



中国热管理网

WWW.REGUANLI.COM

分类号_____

学号 M201371039

学校代码 10487

密级 _____

华中科技大学

硕士学位论文

基于热模型的微通道散热控制系统

学位申请人： 罗明清

学科专业： 动力工程

指导教师： 罗小兵 教授

答辩日期： 2015年5月21日

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering

Thermal Model Based Microchannel Cooling Control System

Candidate : Mingqing Luo

Major : Power Engineering

Supervisor: Prof. Xiaobing Luo

Huazhong University of Science & Technology

Wuhan 430074, P.R.China

May, 2015

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除文中已经标明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

日期： 年 月 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权华中科技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、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保 密 ，在_____年解密后适用本授权书。
本论文属于 不保密 。

（请在以上方框内打“√”）

学位论文作者签名：

指导教师签名：

日期： 年 月 日

日期： 年 月

摘要

微通道散热技术由于散热效率高、结构紧凑而被广泛应用于电子器件散热中。随着电子器件对散热的要求越来越高，微通道散热系统不仅需要拥有高的散热能力，更需要根据器件的散热需求快速做出调整，避免器件温度出现过大波动。因此，探索一种可进行快速、智能调节的微通道散热系统非常有意义。本文建立了一种基于双通道直平行微通道的热模型，基于该模型设计了一套微通道散热控制系统，并对系统的散热控制性能进行了实验测试和评估。

对一种双通道直平行微通道结构进行了详细的分析，根据结构特点，将其分割成三个部分。分别分析了各部分传热边界条件及内部传热过程，建立了各部分的热阻解析计算式，最后通过建立总热阻模型，得到了热源平均温度的表达式。

根据所建立的热模型，逐一分析影响微通道总热阻的因素，采取曲线拟合的方式得到了简化的总热阻表达式。在此基础上，制定了具体的实施方案，并实现了散热控制系统的控制算法。同时通过实验的方法确定了执行器微型泵的控制电压与流量的对应关系，完成整个散热控制系统的设计。

对所设计的散热系统进行了实验测试及分析，通过实验测试了系统对典型阶跃信号的响应曲线，并计算了响应时间、调节时间以及稳态误差等性能指标。实验结果显示所设计的散热控制系统能够控制热源温度达到预定范围，表明所设计的系统是合理的。同时以传统 PID 控制为对比研究对象，进行对比实验。结果显示，基于热模型控制的优势在于其调节时间短，控制过程平稳，超调量小。对于典型阶跃输入信号，基于热模型控制的调节时间最短仅为 PID 控制的 76.28%；其最大超调量为 2.31%，与 PID 控制最小超调量 8.91%对比明显。对比显示基于热模型的控制整体性能较优。

关键词：微通道、热模型、散热系统、控制系统

Abstract

Due to its high thermal efficiency and compact structure, Microchannel cooling technology is widely applied to the heat dissipation of electronic devices. With the cooling requirements of electronic devices become higher and higher, micro-channel cooling system needs to do more than just be capable of dissipating the heat emitted from the device, but also quickly make adjustments according to the cooling demands, aiming at avoiding the emergence of excessive temperature fluctuations. Therefore, developing one kind of micro-channel cooling system that can response quickly and be intelligent-agent controlled is meaningful. In this paper, based on the thermal model of a micro-channel with dual-channel structures, a micro-channel cooling control system was designed. The performance of the whole system was experimentally tested and analyzed.

The thermal model of a microchannel with dual-channel structures was established in detail. According to its structural characteristics, it was divided into three parts. The heat transfer processes and boundary conditions of each part were analyzed. The analysis formulas of thermal resistances were given. And the expression for the average temperature of the heat source was obtained through the established thermal model.

According to the established thermal network model, the factors that affect the total thermal resistance were discussed. Curve fitting was adopted to get a simplified expression of the total thermal resistance. Based on this, the algorithm for thermal control systems was established and a specific implementation plan was developed. After the connection between the control voltage of system actuator and flow rate of the micro-channel was obtained with the experimental method, the design of the entire thermal model based cooling control system was completed.

