

一种新型微热管传热性能的实验研究

唐琼辉, 徐进良, 李银惠, 刘小龙

(中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640)

摘 要: 对一种新型的平板式微热管—零切角曲面微热管进行了实验研究。以热阻为基础, 研究不同倾角、工质、充液比下微热管的热性能。为便于分析, 将热管总热阻分解为 4 个部分: 加热热阻、蒸发段热阻、冷凝段热阻和热沉热阻。通过实验得出如下结论: 微热管总热阻的主要变化因素是冷凝段热阻和蒸发段热阻; 与相应的无工质平板式换热器相比, 实验件主要热阻变为热沉热阻, 蒸发段和冷凝段热阻所占比例较低。根据不同的充液比和倾角, 微热管传热极限分别由局部干烧和核态沸腾向膜态沸腾转化引起。实验表明, 这种新型的微热管具有良好的应用前景, 但是对于其机理还需要更深入的研究。

关 键 词: 平板微热管; 工质; 倾角; 充液比; 电子冷却

中图分类号: TK172.4 文献标识码: A

1 引 言

随着电子元件的速度不断增加, 体积却要求越来越小, 使得单位面积的发热量成倍提高, 因此高热流密度元件的散热问题成为影响电子器件设计的关键技术之一。自从 1984 年 Cotter 提出“微型热管”的概念以来, 管式微热管技术已在微电子冷却领域得到广泛的应用, 但由于管式微热管受热面积和冷却面积的局限性, 限制了其应用。平板式微热管作为普通管式微热管的改进结构, 目前已成为热管研究与开发的热点技术^[1-4]。

1996 年 Peterson 等人对三角形槽道的平板微热管进行理论分析, 得到了三角形槽道蒸发端的最小弯月面半径和微热管的最大传热能力^[3]。Hopkins 等人对梯形和矩形微槽道的微小型平板热管进行实验和理论分析, 得出这种结构下微小型平板热管的最大传热能力, 并对其毛细极限进行分析论证^[4]。张丽春等人在 Hopkins 的基础上进行了更加深入的有关其流动和传热性能的理论分析和实验研究^[7], 范春利对深宽比不同的 3 种矩形截面微槽平板热管进行比较性实验研究, 证明深宽比高的平板热管具

有更加优良的传热性能^[8]。Zhou 等人对铜/丙酮微热管的特性进行了实验研究。得出热管的最大运行功率与冷凝器风速和冷却温度有关的结论^[9]。

本文对一种新型的零切角曲面平板热管结构进行了详细的实验研究, 测定了零切角曲面微热管在不同充液比、倾角及加热功率下的热管热阻; 并对热阻进行分解, 结合实验数据定性分析各部分热阻的特点, 找出传热的薄弱环节, 为进一步的理论模型研究提出实验依据。

2 零切角曲面微热管结构

图 1 为零切角曲面微热管的横截面示意图, 在两块平行紫铜板中间采用焊接的方式固定若干互相平行的细铜丝, 其中每相邻两根铜丝和上下两块紫铜板之间围成一个通道, 通道截面由两条半圆曲线和两条平行直线构成。当通道内充入部分液体工质时(不充满整个通道容积), 由于表面张力的作用, 液体工质积蓄在半圆曲线和平行直线所形成的尖角区内, 充液比定义为充入微热管内液体工质的体积和微热管内通道总容积的比值。在本文中, 充液比介于 15%~30% 之间, 液体不会充满整个通道, 通道内无液体工质的空间即为蒸汽通道, 可容蒸汽通过。

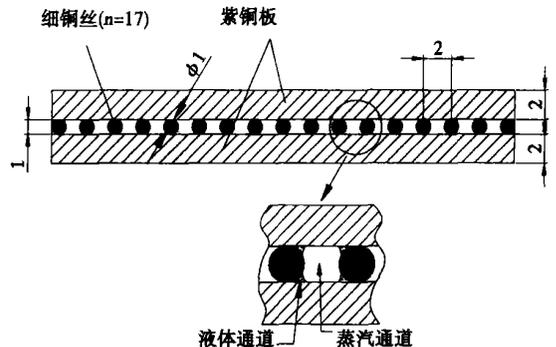


图 1 零切角曲面微热管结构示意图(mm)

