

摘 要

近年来,热管的应用越来越广泛,对热管的研究也越来越深入。本文以山东大学所参与的国际合作项目 AMS-02 为平台,在进行了铝-氨轴向槽道热管加工尝试以后进一步完善了加工工艺,设计制造了铜-丙酮热管,铜-水热管,铜-甲醇热管等多种重力热管,并通过实验分析对比了不同热管之间的传热性能差异。

本文首先介绍了热管的基本原理和热管基本理论 Cotter 理论,并对常规热管的传热机理进行了详细论述,分析了热管的传热极限以及影响传热极限的因素,其中着重分析了重力热管的传热性能以及重力热管的传热极限,并对重力热管的温度分布做了估计。

其次,本文详细介绍了重力热管的设计过程以及加工工艺,内容主要包括热管管壳材料及热管工质的相容性判断,管子的外形尺寸,热管工质的充装量,强度校核等,并制定了详细的加工工艺流程。

再次,本文介绍了重力热管性能测试实验方案,并搭建热管实验平台完成了对重力热管热性能的测试。热管用缠绕在加热段的电阻丝加热,用冷却水套内流动的自来水进行冷却。用附着在管壁上的 14 套 T 型热电偶对热管管壁温度进行测量,用电流表和电压表测量加热功率,数据采集使用 FLUKE NET DAQ 系统。

最后通过对以上实验数据进行处理,本文得到不同条件下的启动温度和启动时间,热管的轴向温差、热阻及当量导热系数的变化规律,以及相同条件下不同工质热管传热性能的差异。实验结果表明小功率下,铜-甲醇热管和铜-丙酮热管的传热效果优于铜-水热管。而在 150w 以上的加热功率下,铜-水热管轴向温差急剧减小,热管工作温度较之其它两种热管都低,传热性能优于铜-甲醇热管和铜-丙酮热管。同时发现热管启动的时间随着加热功率的增大而减小;冷凝条件影响热管工作温度、轴向温差以及当量导热系数。

关键词: 重力热管; 热阻; 传热极限; 导热系数

ABSTRACT

In recent years, the application of heat pipes is more and more widely. Therefore, the research of heat pipes becomes more and more important. Shandong University joined the banner of AMS-02 project in 2005. In former research, Aluminum-Ammonia axial groovy heat pipe have been manufactured. This paper brings forth the design, manufacture and performance testing of three types of thermosyphon, including Copper-Water pipe, Copper-Methanol pipe and Copper-Acetone pipe.

Firstly, this paper introduces the basic principles and theories of heat pipe, and the process of heat transfer of routine heat pipe. The heat transfer limits and factors that influence the limits are analysed, especially for the thermosyphon. The temperature distribution of thermosyphon is brought forward.

Secondly, this text introduces the design and manufacture process of the heat pipes in detail. The contents mainly include compatibility judgment of the pipe material and the work fluid, the design of the shape and size of the pipe, the quantity of work fluid filled into the pipe.

Then the paper talks about the testing process of the heat pipes, mainly about the experiment platform set up for the test and the experiment approach. The heat segment of the pipe is tied around with resistance coil for heating, while the cooling segment cold with flow water. 14 thermal couples are placed onto the surface of heat pipes orderly to obtain the temperature signals. The signals are collected and stored by the NET-DAQ which is a kind of production of FLUKE company.

Finally, according to the analyse of the experiment data, this paper gets some conclusions as follows: the pipe has different start temperature and start time in different conditions, also the different kind of heat pipes have their own start temperature and start time in the same conditions. In different conditions, the paper also points out the variety regulations of axial temperature difference and the equivalent thermal conductivity. The conclusions indicate that the Copper-Water heat

pipe has more excellent performance at a higher heat power compare to the other two. The cooling conditions influence the distribution of the temperature and thermal resistance and the equivalent thermal conductivity.

Keywords: thermosyphon, heat transfer limit, thermal conductivity, thermal resistance

原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的科研成果。对本文的研究作出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名： 于涛 日期： 2008.5.16

关于学位论文使用授权的声明

本人同意学校保留或向国家有关部门或机构送交论文的印刷件和电子版，允许论文被查阅和借阅；本人授权山东大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文和汇编本学位论文。

(保密论文在解密后应遵守此规定)

论文作者签名： 于涛 导师签名： 程峰 日期： 2008.5.16

第一章 绪论

1.1 热管发展简史

热管是一种高效传热元件，它通过一个很小的面积可以传递大量的热量。除了传热效率高的优点之外，它还具有体积紧凑、重量轻、无噪声、没有传动部件等特点。

早在 1836 年，J. Pekins^[1]就发明了铂金斯管，取得了英国专利(No. 7059)。它与现代两相闭式热虹吸管的结构极其相似，唯一的区别是它管内的空气未抽空。这种铂金斯管在机车锅炉及面包烤炉中得到了应用。1892 年，J. Pekins 的孙子和 W. Buck 改进了铂金斯管，用加热排气法抽除了管内的空气，并提出了各种可能应用的场合。1900 年后，铂金斯管得到了广泛的应用^[2]。

热管原理首先是由美国俄亥俄州通用发电机公司(The General Motors Corporation, Ohio, U. S. A)的 R. S. Gaugler 于 1944 年在美国专利(No. 2350348)中提出的^[3]。然而他的想法当时并没有被通用发动机公司所采纳应用。

1962 年 L. Trefethen^[4]再次提出类似于 Gaugler 的传热元件用于宇宙飞船，但因这种建议并未经过实验证明，亦未能付诸实施。

1963 年美国 Los Alamos 国家实验室的 G. M. Grover^[5]重新独立发明了类似于 Gaugler 提出的传热元件，并进行了热性能测试实验，在美国《应用物理》杂志上公开发表了第一篇论文，并正式将此传热元件命名为热管“Heat Pipe”。他指出热管的热导率已远远超过任何一种已知的金属，给出了以钠为工作液体，不锈钢为壳体，内部装有丝网吸液芯的热管的实验结果。热管定名后，铂金斯管归入热管范畴，称为“重力热管”。

1965 年 Cotter 首次提出了较完整的热管理论^[6]，为以后的热管理论的研究工作奠定了基础。

1967 年一根不锈钢-水热管首次被送入地球卫星轨道并运行成功^[7]，从此吸引了许多科技工作人员从事热管研究，前西德、意大利、荷兰、英国、前苏联、法国及日本等国均开展了大量的研究工作，使得热管技术得以很快发展。

Katzoff^[8] 于 1966 年发明了有干道的热管。干道的作用是为了给从冷凝段回到蒸发段的液体提供一个压力较小的通道，大大提高了热管的传输能力。

1969 年前苏联和日本的有关杂志均发表了热管应用研究方面的文章。在日本的文章中已有描述带翅片热管束的空气加热器，在能源日趋紧张的情况下，可用来回回收工业排气中的热能。同时 Turner 和 Bienert^[9] 提出了用可变导热管来实现恒温控制。Gray 研究了一种新型热管—旋转热管，这些发明都是热管技术的重大进展^[10]。

1.2 热管研究的现状

1974 年以后，热管在节约能源和新能源的开发方面的研究得到了充分的重视，用热管组成换热器来回收废热，并将其应用于工业以节约能源。美国和日本在这方面所取得的进展最为显著^[11-12]。

1984 年 Cotter 较完整地提出了微型热管的理论及展望，为微型热管的研究与应用奠定了理论基础^[13]。毛细泵回路 CPL (Capillary pumped loops) 和回路热管系统 LHP (Loop heat pipe systems) 以其结构灵活、应用面广及在很小温差下可远距离传递较常规热管更大的热量的特点，引起了整个热管界的普遍关注，成为理论研究和应用研究的热点。

70 年代以来，热管技术飞速发展，各国的科研机构、高等院校、公司及厂矿均开展了多方面的开发、应用研究，国际间、地区间及各国自身的热管技术交流活动日益频繁，自 1973 年至已有 13 届国际热管会议召开。

我国自 70 年代开始开展了热管的传热特性研究以及热管在电子冷却及空间飞行器方面的应用研究。由于我国是一个发展中国家，能源的综合利用水平较低，因此自 80 年代初我国热管研究及开发的重点转向节能及能源的合理利用上^[14]。我

国热管技术工业化应用的开发研究的发展迅速,学术交流活动也十分活跃,从1983年起先后召开了十届全国性的热管会议。随着科学技术水平的不断提高,热管研究和应用的领域也将不断拓宽。新能源的开发,电子装置芯片冷却、笔记本电脑CPU冷却以及大功率晶体管、可控硅元件、电路控制板等的冷却^[15],化工、动力冶金、玻璃、轻工、陶瓷等领域的高效传热传质设备的开发,都将促进热管技术的进一步发展^[16]。

目前热管的应用朝着两个方向发展一个是大型化,另一个是微型化。在热管大型化和微型化研究及应用中,美国和日本一直处在世界领先的水平。目前世界上最大的热管直径大约300mm,长度达100m。这种大型化的热管在美国和日本均有实际应用,被用来冷却地下的电力电缆,日本应用了大量的热管在地热能的应用中以及太阳能集热设备的应用中。在热管发展史上值得一提的是在横穿阿拉斯加输油管线工程中,应用热管作为管线的支撑,保证地面的永冻层,以满足工程需要^[17]。中国的青藏铁路施工过程中也有类似的应用^[18]。

1.3 本课题的研究背景

山东大学所参与的国际合作项目AMS-02的热控制系统中广泛采用了轴向槽道热管,该热管铝为壳液氨为工质,属于低温热管。时至今日,热管的应用已从航空航天^[19-24]延伸到工业及民用中来。在太阳能利用^[25]、工业余热回收^[26]、标准黑体以及电子元件冷却^[27-28]中已经广泛地应用了热管及热管技术。这些场合所用到的热管多数属于常温或中温热管。由于工作要求不同,此类热管在形式上及种类上又有很大差别。本文在低温热管的研究基础上扩大研究范围,自主设计,自行制造了多种中温常温热管,例如铜-水热管,铜-丙酮热管,铜-甲醇热管,铜-乙醇热管,铝-丙酮热管等。通过对传统制造工艺的操作,优化了热管加工工艺,并从中总结出一定的规律和结论,对后续全面展开的环路热管及板式热管的加工和实验积累了经验。并对其中集中典型热管进行了热性能对比实验,通过实验总结得到各类热管的适用性和在每种工况下的优劣。

1.4 研究的主要内容

本文在论述与分析了热管的基本原理和理论的基础上,设计制造了若干重力热管,并通过实验方法检验热管的传热性能。研究的主要内容如下:

(1) 重力热管的设计,包括工质选择,工质与管壳的相容性判断,管径尺寸确定,强度校核及充装量的计算。

(2) 重力热管的加工工艺研究,详细介绍了铜—水热管,铜—甲醇热管,铜—丙酮热管和铜—乙醇热管,铝—丙酮热管的加工工艺,包括管壳管芯的成型,材料的机械加工,材料的清洗,抽真空系统的建立以及工质的充装和密封。

(3) 对热管性能的测试,介绍了中温热管测试系统的结构和原理,对于自行加工完成的热管做了性能测试,测试内容包含了同种热管在不同实验条件下的传热性能的差异,以及在相同的实验条件下不同种类的热管之间的传热性能的差异。对测试结果做了详细的对比分析。

第二章 热管原理及热管理论

2.1 热管原理

典型的热管由管壳、吸液芯和端盖组成。将管内抽成 $1.3 \times (10^{-4} \sim 10^{-1}) \text{Pa}$ 的负压后充以适量的工作液体，使紧贴管内壁的吸液芯毛细多孔材料中充满液体后加以密封。管的一端为蒸发段，另一端为冷凝段，根据应用需要在两段中间可布置绝热段。如图 2-1 所示：

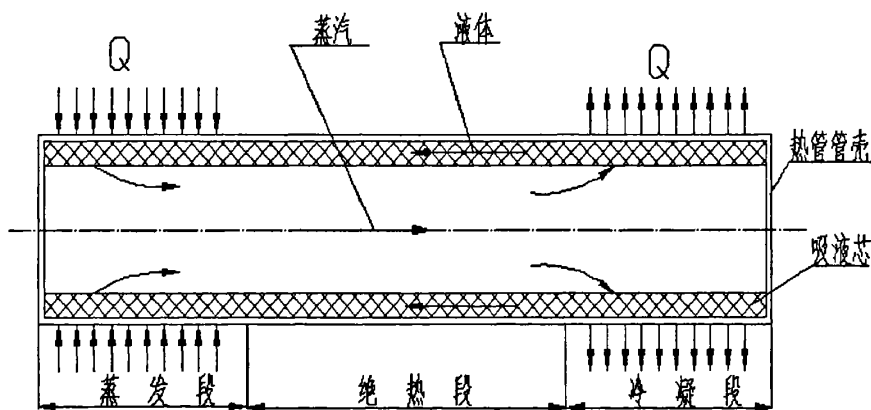


图 2-1 热管工作原理示意图

2.1.1 热管的主要工作过程

当热管的一端受热时毛细芯内的液体蒸发汽化，蒸汽在微小的压差下流向另一端放出热量凝结成液体，液体再沿多孔材料靠毛细力的作用流回蒸发段，如此循环不已，热量从热管的一端传至另一端。热管在实现这一热量转移的过程中包含了以下六个相互关联的主要过程：

- (1) 热量从热源通过热管管壁和充满工作液体的吸液芯传递到液—汽界面；
- (2) 液体在蒸发段内的液—汽分界面上蒸发；

- (3) 蒸汽腔内的蒸汽从蒸发段流到冷凝段;
- (4) 蒸汽在冷凝段内的汽-液分界面上凝结;
- (5) 热量从汽-液分界面通过吸液芯、液体和管壁传给冷源;
- (6) 在吸液芯内由于毛细作用使冷凝后的工作液体回流到蒸发段。

沿整个热管长度, 汽-液交界处的汽相与液相之间的静压差都与该处的局部毛细压差相平衡。毛细压头 Δp_c 一热管内部工作液体循环的推动力, 用来克服蒸汽从蒸发段流向冷凝端的压力降 Δp_v 、冷凝液体从冷凝段流回到蒸发段的压力降 Δp_l 和重力场对液体流到引起的压力降 Δp_g 。

$$\Delta p_c \geq \Delta p_v + \Delta p_l + \Delta p_g \quad (2-1)$$

因此, 式(2-1)是热管正常工作的必要条件。

2.1.2 热管的基本特性

热管是依靠自身内部的工作液体相变来实现传热的传热元件, 具有以下基本特性。

(1) 很高的导热性: 热管内部主要靠工作液体的汽液相变传热, 热阻很小, 因此具有很高的导热能力。与银、铜、铝等金属相比, 单位重量的热管可多传递几个数量级的热量。当然, 高导热性也是相对而言的, 温差总是存在的, 不可能违反热力学第二定律, 并且热管的传热能力受到各种因素的限制, 存在着一些传热极限; 热管的轴向导热性很强, 径向并无太大的改善 (径向热管除外)。

(2) 优良的等温性: 热管内腔的蒸汽是处于饱和状态, 饱和蒸汽的压力决定于饱和温度, 饱和蒸汽从蒸发段流向冷凝段所产生的压降很小, 根据热力学中的 Clausius-Clapeyron 方程式可知, 温降亦很小, 因而热管具有优良的等温性。

(3) 热流密度可变性: 热管可以独立改变蒸发段或冷凝段的加热面积, 即以较小的加热面积输入热量, 而以较大的冷却面积输出热量, 或者热管可以以较大的传热面积输入热量, 而以较小的面积输出热量, 这样即可以改变热流密度, 解决一些其他方法难以解决的传热难题。

(4) 热流方向的可逆性: 一根水平放置的有芯热管, 由于其内部循环动力就

是毛细力，因此任意一端受热就可作为蒸发段，而另一端向外散热就成为冷凝段。此特点可用于宇宙飞船和人造卫星在空间的温度展平，也可用于先放热后吸热的化学反应器及其它装置。

(5) 热二极管及热开关性能：热管可做成热二极管或热开关，所谓热二极管就是只允许热流向一个方向流动，而不允许向相反的方向流动；热开关则是当热源温度高于某一温度时，热管开始工作，当热源温度低于这一温度时，热管就不传热。

(6) 恒温特性（可控热管）：普通热管的各部分热阻基本上不随加热量的变化而变化，因此当加热量变化时，热管各部分的温度亦随之变化。但人们发明了另一种热管—可变导热管，使得冷凝段的热阻随加热量的增加而降低、随加热量的减少而增加，这样可使热管在加热量大幅度变化的情况下，蒸汽温度变化极小，实现温度的控制，这就是热管的恒温特性。

(7) 环境的适应性：热管的形状可随热源和冷源的条件而变化，热管可做成电机的转轴、燃气轮机的叶片、钻头、手术刀等等，热管也可以做成分离式的以适应长距离或冷热流体不能混合的情况下的换热；热管既可以用于地面（重力场），也可以用于空间（无重力场）。

2.1.3 热管的分类

热管有不同的分类方法，按照工作液体的回流动力可分为：有芯热管、重力热管、重力辅助热管、旋转热管、电流体驱动热管、磁流体驱动热管、渗透热管等。按照热管工作温度分可分为：低温热管、常温热管、中温热管和高温热管等。按照管壳与工作液体的组合来分如：铜—水热管，铜—甲醇热管，铜—丙酮热管，铝—氨热管等。按照结构形式分：常规热管、平板热管、毛细回路热管、分离式热管等等。