The performance of the designed cooling system was tested on the conducted experiments. During the experimental measurement, a typical step signal was employed to test the response curve of the system. Experimental results show that the thermal model based control cooling system is capable of controlling the heat source temperature under a predetermined range. It verifies the reasonability of the designed system. Simultaneously the experiment of a traditional PID control system using the same microchannel and actuator were performed for comparing, the results show the advantages of thermal model based

华中科技大学硕士学位论文

control lie in its shorter regulation time, a smoother control process and a smaller system overshoot. Under tested circumstance, its shortest regulation time is only 76.28% of the regulation time of the PID control. And its maximum system overshoot is only 2.31%, while the minimum system overshoot of PID control is 8.91%. Thus, the overall performance of thermal model based cooling control system is privileged among the comparison.

Keywords: micro-channel, thermal model, cooling systems, control system.

华中科技大学硕士学位论文

目 录

摘 要	I
Abstract	II
目 录	IV
1 绪 论	1
1.1 引言	1
1.2 微通道散热国内外研究现状	2
1.3 热管理智能控制研究现状	6
1.4 论文的研究内容	7
2 微通道散热器热模型的建立	10
2.1 微通道散热分析	10
2.2 各部分热阻计算	12
2.3 通道对流换热系数的计算	17
2.4 本章小结	18
3 散热控制系统整体设计	19
3.1 控制理论简介	19
3.2 热模型的简化	20
3.3 控制算法	23
3.4 实现方案	24
3.5 本章小结	31
4 系统实验	33
4.1 控制系统性能评价指标	33
4.2 实验系统介绍	35
4.3 对比实验设计	37
4.4 实验结果与讨论	40
4.5 本章小结	47
5 总结与展望	49

华中科技大学硕士学位论文

5.1 全文总结.....	49
5.2 展望.....	50
致 谢.....	51
参考文献.....	52
附录 攻读硕士学位期间发表论文.....	57

1 绪论

1.1 引言

随着电子器件在人们生活中的广泛应用，其发展越来越趋向于更高工作频率、更小体积、集成功能更丰富。这在方便人们生活的同时，也给热管理技术带来了两方面的挑战。一方面是散热功率的急剧增大，如高性能的计算机芯片表面热流密度高达 $100\text{W}/\text{cm}^2$ [1]。高热流情况下，若没有高效、可靠的散热解决方案，电子元器件的工作温度将显著提高，进而导致性能下降，甚至失效。数据显示由于热失效带来的电子元器件失效占总失效的 51% [2]。究其原因在于传统的风冷散热由于散热能力有限，已经不能适应高热流密度下的散热。

另一方面是对散热系统的稳定性、快速响应性等方面提出更严格的要求。一般电子元器件会有不同的工作状态，对应的散热需求也不一样。为了让电子元器件工作在更稳定的状态下，散热系统需要做的不仅仅是能够把器件发出的热量散走，更需要根据器件的散热需求快速做出调整，避免器件温度出现过大波动，维持温度的稳定。因为过高、过低或高低交替的温度变化均会对电子元器件的性能稳定性、可靠性造成不利的影 响。如张狄林 [3] 分析了 IGBT 的各个参数的温度特性，其研究结果表明温度的变化会带来 IGBT 电气参数的变化，这些变化影响了 IGBT 使用的稳定性。再如大型 LED 封装阵列中，LED 芯片对温度非常敏感，在不同的温度下，LED 芯片发出的光的色温、波长也不同 [4]。

为了满足越来越高的散热需求，国内外研究者进行了大量的探索，研究了众多新型散热技术，如微循环热管冷却技术、热电制冷冷却、微喷技术、微型吸收热泵冷却技术、微通道散热技术、微滴散热技术等 [5][6]。在众多的研究中，微通道散热技术由于其高散热效率、系统结构简单紧凑等优点而应用在多种高集成度电子器件散热中。如超大规模集成电路 (VLSI) [7]、大功率 IGBT 模块 [8]、微处理器等。基于微通道散热技术的散热系统也一直是散热研究中的热点。