收稿日期: 2005-07-18; 修订日期: 2006-04-12

基金项目: 广东省科技计划基金资助项目(2003C33103)

作者简介: 唐琼辉(1976-)女, 湖北监利人, 中国科学院博士研究生。

尖角区内所蓄液体和蒸汽间的界面为一弯月面, 弯月面和细铜丝半圆曲面及紫铜板面形成一个液体通道, 其横截面由半圆曲面一部分、弯月面和平面构成。由于铜丝和紫铜板面相切, 接触角为零, 并且液体通道的横截面是由两个曲面和一个平面构成的曲面微通道, 通道的当量水力直径不到 1 mm, 故称为零切角曲面微热管。

本次研究的微热管外形尺寸为 120 mm × 35 mm × 5 mm, 上下基板采用 2 mm 厚的紫铜板, 中间等间距固定 17 根平行的直径 1 mm 的细铜丝, 铜丝轴间距为 2 mm。将铜丝拉直后采用铜焊工艺固定于铜板上, 四周密封焊接, 两端分别焊有抽真空管和充液管, 用来对管内进行清洗、抽真空和充液。与普通热管一样, 零切角热管分为 3 个部分: 蒸发段、绝热段和冷凝段, 其长度分别为 35 mm、50 mm、35 mm。与在平板上开出三角形槽道、矩形槽道的微热管相比, 零切角曲面微热管具有易存液、加工简单、成本低等优点。另外零切角曲面微热管还具有一定的灵活性, 例如可以根据细丝的粗细调整通道的尺寸, 根据细丝的长度调整微热管的长度, 以及根据细丝的数量调整微热管的宽度等。

3 实验装置

图 2 表示测试微热管性能的实验装置系统。系统由 3 部分组成: 零切角曲面微热管实验件(包括微热管、加热块和热沉), 高速动态数据采集系统及加热系统。通过调节加热系统可获得不同的加热功率, 功率计显示加在加热块上的电压、电流及加热功率。高速动态数据采集系统采用 Agilent 公司生产

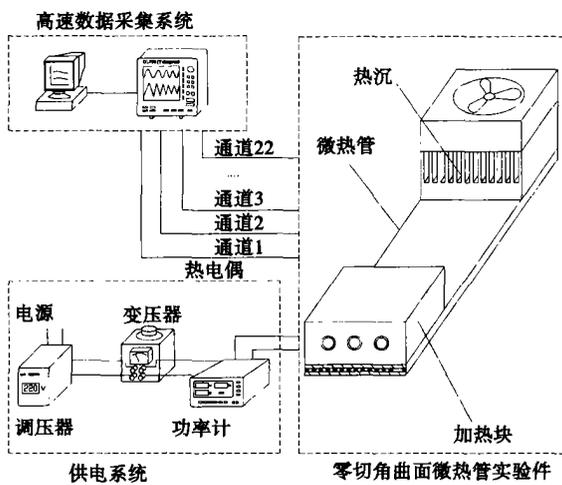


图 2 实验系统图

的 A34970 高精度数据采集系统。在本实验件中热管与加热块的接触面积为 35 mm × 35 mm, 热沉采用铝散热片与风扇组合散热的方式。加热块与热沉位于热管的同一块基板上, 与基板之间通过导热胶粘合在一起以减少接触热阻。在微热管的另一块基板上, 共布置 22 对美国 OMEGA 公司生产的 K 型热电偶, 编号从 2~23 从蒸发段至冷凝段依次排序, 由于热管结构具有对称性, 故将热偶分布在基板外表面中心线的右半侧, 如图 3 所示。另将编号为 1 的热偶置于加热块中央, 用来测量加热块的温度。除冷凝段风扇外, 整个热管均用绝热材料包裹后置于旋转平台上, 精确调整微热管平面与水平面的夹角。在本文中定义倾角为微热管基板平面和水平面的夹角。抽真空、注液由本实验室研制的专用设备完成, 其中关键部件真空泵采用美国 Boc Edwards 公司生产的极低真空度真空泵, 其真空度可达到绝对压力 10^{-3} Pa。热偶的温度误差为 ± 0.3 °C。