最常见的是具有圆形截面蒸汽通道的常规毛细热管 (Conventional Capillary-Driven Heat Pipe)，管壳内有毛细芯，毛细力为热管工作的驱动力^[29]。环形截面热管(Annular Heat pipe)的工作原理与常规毛细热管一样，只是蒸汽的通道截面由圆变成了环。毛细芯可以布置在环形通道同心外圆的内侧，也可以布置在

同心内圆的外侧, 这样, 无须增大热管外径, 就可以增加换热面积。

平板热管(Flat-Plate Heat Pipe)^[30]一般具有纵宽比很小的长方形外形, 为简化热管结构, 常在上下板之间的径向板面上开出轴向槽道来代替管芯提供毛细力。当平板热管的上板面为加热面时, 一般在两板面间的径向通道中额外布置吸液芯以辅助下板面的液体回流。平板热管拉平温度的能力很高, 被广泛应用在高热流密度的电子芯片冷却上。

重力热管又称两相闭式热虹吸管(Two-Phase Closed Thermosyphon), 它的特点是蒸发段必须位于冷凝段的下方, 冷凝液体通过重力回流到蒸发段。制约重力热管传热能力的极限主要是声速极限和携带极限, 另外, 工质的充装量对传热能力影响很大。因为热虹吸管具有高效、可靠、成本低等优点, 其应用比较广泛。

可变热导热管(Variable Conductance Heat pipe)的概念首先是由 Turner 和 Bienert 于 1969 年提出的^[31], 它可以根据不同的输入热量, 通过充入不凝性气体改变冷凝段的长度, 调节热源与热汇之间的热阻, 保持热源温度或热管的工作温度不变, 实现可变热导和恒温控制。这种热管多应用在环形布置的等温炉或电子元件冷却上。

旋转热管(Rotating Heat Pipe)的概念是由 Gray 首先提出的^[32], 它利用热管自身的旋转离心力使冷凝液体回流, 因此不需要毛细芯结构。按照热管的轴线与其旋转轴的相对位置, 可分为旋转热管和回转热管两大类, 热管轴向与旋转轴一致的称为旋转热管, 热管轴线与旋转轴不一致的称为回旋热管, 习惯上统称为旋转热管, 旋转热管在外形上有圆柱形、锥形、圆盘形等。

微型和小型热管是近几年来理论和实验研究的热点。1984 年, Cotter 在《Principles and Prospects for Micro Heat pipes》^[33]一文中, 定义微型热管为: 汽一夜交界面的平均曲率在数量上和液体总流通截面水力半径的倒数相当的一种热管。对于非圆形截面的微型热管, 水力半径范围一般为 $10\sim 500\ \mu\text{m}$ 。与常规尺寸的热管不同, 微型热管通常没有毛细芯, 它主要利用微型热管的边角处的毛细效应工作, 典型的微型热管有凸面、锐角的截面等。小型热管被定义为最小截面直径在 1mm 数量级以上的热管, 内部一般有干道或内槽道等专门的吸液芯结构, 和常

规热管的差别不是很大。

毛细泵回路热管是近十年来两相流技术长足发展的产物,在未来的航空领域具有广阔的发展前景。毛细泵回路的概念首先是由美国 NASA Lewis 研究中心的 Stenger 于 1966 年提出的^[34]。毛细泵回路热管在航空航天领域的应用中主要有以下几个优势:首先,由于毛细泵回路热管只在蒸发段有毛细芯结构,其余的管道非常光滑,从而减小了蒸汽和液体的流动压降。其次,由于这种热管的蒸汽和液体通道基本上是分开的,汽-液间的流动形式为顺流,所以不存在携带极限,传热能力强。第三,此种热管的传热距离比常规热管长,允许多蒸发器的并联工作,每个蒸发器的热负荷可以不同,因此可以适应更复杂的太空换热环境。

2.2 热管技术

根据热管的特性及原理,可以把热管技术分为六个方面,热管的应用技术都可以从热管的基本特性中一一找到对应。

(1) 温度展平

热管的表面有很好的温度均匀性,用它来保持所要求的恒温环境是很方便的。例如在一块多层的平板中,里面嵌入许多互相连通的蜂窝状的热管,这些热管能使任何局部的热流很快散开,从而使平板保持均匀的温度分布。早在 1969 年发射的 ATS-E 卫星^[35]和 1972 年发射的 OAO-C 卫星上^[36]就应用了此种热管,很好地解决了卫星朝阳面和背阳面的温差问题。

(2) 源汇分隔

所谓源汇分割是指利用热管将热源和热汇分隔在两个场所进行热交换,分隔的距离可以根据实际需要及所采用的热管性能来定,可以从几米到几十米。80 年代新发展的大型分离式热管换热器就是这种技术应用的典型。这种装置目前处理气体的流量可达 $6.2 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{h}$ (标准状态)^[37]。在 100m 距离上传送热量的超长热管也已研制成功^[38]。源汇的分隔在化工生产中的又一个重要用途是将化学反应器的反应热用热管导出器外加以处理^[39]。

(3) 变换热流密度

热管能以较小的加热面输入热量，而以大的冷却面输出热量，或者以较大的加热面输入热量，而以较小的冷却面输出热量。如此可使单位面积上的热流量发生变化。因而可为某些生产生活中需要供热或者放热的场所提供新的技术，例如可用较短的加热段吸收热源的热量，而用较长的冷却段输出热量到一个需要吸热的场所去，或者相反。热管的热流变换如图 2-2 所示

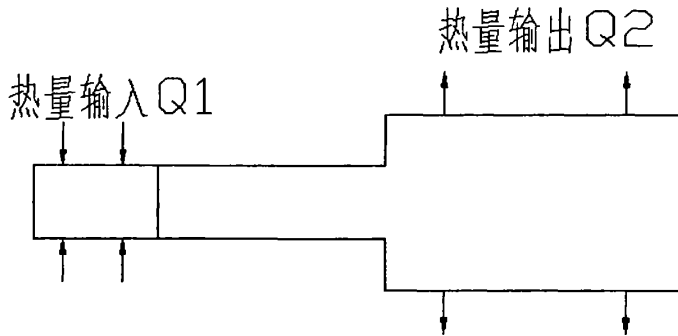


图 2-2 热流变换

(4) 热控制（可变热导热管）

可变热导热管可用来作恒温控制。所谓可变热导热管即是热阻可变的热管。在热管中充以一定量的不凝性气体，当热管工作时，不凝性气体被压缩到冷却段，管内工作液体的饱和蒸汽和不凝性气体形成一个交界面把热管分成两个区域，如图 2-3 所示：

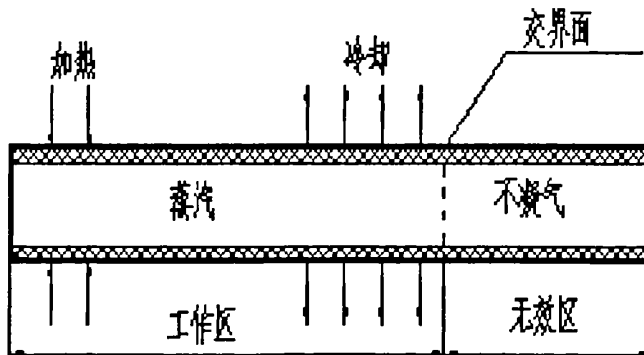


图 2-3 可变热导热管

当加热段热源的温度高于额定值时，热端的热量输入就要增加，管内饱和蒸汽

压力升高，不凝性气体被压缩，交界面向右移动，冷却面积加大，热量输出也随之增大，管内饱和蒸汽压力下降，直至达到额定值维持平衡为止。当热源温度低于额定值时，热端的热量输入减少，管内饱和蒸汽压力下降，不凝性气体膨胀，交界面向左移动，冷却面积缩小，热量输入减少，管内蒸汽压力逐渐回升，到达额定值时维持平衡。因此热量输入增加，热量输出也增加，热量输入减少，热量输入也减少。如此可保持热管工作温度不变。1974年5月发射的ATS-F卫星首先使用了可控热管，并肯定了空间条件下使用可控热管的效果^[40]。可控热管的应用使航天器的温控技术提高到一个新的高度^[41]。

（5）单向导热（热二极管）

利用重力热管的传热原理，可把热管作为单向导热元件，应用于太阳能取暖上，已取得了很好的效果。将重力热管的加热段置于室外，并以一定的角度倾斜，使在室内的冷却段位置高于室外的加热段位置。当太阳照射加热段时，热管将热量传入室内。当夜晚太阳落山时，室内温度高于室外。但由于这是加热段已处于冷却段之上，因而热管不工作，室内热量就不会散出去。类似原理被用于阿拉斯加输油管线支架的冷却固定中。冬季大气温度低于地下土壤温度，夏季大气温度高于地下土壤温度，重力热管不工作，因而冻土不融化，保证了支架夏季不下沉，解决了严寒地区输油管线铺设中的一个重大难题^[42]。

（6）旋转元件的传热（旋转热管）

旋转热管的基本原理如图 2-4 所示

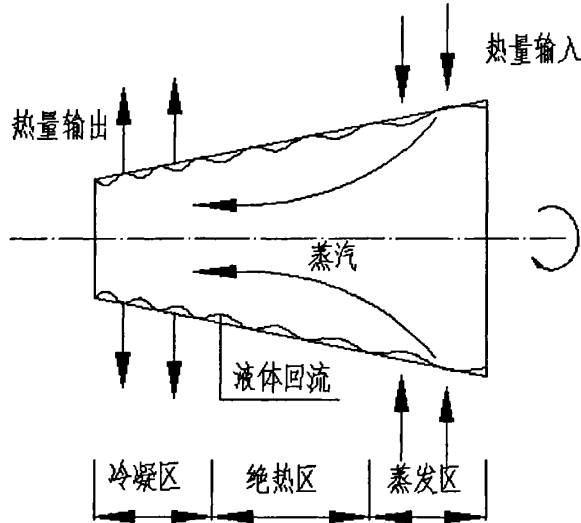


图 2-4 旋转热管

管子内壁加工成一定锥度，工作液体在加热段加热后汽化，蒸汽到达冷却段后冷凝，沿管壁借助于离心力的分力返回到蒸发段。用旋转热管做电机轴可在体积不变，温升相同的情况下，可使电机输出功率大大提高。旋转热管除了用于冷却电机^[43]和透平外，还可用于拉伸塑料丝或纤维的圆筒，温度分布非常均匀，效果良好。西门子公司在一个 4KW 的异步电机上采用空心轴旋转热管，工质为甲醇，结果转子的温度下降 35°C ^[44]。

2.3 热管理论

Cotter 在 1965 年首次提出了较完整的热管理论，从此奠定了热管研究的理论基础，也成为热管性能分析和热管设计的根据，故也称为 Cotter 理论^[45]。

2.3.1 Cotter 理论的基本内容

- (1) 根据静力平衡条件得出最大毛细压差与热管最大长度的关系；
- (2) 根据质量守恒定律、连续性方程及 Hagen-Poiseuille 方程导出流体压降的微分方程式；
- (3) 利用别人的研究成果，确定热管内蒸汽流动压降的微分方程式；

- (4) 根据气体分子动力理论建立汽-液交界面上质量传递的关系式;
- (5) 根据能量守恒定律, 建立热流量和质量流量之间的关系式;
- (6) 给出特定条件下(均匀加入热量和均匀输出热量)微分方程的解;
- (7) 提出最佳热管毛细吸液芯尺寸。

2.3.2 Cotter 的热管模型和主要结论

Cotter 理论分析的热管模型如图 2-1 所示。热管长度为 l , 外壳半径为 r_p , 管内有环状毛细吸液芯, 吸液芯外半径为 r_w , 蒸汽腔半径为 r_v , 热管与水平面的夹角为 φ , 加热段位于冷却段之上。因而工作时流体的回流必须克服重力的影响。

在此模型的基础上 Cotter 共建立了 7 个方程:

- (1) 吸液芯弯月面两侧压差与毛细压力的关系

$$p_v(x) - p_l(x) = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_c} \quad (2-2)$$

$p_v(x)$ 、 $p_l(x)$ ——任一位置处弯月面两侧的蒸汽压力和冷凝液的压力,

σ ——热管工质的表面张力,

θ ——接触角或浸润角,

r_c ——吸液芯的毛细半径。

- (2) 液体在吸液芯内的流动压降

$$\frac{dp_l}{dx} = \rho_l g \sin \varphi - \frac{b \mu_l \dot{m}_l(x)}{\pi(r_w^2 - r_v^2) \varepsilon \cdot r_{hl}^2 \rho_l} \quad (2-3)$$

φ ——热管与水平面的倾角,

ρ_l ——液体的密度,

μ_l ——液体的黏度,

$\dot{m}_l(x)$ ——液体的质量流量,

b ——修正毛细孔弯曲度的无因次常数, 变化范围为 10~20,

r_w 、 r_v ——分别为吸液芯、蒸汽空间的水力半径，

r_{hl} ——吸液芯的有效毛细水力半径，

ε ——吸液芯的空隙容积与吸液芯总容积之比。

(3) 蒸汽的流动压降

$$\frac{dp_v}{dx} = -\frac{8\mu_v \dot{m}_v}{\pi \rho_v r_v^4} \left(1 + \frac{3}{4} \text{Re}_r - \frac{11}{270} \text{Re}_r^2 + \dots \right), \quad |\text{Re}_r| \ll 1 \quad (2-4)$$

$$\frac{dp_v}{dx} = -\frac{S \dot{m}_v}{4 \rho_v r_v^4} \cdot \frac{d \dot{m}_v}{dx}, \quad |\text{Re}_r| \rightarrow \infty \quad (2-5)$$

$$\frac{dp_v}{dx} = -\frac{0.0665 \mu_v^2}{\rho_v r_v^3} \cdot \text{Re}_r^{7/4}, \quad \text{Re}_r \approx 0, \quad \text{Re}_r > 1000 \quad (2-6)$$

以上三式未考虑动压变化引起的影响。

Re_r 、 Re_e ——分别为径向雷诺数，轴向雷诺数，

μ_v 、 ρ_v 、 \dot{m}_v ——分别为蒸汽的粘度、密度和质量流量，

S ——系数，对蒸发段 $S=1$ ，对冷凝段 $S=\frac{4}{\pi^2}$ 。

(4) 汽-液交界面上压差与流体质量流之间的关系

$$-\frac{d \dot{m}_v}{dx} = \frac{d \dot{m}_l}{dx} = \frac{\alpha r_v (p_{vc} - p_{sc})}{\sqrt{R_0 T / 2\pi m}} \quad (2-7)$$

p_{vc} 、 p_{sc} ——分别为汽、液交界面上的压力，

α ——修正系数，接近于 1，

R_0 ——通用气体常数，

m ——蒸汽分子量。

(5) 轴向热流量与质量流之间的关系

$$Q(x) = h_{fg} \dot{m}_v(x) \quad (2-8)$$

h_{fg} ——液体的汽化潜热。

(6) 单位长度上热流量的表达式

$$\frac{dQ(x)}{dx} = H(x, T_p, Q) \quad (2-9)$$

x ——热管管长,

T_p ——热管的外壁温,

Q ——轴向传热量。

(7) 热管管壁温度与汽-液交界面处温度的关系

$$T_p = T_v + H/k \quad (2-10)$$

T_v ——汽-液交界面处的温度,

k ——管壁和吸液芯的复合导热系数。

2.4 热管的传热极限

热管的传热能力虽然很大,但是也不可能无限制地加大热负荷。事实上,热管的工作能力总是受到若干因素的限制,如热管尺寸、形状、工作介质、吸液芯结构等。如果以热管的工作温度(热管内部的蒸汽温度)为分析依据,则可得出如图 2-5 所示的示意图。

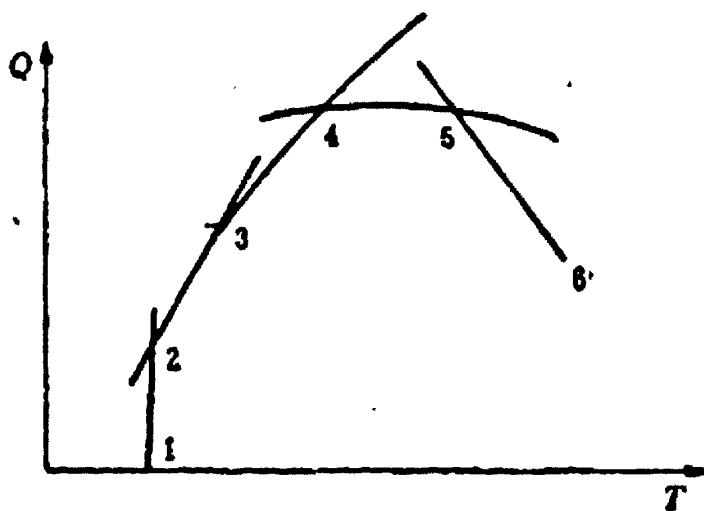


图 2-5 热管的传热极限

图中 1~2 代表粘性极限,它意味着热管中蒸汽流动的粘滞阻力限制了热管的最大传热能力; 2~3 代表声速极限,即由于热管内蒸汽流速在某一点达到了当地声速而限制了热管的传热能力; 3~4 代表携带极限,这是由于热管内部蒸汽流速过高,将逆向回流的冷凝液体部分地从汽-液交界面上“撕脱”下来,携带到热管的冷凝段,从而破坏了热管的正常工作并达到传热极限; 4~5 代表热管的毛细极限,所谓毛细极限是指热管在正常工作条件下,内部的汽、液循环流动所产生的压力降和重力场对管内流体的影响,由此而带来的压力损失恰好与热管内吸液芯所能产生的最大毛细压头相平衡,此时所达到的热管传热极限称为毛细极限; 5~6 代表沸腾极限,它是热管加热段吸液芯中的液体受热沸腾所产生的气泡阻碍了正常液体的回流,或由于径向热流密度过大,从而形成膜态沸腾,使得壁面干涸所产生的传热极限。