华中科技大学硕士学位论文

1.2 微通道散热国内外研究现状

1.2.1 微通道的模拟与实验研究

微通道散热技术的雏形源于 1981 年, turkerman 和 pease^[9]设计了一种平行直流矩形微通道换热器结构, 测试表明其换热能力达到了 790 w/cm^2 。在这之后, 相关研究人员不断采用理论分析, 结合实验、数值分析方法对微通道流动及传热进行了广泛全面的探究。

数值模拟是对微通道进行分析的重要方法。Perret 和 schaeffer 等^[10]人对矩形、棱形、六边形三种不同截面形状的微通道进行了数值模拟, 并计算了三种微通道的热阻, 结果表明矩形截面微通道的热阻值最低。Mohammed 和 Gunnasegaran 等人^[11]采用数值模拟的方法研究了 Z 字形、曲线形及台阶形的微通道, 模拟结果表明相对传统直通道, Z 字形的微通道换热系数最高, 但同时其摩擦系数及压降也最大。台阶形的微通道压降最小, 而其散热效果也比传统直通道要好。Mohammed 等人^[12]也对一种矩形截面的波浪形微通道进行了数值模拟研究, 分析了不同波浪形状下微通道的散热性能、压降及摩擦系数、壁面剪切应力, 模拟结果表明相对直通道, 虽然波浪形微通道压降略有增大, 但其增强换热的效果更为明显。

也有众多的研究者采用实验的方法对微通道的换热性能进行研究。Fedorov 和 Viskanta^[13]采用实验方法对其所建立了微通道热沉的三维数值模型进行了验证, 结果证明其建立模型可用于预测层流状态下微通道内的流动与耦合传热。Harms 和 Kazmierczak 等人^[14]采用理论结合实验的方法研究了工质流动状态对微通道换热性能的影响, 研究中微通道内雷诺数范围为 173 至 12900, 研究结果表明对实验中设计的情况, 在充分发展的层流状态相比湍流状态整体而言性能更优。Peng 与 Wang 等人^[15]对以甲醇作为冷却液的微通道的冷却效果进行了实验研究及分析, 他们认为冷却工质的速度、过冷度及工质特性均对微通道的散热性能、冷却特性及流动状态影响较大, 实验结果表明工质温度的升高会引起工质热物理特性的变化, 进而导致流动状态的转变。同时当工质流动速度和过冷度增大时, 通道的整体传热及冷却性能都会得到提升。

1.2.2 微通道的建模分析

建模分析是微通道设计、优化的重要环节。随着微通道在大功率电子器件、航空航天等方面的应用，国内外许多研究者希望通过对微通道的建模分析结合优化算法来提高其性能表现，以满足更为苛刻的散热要求。

Kim^[16]在其研究中采用了肋、多孔介质两种模型分别建立微通道的传热模型，Kim发现由于肋片模型中假定了换热系数不变，导致其在大的宽高比时并不适用，而多孔介质模型可以准确地用来预测微通道热沉的散热性能。同时，他还利用多孔介质模型对通道高度、通道宽度、通道间厚度等参数进行了优化，得到了热阻最小时的结构参数。

Deng 和 Qiu 等人^[17]分析了微通道中水力充分发展、热充分发展情况下的流动传热情况，并得到了分析解。同时他们还将微通道的基板考虑进去，得到了一种改进的应用于微通道的多孔介质模型，改进模型的计算结果与模拟结果的对比显示了较好的吻合。