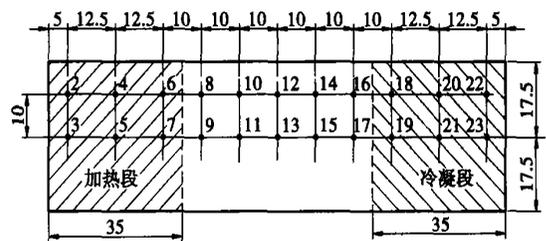


图 3 热电偶布置图 (mm)

4 实验结果与分析

为便于分析, 本文采用热管总热阻概念来衡量微热管的整体传热性能。总热阻定义为:

$$R = (T_1 - T_0) / Q$$

其中: T_1 —加热块温度, 即编号为 1 的热电偶温度; T_0 —环境温度; Q —加热功率。实验中, 当热电偶温度在 5 min 内波动幅度小于 ± 0.2 °C 时, 即认为热管已处于稳定工作状态。

4.1 充液比对传热效果的影响

图 4 所示为微热管在 90° 倾角下按不同充液比充装甲醇时所得的热阻曲线。为便于比较, 图中也提供了无工质时的热阻曲线。由图可知, 无工质时, 热阻随加热功率的变化很小, 基本保持一个恒定值。充入甲醇后, 微热管热阻明显降低, 热阻随加热功率的变化曲线近似为一双曲线, 在较低的加热功率范围内, 总热阻呈快速下降趋势; 随着加热功率的加大, 热阻的变化趋于平缓, 当加热功率继续增大到一

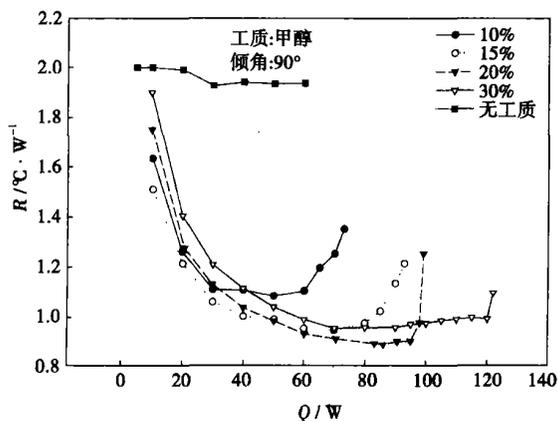


图 4 甲醇工质不同充液比下热阻曲线

定值时, 热阻急剧上升; 此时认为微热管达到传热恶化点。从图中的曲线可以发现, 充液比越大, 微热管的传热极限也相应增大。因此选择最佳充液比时要注意在该充液比下加热功率范围是否小于微热管的传热极限。在本文的实验范围中, 在较低的加热功率下(如 0 ~ 50 W), 15% 充液比时微热管的热阻值最低; 加热功率较高时, 考虑到传热恶化点, 则应选择 20% 或者 30% 的充液比为宜。

4.2 倾角对传热效果的影响

图 5 表示 20% 充液比在不同倾角下热管的实验曲线。从图可知, 不同倾角热阻曲线的快速下降段基本重合, 但随着倾角的减小, 热管传热恶化点逐渐提前。实验中发现, 较低倾角时较早出现传热恶化现象, 但没有出现明显的传热极限值; 而在较大倾角时, 则存在明显的传热极限值, 功率大于此值后热管温度将直线上升, 直至烧毁。在小充液比或小倾角工况下, 冷凝液体回流量较小, 在较小功率下蒸发

