

具有短管束的小型分离式热管的工作特性

时晓燕¹ 唐志伟² 魏加项² 蒋章焰³

(1. 中国农业大学 水利与土木工程学院,北京 100083; 2. 北京工业大学 环境与能源工程学院,北京 100022;
3. 中国科学院 工程热物理研究所,北京 100080)

摘要 小型分离式热管的内部沸腾、流动和凝结换热过程及其影响因素与大、中型分离式热管有较大的差异,为获得其最佳工作参数,利用自行设计的带有短管束的试验装置进行了试验研究。工作温度 125~170℃,热流密度 19.87~34.37 kW·m⁻²;测定 6 种不同充液率下平均沸腾换热系数和凝结换热系数随热流密度和工作温度的变化情况。试验结果表明,在本试验条件下,小型分离式热管的最佳充液率按管束总容量计为 16%~36%;按蒸发段总容量计为 45%~60%。根据试验结果拟合出最佳充液率(25%,按管束总容量计)下的蒸发段平均沸腾换热系数经验公式,及同样工况下冷凝段凝结换热努赛尔数综合关系式。

关键词 小型分离式热管; 换热; 充液率

中图分类号 TK172.4

文章编号 1007-4333(2003)06-0051-03

文献标识码 A

Working characteristics of small separated heat pipes

Shi Xiaoyan¹, Tang Zhiwei², Wei Jiexiang², Jiang Zhangyan³

(1. College of Water Conservancy and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China;
2. College of Environment and Energy Engineering, Beijing Industrial University, Beijing 100022, China;
3. Research Institute of Engineering Thermal Physics, China Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract The heat exchanging course of inner boiling, fluxion and coagulate in small separated heat pipes are very different with those in bigger ones. For the sake of getting optimal working characteristics, some experimental studies were carried out to the small separated heat pipes with short canals. The studies were taken under the following conditions: the temperature were between 125 and 170℃ and the heat current was between 19.87 and 34.37 kW·m⁻². The diversification of α_c (average boiling heat exchanging coefficient) and α_c (average coagulation heat exchanging coefficient) along with the q (heat fluxion) and working temperature were measure in 6 different filling liquid ratio test conditions. According to the results of the experiments, the most optimum filling liquid ratio (which is 25%, by all capacity of pipes), and the average coefficient of boiling heat exchanging in evaporator and the synthetical equation of coefficient of heat exchanging Nusselt in condenser were developed.

Key words the small separated heat pipes; heat exchanging; liquid ratio

迄今对大中型分离式热管的性能已有了比较充分的研究,其应用也较为广泛^[1];但在许多应用场合,尤其在小空间领域,采用具有短管束的小型分离式热管,是一种合理的选择。例如,笔记本计算机的发展日益“超薄小型”化,随着其处理能力的增强及运行的高速化,功率器件的热流密度上升,控制温升

成为一个关键问题。小型分离式热管的内部沸腾、流动和凝结换热过程及其影响因素与大、中型分离式热管有较大的差异,目前国内外有关小型分离式热管的研究报道尚较少,为此笔者对小型分离式热管的性能进行了实验研究,拟为实际应用提供合理依据。

收稿日期:2003-04-28

基金项目:北京市科委科技项目专题

作者简介:时晓燕,博士,副教授,主要从事地热利用和流体机械与流体工程方面的研究

1 试验装置与方法

实验装置(图 1)的蒸发段和冷凝段均由 5 根 $d20\text{ mm} \times 1\text{ mm}$ 的无缝钢管短管束组成,管长 152 mm,带有紧套的钢帛环形肋片(外径 40 mm,厚 1 mm,片间距 4 mm)。蒸发段下端连一较粗的集液管($d38\text{ mm} \times 2.5\text{ mm}$),其中焊一套管($d28\text{ mm} \times 1\text{ mm}$),套管内插入管状电加热器。此外,在集液管、带肋管束外部还缠绕电加热带。管状电加热器和电加热带并联,作为蒸发段的加热电源。通过稳压器、调压器和精密电流电压表控制和测量加热功率。冷凝段上端接一集汽管($d38\text{ mm} \times 2.5\text{ mm}$),其中焊一带盲端的紫铜套管($d6\text{ mm} \times 1\text{ mm}$),紫铜套管内插入 20 副热电偶,用以测量蒸汽温度。蒸汽上升管和冷凝液回流管均为 $d25\text{ mm} \times 1\text{ mm}$ 的无缝钢管。冷凝段带肋管束安置在开式风道中,可用小型离心式风机进行强制对流冷却,除此之外整个装置都用保温材料严密包裹起来。在试验装置上共敷设 20 副热电偶,用以测量相应各点的温度。图 1 中示出测点位置。在冷凝段带肋管束之前的风道中,安装 1 副热电偶,在其后的风道中均布 3 副热电偶,用以测量空气的温升。热平衡试验结果表明,在本试验参数范围内,试验装置保温部分的热损失不超过 3%。