2.4.1 粘性传热极限

当蒸汽的压力由于粘性力的作用在热管冷凝段的末端降为零,如液态金属热管,在这种条件下,热管传热将受到限制。热管的工作温度低于正常工作温度时将遇到这种限制,它又被称为蒸汽压力极限; Busse 首先建立了粘性传热极限数学模型^[46],他假定热管内部蒸汽为饱和蒸汽,并服从理想气体定律,如下:

$$Q_{v1,max} = A_v \bar{q}_{max} = \frac{d_v^2 h_{fg}}{64 \mu_v l_{eff}} \rho_{v0} \cdot p_{v0} \cdot A_{v0} \quad (2-11)$$

由式 2-11 可见,粘性传热极限只与工质的物理性质、热管的长度和蒸汽腔直径 3 个因素有关,而与吸液芯的几何形状没有关系。

2.4.2 声速传热极限

当蒸汽马赫数很高时,尤其是蒸汽流速接近声速时,考虑到蒸汽的压缩性,此时的惯性力和可压缩性就不能忽略。热管蒸汽腔内的蒸汽流动与拉伐尔喷管中的气体流动十分类似^[47]。所以在蒸发段出口处,蒸汽轴向速度达到声速,也达到了临界状态,并出现了阻塞现象。此时即使进一步减少冷凝段与冷源之间的热阻,

也只能使冷凝段的温度降低,而热流量却不再增加,并且冷凝段温度的降低对蒸发段的温度部产生影响。因为在声速条件下,冷凝段温度的变化不能向上游传递。这就表明热管达到了声速极限。热管达到声速极限时有个极限传热量,并且沿蒸发段有个固定的轴向温差。根据一维蒸汽流动理论导出声速极限的数学表达式^[48]:

$$Q_{s,\max} = A_v \rho_0 h_{fg} \left[\frac{\gamma_v R_v T_0}{2(\gamma_v + 1)} \right]^{1/2} \quad (2-12)$$

$0, v$ ——分别表示蒸汽的滞止状态和蒸汽的实际状态,

γ_v ——蒸汽的比热容比,单原子蒸汽 5/3,双原子蒸汽 7/5,多原子蒸汽 4/3,

R_v ——蒸汽气体常数,等于 R_0/M ,

R_0 ——通用气体常数 $8.314 \times 10^3 \text{ J/(kmol} \cdot \text{k)}$,

M ——蒸汽分子量。

式(2-12)中忽略了热管工作时摩擦力的影响,对声速极限考虑了摩擦力影响力后的简单封闭方程组尚未获得。Chou^[49]和 Faghri^[50-52]等人发展归纳了包括摩擦在内的一维可压缩蒸汽流动的解析解,数值计算的结果和实验数据吻合的很好。

2.4.3 毛细传热极限

热管中工作介质的循环靠毛细吸液芯结构与工作液体产生的毛细压头 ΔP_{cap} 维持,由于毛细结构为循环提供的毛细压头是有限的,这将使热管的传热量受到限制。由式(2-1)可知热管正常工作的必要条件是 $\Delta P_{cap} \geq \Delta P_v + \Delta P_l \pm \Delta P_g$, ΔP_v 和 ΔP_l 一般随热负荷的增加而增大,而 ΔP_{cap} 则是由吸液芯结构决定的。如果加热量超过某一数值,由毛细作用抽回的液体就不能满足蒸发所需的量,于是便会出现蒸发段的吸液芯干涸,蒸发段管壁温度急剧上升,甚至出现烧坏管壁的现象,这就是所谓的毛细传热极限,又被称作流体流动极限。

假设热负荷在蒸发段和冷凝段是均匀分布的,对于层流不可压缩条件下的蒸汽

流动有常用的求毛细极限公式：

$$Q = \frac{\frac{2\sigma}{r_c} - \rho_l g d_v \cos \varphi \pm \rho_l g l \sin \varphi}{(F_l + F_v) l_{eff}} \quad (2-13)$$

对于湍流及可压缩蒸汽流动的情况，求解过程是相当困难的，只能借助于数值解法^[53]。

2.4.4 携带传热极限

在热管中蒸汽和回流的液体是直接相互接触的，运动方向相反。根据汽相和液相的性质，在高蒸汽速度下，液汽交界面的剪切应力会导致液体自由表面上产生波浪。随蒸汽速度的提高，两相间的相互作用也增大，自由表面的波动幅度也变大。最终，波峰峰顶形成脱离层，被夹带进反向蒸汽流而到达冷凝段，因此起不到传递热量的作用。当被携带的液体足够多时，返回蒸发段的液体量不能够满足蒸发段的需求，于是导致蒸发区干涸，这便是达到了携带传热极限。从现象上可以观察到蒸发段管壁温度突然上升，可以听到携带液滴撞击冷凝段端盖的声音。

对于内壁有螺纹或滚花而且在重力辅助下工作的热管，Prenger^[54]等人总结出如下方程式：

$$Q_{e,max} = A_v h_{fg} \left(\frac{\rho_v \sigma}{\delta} \right)^{1/2} \cdot \sqrt{\frac{2\pi}{a}} \cdot \frac{\delta}{\delta^*} \quad (2-14)$$

δ ——加工表面深度，丝网芯情况下， δ 为芯子表面层丝径的 1/2，

δ^* ——临界深度，

a ——与蒸汽速度图形有关的系数。

2.4.5 沸腾传热极限

当热管处于低热流量的情况下，热量的传递一部分是通过吸液芯和液体传导到达汽—液分界面上，另一部分则是通过自然对流传热到达汽—液分界面的，并形成液体蒸发。如果热流量增大，那么与管壁接触的液体将逐渐过热，并在核化中

心生成气泡。当气泡出现时，热管工作中会有可能出现热点，同时也妨碍液体的循环。因此，热管蒸发段与管壁接触的液体生产气泡时的最大传热量称作沸腾极限。沸腾极限是指从热管管壁指向管中心的径向热流密度极限，而其它传热极限是指轴向热流密度极限^[55]。由核态沸腾的理论，可以得出沸腾传热极限的表达式：

$$Q_{b,\max} = \frac{2\pi l_e k_e T_v}{h_{fg} \rho_v \ln(r_1/r_v)} \left(\frac{2\sigma}{r_b} \right) - \Delta p_c \quad (2-15)$$

r_1 ——管壳的内半径，

r_v ——蒸汽腔的半径，

r_b ——气泡半径，

k_e ——浸满液体吸液芯的有效导热系数，

l_e ——蒸发段长度。

2.5 重力热管的传热过程分析

2.5.1 重力热管

如图 2-6 所示，重力热管内没有吸液芯，液体依靠重力回流。因为热管内部抽成真空后灌注液体，所以，热管内部的压力由工作液体蒸发后的蒸汽压力决定，只要加热热管表面，工作液体就会蒸发，蒸发段蒸汽的温度和压力都稍稍高于热管的其它部分，因此热管产生了压力差，促使蒸汽流向热管内较冷的一端。当蒸汽在热管管壁上冷凝时，蒸汽放出汽化潜热从而将热传向冷凝段，之后冷凝后的液体在重力作用下再回流到蒸发段，只要有加热源，这一过程就会循环进行。

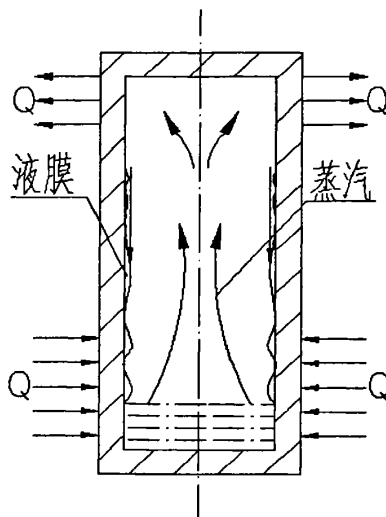


图 2-6 两相热虹吸管

所以这种装置的加热段只能在冷凝段的下部。若反之，则不能工作。一般来说，重力热管的充液量较大，除使液体能在内壁形成下降液膜外，还有部分积存于蒸发段底部形成液池。由于其结构简单，造价低廉，且具有单向导热的特点，因此在地面应用中很受欢迎。在工业余热回收的热管换热器中以及热管式太阳能集热器中，所采用的热管绝大多数属于此种类型。

重力热管内部过程包括两相流和相变换热，故传热机理十分复杂。它不仅涉及到传热传质学而且涉及到热力学。Cohen 和 Bayley^[56]于 1955 年就对重力热管的传热机理进行了研究。1981 年 M. Shiraishi^[57]等人提出了重力热管传热的简化模型，将重力热管的传热过程分成三个区域，并建立了相应的传热模型。

2.5.2 凝结段的换热

重力热管凝结段的换热是凝结换热过程。Lee 和 Mita 忽略蒸汽流动对凝结液膜的影响，把 Nusselt 竖壁层流膜状凝结理论应用于分析凝结段的传热。M. shiraishi 等观点与上述相同，并给出凝结段的平均换热系数 h_c ，

$$h_c = \left(\frac{4}{3}\right)^{4/3} \frac{k_l}{(\nu_e^2/g)^{1/3}} R_e^{-1/3}, \text{ 其中 } R_e = \frac{4q_c l_c}{h_{fg} \mu_l} \quad (2-16)$$

k_l ——液体的导热系数，

ν_e ——液体的运动粘度,

μ_l ——液体的动力粘度,

q_c ——凝结段径向热流密度,

l_c ——凝结段长度,

R_e ——凝结段液膜流动的雷诺数。

这种计算是十分近似的,在一定条件下,进入凝结段的并不是纯的饱和蒸汽,而是带有液体的汽液两相混合物,另一方面,蒸汽以一定的流速流入凝结段,在汽液界面上,液膜受到了与流动方向相反的剪切力,使得液膜的厚度有所增加,这也违反了 Nusselt 理论的假设。

2.5.3 蒸发段液池内的换热

在蒸发段的液池内,在低热流密度时是液体的自然对流换热,但在通常热管工作条件下,靠近壁面的液体已有足够的过热度使其产生气泡,所以计算时可以认为液池均为核态沸腾传热。由于密闭容器内狭窄空间中的沸腾,不像大容器沸腾的计算公式,但闭式重力热管液池内的沸腾与开式的沸腾极为相似,所不同的仅是工作压力。在开式热管中的沸腾压力是大气压力,而闭式的热管中是饱和的蒸汽压。开式的沸腾传热系数已由 Kusuda 和 Imura 用量纲分析的方法得到^[58]。借用这个公式,并对沸腾压力作出修正,可以得到闭式重力热管液池内核态沸腾的换热系数:

$$h_p = 0.32 \frac{\rho_l^{0.65} K_l^{0.3} C_{pl}^{0.7} g^{0.2}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \left(\frac{p}{p_a} \right)^{0.23} q_e^{0.4} \quad (2-17)$$

ρ_l ——液体的密度,

ρ_v ——蒸汽的密度,

C_{pl} ——液体的定压比热,

p ——热管的工作压力,

p_a ——大气压力,

q_e ——蒸发段径向热流密度。

2.5.4 蒸发段液膜的传热

蒸发段液池以上部分的传热机理比较复杂,随着热流密度的增加,陆续出现下列 4 种基本流动状态:

- (1) 带有表面蒸发的光滑连续液膜,
- (2) 光滑连续液膜破裂,并形成许多股稳定的条状流动,
- (3) 这种条状流动变得不稳定,膜表面产生波纹,
- (4) 在上述流动情况下产生泡核心。

对上述现象进行传热计算需要简化,在热流密度比较低时,可认为其传热机理是层流膜状蒸发,当热流密度高时则认为发生核态沸腾传热。两种传热方式转变时的热流密度为转变热流密度 \dot{q}_e ,则蒸发段液池以上部分的传热系数有:

$$h_f = \left(\frac{4}{3}\right)^{4/3} \frac{K_l}{(\nu_l^2/g)^{1/3}} \text{Re}_f^{-1/3}, \quad q_e < \dot{q}_e, \quad (2-18)$$

$$h_f = h_p, \quad q_e > \dot{q}_e,$$

$$\text{Re}_{ef} = \frac{4l_p + 2l_f}{h_{fg}\mu_l},$$

Re_{ef} ——蒸发段液膜流动雷诺数,

l_p ——液池高度,

l_f ——蒸发段液膜长度。

2.5.5 重力热管的传热极限

对于两相闭式重力热管,影响其传热效率的因素与有芯热管有很大的不同之处,一般来说,重力热管有以下三种传热极限:干涸极限,烧毁极限和携带极限。

(1) 干涸极限:在小的充液率和较小的蒸发段径向热流密度的情况下,蒸发

段底部没有形成液池，但热量增加时，要求的工质流量也要增加，但由于充液不足，在冷凝液回流到蒸发段底部之前就已经蒸干，蒸发段底部就会出现干涸。影响干涸极限的因素很多，除了充液量以外，蒸发段长度和冷凝段长度以及热管的工作温度等都会对重力热管的干涸极限产生影响^[59]。

(2) 烧毁极限：又称为沸腾传热极限，它出现在充液量比较大且蒸发段径向热流密度比较大的情况下，当达到一定的径向热流密度时，蒸发段液池内就产生核态沸腾，随着热流密度的增加，液池内的核态沸腾变得越来越强烈，当达到临界热流密度时，单个的气泡连成一片，在蒸发段液池部分的壁面上形成蒸汽膜，这个蒸汽膜将壁面与液体隔离开，由于蒸汽的导热系数很低，由壁面输入的热量只有很小一部分传给液体，其余部分则集聚在壁面材料中，导致壁面温度集聚上升达到烧毁极限。重力热管的烧毁极限与热管的工作温度，管子直径和热管的充液量都有一定的关系，但充液量达到一定数值后对烧毁极限的影响就微小了^[60]。

(3) 携带极限：携带极限是由于汽液逆向流动在界面上出现剪应力而引起的。这种剪应力的大小与蒸汽与液膜之间的相对速度的大小有关。蒸汽的轴向速度正比于热管的轴向热流密度，所以携带极限是对轴向热流密度的限制。

当充液量较小时，一般首先发生干涸极限，而在充液量比较大且径向热流密度较大而轴向热流密度较小时，将首先发生烧毁极限。在充液量较大且轴向热流密度较大而径向热流密度较小时，则首先发生携带极限。

2.5.6 重力热管中不稳定现象

无论是重力热管的启动还是运行过程中，都会有不同的因素导致的热管工作不稳定的现象。这种不稳定有的可以强化热管的传热，有的则会使热管的传热恶化。热管中常见的不稳定现象有以下几种：

(1) 液体冲刷运动：当热管的充液量相对较大，而工作时的倾角较小、径向的热流密度比较大时，蒸发段的沸腾比较剧烈，由于气泡的膨胀和破裂，造成液体发生紊乱运动，大量的液体被冲刷到管子的上部，在重力作用下液体又迅速回流，形成周期性的冲刷现象。冲刷改变了热管内的传热机理，可以提高其传热效

率^[61]。热管的实际传热效率是周期运动对时间的平均值。其中热管工作倾角的大小影响冲刷周期的长短。

(2) 不稳定的干涸现象：在充液量相对较小的热管中，冷凝液流不能返回到蒸发段的起点而出现干涸。这种干涸是不稳定的，冷凝液流前锋位置在前后来回移动，移动的周期约几分钟。热管的轴线稳定分布会在某一范围内来回波动，传热效率亦是如此。

(3) 气泡的破裂：当重力热管处于竖直方向工作时，为了得到比较均匀的温度分布常使用大的充液率，这种情况下往往会发生气泡破裂的现象，这种现象严重的会导致热管失效。热管液池内发生核态沸腾时，气泡从汽化点脱离后继续长大到内径尺寸，由于在径向上长大受到限制，就迅速沿轴向长大呈长条状，而气泡上面的大块液体形成一个液柱。之后，气泡沿轴向爆发性膨胀，液柱就以很高的速度被抛到冷凝段顶部，会撞击冷凝段端盖，发出奇特响声。这种气泡爆破的周期和热管的长度有关。

(4) 温度脉动：由于低热负荷下工质处于核态沸腾，气泡周期性的形成与爆发会周期性的向管壁放出或吸收一定的热量，这就造成了管壁温度随着时间呈周期性波动变化。

2.6 本章小结

本章主要论述了热管的基本原理与基本理论，以及热管的主要特性和应用，介绍了 Cotter 理论的主要结论，并对热管的传热极限做了详细分析。在此基础上引出重力热管的原理，分析了重力热管主要传热过程的数学模型，并介绍了适用于重力热管传热极限的简化模型，本章最后描述了重力热管中的不稳定现象。

