000 W/(m·K)。可见在此充液率下重力对热管轴向液膜分布的影响尤为明显。

度达到 46.5 W/cm<sup>2</sup> 时,热管蒸发端一侧的温度急剧升高,热管轴向的温差高达 100 °C,同时,热管的当量导热系数急剧下降,此时热管已经达到其传热极限。其最大的当量导热系数为 5 500 W/(m·K),极限热流为 42.8 W/cm<sup>2</sup>。

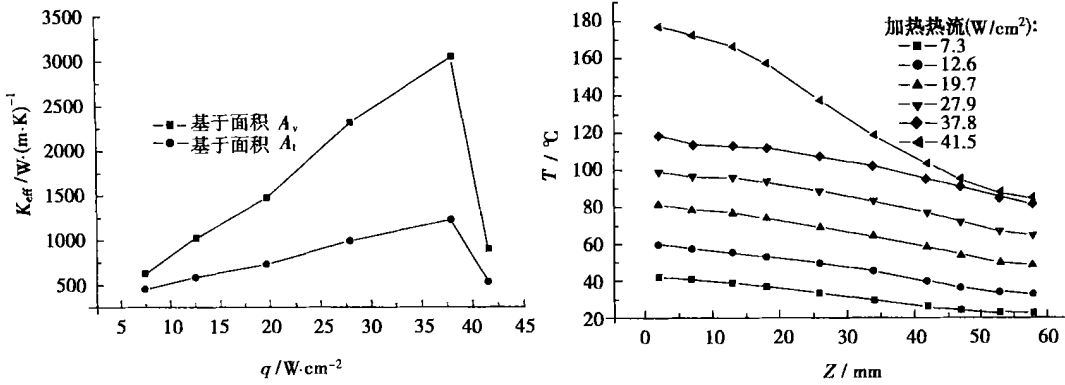


图 13 倾角  $0^\circ$  (槽道一侧在上) 的实验结果

图 13 为热管水平放置、槽道一侧在上时的实验曲线。通过和图 10 的对比可知, 热管在充液率为 3.05 时, 热管正反放置对热管的传热能力也有比较大的影响。由图 13 可知, 热管反放时, 热管的极限加热热流密度由正放时的  $42.8 \text{ W/cm}^2$  下降到了  $37.8 \text{ W/cm}^2$ , 而热管的最大当量导热系数也下降到  $3000 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ , 下降了约  $2500 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 。热管在充液率为 3.05 时重力在周向对液膜分布有比较明显的影响的主要原因是, 热管在充液率较大时热管中的工质除了大部分被吸附在热管的槽道内, 还有一部分自由液体。当热管正向放置时, 所有的工质均参与汽液循环, 而当热管反置时, 由于受重力的作用, 部分液体分布在没有槽道的一侧, 这部分工质不能很好地参与热管中工质的循环, 使得热管的总体传热性能下降。

当热管由风冷换为水冷时, 在相同的传热量的条件下, 冷凝段和外界的换热温差减小, 从而导致热管工作温度的降低。由于热管的工作温度对其内部的流动、传热过程以及工质的热力学参数、汽—液界面的剪切力等影响非常强烈, 所以水冷时, 由于冷凝段冷却强度的增加, 热管能传递更大的功率, 即在相同的工作温度下, 传热功率明显升高。

## 5 结 论

对深微槽平板热管的传热性能进行了实验研究, 通过不同充液率、不同倾角条件下传热性能的对比, 系统地研究了重力对深槽平板热管传热性能的影响。同时分析了工作温度及冷却方式等因素对热管传热能力的影响。为进一步研究微型热管的传热

机理、微型热管的优化设计及其在微小空间散热领域的应用打下基础, 研究结果表明:

(1) 重力对热管内液膜的轴向分布影响较大, 从而使得热管的倾角对热管的传热性能有很大的影响; 但重力对周向的液膜分布只有在充液率较大的时候有明显的影 响, 在小充液率的时候热管的正反放置不会影响热管的传热性能。

(2) 在传热极限出现以前, 热管的当量导热系数随着工作温度的升高而增加。在小充液率、水平放置时由于热管自身的传热能力比较差, 此趋势不明显。

(3) 水冷时热管能够传输的热量大大提高, 但在相同的加热功率下, 当量导热系数下降, 热管工作温度对热管的传热性能有很大的作用。

(4) 热管的当量导热系数可达到  $8000 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  以上, 最大热流密度可达到  $55.0 \text{ W/cm}^2$  以上, 此种深槽平板热管具有良好的传热性能。