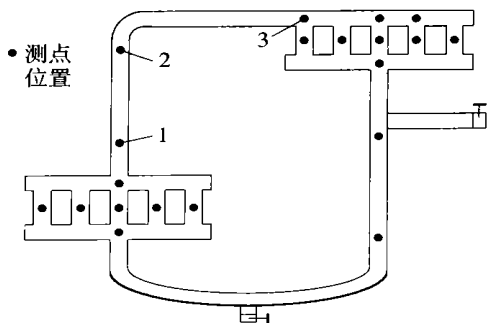


图 1 试验装置简图

Fig. 1 Test equipment

试验时,先使冷凝段处于自然对流冷却状态,然后接通蒸发段的加热电源,在适当的功率水平下使试验装置逐步升温。当蒸发段外壁温达到 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右时,打开排气阀排出不凝结气体,根据冷凝段外壁温的水平分布,确定排气次数。排气时夹带的蒸汽由玻璃冷凝器冷凝收集,仔细计量热管内充注的液体。断开加热电源,启动风机对冷凝段进行强制对流冷却,在冷却过程中要注意关严排气阀。当冷凝段外壁温降到 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下时,重新接通蒸发段的加

热电源,并在不同功率水平下进行试验。温度数据由 DXJ839 多回路温度显示记录仪采集,功率由 0.2 级精密电流表和电压表测量。试验装置内部经过预处理,试验工质为预处理过的蒸馏水。试验参数:工作温度 $125\sim 170\text{ }^{\circ}\text{C}$,热流密度 $19.87\sim 34.37\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 。

2 试验结果与分析

许多实际应用场合要求具有短管束的小型分离式热管在 $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的工作温度下使用,在这种运行工况下,不凝结气体、沸腾及两相流不稳定性对热管性能的影响更为显著。本研究的工作温度为 $125\sim 170\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。测定 6 种不同充液率下平均沸腾换热系数和凝结换热系数随热流密度和工作温度的变化,由此确定具有短管束的小型分离式热管的最佳充液率。

根据所测定的壁温和加热功率,按下述公式计算平均沸腾换热系数和凝结换热系数。

$$e = q / (t_{wic} - t_v)$$

$$c = q / (t_v - t_{wic})$$

式中: e 和 c 分别为平均沸腾换热系数和平均凝结换热系数, $\text{W}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{K})^{-1}$; q 为热流密度, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$, $q = P / (5\pi dL)$,其中 P 为热管蒸发段的加热功率, W ; d 和 L 分别为热管蒸发段和冷凝管束基管的外径和长度, mm ; t_v 为工作温度,即工质饱和温度,是图 1 中测点 1, 2, 3 测定值的平均值。 t_{wic} 和 t_{wic} 分别为测定的蒸发段和冷凝段相应外壁温 t_w 减去或加上按一维导热计算的沿管壁厚度的温降。考虑到各支管间实际存在着压力分布和流量分配的不均匀性,故以中间支管作为整理数据的基准。处理实验数据时用到的热物性数据均取自文献[2]。

图 2 示出不同工作温度下热管各点的温度分布,可以看到,随着工作温度的升高,冷凝段各点温度趋于均匀,这也说明了冷凝段存在不凝结气体。蒸发段各点的温度一直比较均匀,这是由沸腾引起的强烈扰动所导致的。

图 3 示出不同工作温度下平均沸腾换热系数与充液率的关系。若按管束充液量与管束内部总容量定义充液率,最佳充液率为 $16\% \sim 36\%$ 。由于本试验装置蒸发段集液管装有电加热器,若把集液管容量计算在内,则最佳充液率应为 $45\% \sim 60\%$ 。