Adham 和 Mohd-Ghazali 等人^[18]对一种矩形截面的微通道进行了分析，建立了其热阻的解析模型，并将求解的热阻及压降值与其他文献的实验值做了对比，结果显示两者吻合较好。此外，他们还利用该热阻模型结合非支配排序遗传算法对微通道进行了优化设计，使得在功率同为 4W 的情况下，微通道的总热阻降低了 34%。Halelfadl 等人^[19]利用 Adham 等人建立的热模型对一种使用纳米流体作为冷却工质的微通道进行了优化设计，研究表明使用纳米流体作为工作介质可以降低总热阻并显著提高散热性能，在 40℃ 时，使用纳米流体可增加 13% 的散热量。

Fedorov 和 Viskanta 等人^[13]分析建立一种应用于电子封装散热的微通道的三维热模型，并通过将热模型预测的热阻值、摩擦系数与实验测得的值进行比较，验证了模型的正确性。同时他们也在研究中对温度及热流分布做了一些讨论。

毛章明^[4]分析一种简化的三级树形分叉微通道的传热过程，并采用紧凑热模型法建立了单热源热模型。通过简化及抽象，建立了各个热阻的表达式，仿真结果表明热模型预测结果与模拟结果吻合较好。同时他还根据所建立的热模型优化分析了一款树

形分叉微通道，结果显示优化后温度均匀性分布较好。

综合以上可看到运用肋模型、多孔介质模型或热模型均能对微通道的传热过程进行有效分析，并能够应用于微通道的性能预测及优化设计。但肋片模型假定通道内换热系数不变，因而对大宽高比的微通道并不适用。而多孔介质模型将微通道视作工质润湿的多孔介质，仅考虑微通道本身的传热情况，无法将其他因素纳入解析范围，如热源本身热特性、基板散热情况等。同时其求解过程也比较复杂。热模型在微通道散热应用中显示了其独特的优势：可以较好地结合电子器件本身的热特性，而且具有一定的通用性。因而在后续的研究中将重点关注热模型。

1.2.3 微通道散热技术系统级的研究

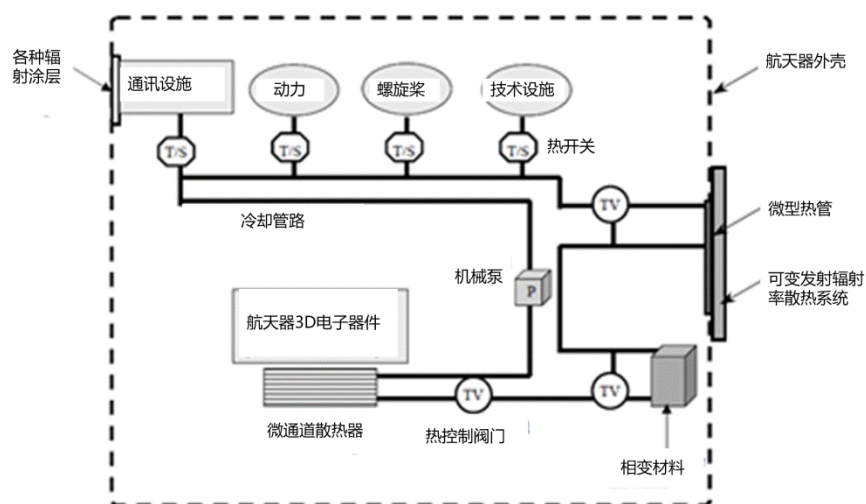


图 1-1 应用于微型航天器的微通道散热系统

微通道在实际应用中通常不是单个器件，而涉及到整个系统。对微通道散热技术系统级的研究，一方面可以将有关微通道方面的理论研究应用于实际，充分发挥其优势，另一方面也可以由实际应用中出现的问题来反向促进微通道的研究。

图 1 为 Birur 和 Waniewski 等人^[20]研究了应用于微型航天器的微通道散热系统，系统主要包括微型泵、微通道散热器、微型热管等，他们对系统中所用的微通道建立了总热阻计算模型，来预测其散热性能，他们也对所设计的微通道加工、测试，实验结果显示数值计算模型预测准确。同时初步研究结果显示，采用水作为工质，在无相变