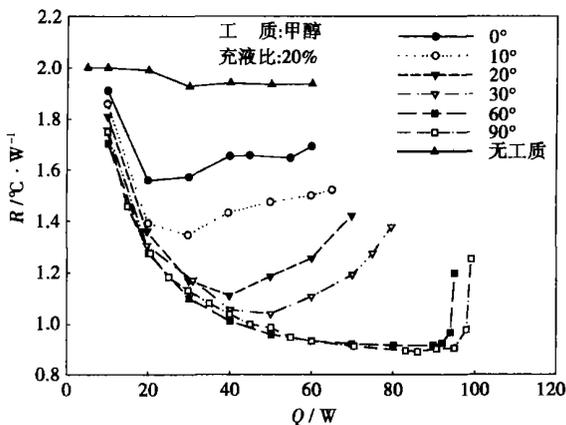


图 5 倾角对微热管传热性能的影响

段即出现局部干烧现象, 热阻即开始上升, 该热阻开始上升点定义为热管的传热恶化点 (HTD), 随着功率的增加, 热管干烧区逐渐扩大, 热阻亦逐渐上升, 但由于热阻上升较平稳, 不会出现烧毁点; 而大充液比、大倾角时, 冷凝液回流迅速, 不会出现蒸发段局部干烧的现象, 但随着功率的加大, 蒸发段发生膜态沸腾, 导致蒸发段热阻突然增加, 温度随之迅速上升, 此时热流密度即为热管的临界热流密度 (CHF)。从上面的分析可知, 倾角对热管的热阻影响较大, 即重力在冷凝液的回流中具有重要的作用。

4.3 工质对传热效果的影响

本文采用了甲醇、丙酮和水 3 种工质。图 6 所示为丙酮工质在不同充液比时的总热阻曲线。从图可知, 与采用甲醇的微热管热阻相比, 采用丙酮为工质时微热管热阻变化规律与之类似, 但随着加热功率的增加, 热阻下降缓慢; 下降幅度较低, 且最大热流密度也远小于以甲醇为工质的微热管。说明与甲醇相比, 采用丙酮为工质的微热管的传热效果逊色很多。而以水为工质实验时, 与无工质相比传热改善不大。因此, 对于零切角曲面微热管, 选择甲醇为工质可以获得最佳的传热效果。

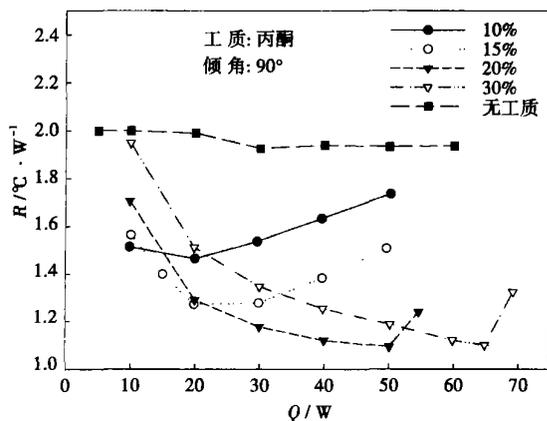


图 6 丙酮工质不同充液比下热阻曲线

4.4 微热管内的温度分布

图 7 和图 8 分别表示无工质平板换热器和微热管内充装甲醇时在不同加热功率下热管表面温度分布。从图可知, 微热管内温度分布比无工质时均匀, 且绝热段温度基本保持一个恒定值, 表明微热管的热量传递主要通过工质的气液相变传热, 相比之下紫铜板的导热可忽略不计, 此时绝热段温度近似等于管内工质的饱和温度。而无工质时相应平板换热器的传热主要依赖于金属板轴向导热, 导热系数接近紫铜的导热系数, 与加热功率无关。从图 8 温度