第三章 重力热管的设计及加工

3.1 热管设计

对热管来讲，基本的热性能要求包括工作温度范围、传热能力及热流密度、温度均匀性、动态特性等，此外，还有形状，尺寸以及重量等方面的要求。工作温度规定热管的最高使用温度和最低使用温度，从而限制了热管的工质及管壳材料。而热管的尺寸要根据热负荷的数量，大小及冷热源之间的距离来确定。热管的尺寸则需要根据实际的使用要求以及热管强度要求综合考虑来定。

3.1.1 管壳设计

管壳的作用是将工质与外界环境隔离，因此对它的基本要求就是密闭不漏，并能承受内外压差。管壳还是热量传入与传出热管的必经之路，因此，管壳应具有非常小的热阻。管壳材料一般情况下为金属材料，特殊情况下也用非金属材料，如要求绝缘时使用陶瓷做管壳，在可视化研究中使用玻璃做管壳等。

选择管壳材料应考虑如下几个因素，与工质及外界环境的相容性及稳定性；高的导热系数；工艺性好；高强度，重量轻，渗透率小；对工质有良好的浸润性；容易得到，价格低廉。

管壳必须能承受最大的压差而不破裂且不产生大的变形而影响使用，必须进行强度计算，强度计算时以实际可能承受的最大内压来计算，壁厚的计算公式为：

$$t \geq \frac{PD_o}{2[\sigma]\phi + P} + C \quad (3-1)$$

P ——最大内压，

D_o ——外直径，

ϕ ——焊缝系数，一般取 0.7~0.8，

$[\sigma]$ ——许用应力, $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n_b}$,

σ_b ——材料的强度极限,

n_b ——安全系数, 一般取 3~4,

C ——壁厚附加量, 包括壁厚公差、工艺余量及腐蚀余量。

本实验所用热管管壳均为紫铜, 强度极限取 200 MP, 安全系数取 4,

200°C 时最大内压 4 MP, 外径为 16 mm, 焊缝系数取 0.8,

经计算得到管壁

$$t \geq \frac{4 \text{ MP}}{(2 \times 50 \times 0.8 + 4) \text{ MP}} \times 16 \text{ mm} \geq 0.76 \text{ mm}$$

加上加工余量 C , 本实验中热管壁厚 $t = 2 \text{ mm}$

3.1.2 工质与管壳的相容性

热管的寿命主要取决于工质与管壳的相容性, 所以, 相容性判断在热管设计中具有举足轻重的意义。

当工质与管壳不相容时, 会出现不凝性气体以及腐蚀现象。当工质与热管管壳发生化学反应时会产生不凝性气体, 该气体在热管工作时被蒸汽流扫到冷凝端端部积聚起来, 形成气塞, 阻塞了部分蒸汽空间, 使有效冷凝面积减小, 热阻增大, 热管温差也随之增大, 甚至出现热管失效。当热管管壁被腐蚀以后, 强度下降, 严重时还会腐蚀穿孔, 热管完全失效。引起不相容的机理是多种多样的, 一般来说, 中低温热管中常常遇到因电化学过程而产生不凝性气体, 导致性能下降或失效。而高温热管中, 则往往是由于管芯或管壳材料在工质中溶解, 而使热管管芯损坏或管壁穿孔。

热管工质与管壳材料的相容性大致总结如下^[45]:

表 3-1 热管工质与管壳相容性

材 料 工作液体	铝	铜	铁	镍	不锈钢	钛
氨	相容	相容	相容	相容	相容	
甲烷	相容	相容			相容	
氨	相容	不	相容	相容	相容	
甲醇	不	相容	相容	相容	相容	
丙酮	相容	相容		相容	相容	
水	不	相容		相容	不一致	相容
磷二氯苯	不	相容		相容	相容	
联苯醚	不	相容		相容	相容	
钾	不			相容		不
钠				相容	相容	不

由表 3-1 可知，金属铝与液氨是相容的，但是与水不相容。除氨外，大部分工质都能与铜相容，并且经证实，铜是唯一能与水长期相容的工程材料。根据以上分析，本文选择了如下组合制作热管，铝—丙酮，铜—水，铜—甲醇，铜—乙醇，铜—丙酮。

3.1.3 充液量的计算

热管工作介质的灌注量要适度，如果充液量不足则会影响热管的性能，热管传热可能受到干涸极限的限制，如果充液过量则有可能阻塞冷凝段。标准热管的充液量可按式计算：

$$m = \varepsilon \cdot V_w \cdot \rho_l + V_0 \rho_0 \quad (3-2)$$

V_w ——吸液芯体积，

V_0 ——蒸汽腔体积,

ε ——吸液芯孔隙率,

ρ_l ——热管工作温度下的液体密度,

ρ_0 ——热管工作温度下的蒸汽密度。

对于简单的重力热管较佳的充液量与工质的特性有关。如果采用水为工质则可按照蒸发段容积为基准采用蒸发段容积的 25%~35%。

实验中加工的热管尺寸为内径 $d=12\text{mm}$, 外径 $D=16\text{mm}$, 长度 $L=1.5\text{m}$, 加热段长度为 $L_e=30\text{mm}$, 本文取系数为 1/3, 则蒸发段的容积可计算如下:

$$V_e = \frac{1}{4} \pi d^2 L_e = 0.25 \times 3.14 \times 0.012^2 \times 0.3 (\text{m}^3) \approx 34 \text{ml}$$

甲醇的密度: $\rho_1=0.7915 \text{ g/ml}$,

丙酮的密度: $\rho_2=0.79 \text{ g/ml}$,

乙醇的密度: $\rho_3=0.8 \text{ g/ml}$,

水的密度: $\rho_4=0.999 \text{ g/ml}$;

则可得到四种热管的充液量分别为:

甲醇热管 $m_1=8.97\text{g}$,

丙酮热管 $m_2=8.95\text{g}$,

乙醇热管 $m_3=9.07\text{g}$,

水热管 $m_4=11.32\text{g}$ 。

3.2 重力热管的加工

3.2.1 加工工艺简介

热管的加工工艺包括零部件的加工, 清洗, 焊接, 检漏, 工质填充, 密封保存等, 每一个步骤对于热管性能的优劣都有很大的影响。机械加工的好坏影响着热

管配合精度以及密封效果的好坏；部件清洗的清洁程度影响热管内部工质的纯度，如果有机械加工的金属屑以及油污等残留在管中，当充液后热管中容易出现不凝性气体从而影响热管传热性能；如果焊接不牢固，当热管在高热负荷下工作时，管内高压蒸汽有可能冲破封头使热管失效。

3.2.2 部件清洗

在热管管壳及端盖等机械加工过程中不可避免地受到脏物的污染，如果不进行清洗不仅使工质的浸润性能变坏，而且工质本身受到污染，传输性能降低，此外部件清洗的好坏直接影响焊接的质量。

清洗工艺一般由除油，除氧化膜，冲洗和烘干等组成。可采用溶剂除油，也可用化学除油。除氧化膜视材料而定，对铝和铝合金，可用碱液；对铜和铜合金以及不锈钢可用酸腐蚀。然后用清水冲洗干净，烘干后保存。无论是酸洗还是碱洗，时间都不宜过长，防止腐蚀过度，特别是轴向槽道热管和螺旋热管，过度的腐蚀会使槽道变宽，毛细力降低。具体的工艺如下。

1. 铝和铝合金管壳的清洗工艺

(1) 除油

将管壳浸泡在溶剂（酒精、四氯化碳）中，或将溶剂注入管内，然后将其排出，反复进行多次。

(2) 碱洗

将管壳浸在浓度为 10% 的氢氧化钠溶液中，溶液的温度保持在 60~70 摄氏度，清洗 1~2 分钟。碱液处理后，纯铝和防锈铝表面呈银白色，而且水能完全润湿表面，否则应再进行短时间清洗。

(3) 冲洗

用自来水冲洗管内外，除掉残存的碱液及反应生成物。

(4) 光化

将管壳浸在浓度为 10% 的硫酸重铬酸钾溶液中，溶液温度为 60~70 摄氏度，处理 5 分钟。

(5) 冲洗

用自来水冲洗管内外 15 分钟。

(6) 烘干

用热空气将管内壁吹干，用纸封住管口贮存。

2. 铜和铜合金管壳清洗工艺

(1) 溶剂除油

将管壳浸在有机溶剂酒精中

(2) 化学除油

溶液成分 苛性钠 15~30 g/l，磷酸钠 5~15 g/l，碳酸钠 30~45 g/l，水玻璃 5~15 g/l，溶液温度 70~80 摄氏度，直到将油除净为止。

(3) 冲洗

先用温度低于 50 摄氏度的热水冲洗，再用自来水清洗。

(4) 酸洗

用浓度为 10~15% 的硫酸溶液在室温下清洗 1 分钟。

(5) 冲洗

用自来水冲洗管内外 15 分钟。

(6) 烘干、贮存

在温度为 70~80 摄氏度的干燥箱内烘烤，直到水完全蒸发，用纸封住管口贮存。

3.2.3 检漏

热管作为一个密闭容器，不允许外部介质渗入及内部工质泄漏。因为很多客观因素存在，要做到热管绝对封闭也是十分困难的。就算焊缝没有孔隙，充液管口完全封闭，管壳材料本身的缺陷也会造成一定的泄漏。但是当漏率小于允许的最大值时就认为热管是合格的。

对检漏方法的主要要求是：灵敏度高，对管体无污染，腐蚀及其他破坏作用，设备操作方便，价格便宜。常用的检漏方法有：气泡法，热槽法，卤素法，氨检漏法，氨质谱仪检漏等等。

将热管充液管的开口与高压气瓶相接，使管内维持在热管最大压力的两倍左右，将待检部位置于水池中，或使用肥皂水涂敷，如果有气泡不断生成并长大，则表明有漏孔，标出位置以待修补。气泡法需要的设备简单，操作方便，适合细长热管。

热槽法的具体操作是将被检漏的管体注入清洁的低沸点液体，如丙酮、甲醇等封住充液管，再把它放入预先准备好的热水槽内，管内液体被热水加热温度升高，关内外压差大，只要内部压力高于外部压力管内液体蒸汽便通过漏孔跑出，在水中形成气泡，使用这种方法时应注意加入的液体不能与管壳发生化学反应，水槽水温也不宜过高。

卤素法则是将管内充入高压卤素气体，使用卤素探针探扫管体。卤素法灵敏度比较高，但是当出现大的漏孔之后会造成检“中毒”现象。氨检漏法和氦质谱仪检漏精度和准确度都比较高，但是氨气有毒，操作具有一定的危险性，而氦质谱仪设备复杂，也不容易掌握。因此在实验条件限制的情况下，本文采用了气泡法检验热管管体的气密性。并且在热管放置 24 小时，48 小时，72 小时后分别称重，热管重量变化小于 0.1g 就视为热管合格。

3.2.4 充液及灌装

充液是由管内抽真空，烘烤管体，注入工质，封口等几个步骤组成。根据实验条件设计了一套热管充装的实验台，它由阀门、储液瓶、管路，真空机等构成。如图 3-1 所示：

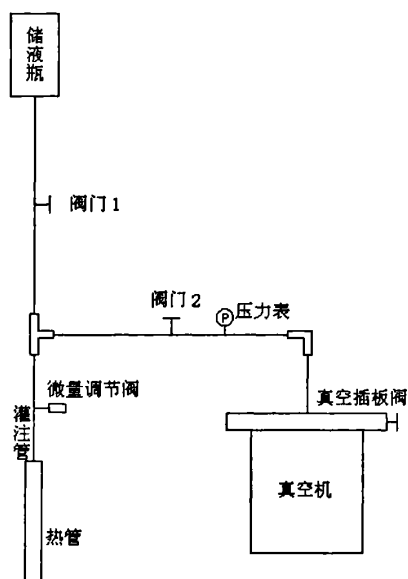


图 3-1 热管充装系统图

本充装实验台的工作原理是靠高速旋片式真空泵加涡轮分子泵双级抽取真空，然后在重力作用下液体注入到管中，整个管路系统为直径 6mm 的不锈钢管制作，其连接为卡套式刚性连接，保证连接的气密性，真空机由直连泵和涡轮分子泵组成，直连泵为真空机组的前级泵，由于真空系统容积小，两者可同时启动。具体操作过程如下：

(1) 将整个系统连接完毕，取下微量调节阀以下部分（包括微量调节阀、灌注管和热管），将取下的部分放到电子秤记录稳定后的示数。

(2) 打开所有阀门（阀门 1 除外）后启动真空机，当管内真空度达到 $6 \times 10^{-5} Pa$ 时进行烘烤。

(3) 直接启动真空机组烘烤按钮进行泵体和真空室的烘烤，同时，将热管放入热水浴中加热。

(4) 继续抽真空直到热管温度降为室温，关闭真空插板阀和阀门 2，然后打开阀门 1，继续打开微量调节阀，此时液体缓慢流入管内。

(5) 当液面达到预先标定的刻度线时关闭阀 1，关闭微量调节阀。

(6) 取下微量调节阀以下部分称重，计算充液量。

- (7) 当充液量过多时，底部加热热管使多余的蒸汽排出。
- (8) 当达到理想的充液量时关闭微量调节阀，用液压钳夹断灌注管（可暂时维持管内真空），迅速拿到氩弧焊机处将灌注管断口焊住。
- (9) 进行热管启动实验，粗略判定热管性能优劣。

3.2.5 热管检验

热管成品加工后用冷水冷却至室温，然后竖直放置一个小时后底部放入热水浴中，用手触摸热管顶部，如果能迅速感受到热管导上来的热就说明热管性能良好。在热管放置 24 小时和 48 小时后再次重复上述实验，如果热管启动良好，传热迅速且热量能够到达热管最顶部就说明热管合格，如果出现启动慢，或者热量无法到达热管顶部的情况就说明热管漏率较大，应采用适当的方法检查泄漏处，或者将改热管做不合格处理。成品热管图片如图 3-2 所示：



图 3-2 热管成品

3.3 本章小结

本章以热管的加工为中心，从热管的设计入手，先后论述了热管设计的基本原理及注意事项，并简单介绍了实验用热管的设计过程。通过比较分析，确定了热管加工及制造的工艺，详细介绍了从部件的机械加工到灌装封口等一系列工序，完整的工序包括零部件的机械加工，部件清洗，焊接，检漏，工质填充和封口。其中，热管加工过程难度最大的是最后一道工序即封口，在保证真空和保证焊接质量双重要求下，此工序成功率较低。精度要求较高的为填充工质的质量，由于管内外压差较大，填充工质质量相对较少，很难保证填充工质量为额定充填量。本章最后介绍了热管成品性能检验的简易操作方法。

第四章 重力热管性能测试

4.1 实验目的

热管加工完毕需要进行性能实验,以验证制造的热管是否能够良好地完成传热过程。通过测定热管轴向温度的分布来看热管等温性以及热管启动情况。通过对同一种热管在不同实验条件下的性能参数的测试总结出热管的倾斜角度,加热功率以及冷凝条件等因素对热管换热情况的影响。对不同种热管在同样的实验条件下的性能做测试,从而总结出不同工质热管传热特性异同。

4.2 实验过程及原理

4.2.1 实验台各组成部分

本实验台可以简单测定中低温热管的传热特性,包括热管启动温度,启动时间及热管稳定工作时的管体温度,通过简单计算可以得到热管的当量导热系数及热管的传热热阻等。

整个实验系统由实验段、加热系统、冷却系统、温度测量和数据采集系统和角度调节系统五个部分组成。

(1) 加热系统: 由 30V—10A 的直流稳压电源和电热阻丝组成,为了减少电热阻丝与热管管壁之间的接触热阻,在二者之间均匀涂上适量的导热硅脂。加热热流量由两台 30V—10A 的直流稳压电源来提供,热流量的大小能过调节直流稳压电源的电压和电流来改变。采用这种加热方式的原因有三:一是易于传输,电能容易通过导线长距离传输,自身损失和向空间散失极少;二是测量准确,电加热器采用纯电阻负载,加热功率容易通过直接施加在电阻的两端电压和通过负载的电流的乘积来计算。为了防止电阻丝附近的绝热材料被烧毁,在绝热材料与电阻丝之间放置耐高温的硅酸铝和阻燃的泡沫石棉板。

(2) 冷却系统: 热管的冷凝端采取水冷方式,整个水循环系统由水箱、水泵、

制冷机、水套、流量计和整个管路组成。具体流程为：循环水经水箱，通过水泵，进入制冷机进行水的冷却，之后管路分为两路，其中一路经过流量计进入热管冷凝段的水套，然后流入水箱；另外一路经球阀后直接流入水箱，此路称为水量调节支路，其目的是通过调节阀门的开度来调节流量计的流量。流量计采用量程为 16~160 升的玻璃转子流量计。水套进出口水温通过放置于进出口管内的铜-康铜热电偶测量。

(3) 温度测量和数据采集系统：该系统由铜-康铜热电偶、FLUKE NetDAQ2640A 和终端计算机构成。温度测试采用了 T 型热电偶。所有的热电偶信号送入 FLUKE NetDAQ 数据采集设备中，经过处理后存入电脑数据记录文件中。FLUKE Net-DAQ 是世界先进的数据采集设备，可以同时采集各种不同的信号，并具有信号变送功能。对于热电偶的信号，可以自动进行冷端补偿，使得测量系统的连接更加简单方便。

(4) 角度调节：从实验台实物图上可以看出，热管通过两点与实验台支架相连，支架上镶嵌了标尺，通过调节两点的位置来实现热管角度的调节。这种调节方式极其稳固，两点的控制也避免了热管在长度方向上的变形。