的情况下，其散热能力超过了 $25\text{W}/\text{cm}^2$ 。

Andrew 和 Taya 等人^[21]研究了一种用于倒装芯片冷却的微通道散热系统，系统主要包括微通道、微泵和钉状翅片型的散热器。他们运用自己开发的计算机程序对微通道进行了分析研究，分析结果显示在保持芯片温度低于 100°C 的情况下，微通道散热系统散热能力可达 $100\text{W}/\text{cm}^2$ 。同时他们也通过数值模拟对该系统在层流和湍流情况下的流动传热进行了研究探讨，他们发现冷却工质入口压力、微通道几何参数和环境温度均对系统的性能影响明显。

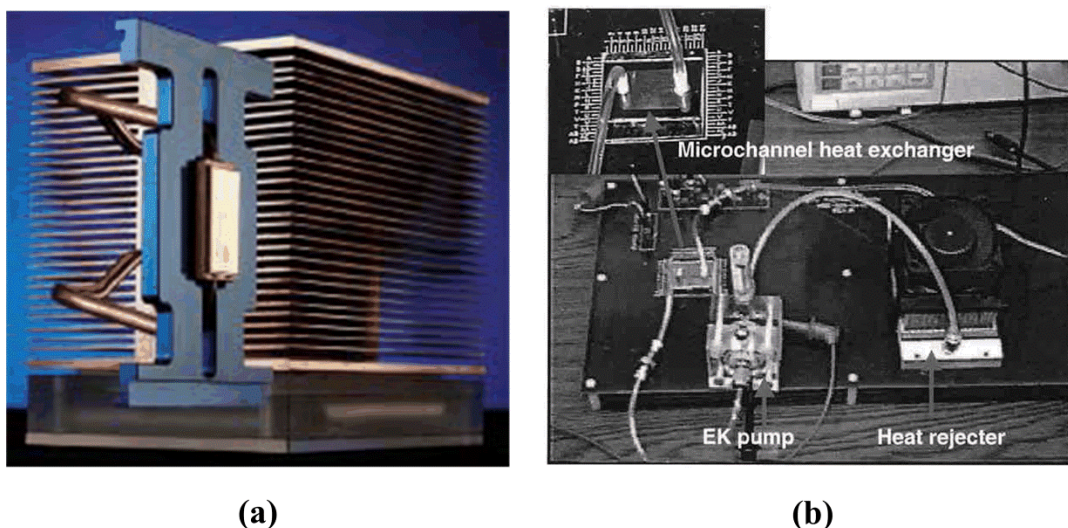


图 1-2(a) 应用于笔记本电脑散热的微通道散热系统

图 1-2(b) 应用于超大规模集成电路的微通道散热系统

Zhou 和 Hom^[22]在他们的研究中提出了一种用于笔记本电脑散热的微通道散热系统，如图 1-2 (a) 所示。该系统主要由电动泵、微通道、散热器三部分组成，其散热能力超过 $150\text{W}/\text{cm}^2$ 。他们对该散热系统进行了模拟及实验研究，研究结果推断，在环境温度为 35°C 的情况下，处理器的功率为 150W 时，该系统可以维持结温在 90°C 以内。

Jiang 和 Mikkelsen 等人^[7]研究了一种应用于超大规模集成电路的微通道散热系统，如图 1-2 (b) 所示，系统以电渗泵为驱动源。在保证稳定性和可靠性的条件下，系统在热流密度为 $38\text{W}/\text{cm}^2$ 的情况下，保证了芯片温度在 100°C 以内。同时研究中的模型预测还表明通过优化微通道结构参数或增大工质流量，可将芯片的结-环境热阻降低至小于 $0.1\text{K}/\text{W}$ 。

华中科技大学硕士学位论文

Iyengar 和 Garimella^[23] 集成了一个由微通道散热器、驱动泵、翅片换热器及风扇等组成的散热系统，采用理论分析方法建立了整个散热系统的热模型，并利用该模型进行了微通道系统的整体优化设计。