曲线可知, 在 99 W 加热功率下, 与 98 W 相比其冷凝段温度反而有明显下降, 其可能原因是: 此时热管内发生膜态沸腾, 在蒸发段内壁形成稳定的蒸汽膜层, 造成蒸发段热阻突然增大, 导致蒸发段向冷凝段的传热量亦突然减少, 从而造成冷凝区温度的明显下降。而在蒸发段由于加热功率增大同时散热量反而减小, 导致蒸发段温度的急骤上升, 在实际工作中, 一旦出现这一现象将导致热管的烧毁。对所有温度数据整理发现, 在 20%、30% 充液比且在大倾角时均出现了临界热流密度下冷凝段温度下降的现象, 而在小充液比小倾角下冷凝段温度则只升不降。这一现象亦从侧面证明了微热管在不同充液比和倾角下的传热极限对应于不同的管内传热机制的推论。

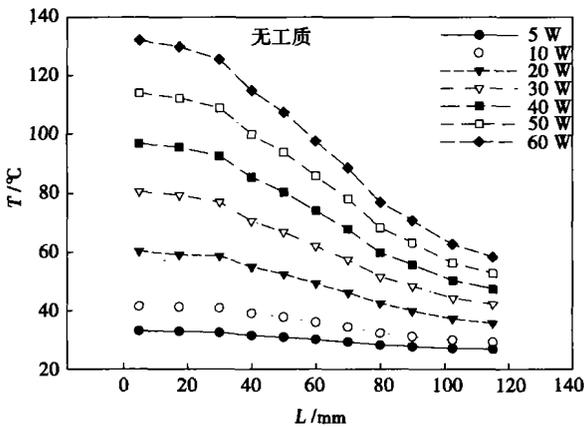


图 7 无工质下相应平板换热器的温度分布

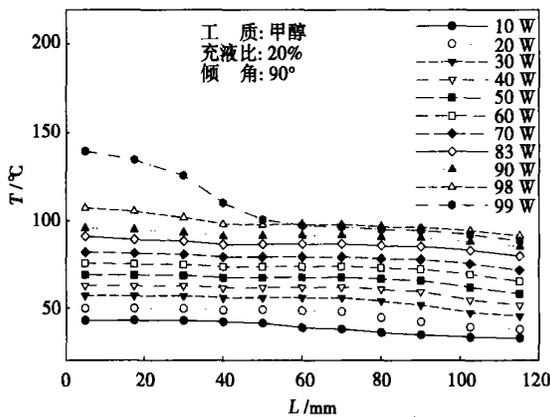


图 8 20% 甲醇、90° 倾角下微热管温度分布

4.5 热阻分析

由于热管的总热阻与具体的蒸发段加热方式及热沉散热方式有关。因此, 实验中得到的传热曲线还难以说明是热管本身的特性曲线, 从不同的实验

数据难以比较热管本身传热的好坏。为此, 下文将对热管总热阻进行分解, 以深入分析热管各部分热阻的特点。

从实验件结构可以看出, 微热管的总热阻包括了 3 个部分: 加热热阻 R_h 、热沉热阻 R_s 、热管热阻 R_p 。加热热阻 R_h 为 1 号热电偶与热管受热表面之间热阻, 定义为:

$$R_h = (T_1 - T_e) / Q \quad (1)$$

其中: T_e —热管蒸发段平均温度, 实验中取为 2 号~7 号热电偶温度的平均值。

热沉热阻 R_s 为热管冷凝段表面与环境之间的热阻, 定义为:

$$R_s = (T_c - T_0) / Q \quad (2)$$

其中: T_c —热管冷凝段表面平均温度, 取编号为 18 号~23 号的热电偶温度的平均值。

热管热阻 R_p 又可分解为两部分: 蒸发段热阻 R_e 和冷凝段热阻 R_c 。蒸发段热阻 R_e 为热管蒸发段与绝热段之间热阻, 定义为:

$$R_e = (T_e - T_a) / Q \quad (3)$$

其中: T_a —绝热段平均温度, 取编号为 10 号~15 号的热电偶平均温度。

冷凝段热阻为绝热段与冷凝段之间热阻, 定义为:

$$R_c = (T_a - T_c) / Q \quad (4)$$

显然, 总热阻 R 为上述各热阻之和, 即:

$$R = R_h + R_s + R_e + R_c \quad (5)$$

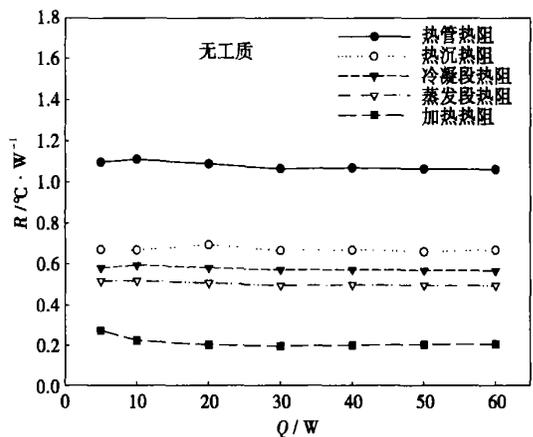


图 9 无工质时相应平板换热器的各部分热阻曲线

按照上述热阻定义对实验温度数据进行处理可得各热阻曲线, 图 9 所示为无工质时各部分热阻曲线。由图可知, 管内无工质时, 热阻基本上不随热源的加热功率发生变化, 保持一个确定值。其中热管热

阻($R_p = R_e + R_c$)在总热阻中占的份额最多。图 10 所示为以甲醇为工质时各部分热阻随功率变化的曲线。从图可知, 不论管内有无工质, 热沉热阻基本为一常数, 其数据拟合值为 $0.695 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$; 加热热阻变化也较小, 其数值介于 $0.11 \sim 0.2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$ 之间; 但是热管热阻包括蒸发段热阻和冷凝段热阻随加热功率的变化都比较大。通过这种比较, 可以认为总热阻的变化主要是由于热管热阻(蒸发段和冷凝段)的变化引起的。

由图 10 也可发现, 蒸发段热阻在 20 W 以后即基本为一恒定值, 直至传热出现恶化; 冷凝段热阻则下降缓慢, 且热阻值明显高于蒸发段热阻值, 可见热管在低加热功率下热阻较高的主要原因是冷凝段热阻较高, 因此, 要想改善微热管在低加热功率下的性能, 应重点关注冷凝段的传热。

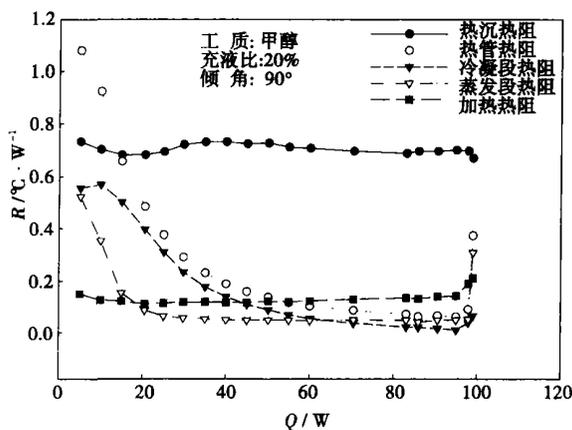


图 10 甲醇为工质时微热管的各部分热阻曲线

在稳定工况下(加热功率介于 $40 \sim 90 \text{ W}$), 微热管实验件总热阻约为 $0.9 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$, 此时热沉热阻 R_s 达 $0.7 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$, 为主要热阻; 而热管热阻仅 $0.06 \sim 0.2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$, 若按热管研究常用的当量传热系数定义:

$$K_{ef} = \frac{L_{ef} Q}{A(T_e - T_c)} = \frac{(L + L_a)}{2RA} \quad (6)$$

其中: L_{ef} 、 L 、 L_a —热管有效长度、总长、绝热段长度; A —热管截面积, 此时规定热管截面积不包括铜板截面积。则其微热管的当量传热系数为 $14\ 571 \sim 48\ 571 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 远高于紫铜导热系数 $399 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。因此, 只需改进热管冷却方式, 降低热沉热阻 R_s (如采用水强制对流冷却), 则零切角平板热管的传热能力还存在很大的提高空间。