(5) 实验段就是实验的测量对象即各种工质及各种角度下的热管，热管本体均匀布置 T 型热电偶。

4.2.2 实验台理论布置图纸及实物图

本实验用热管长度均一致， $L=1.5m$ ，热管的加热段为均匀缠绕的电阻丝，长度为 $L_e=0.2m$ ，热管冷凝段为一长度 $L_c=0.3m$ 的循环水套，在热管管体上均匀布置 14 根铜-康铜热电偶用来测量热管管壁的温度。为了是加热段热量输入更加均匀，在电阻丝之间涂上导热硅脂，并用耐温石棉布包裹，如图 4-1 所示。

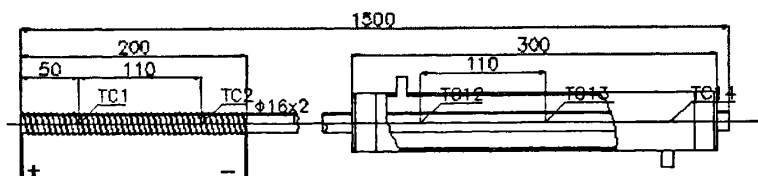


图 4-1 实验热管管体布置

实验台原理图及实物图如图 4-2 和图 4-3。

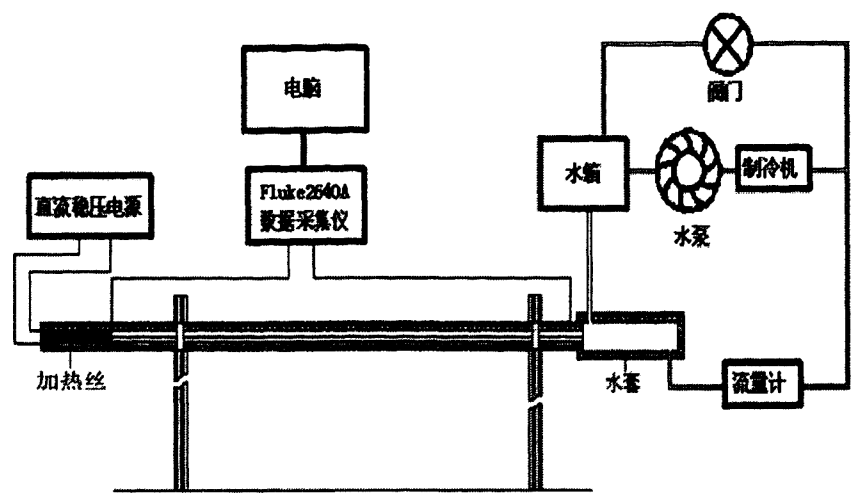


图 4-2 实验台原理图

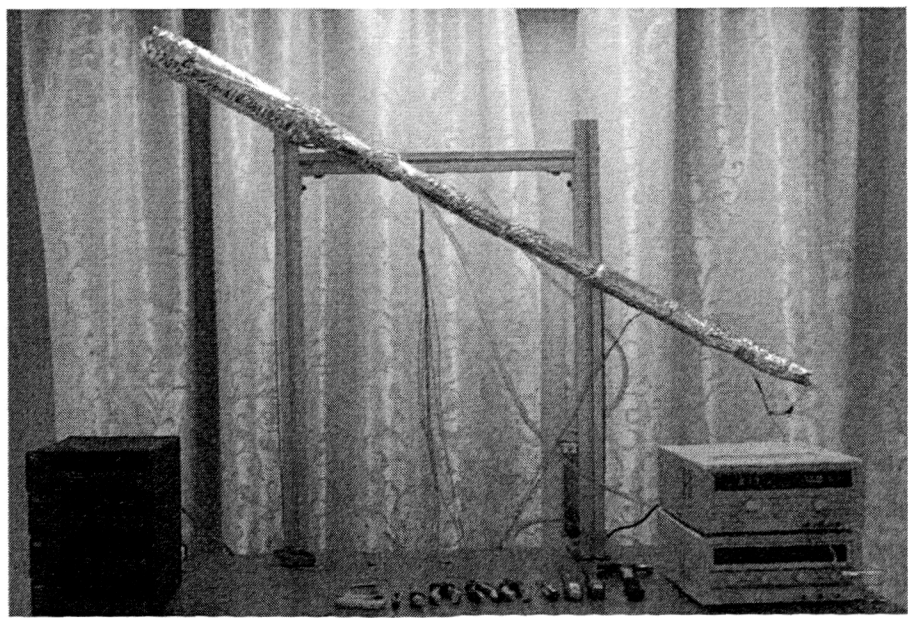


图 4-3 实验台实物图

4.2.3 实验操作过程

(1) 打开计算机和数据采集器 FLUKE NetDAQ, 起动采集器数据管理软件, 运行热管实验数据采集系统;

(2) 起动冷却水泵和制冷机, 调节水套进出口水温;

(3) 打开直流稳压电源, 调节电压和电流, 达到实验要求的发热功率所对应的电压值;

(4) 起动数据采集系统的自动采集功能, 开始自动记录热管在加热冷却过程的瞬态温度;

(5) 热管达到稳定的工作状态以后, 持续采集一定时间 (5—10min), 关闭自动采集功能, 数据记录结束, 关闭直流稳压电源, 循环水继续冷却热管, 直到热管表面温度恢复到环境温度。

4.3 重力热管性能评定

重力热管内部的传热过程十分复杂, 对于热管性能的评定只能在简化的基础上进行。总热阻 R 是重力热管的主要特性参数, 热阻的定义为 $R = \frac{\Delta T}{Q}$, 式中 ΔT 为蒸发段与冷凝段之间平均内壁温差, Q 为重力热管的传热量, 即加热效率。为了计算重力热管内的压力分布与温度分布, 需作以下假设与简化:

(1) 沿管壁轴向的导热可忽略不计;

(2) 冷凝段的壁温沿其长度保持不变;

(3) 沿蒸发段长度的热量输入是均匀的;

(4) 建立了稳定工况, 且没有热损失;

(5) 液池内的水平面在沸腾后保持原有高度;

(6) 在液池内也蒸汽空间中, 工质的饱和温度与饱和压力有同样的单值函数关系, 即 $T = f(p)$ 。

4.3.1 重力热管的热阻、压力分布和温度分布

在实验中可以通过改变电流和电压来控制加热功率,可以通过改变冷凝条件来控制管内蒸汽温度 T_v 。通过测定加热功率和管内蒸汽温度可以得到热管内的温度分布和压力分布。

已知实验中重力热管的蒸发段的长度 $L_e = 0.2\text{m}$, 冷凝段 $L_c = 0.3\text{m}$, 热管总长 $L = 1.5\text{m}$, 可以得到热管内部的压力分布如下:

在液池内部

$$0 < x < L_p \text{ 时, } p(x) = p_v + \rho_l g(L_p - x), \quad (4-1)$$

在液池以上

$$L_p < x < 1.5 \text{ 时, } p(x) = p_v, \quad (4-2)$$

通过假设中的饱和压力和饱和温度之间的单值函数关系,可以得到重力热管内部饱和温度的分布如下:

在液池内时

$$0 < x < L_p, \quad T_1(x) = f(p(x)), \quad (4-3)$$

在液池以上

$$L_p < x < 1.5, \quad T_1(x) = T_v, \quad (4-4)$$

以上得到的是管内蒸汽的温度,从而可以得到热管管壁上的温度分布如下:

在蒸发段液池内

$$T_w(x) = T_1(x) + \frac{Q_e}{h_e}, \quad 0 < x \leq L_p, \quad (4-5)$$

在蒸发段液池以上部分

$$T_w(x) = T_1(x) + \frac{Q_e}{h_f}, \quad L_p < x \leq L_e, \quad (4-6)$$

在绝热段时

$$T_w(x) = T_1(x), \quad L_e < x \leq L_e + L_a, \quad (4-7)$$

在凝结段时

$$T_w(x) = T_1(x) - \frac{Q_c}{h_c}, \quad L_e + L_a < x \leq L \quad (4-8)$$

L_p ——液池内的深度,

Q_e ——热管加热段的热流密度,

Q_c ——热管冷凝段的热流密度。

从以上个段管壁温度的表达式可以看出, 壁面温度与热流量呈线性关系, 在蒸发段随着热流量的增大壁面温度是上升的, 而凝结段的壁面温度随着凝结换热量的增大而降低。而热管的加热段的热流量和冷凝段的热流量归根到底是由加热功率和冷凝条件所决定的, 因此对热管管壁温度影响最大的因素是热管加热段的输入功率和冷凝段的冷凝条件。

4.3.2 重力热管的当量导热系数

目前热管的传热性能大都采用等效导热系数(当量导热系数)来评价, 即在保证热管传热功率与温差相同的条件下, 把一根热管的实际换热状况等效成一根尺寸与热管相同的实心圆杆, 且热量从杆的一端以单纯导热的方式传向另一端, 等效的结果可把热管等效成一根导热性能极佳的金属杆, 这样, 热管就具有了很高的导热系数, 一般比现有金属材料大几个数量级。

通过图 4-4 所示的热管热阻网络图可以分析热管等效导热系数的数学表达式。

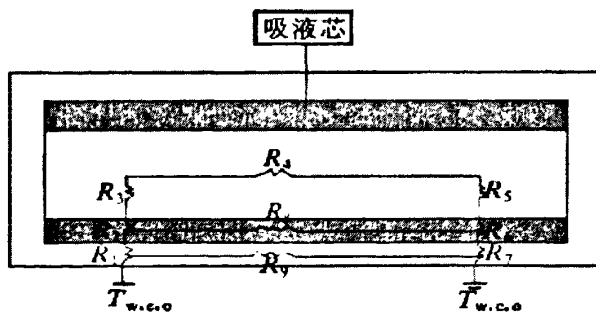


图 4-4 热管热阻网络示意图

其中, R_1 与 R_7 分别为热管管壁在蒸发段与冷凝段的导热热阻, R_2 与 R_6 分别为蒸发段与冷却段的吸液芯的导热热阻, R_3 与 R_5 分别为蒸发段的沸腾换热与冷却段的冷凝换热热阻, R_4 为蒸汽自蒸发段到冷凝段的传热热阻, R_4 的相对热阻很小, 在计算总热阻时通常忽略不计, R_8 和 R_9 分别为吸液芯的轴向导热热阻和热管管壁的轴向导热热阻, 但是通常 R_8 和 R_9 相对较大, 在热阻网路中视为开路。所以, 热

管的总热阻为: $R = \sum_{i=1}^7 R_i$, 即

$$R = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda L_e} + \frac{\ln(d_i/d_f)}{2\pi\lambda L_c} + \frac{1}{\alpha_e \pi d_f L_e} + \frac{1}{\alpha_c \pi d_f L_c} + \frac{\ln(d_i/d_f)}{2\pi\lambda_f L_c} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda L_c} \quad (4-9)$$

d_i, d_o ——热管管壳的内外径,

L_c, L_e ——热管冷凝段和蒸发段的长度,

λ ——管壳的换热系数,

λ_f ——浸有工质的吸液芯的有效导热系数,

α_c, α_e ——冷凝段的冷凝换热系数和蒸发段的蒸发换热系数,

通过傅立叶导热定律, 可以求得热管的等效导热系数 λ_{eff} ,

$$\lambda_{eff} = \frac{4L^2}{d_o^2} \cdot \left[1 / \left(\frac{\ln(d_o/d_i)}{2e} + \frac{\ln(d_i/d_f)}{2e\lambda_f} + \frac{\lambda}{\alpha_e d_f e} + \frac{\lambda}{\alpha_c d_f c} + \frac{\lambda \ln(d_i/d_f)}{2\pi\lambda_f} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2c} \right) \right] \cdot \lambda \quad (4-10)$$

其中 $e = L_e / L$, $c = L_c / L$,

当对象是没有吸液芯的重力热管时, 上式可以简化为:

$$\lambda_{eff} = \frac{4L^2}{d_o^2} \cdot \left[1 / \left(\frac{\ln(d_o/d_i)}{2e} + \frac{\lambda}{\alpha_e d_f e} + \frac{\lambda}{\alpha_c d_f c} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2c} \right) \right] \cdot \lambda \quad (4-11)$$

4.4 热管性能评测的新方法

当量导热系数评定热管性能直观，而且参数易于测量，操作方便。同时也存在不足之处。由上式可以看出，热管越长，管径越细，即使蒸发段的沸腾换热系数与冷凝段的冷凝换热系数不是很高，其等效的导热系数也会很大，这正是等效导热系数的不足之处。

把等效对流换热系数引入该模型有：

$$\alpha_{eff} = \frac{2\lambda Q(L_c + L_e)}{2\pi\lambda d_i(T_{w,e,o} - T_{w,c,o})L_c L_e - Qd_i(L_c + L_e)\ln(d_o/d_i)} \quad (4-12)$$

其中 $\alpha_{eff} = (1-f)\alpha_e + f\alpha_c$,

α_{eff} 是介于沸腾换热系数 α_e 和冷凝换热系数 α_c 之间的一个加权平均值，是热管内部沸腾与冷凝两种传热过程的综合反映^[62]，而且式(4-12)右边的参数也都是可以通过实际测量得到的，因此用等效的对流换热系数来评价热管尤其是重力热管的传热性能是比较客观的，也利于实际的操作。

4.5 本章小结

本章内容以热管的性能测试为中心，围绕这个中心先后介绍了性能测试的目标和实现这些目标所进行的实验的设置，以及热管性能评价的标准。最新的研究有人指出，应用等效对流换热系数来评价热管性能更客观，本文采用传统的当量导热系数作为热管性能评价的指标。

针对热管的性能测试搭建了实验平台，该实验台由实验段、加热系统、冷却系统、温度测量和数据采集系统、角度调节系统等组成。对于热管蒸发段加热，温度测量以及冷凝方式做了详细说明，并对实验的操作步骤做了详细介绍。

第五章 热管性能实验结果分析

5.1 热管启动温度和启动时间

热管内的工质只有达到其沸点时才会发生剧烈的沸腾与凝结，相变过程中才能交换大量的热，当温度低于工质的沸点时，热管内的换热过程非常缓慢，换热量非常小，以至于相对于剧烈换热时的换热量来说，认为这种情况下的热管没有开始工作。也就是说热管客观地存在着某个温度的界限，当温度达到该界限时热管启动开始工作，当温度低于该界限时热管不启动。这一温度界限被称为热管的启动温度。

从加热端开始加热到热管达到启动温度时的时间可称之为热管的响应时间，也称热管的启动时间。

对于不同的工质，热管的启动温度和启动时间是不同的。对于同一根热管，在不同的加热功率下，在不同的倾斜角度下，其启动温度和启动时间也有很大差别。如图 5-1 所示，图中给出了铜-丙酮，铜-甲醇，铜-水三种热管在 30 度倾角 60W 的加热功率下自然冷却时的启动温度和启动时间。

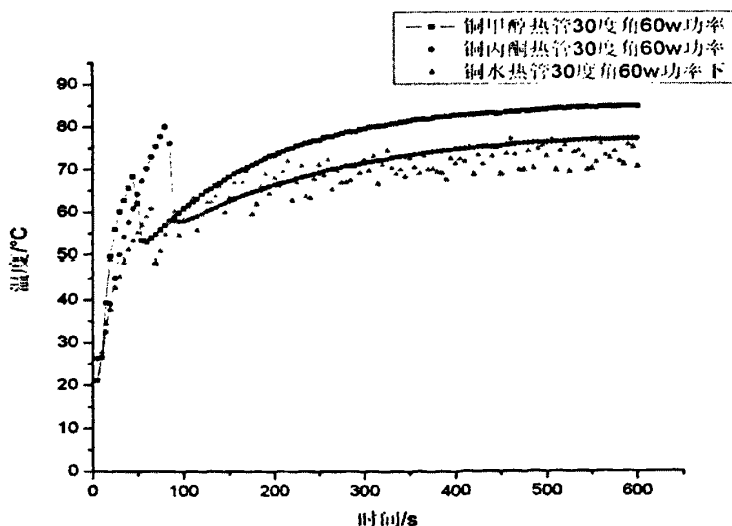


图 5-1 三种热管在 30 度角 60W 加热功率下的启动温度和启动时间

由图 5-1 可知，在 30 度倾角 60W 加热功率下，铜—水热管的启动温度最低，铜—甲醇热管次之，铜—丙酮热管的启动温度最高。而铜—甲醇热管的启动时间最短，铜—水热管次之，铜—丙酮热管的启动时间最长。工质本身的特性决定了相同条件下丙酮的启动温度要比甲醇的低，水的启动温度最高。实际中的结果却完全相反。在这里热管的加工工艺对于热管的启动温度和启动时间影响颇大。加工工艺的好坏直接影响热管的真空度，而真空度的好坏直接表现为启动温度的高低和启动时间的长短。