蒸发段的沸腾蒸发过程是包括充分发展的泡态沸腾、薄液膜对流蒸发以及振荡流动沸腾在内的一个复杂过程。试验中,用听棒可以听到振荡流动声,

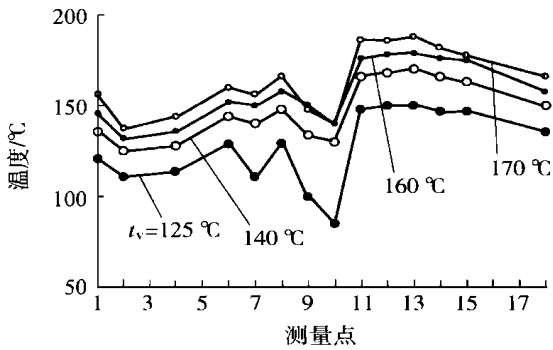


图 2 不同工作温度 t_v 下热管各点的温度分布
Fig. 2 The temperature distributing in heat pipes in different test conditions

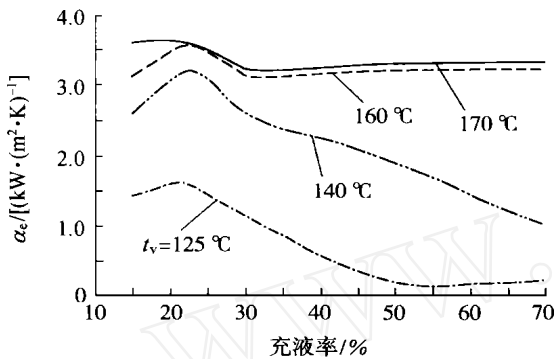


图 3 平均沸腾换热系数 α_e 与充液率的关系
Fig. 3 The diversification of α_e along with the change of filling liquid ratio

其频率随热流密度的增大而加快。参照经验公式^[3],将本研究最佳充液率下(按管束充液量与管束内部总容量定义充液率,最佳充液率为 25%)的沸腾换热系数试验数据分析整理做图 4,并拟合出经验公式:

$$\alpha_e = 4.6891 q^{0.0154} p^{0.4833} \quad (1)$$

其中 p 为压力, Pa。

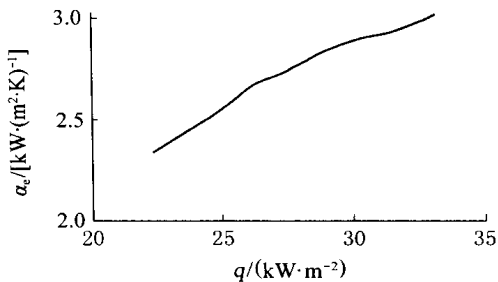


图 4 平均沸腾换热系数 α_e 与热流密度 q 的关系
Fig. 4 The relationship between α_e and q

相同压力下,当热流密度相同时,本研究结果比经验公式给出的高得多,笔者认为这是管内沸腾包

含着脉冲振荡沸腾和薄液膜蒸发等诸多因素强化作用的结果。

图 5 示出最佳充液率(25%)下热管冷凝段内平均凝结换热系数 α_c 与凝结液膜雷诺数 Re_1 的关系,由此拟合出经验公式:

$$Nu = 15.5 \times 10^{-4} Re_1^{1.23} \quad (2)$$

其中

$$Nu = \left(\frac{\alpha_c}{\lambda_l} \right) \left(\frac{\lambda_l v_1^2}{(1 - v) g} \right)^{1/3} = \left(\frac{\alpha_c}{\lambda_l} \right) \left(\frac{v_1^2}{g} \right)^{1/3}$$

$$Re_1 = \frac{4P}{5 i_{1v} \lambda_l d_i}$$

式中: λ_l , ρ_l 和 μ_l 分别为冷凝液的导热系数、密度和运动黏度,按定性温度 $(t_v + t_{wic})/2$ 取值; v_1 为蒸汽密度,因其远小于 ρ_l ,故不予计及; i_{1v} 为汽化潜热,按定性温度 $(t_{wic} + t_v)/2$ 取值; d_i 为冷凝段支管内径。