## 参考文献:

- [1] COTTER T P. Principles and prospects for micro heat pipe[A]. *Proceedings of 5th International Heat Pipe Conference*[C]. Japan: Tsukuba 1984. 416—420.
- [2] GROLL M, SCHNEIDER M. Thermal control of electronic equipment by heat pipes[J]. *Rev Gen Therm*. 1998, 37: 323—352.
- [3] PLESCH D E, BIER W, SEIDEL D, *et al.* Miniature heat pipes for heat removal from microelectronic circuits[A]. *Proceedings of ASME Annual Meeting*[C]. Atlanta; Micromechanical Sensors, Actuators and Systems ASME-DSC 32. 1991. 303—314.
- [4] CAO Y, GAO M, BEAM J E, *et al.* Experiments and analyses of flat miniature heat pipes[J]. *AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 1997, 11(2): 158—164.
- [5] HOPKINS R, FAGHRI A, KHRUSTALEV D. Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves[J]. *ASME Journal of Heat Transfer*. 1999, 121: 102—109.

(何静芳 编辑)

on the steam share to be determined and the iteration of programming cycles, calculations were performed of the shares of steam extracted at the various stages of the above system and of the positive and negative thermal balance. On this basis and after a detailed analysis of the supplementary items of the nuclear power system a basic thermodynamic-calculation method both straightforward and precise was developed for the nuclear power plant by way of adding consecutively each supplementary item to the most simplified nuclear power system. **Key words:** pressurized water reactor, secondary circuit, positive and negative balance, supplementary item

电厂热力系统能效分布矩阵方程式及其应用 = **Energy-efficiency Distribution Matrix Equation for a Power-plant Thermodynamic System and Its Applications** [刊, 汉] / GUO Jiang-long, ZHANG Shu-fang, CHEN Hai-ping (Power Engineering Department, North China Electric Power University, Baoding, Hebei Province, China, Post Code: 071003), SONG Zhi-ping (Power Engineering Department, North China Electric Power University, Beijing, China, Post Code, 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 29 ~ 32

The conception of a virtual thermodynamic system is proposed, which makes it possible to replace the actual complicated thermodynamic system by a virtual one through the use of a single main system featuring an invariant system configuration and thermo-economic indexes but changing parameters. On this basis an energy-efficiency distribution matrix equation was derived, which can be directly correlated with the thermodynamic system configuration. Moreover, the matrix elements, which characterize power plant thermo-economic indexes, can effectively overcome the defect of other currently popular thermo-economic matrix analysis method. The latter requires other simultaneous equations for solving the final thermo-economic indexes of the system. The matrix equation under discussion has the merits of versatility, high precision and ease of undergoing programming treatment. Exemplary calculations have attested to the effectiveness of the proposed method. **Key words:** thermo-economics, virtual thermodynamic system, energy-efficiency distribution matrix equation, thermodynamic system

重力对微槽平板热管传热性能的影响 = **The Influence of Gravitation on the Heat Transfer Performance of Micro-grooved Flat-plate Heat Pipes** [刊, 汉] / FAN Chun-li, SUN Feng-rui (Institute of Marine & Power Engineering under the University of Naval Engineering, Wuhan, China, Post Code: 430033), QU Wei, MA Tong-ze (Institute of Engineering Thermophysics under the Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100080) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 33 ~ 37

A systematic study was conducted of the impact of gravitation on the heat transfer performance of micro-grooved flat-plate heat pipes along with an analysis of such influencing factors as operating temperatures and cooling modes, etc. Through contrast experiments it has been found that there exists a very marked influence of gravitation on the liquid-film axial distribution, while in the peripheral direction the influence is significant only when high liquid-charging rates are employed. The latter condition enables an inclination angle to exercise a relatively great influence on the heat transfer capacity of heat pipes. A more detailed study has shown that deep-grooved flat-plate heat pipes offer fairly good heat transfer performance, providing them with bright prospects of usage in the area of micro-space heat dissipation for cooling microelectronic devices. **Key words:** miniaturized heat pipe, electronic device, micro-grooved flat-plate heat pipe, micro groove, thin liquid film

HAT 循环饱和器传热传质过程及相似分析 = **The Heat and Mass Transfer of a HAT (Humid Air Turbine) Cycle Humidifier and Its Similarity Analysis** [刊, 汉] / WU Wei-liang, CHEN Han-ping (Institute of Mechanical and Power Engineering under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(1). — 38 ~ 41, 44

With the humidifier of a humid air turbine (HAT) cycle serving as an objective of study similarity conditions are discussed during the conduct of experimental research. Under simplified conditions equations of control of multi-phase flows in the humidifier were established along with corresponding boundary conditions. These equations were subjected to a