同样得到 60 度倾角 60W 加热功率下的启动温度和启动时间图线。

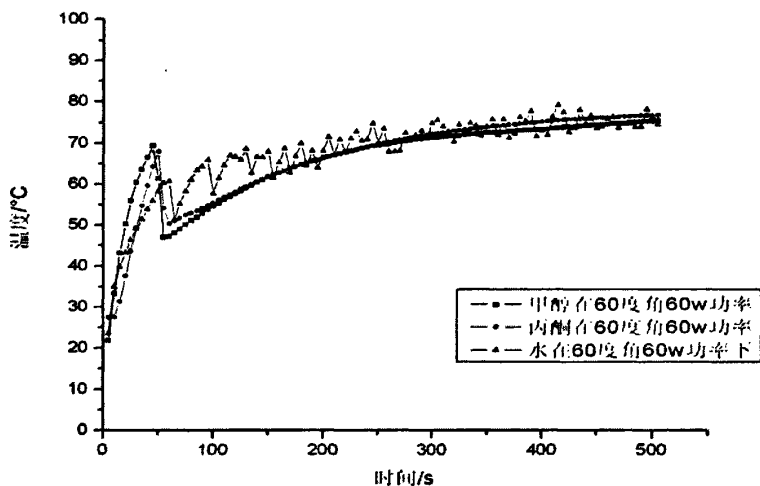


图 5-2 三种热管在 60 度角 60w 加热功率下的启动温度和启动时间

从图 5-2 可知，在 60 度倾角，60W 加热功率下，铜—水热管的启动温度仍然是最低，启动时间仍是最长。而甲醇热管启动时间是最短的。另外一个方面，丙酮在高温下的液体粘度也比甲醇和水的高，在同样的条件下，丙酮的启动要比水和甲醇要困难一些。

对于同一根热管，在不同的加热功率下，其启动的温度和启动的时间也是由很大差别的。在自然空冷条件下，呈 60 度角放置的铜—甲醇热管在 20w, 40w, 60w, 90w, 120w, 150w 加热功率下，其启动温度和启动时间也表现出差异，如图 5-3 所示。

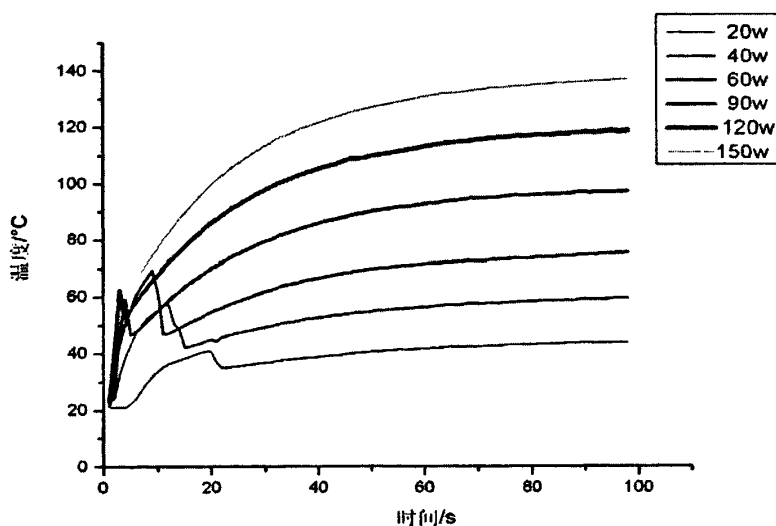


图 5-3 60 度倾角时铜-甲醇热管在不同功率下的启动温度和启动时间

热管的启动温度随着加热功率的增加有所升高，受外界扰动等因素的影响，启动温度并非完全随功率的增加而升高。但是启动的时间确是随着加热功率的增加而减小。20w 时的热管要经过 20 多秒的时间开始启动，但当加热功率达到 150w 时，热管在小于 5 秒的时间内迅速启动。

5.2 相同功率下的不同热管的轴向温度分布

热管是依靠自身内部工作液体的相变来实现传热的传热元件，其内腔的蒸汽处于饱和状态，饱和蒸汽的压力取决于饱和温度，饱和蒸汽从蒸发段向冷凝段所产生的压降很小，根据 Clausius-Clapeyron 方程可知，温降亦很小，因而热管具有优良的等温性。

本组实验是在自然空冷状态下进行的，三根热管均呈 45 度倾角布置，分别在加热端加以 20w, 40w, 60w, 90w, 120w, 150w, 200w 的加热功率在热管启动并达到稳定工作状态以后，分别得到热管各测点的温度分布如图 5-4、图 5-5、图 5-6。

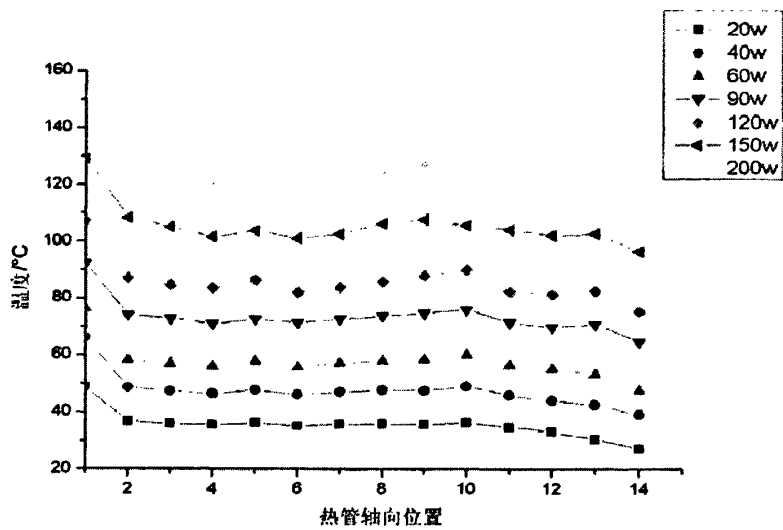


图 5-4 45 度角时铜-水热管在不同加热功率下的轴向温度分布

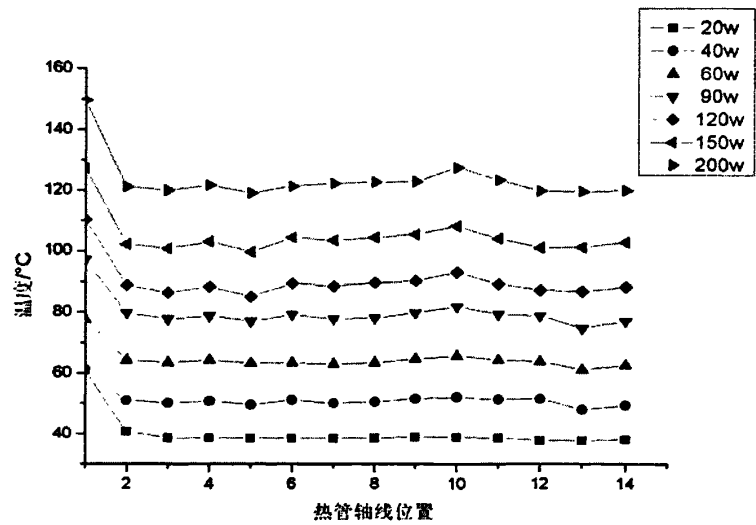


图 5-5 45 度角时铜-丙酮热管在不同加热功率下的轴向温度分布

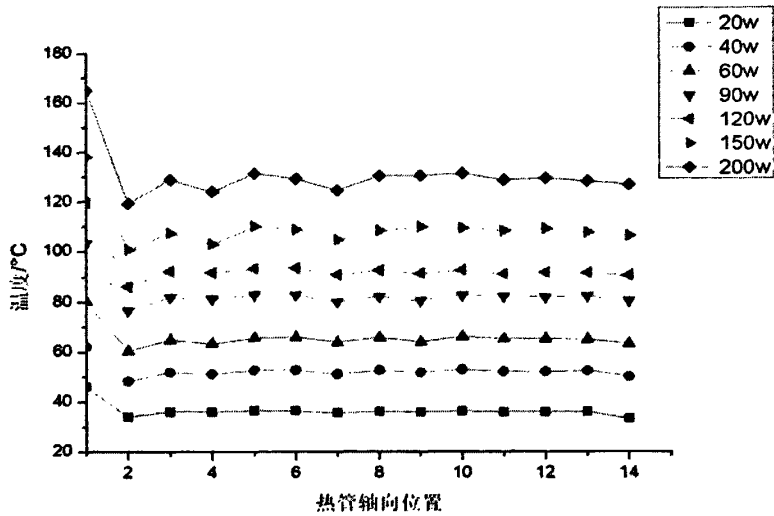


图 5-6 45 度角时铜-甲醇热管在不同加热功率下的轴向温度分布

由图 5-4、图 5-5、图 5-6 中的图线可以看出，三种热管沿热管轴线方向表现出了良好的等温性。加热段温度偏高，冷凝段温度稍低，绝热段温度基本一致。随着加热功率的增加，热管在更高的温度下达到稳定。

虽然在等温性上三种热管表现出了高度的一致性，但是具体到某一个相同的加热功率时，三种热管在稳定工作温度上存在差异。如图 5-7 和图 5-8 所示，将 45 度倾角时的三种热管同样在 20w 和 90w 时的稳定曲线整理到同一组图线中可以得到：

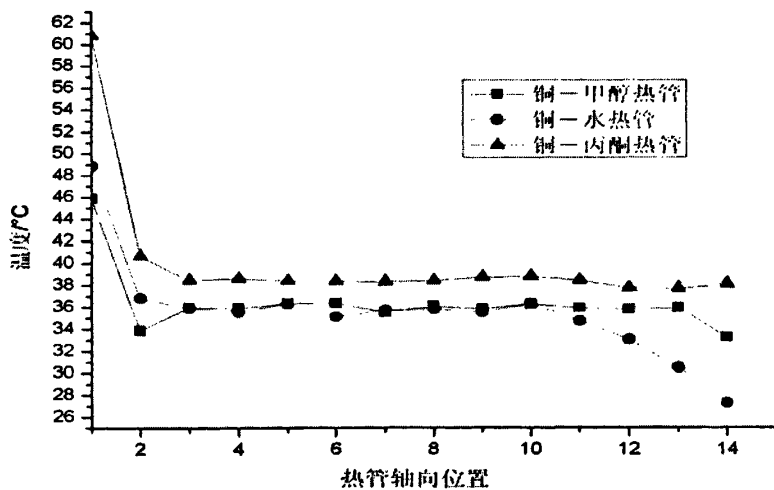


图 5-7 三种热管在 45 度倾角 20w 加热功率下的轴向温度分布

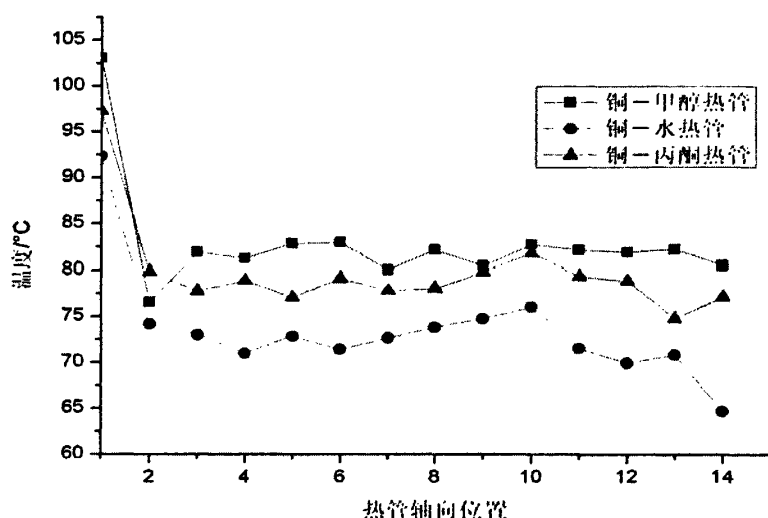


图 5-8 三种热管在 45 度倾角 90w 加热功率下的轴向温度分布

由此可以看出铜-甲醇热管和铜-丙酮热管在 45 度角 20w 和 90w 加热功率下的稳定温度大体一致，且两者的稳定温度均比铜-水热管的高。三种热管达到稳定后轴向温度都有一定的动态波动，但温度始终不会偏离某一个特定值。铜-水热管的轴向温度分布表现出了极大的波动性。伴随着温度的波动，实验中可以听到清晰的水击声音。分析其中的原因，这种不稳定现象是重力热管中的液体冲刷运动，由于径向热流密度比较大，蒸发段的沸腾比较剧烈，由于气泡的膨胀和破裂，造成液体发生紊乱运动，大量的液体被冲刷到管子的上部，在重力作用下液体又迅速回流，形成周期性的冲刷现象，热管管壁的温度也相应地表现出周期性地波动。而且加热功率越大，铜-水热管所表现出的这种温度波动越剧烈。

5.3 热管轴向温差随着角度和功率的变化

三种热管在 90w 加热功率下的轴向温差随着热管布置角度的变化曲线参见图 5-9，从图中可以看出三种热管在水平位置工作时即呈零度角布置时的轴向温差最大，而热管倾角大于零度时热管的轴向温差基本相同，在竖直布置时即热管呈 90 度角布置时的轴向温差是最小的。这种趋势是由重力热管的特性决定的，重力热管由工质所受重力驱动液体回流，布置角度大重力在竖向的分力大，提供热管循环的动力就大，管内工质循环加速，热量分布更加均匀，因此两端的温差就小。

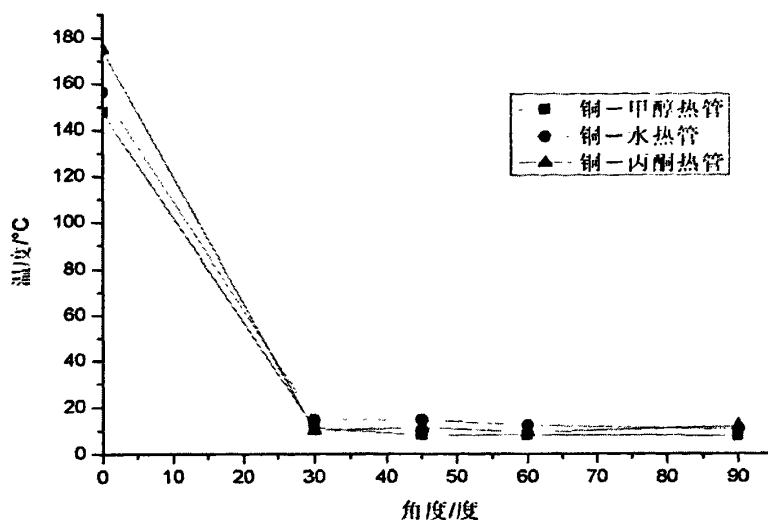


图 5-9 热管轴线温差随着角度的变化

图 5-10 给出了三种热管在不同加热功率下的轴向温差之间的对比图线，从图中可以看出铜-水热管轴向温差虽有起伏，但在中等加热功率下，铜水热管的轴向温差呈水平分布。而铜-丙酮和铜-甲醇热管的轴向温差曲线却是随着加热功率的增加呈上升趋势的。

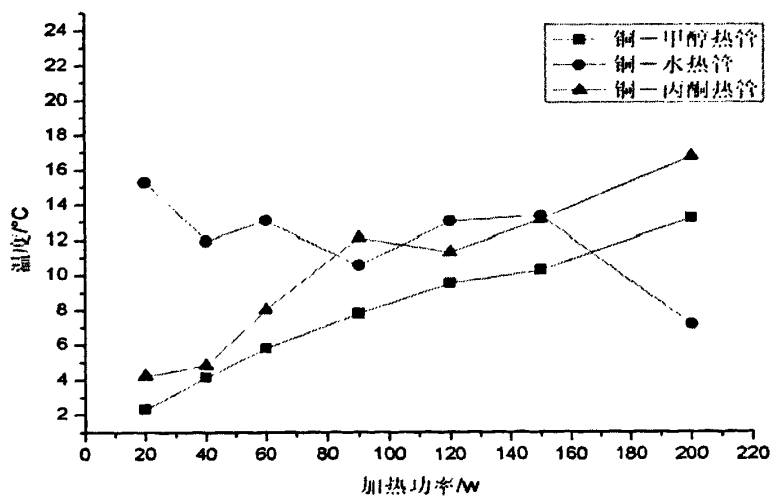


图 5-10 热管轴线温差随着加热功率的变化

影响轴向温差的因素很多，比如工质液体的表面张力大小，工质的汽化潜热，再就是工质的比热容。在轴向槽道热管中，液体的表面张力大小对轴向温差起决

定性的影响，但在重力热管中表面张力的尺寸相对于其他两者来说是次要的。

在 60°C 时，水的汽化潜热是 2359 KJ/Kg ，而丙酮的是 517 KJ/Kg ，甲醇的是 1130 KJ/Kg 。工质汽化潜热的大意味着在同样的条件下，可以把更多的热量从蒸发段带到冷凝段。所以同样加热功率下，铜-水热管蒸发段与冷凝段之间可以维持在一个基本稳定的温度差之下。另外，水的密度比丙酮和甲醇的大，在同样体积的蒸发空间内，所包含的水的质量比丙酮和甲醇的都要大，同样体积的水要比同样体积的甲醇和丙酮从蒸发段带走更多的热量，因此密度上的差别强化了汽化潜热对轴向温差的影响。

同温度下的水比热容要比甲醇和丙酮都要大。比如在 40°C 时，水的比热容是 $4.18\text{ KJ/(KG}\cdot\text{K)}$ ，丙酮为 $2.22\text{ KJ/(KG}\cdot\text{K)}$ ，甲醇为 $2.52\text{ KJ/(KG}\cdot\text{K)}$ 。同温度下的水的比热容要比丙酮的大一倍。就是说水要比甲醇和丙酮具有更高的热稳定性，在同样的加热功率情况下，水的温度变化要比甲醇和丙酮的都要小。反映到蒸发段与冷凝段的温差上，铜水的热管的温差也要比丙酮和甲醇的都要小。