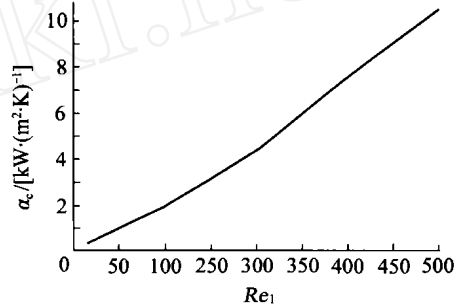


图 5 冷凝段内平均凝结换热系数 α_c 与凝结液膜雷诺数 Re_1 的关系

Fig. 5 The relationship between α_c and Re_1 in condenser

由图 5 可以看出,凝结换热系数 α_c 随凝结液膜雷诺数的增大而增大,这表明液膜流动不是平滑层流,而是具有某种形态界面波的波纹层流,依据自由降膜流动表面波特性的观测,界面波的扰动随凝结液膜雷诺数的增大而增强^[4]。

3 结论

在本试验条件下,小型分离式热管的最佳充液率按管束总容量计为 16%~36%;按蒸发段总容量计为 45%~60%。根据试验结果拟合出的最佳充液率(25%,按管束总容量计)下的蒸发段平均沸腾换热系数经验公式为 $\alpha_e = 4.6891 q^{0.0154} p^{0.4833}$;同样工况下,冷凝段凝结换热努赛尔数综合关系式为 $Nu = 15.5 \times 10^{-4} Re_1^{1.23}$ 。

(下转第 65 页)

函数情况最为理想,这说明了本文中所提出的针对工程图纸的阈值和阈值函数的选择方案是合理的。

4 结束语

本文中主要针对具有高斯白噪声的工程图纸数字图像讨论了阈值和阈值函数的选择以及消噪的具体实现过程。在实际工程应用中,图像中的噪声可能是非高斯分布的。有关非高斯分布噪声的消除一般借用高斯分布噪声的处理方法,但效果不很理想,其关键还在于阈值和阈值函数的选取,这需要进一步的研究。

参 考 文 献

- [1] 李四明. 工程图纸输入与自动识别系统的研究[D]. 北京:中国农业大学,2000. 17~18
- [2] 杨福生. 小波变换的工程分析与应用[M]. 北京:科学出版社,1999. 178
- [3] 程正兴. 小波分析算法与应用[M]. 西安:西安交通大学出版社,1998. 162
- [4] 谢杰成,张大力,徐文力. 小波图像去噪综述[J]. 中国图像图形学报,2002,7(3):209~217
- [5] Jansen M, Bultheel A. Multiple wavelet threshold estimation by generalized cross validation for images with correlated noise[J]. IEEE Trans Image Processing, 1999,8(7):947~953

(上接第32页)

- [6] Willits D H. The effect of shade cloth temperature on the cooling efficiency of shade cloths in greenhouses[A]. In: Department of Biological and Agricultural Engineering. Presentation at the 2002 ASAE Annual International Meeting/ CIGR XVth World Congress [C]. Chicago, Illinois, USA: ASAE. 2002
- [7] 李晓冬,姜允涛,金玮涛. 大型玻璃温室通风降温系统

形式探讨[J]. 低温建筑技术,2000(4):30~32

- [8] 周林光. 置换通风及其数值模拟[D]. 上海:同济大学,1996
- [9] 刘传聚,周林光. 置换通风的数值模拟[J]. 建筑热能通风空调,1998(1):4~7
- [10] 武文斐,陈俊俊,王晓彤,等. 多污染源置换通风效果与舒适性研究[J]. 环境工程,2002,20(4):69~71

(上接第53页)

参 考 文 献

- [1] 陈远国. 分离式热管换热器的研究、应用与评价[A]. 见:第三届全国热管会议组委会. 热管研究与应用进展(第三届全国热管会议论文集)[C]. 重庆:重庆大学出版社,1991. 135~141

- [2] 科利尔. 对流沸腾和凝结[M]. 魏先英译. 北京:科学出版社,1982. 74~102
- [3] Stephen K. Heat Transfer in Condensation and Boiling [M]. New York: Springer-Verlag,1992. 150~151
- [4] 屠传经,王朝阳,严玲. 分离型热管内凝结换热的研究[A]. 见:第二届全国热管会议组委会. 第二届全国热管会议论文集[C]. 大连:中国工程热物理学会热管专业组,1988. 213~219