5 结 论

本文对零切角曲面微热管的传热性能进行了实验研究, 获得如下结论:

(1) 零切角曲面微热管热阻在低加热功率下热阻较高, 随着功率的加大迅速下降至某一稳定值, 到一定值后出现局部干烧或膜态沸腾现象。在稳定工况下, 热沉热阻约占热管总热阻的 77.8% , 而热管热阻仅占热管总热阻的 $6\% \sim 22\%$; 低功率下热管热阻较大的主要原因是冷凝段热阻较大且随加热功率的增加下降缓慢。

(2) 对于不同的工质, 充液比有不同的最佳值; 而对同一种工质而言, 在不同的功率范围内, 最佳充液比的选择受到热管传热极限的影响。

(3) 重力对热管中冷凝段液体的回流有很大促进作用。在小充液比或小倾角下, 传热开始恶化的原因是蒸发段出现局部干烧现象, 这种工况下无明显传热极限。而大充液比和大倾角下, 传热极限决定于膜态沸腾的发生, 出现明显的传热极限值。此时为微热管的烧毁点。

(4) 甲醇工质明显优于丙酮工质的传热性能, 水工质最差。

(5) 微热管内充装了工质时的温度分布比无工质下均匀, 且绝热段温度几乎为一恒定值。

参 考 文 献:

- [1] SUH J S. Analysis of thermal performance in a micro flat heat pipe with axially trapezoidal groove [J]. *Tamkang Journal of Science and Engineering*, 2003, 6(4): 201-206.
- [2] WANG Y X. The theoretical analysis and experimental investigation of a flexible light weight radiator with micro heat pipes [D]. Texas: University of Texas A & M University, 2001.
- [3] 范春利. 电子器件冷却用微型的蒸发传热分析 [J]. *电子器件*, 2003, 26(3): 260-263.
- [4] 张丽春. 微槽平板热管传热性能的实验研究 [J]. *工程热物理学报*, 2003, 24(3): 493-495.
- [5] PETERSON G P, MA H B. Theoretical analysis of the maximum heat transport in triangular grooves; a study of idealized micro heat pipes [J]. *ASME J Heat Transfer*, 1996, 118: 731-739.
- [6] HOPKINS R, FAGHRI A, KHRUSTALEV D. Flat miniature heat pipes with micro capillary grooves [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1999, 121: 102-109.
- [7] 张丽春. 微小型多槽平板热管的流动和传热分析及实验研究 [J]. *中国科学技术大学学报*, 2003, 33(4): 450-459.
- [8] 范春利. 三种微槽结构的平板热管的传热性能实验研究 [J]. *电子器件*, 2003, 26(4): 357-360.
- [9] ZHOU J, YAO Z, ZHU J. Experimental investigation of the application characters of micro heat pipe [A]. *Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference* [C]. Beijing: International Academic Publishers, 1993. 396-400.