5.4 蒸发段和冷凝段的当量导热系数随着加热功率的变化

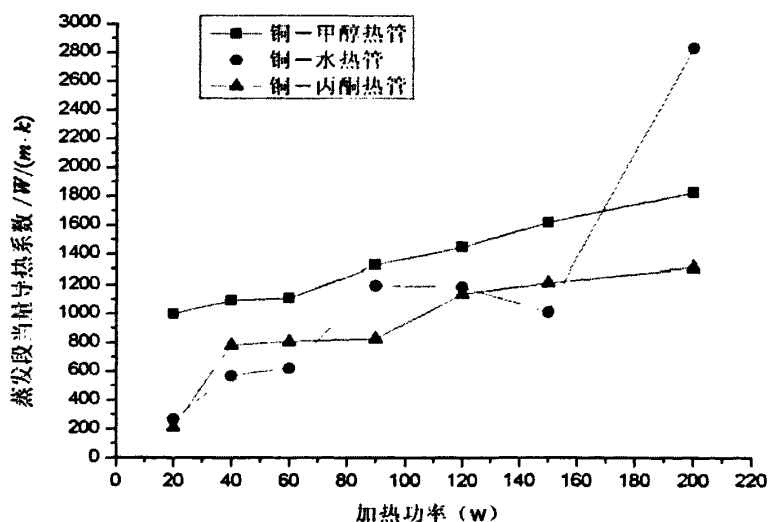


图 5-11 三种热管蒸发段当量导热系数随着加热功率的变化

由图 5-11 可知，铜-甲醇热管，铜-丙酮热管和铜-水热管三种热管的蒸发段当

量导热系数随着加热功率的变化均呈上升趋势，而且，增长的趋势近似直线关系，其中铜-水热管由于内部换热过程波动剧烈，其蒸发段当量导热系数的变化也呈现一定的波动性，但总的趋势是上升的。导致这种现象的原因主要是由于加热功率 Q_e 增大，热流密度 q_e 增加，壁面汽化核心增加，气泡产生的频率加快，使蒸发段汽化加剧，气泡扰动增加，于是蒸发段的当量导热系数就增加。

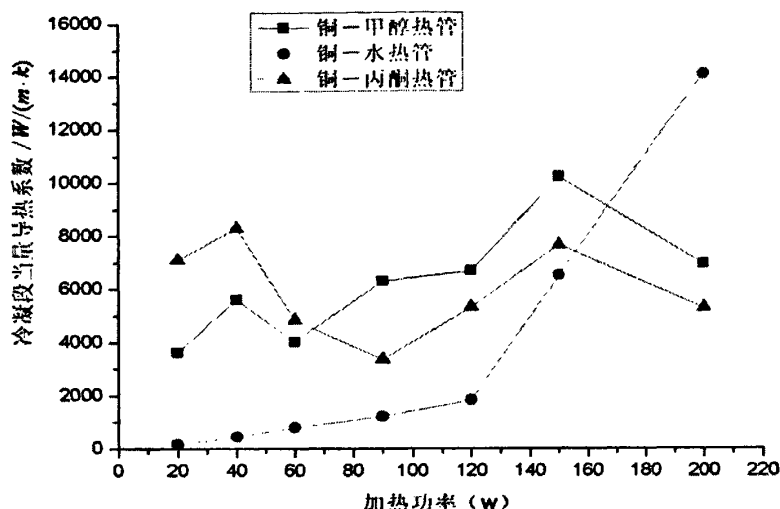


图 5-12 三种热管冷凝段当量导热系数随着加热功率的变化

由图 5-12 可以看出，随着加热功率的增加，三种热管的冷凝段的当量导热系数呈现波动增加的趋势，即整体呈增加的趋势，但在功率为 60w 左右和 200w 左右时铜-甲醇热管和铜-丙酮热管的当量导热系数出现波动。造成这种现象的原因主要有以下两点。首先，随着加热功率的增加，热流密度是增大的，在换热面积基本不变的情况下，当量导热系数必然增加，其次，这三种热管的真空度没有达到理想的状况，在热管的冷凝段存在少量的不凝性气体。在加热功率较小的情况下，蒸发段和绝热段的饱和蒸汽的压力较低，这时不凝性气体所占的冷凝段的有效长度相对较大，故而有效的冷凝长度小，所以冷凝段等效的导热系数就小。随着加热功率的增加，管内饱和蒸汽的压力增加，不凝性气体所占的冷凝段的长度小，有效的冷凝段长度增加，所以等效的导热系数就大。但这种趋势主要是由热流密度的增加所决定的。

5.5 蒸发段和冷凝段的当量导热系数随着角度的变化

随着角度的增大，加热段的当量导热系数呈上升趋势，这种趋势近似于线性关系，参见图 5-13。

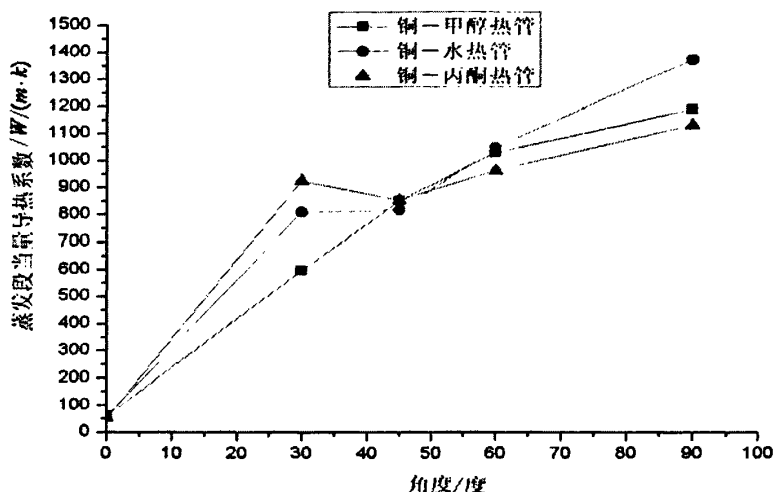


图 5-13 90w 加热功率下蒸发段当量导热系数随着角度的变化

但这种趋势不是简单的线性关系所能描述的，有人通过数值拟合的方式得到了热管布置角度和当量导热系数之间的关系如下：

$$h_c = 480q^{0.54}t_v^{-0.5}3.5^{\sin\varphi}$$

h_c ——当量导热系数，

q ——加热功率，

t_v ——热管工作温度，

φ ——热管布置的角度。

公式适用范围 $20^{\circ}\text{C} \leq t_v \leq 30^{\circ}\text{C}$ ， $50\text{W} \leq q \leq 110\text{W}$ ，并且只是针对于轴向的槽道热管适用^[63]。

从图 5-14 中可以看出，虽然不是严格与加热段当量导热系数趋势一致，冷凝段的当量导热系数随着角度的增加也是增加的。随着角度的增加，重力沿着竖直

方向的分力增大，即热管中冷凝液体回流的动力增大，热管内换热过程加快，换热的程度变得更加剧烈，因而，当量导热系数也随着增大。

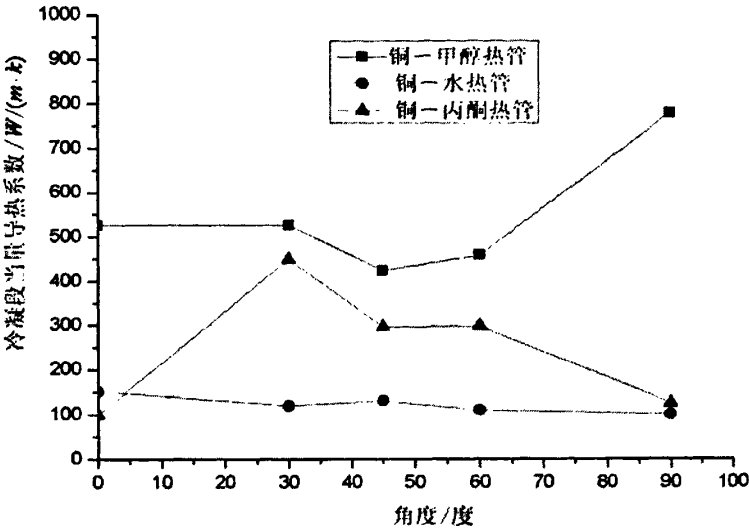


图 5-14 90w 加热功率下冷凝段当量导热系数随着角度的变化

5.6 铜-甲醇热管和铜-水热管在不同的冷凝条件下的热性能对比

以上对比了在相同的实验条件下，不同工质的热管所表现出的传热性能上的差异。实验条件不同时，不仅不同工质的热管的传热性能不同，同一种热管所表现出的传热性能也是不同的。

下面讨论的是铜-甲醇热管和铜-水热管分别在 90 度角度和 90w 的加热功率下不同的冷凝条件时的传热性能的对比情况。其中空冷即不加强制对流循环，仅在室温下自然冷却。水冷是指在热管的冷凝段设置长度为 30cm 的冷凝水套，其中通以 100l/h 的循环冷却水。

5.6.1 不同冷凝条件下的稳态温度曲线

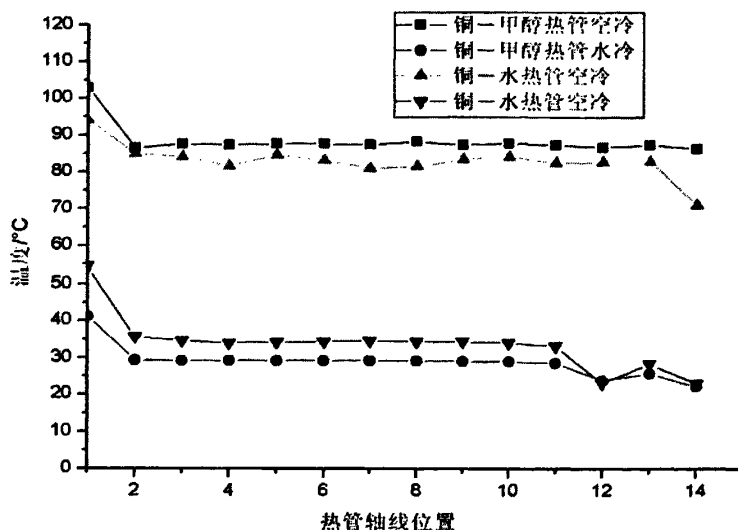


图 5-15 两种热管不同冷凝条件时的稳态温度分布

铜-甲醇热管和铜-水热管在空冷和水冷时的稳态温度分布曲线如图 5-15 所示，从图中可以看出，水冷对于热管管壁温度的影响非常大，相同加热功率下水冷时的管壁温度比自然空冷时的低 60°C ，同时发现空冷时，铜-甲醇热管稳态时管壁温度要比铜-水热管稳态时管壁温度高大约 5°C ，当水冷时铜-甲醇热管稳定时的管壁温度却比铜-水热管稳定时管壁温度低大约 5°C 。这种现象是由甲醇和水这两种工质的物理特性所决定的，水的比热容比甲醇的要大，相同幅度的功率变化所能引起的水的温度变化要比甲醇的小。

5.6.2 不同冷凝条件下轴向温差随着加热功率的变化

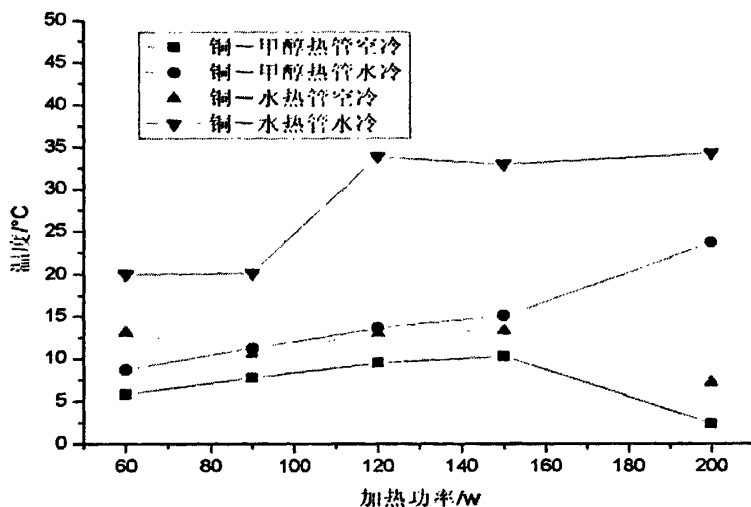


图 5-16 不同冷凝条件时两种热管轴向温差随着加热功率的变化

图 5-16 给出了铜-甲醇热管和铜-水热管在不同的冷凝条件下轴向温差随着功率的变化曲线, 从图中可以看出, 两种热管水冷时的轴向温差均比空冷时的轴向温差大, 而且空冷时随着加热功率的增大, 轴向温差出现减小的趋势。通过对图 5-11 的分析, 影响热管轴向温差的因素很多, 但造成不同冷凝条件不同轴向温差不同的主要因素是热管的真空度问题。从图 5-15 中可看出, 90w 的加热功率下, 空冷和水冷两种工况热管的稳定工作温度相差 60°C , 实验中还知道水冷对于热管冷凝段的冷却效果是十分理想的, 加热功率在 200w, 水冷时热管的工作温度也维持在很低的水平, 所以, 随着功率的增大, 两种冷凝条件下的温度差别会急剧增大。由于不凝性气体的存在, 在冷凝段的端部形成气塞, 空冷时温度较高, 热管内部的饱和蒸汽压力就高, 在高压下气塞占据很小的空间, 冷凝段在自然空冷时的表面换热系数低, 因此, 冷凝段温度与绝热段相比只有很小的下降。但是水冷时的热管工作温度很低, 饱和蒸汽的压力就低, 在低的压力下, 不凝性气体占据冷凝段的大部分空间, 使得有效的冷凝段长度减小, 热量集聚在加热段, 导致了轴向的温差变大。

5.6.3 不同冷凝条件下热阻随着加热功率的变化

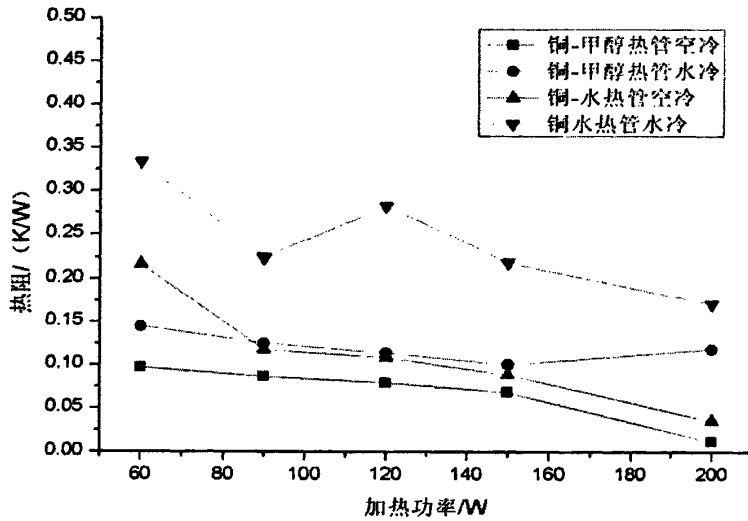


图 5-17 不同冷凝条件下两种热管热阻随加热功率的变化

图 5-17 给出了两种热管在不同的冷凝条件下的热阻随着加热功率的变化，从图中曲线可以看出随着加热功率的增加热管的热阻是减低的，而且空冷时的热阻要比水冷时的低。在加热功率和热管外形（传热面积）不变的情况下，这种趋势主要是由于热管的轴向温差来决定的，但是由于热管的热阻针对于热管的整个传热过程来讲的，因此热管传热的每个环节都会对热管热阻产生影响，因此，热管的热阻并不能完全反应热管传热性能的优劣，热阻并不是与热管的轴向温差的变化趋势完全一致。