(何静芳 编辑)

Through the adoption of a full three-dimensional numerical simulation technology and by use of a $k-\epsilon$ dual equation turbulent model and algorithm SIMPLE, a numerical simulation was conducted of the three-dimensional turbulent flow field of the film cooled stator-blade cascade at the first stage of a new type of gas turbine. The simulation was accomplished by solving a three-dimensional viscous compressible Favre-averaged Navier-Stokes equation. Through a change in parameters of the leading-edge film pores of the gas turbine, the temperature distribution on the outer surface of stator blades and its cooling-air flow rate have been calculated respectively. The results show that the diameter, quantity and jet flow direction of leading-edge film pores can very conspicuously impact on the blade surface cooling effectiveness. In view of the above, a new version is proposed for the blade leading-edge film cooling design, providing a valuable guide for relevant engineering designs. **Key words:** gas turbine, leading-edge film cooling, numerical simulation, turbine, first stage stator blades

一种新型微热管传热性能的实验研究 = An Experimental Study of the Heat Transfer Performance of Innovative Micro HeatPipes [刊, 汉] / TANG Qiong-hui, XU Jin-liang, LI Yin-hui, et al (Guangzhou Energy Source Research Institute under the Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, China, Post Code: 510640) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(4). — 350 ~ 354

An experimental study is conducted of a new type of flat-plate micro heat pipes featuring a zero-chamfer curved surface. Based on heat resistance, the thermodynamic performance of micro heat pipes is studied under such conditions as different inclination angles, working media and liquid-filling ratios. To facilitate its analysis, the total heat transfer resistance of the heat pipes is divided into four items: heating heat-transfer resistance, heat-transfer resistance of evaporation section, heat-transfer resistance of condensation section and heat-sink heat-transfer resistance. The following conclusions have been arrived at through tests: the factors that cause the main change in the total heat-transfer resistance of the micro heat pipes are the heat-transfer resistance of both the condensation section and the evaporation one. Compared with corresponding flat-plate type heat exchangers without working media, the main heat-transfer resistance of a test piece becomes the heat sink one. The heat-transfer resistance in both the evaporation section and the condensation section accounts for a relatively small proportion. According to different liquid filling ratios and inclination angles, the heat transfer limit of a micro heat pipe will be caused respectively by local dry burning and a transition from nuclear boiling to film boiling. The experiments show that this new type of micro heat pipe has bright application prospects, but an in-depth study of its operating mechanism is still needed. **Key words:** flat-plate type micro heat pipe, working medium, inclination angle, liquid filling ratio, electronic cooling

超声波除垢与强化传热实验研究 = An Experimental Study of Incrustation Removal and Intensified Heat Transfer by Ultrasonic Techniques [刊, 汉] / FU Jun-ping, LI Lu-ping (Energy Source and Power Engineering College under Changsha University of Science and Technology, Changsha, China, Post Code: 410076), LIU Ze-li, LI Qiu-yi (Huayin Zhuzhou Thermal Power Generation Co. Ltd., Zhuzhou, China, Post Code: 412000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(4). — 355 ~ 357

An experimental study is conducted of the matching relations between ultrasonic wave power on the one hand and incrustation inhibition and removal on the other as well as of the effect of sonic cavitation-intensity on heat transfer coefficient when the Reynolds number of fluid in a tube amounts to 5.11×10^4 . The research results show that the ultrasonic waves attain an incrustation inhibition effectiveness when the ultrasonic wave power is below 200 W and become effective in removing incrustation when the ultrasonic wave power is over 200 W. The incrustation removal effect is in direct proportion to the magnitude of the ultrasonic wave power. Furthermore, the ultrasonic wave power has an obvious effect on heat transfer intensification. When the ultrasonic wave power is 300 W, the heat transfer coefficient will be $765 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, achieving an optimum heat transfer effect. In addition, a preliminary study is performed of the possible impact on incrustation removal effect when a change in ultrasonic-wave propagation direction takes place. **Key words:** ultrasonic incrustation removal, cavitation intensity, heat transfer

螺纹槽管错排管束的传热特性及流动阻力特性研究 = A Study of Heat Transfer Performance and Flow-resistance Characteristics of Staggered Tube Bundles Composed of Spirally Fluted Tubes [刊, 汉] / AN Yue-li, ZHAO Li, HUANG Xin-yuan (Energy Source and Power Engineering College under the Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(4). — 358 ~ 361

As a kind of effective intensified heat transfer elements, spirally fluted tubes are widely used. On the basis of experim-