5.6.4 不同冷凝条件下的当量导热系数

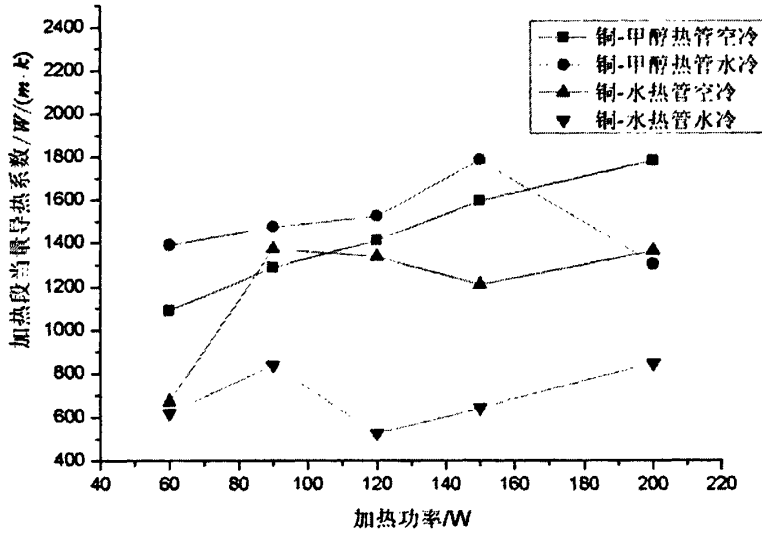


图 5-18 不同冷凝条件下两种热管加热段当量导热系数随着加热功率的变化

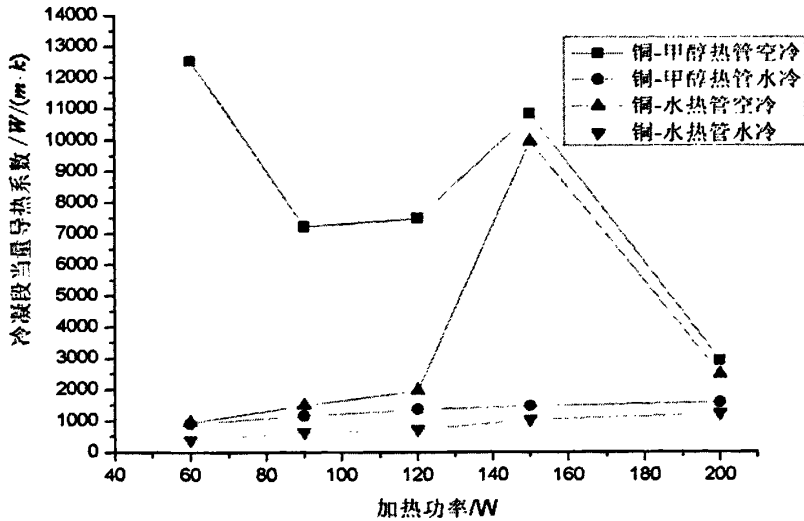


图 5-19 不同冷凝条件下两种热管冷凝段的当量导热系数随着加热功率的变化

从图 5-18 和图 5-19 可以看出,热管的当量导热系数在一个很大的范围内变化,从 $500 \text{ W/(m}\cdot\text{k)}$ 到 $12500 \text{ W/(m}\cdot\text{k)}$, 就是最小值 $500 \text{ W/(m}\cdot\text{k)}$ 也比纯铜的导热系数 $380 \text{ W/(m}\cdot\text{k)}$ 高, 最大值比纯铜的导热系数高 30 多倍。从图中可以看出, 不同的冷凝条件对于热管的当量导热系数也是影响很大的, 铜-甲醇热管和铜-水热管的

当量导热系数在空冷时均比水冷时的值大。而且随着加热功率的增加，当量导热系数都有增大的趋势。这是因为相同的热流量时，空冷时的轴向温差要比水冷时的小，所以当量导热系数空冷时的要比水冷时的大。

5.7 本章小结

本章对铜-水热管，铜-丙酮热管和铜-甲醇热管三种不同热管在相同的实验条件下传热性能的差异，以及同种热管在不同实验条件下的传热性能的差异做了实验对比。通过分析发现，在相同的加热功率下，铜-水热管具有较低的轴向温差，即铜-水热管的等温性能优于其余两种热管。并且，铜水热管优良的等温性能在大功率下表现的更为明星。当加热功率达到 180W 时，其余两种热管的轴向温差均在 10°C 以上，而铜-水热管的轴向温差则维持在较低的数值。本章尤其以铜-水热管和铜-甲醇热管作为对比对象，比较了两者在不同的冷凝条件下的传热性能，从图线中可以发现，无论何种冷凝方式，相同条件下的铜-甲醇热管的轴向温差均比铜-水热管大，当量导热系数也比铜-水热管大。同时强制水冷对于任何一种热管热性能的提升具有重大影响。

第六章 全文总结及展望

本文通过实验首先测定了三种热管即铜—丙酮热管，铜—甲醇热管，铜—水热管在相同的实验条件下的不同的传热性能，主要包括启动温度和启动时间的不同，稳态时的工作温度的差异，以及热管温度工作时的温差和当量导热系数的不同。通过改变实验的条件，本文得到了各热管的传热性能随着热管的布置角度和加热功率而变化的趋势。

通过对实验的总结和分析发现：

(1) 不论是哪种工质的热管，其启动的温度都是基本恒定的，但是启动的时间却因为加热功率的不同而长短各异，当加热段的功率比较大时，热管启动的时间就相对短，热管启动迅速，反之亦然。

(2) 热管稳态工作时的温度主要由热管工质的物理性质和热管的冷凝条件来决定。实验中的三种热管，相同功率下铜—水热管稳定工作时的温度最低，小功率时铜—甲醇热管的工作温度低于铜—丙酮热管，在较大功率下铜—甲醇热管的稳定工作温度比铜—丙酮热管的高。

(3) 冷凝条件对于热管的影响是巨大的，同一根热管在不同的冷凝条件下，热管的工作温度以及热管的管体的温度分布也是不同的。实验结果表明，在热管的冷凝端加强制对流循环可以明显降低冷凝段的温度，同时明显降低热管的工作温度，导致较大的轴向温差。

(4) 当量导热系数可以很好的描述热管的传热性能优劣，实验中比较了不同种类的热管在相同的实验条件下的当量导热系数以及相同的热管在不同的实验条件下的当量导热系数的异同。通过实验发现，铜—水热管在小功率下的当量导热系数较小，而在较大功率下的导热系数比铜—甲醇和铜—丙酮热管的当量导热系数大。此外，冷凝段自然对流循环时的当量导热系数要比强制对流时的当量导热系数高，原因是冷凝段自然对流循环时的轴向温差比较小。在冷凝段相同的强制对流循环条件下，热管方位越接近竖直方向，当量导热系数就越大，因为重力加

速了液体的回流，使得热管管体温度趋于一致。

通过实验可以判定，本实验测试的热管性能基本合格，传热性能优良，各种参数变化与计算基本一致，但是实验中发现了热管真空度的不足，从而影响了对于热管轴向温差以及热阻的分析精度。通过对热管设计及加工的实际操作，对于后续的热管加工和热管实验本文提出如下建议：

（1）严格控制热管清洗工艺，根据不同材料，严格按照配方调配洗液，对液池温度控制也要严格。

（2）改进热管封焊技术，本实验采用冷焊后氩弧焊焊接的方法，中间过程存在漏气现象，热管的废品率高。建议采用接触电阻焊机在灌注管与热管未分离前将系统密封。

（3）对于严格控制充液量的热管，建议采用金属刻度管。

参考文献

- [1] G. S. H. Lock. The tubular thermosyphon: Variations on a theme[J]. Oxford University Press, Oxford, 1992: 326.
- [2] Feng Cai. Manufacturing and experimental investigation of copper heat pipes[D]. January 2005.
- [3] R. S. Gaugler. Heat transfer device[J]. U. S., 1944.04, Patent: 2350348
- [4] L. Trefethen. On the surface tension pumping of liquids or a possible role of the candlewick in space exploration[J]. G E Tech., Info. Serial No: 615D115.
- [5] G. M. Grover, T. P. Cotter and G. F. Erikson. Structure of very high thermal conductance[J]. J.Appl. Phys., 1964: 1990-1991.
- [6] T P. Cotter. Theory of heat pipes[J]. Los Alamos Scientific Lab: Report No.,LA-3246-MS, 1965.
- [7] C. L. Tien, Sun K H. Minimum meniscus radius of heat pipe wicking materials[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1971, 1853-1855.
- [8] P. Dunn, D. A. Reay. Heat Pipes[J]. Pergamon Press, 1978: 187-201.
- [9] V. H. Gray. The rotating heat pipe, a wickless hollow shaft for transfer-ring high heat fluxes[J]. 1969, ASME Paper No: 69-HT-19.
- [10] V. H. Gray. Rotating heat pipe for air-conditioning. U.S. Patent:3999400, 1976.
- [11] D. A. Littwin, Mccurley J. Proc[C]. 4th Int. heat Pipe Conf., 1981: 213-224.
- [12] (日)池田义雄. 实用热管技术[M]. 化学工业出版社, 1988.10 .
- [13] T. P. Cotter. Principles and Prospects of Micro heat pipes[C]. Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf.. Tsukuba, Japan, 1984: 416-420.
- [14] T. Z. Ma, Z Y. Jiang. Heat Pipe Research and Development in China[C]. Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., Tsukuba, Japan, 2002.
- [15] 斯坦博格. 电子设备冷却技术[M]. 航空工业出版社, 1998.

- [16] 庄骏, 张红著. 热管技术及其工程应用[M]. 化学工业出版社, 1999.
- [17] E. D. Waters , C. L. Johnson and J. A. Wheeler. The application of heat pipes to the trans-Alaska pipeline[C]. 10th International Energy Conversion Engineering Conference, Newark, Delaware, U. S. A., August 1975: 18-22.
- [18] 杨永平. 热管技术及其在青藏铁路多年冻土地区路基稳定性中的应用研究 [M]. 北京交通大学出版社, 2004.
- [19] S. Katzoff. Heat pipes and vapor chambers for thermal control of space-craft[J]. 1967: AIAA Paper. No. 67-310.
- [20] K. T. Feldman, G. H. Whiting. Applications of the heat pipe[J]. 1968, Vol.90: 48-53.
- [21] E. C. Conway, M. J. Kelley. A continuous heat pipe for spacecraft thermal control, Aviation and Space, progress and prospects-Ann[C]. Aviation and space Conf. June, 1968: 655-658.
- [22] K. Dannenberg. Space station program, presented at Heat pipe Technology and Manned Space station Applications Technical Interchange[C]. Huntsville, Alabama, May, 1969.
- [23] J. Madsen. Spacecraft thermal modulation using heat pipes, presented at the Heat Pipe Technology and Manned Space station Application Technical Interchange[C]. Huntsville, Alabama, May, 1969.
- [24] J. A. Bilenas, W. Harwell. Orbiting astronomical observatory heat pipes-Design, analysis and testing[C]. ASME Space Technology and Heat Transfer Conf., Los Angeles, June 1970: 21-24.
- [25] W. Bienert, D. Wolf. Liquid metal heat pipes for the central solar receiver[C]. 13th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Vol. 2, San Diego, California, U. S. A., August, 1978, 20-25.
- [26] 王斌斌, 仇性启. 热管及其换热器在烟气余热回收中的应用[J]. 工业加热, 2006 年 05 期.
- [27] H. Birnbreier, F. Gross, U. Heidtmann. Heat pipe cooling of semi-conductor power

- devices[C]. 10th Intersociety Energy Conversion Engineering conference, Newark, Delaware, U. S. A., August, 1975: 18-22.
- [28] 辛明道, 陈远国, 雷亨顺. 风冷高压大电流硅元件热管散热器设计与性能试验 [C]. 1978 年全国第二届工程热物理学术会议, 杭州.
- [29] A. Faghri. Heat Pipe Science and Technology [J]. July, 1995, Vol.36.
- [30] Wang Yanmin. An experimental and analytical investigation of the transient characteristics of flat plate heat pipes[D]. PhD dissertation, The Ohio State University, 1999.
- [31] P. Dunn, D. A. Reay. Heat Pipes Pergamon Press[M]. 1978.
- [32] V. H. Gray. The rotating heat pipe, a wickless hollow shaft for transferring high fluxes [C]. ASME Paper, 1969: No. 69-HT-19.
- [33] T. P. Cotter. Principles and prospects for micro heat pipes[C]. Proceedings of the 5th International Heat pipe Conference, Tsukuba, Japan, 1984: 328-335.
- [34] F J. Stenger. Experimental Feasibility study water-filled capillary pumped heat transfer loop[J]. NASA LeRC Report, 1966: NASA X-1310.
- [35] J. D. Hinderman. An ATS-E solar cell space radiation utilizing heat pipes[C]. AIAA 4th Thermophysics Conference.
- [36] W. Harwell, F. Edelstein, R. McIntosh and S. Ollendorf. Orbiting astronomical observatory heat pipe flight performance data[J]. AIAA Pap., 1973: 73-758.
- [37] 高鹰生男. 化学装置[M]. 1982.5.
- [38] Flavio Dobran, Application and development of heat pipe technology[M], 1991: 275-286.
- [39] Y. O. Parent, H. S. Caram and R. W. Coughlin. Tuber-wall catalytic reactor cooled by an annular heat pipe. AIChE Journal[J]. 1983, 29(3): 443-451.
- [40] B. Swerdling and R. Kassen. Design fabrication and testing of a thermal diode[J]. NASA CR-114526.
- [41] R. McIntosh, S. Ollendorf and W. Harwell. The international heat pipe experiment. NASA Technical Reports, 1976: 589-591.

- [42] E. D. Waters. 2nd International Heat Pipe Conference[C]. 1976 (2), 810.
- [43] M. Bubeniecek, and F. Polasek. Cooling of AC motor by heat pipe[C]. International Heat Pipe Conference, Stuttgart, Federal Republic of Germany, October 1973: 15-17.
- [44] M. Groll, H. Kraehling and W. D. Muenzel. Heat pipes for Cooling of an electric motor[C]. 3rd International Heat Pipe Conference, Palo Alto, California, U. S. A., May 22-24, 1978: 354-359.
- [45] 庄竣, 徐通明, 石寿椿. 热管与热管换热器[M]. 上海交通大学出版社(第一版), 1989.5.
- [46] C. A. Busse. Theory of ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1973, 16: 169-186.
- [47] E. K. Levy. Theoretical Investigation of heat pipes operating at low vapor pressure[J]. ASME J. Engineering Industry, 1968, 90: 547-552.
- [48] J. E. Deverall, J. E. Kemma, L. W. Florschuetz. Sonic limitation and startup problems of heat pipes[J]. Los Alamos Scientific Laboratory Rept.1970, No.:LA-4518.
- [49] E. K. Levy, S. F. Chou The sonic limit in sodium heat pipes [J]. ASME J. Heat Transfer, 1973: 218-223.
- [50] Cao Yiding, Faghri Amir. A numerical analysis of Stefan problems for generalized multi-dimensional phase-change structures using the enthalpy transforming model [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1989, Vol.32: 1289-1298.
- [51] A. Faghri, S. Thomas. Performance characteristics of a concentric annular heat pipe: Part 1-Experimental prediction and analysis of the capillary limit[J]. ASME J. Heat Transfer, 1989: 844-850.
- [52] A. Faghri. Performance characteristics of a concentric annular heat pipe: Part 2-Vapor flow and analysis[J]. ASME J. Heat Transfer, 1989:851-857.
- [53] S. W. Chi. Heat pipe theory and practice[J]. McGraw-Hill, 1976: 24-25
- [54] F. C. Prenger, J. E. Kemme. Performance limits of gravity-assist heat pipes with

- simple wicks structures[C]. 4th Int. Heat Pipe Conf., 1981.
- [55] 马同泽, 侯增祺. 热管[M]. 第一版, 科学出版社, 1983.5.
- [56] H. Cohen, F. J. Bayley. Heat-transfer Problems of Liquid-cooled Gas-turbine Blades [C]. Proc. Inst. Mech. Eng. (London), 1955: 1063-1080.
- [57] Shiraishi M K Kiiuchi, T. Yamanishi. Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon[C]. Fluid Mechanics and Heat Transfer, 1981.
- [58] H. Kusuda, H. Imura. Boiling heat transfer in an open thermosyphon[J]. Bulletin of the JSME, 1973 (16):1723-1740.
- [59] H. Nguyen-Chi, M. Groll, Th Dang-Van. Experiment investigation of two-phase thermosyphon[C]. AIAA 14th Thermophysics Conference, Orlando, Florida. 1979.
- [60] M. K. Bezrodnyi. Crisis of heat and mass transfer in closed-loop two phase thermosyphon employed in cooling metallurgical furnaces[J]. Heat Transfer Research, 1976: 393-396
- [61] Kanji Negishi. Thermo-fluid dynamics of two-phase thermosyphons [C]. 5th Int. Heat Pipe Conf., 1984.
- [62] 唐志伟, 俞昌铭, 马重芳. 热管性能评价准则探讨[J]. 北京工业大学学报, 2003.
- [63] 郑威. 小型轴向槽道热管制备工艺研究及实验性能分析[D]. 山东大学硕士论文, 2006.

致 谢

首先感谢我的导师程林教授，感谢程林教授对我的关心、教育和培养。三年来，程林教授为我创造了良好的学习和工作环境，提供了很多发展机会。无论是学业还是生活中，程教授都给了我无微不至的关心和莫大的鼓励，使我能及时克服困难，顺利完成学业。程林教授渊博的学识、严谨细致的治学态度和诙谐幽默的处事风格让我终身受益。因此，在本论文止笔之际，谨向程林教授致以最崇高的敬意和最衷心的感谢！

本文是在张树生教授和栾涛教授指导下完成的，从实验设备的购买到实验元件的加工都得到了两位教授大力的支持和无私的帮助，感谢两位教授！此外，论文的写作还得到了许明田教授和邹勇教授的指导。在此对各位教授的支持和帮助表示衷心的感谢！

同样感谢宋继伟老师、刘文老师、杜文静博士、辛公明博士在学习生活方面对我的关心、支持和帮助；感谢加工中心宋宜启师傅在实验台的搭建和热管制造过程中所给予的大力帮助。实验的进行和论文的写作还得到了郑威、肖坤、柏超、王新林、任校志、刘丽等同学的帮助，在此也向他们表示感谢！

特别感谢我的家人对我的关心和照顾，家人无论在精神上还是经济上都是我坚强的后盾，为了使我顺利完成学业他们做出了巨大的牺牲，多年以来，他们始终如一的热情鼓励和默默奉献是我完成学业的精神支柱。

最后，感谢国家国际合作重大项目“环路热管的性能分析及其应用研究”（项目编号：2005DFA60470）对本课题的大力资助！

于 涛

2008 年 5 月于

山东大学能源与动力工程学院