由以上的调研可发现，现有微通道散热系统级的研究，仅考虑微通道散热系统的单纯集成以及通过优化提高系统的最大散热能力，缺乏对系统的智能控制方面的研究，因此无法充分发挥微通道散热系统性能优势以及保证系统的稳定性。

1.3 热管理智能控制研究现状

为应对越来越复杂的热管理需求，有必要将智能控制技术与微通道散热系统进行结合。现对热管理控制方面的研究现状进行一定的阐述。

王俭等人^[24] 针对传统 CPU 散热控制方法波动幅度大、控制延时严重的问题，提出了一种基于功耗和 CPU 核温度信号的智能散热控制方法，该方法以功率信号作为前馈信号加快系统响应，以 CPU 核表面温度作为反馈信号对控制效果进行调节。数值模拟结果显示，与传统方法相比，该方法拥有更好的散热效果、较强的适用性等优点。

郭长兴^[25] 在采用模糊算法设计了一种用于变压器室散热的控制系统。该控制系统将影响变压器室温度的多个因素整合至递阶多变量模糊控制器中，通过检测各因素输入量，经模糊计算得到输出，以变频调速水帘风机为执行器，对变压器室的散热进行控制。同时研究中对所设计的控制系统与采用传统 PID 控制的系统进行了仿真对比，结果显示模糊控制的调节响应更快，且超调量较小。

瞿晓华^[26] 在对电动车热系统特性及人体、电池动态热舒适性分析的基础上，利用模糊神经网络控制理论，建立了一套电动汽车热管理控制系统。该系统采用模糊控制规则，可根据输入条件在多控制对象之间进行快速匹配，对车厢及电池包温度进行控制，并达到较小温度波动及低能耗的要求。

董昌春^[27] 对应用于船舶主机冷却的水温控制系统进行了研究，在研究中他将神经网络与 PID 控制进行了结合，以冷去水的温度为反馈信号，通过单神经网络 PID 控制器调节冷却水通入海水冷却器中的流量，对冷却水水温进行控制。研究结果表明该控制

方式鲁棒性好，适应性较强。

韩松^[28]在汽车发动机冷却系统方面进行了智能集成控制技术的研究。他针对发动机在暖机、行驶和后冷却三个阶段分别制定了对应的控制方法，制定了 MAP 前馈、PID 反馈及模糊控制相结合的控制策略，在不同工况下的实验测试均表明，该智能控制方法能够有效缩短发动机暖机时间、对冷却液的温度控制，且节能效果突出。

由以上调研可看出，智能控制已经成为了各种热管理应用研究中重要的一环。但现有的控制策略主要是基于传统 PID 控制，在此基础上采用各种算法，如神经网络、模糊算法等，与传统 PID 控制进行结合。这一类的智能控制方法易于实现，并且能够在特定的领域取得一定的效果。但是其缺点是各种参数的整定比较复杂，通常需要一定的经验积累，而且这些方法往往基于对应用对象的温度测量反馈信号，这就限制了现有智能控制方法与微通道散热系统的直接结合。因为微通道散热系统经常用于封装电子元器件的散热，而这些封装的电子元器件的温度很难直接测量，无法提供准确的反馈信号。因此探索有效的控制方法对于扩大微通道散热技术的应用将十分有意义。

1.4 论文的研究内容

1.4.1 课题目的与意义

通常情况下设计人员在设计微通道散热系统时，会按照峰值热量来设计，这样保证了器件发热量最大的情况下，散热系统仍能将热量及时带走，避免器件出现温度过高情况。但是当电子器件发热量大幅度地低于峰值热量时，若此时散热系统还是工作在设计条件下，一方面容易发生过度冷却的情况，造成电子元器件的工作温度波动，影响其正常工作。另一方面驱动源（如微型泵等）持续保持高负荷运行也会造成能源的浪费以及系统可靠性的下降。因此本文期望通过分析微通道的具体传热过程，设计一种可进行快速响应、智能调节的微通道散热系统，使其能满足高要求的热管理需求。

1.4.2 论文研究内容与组织结构

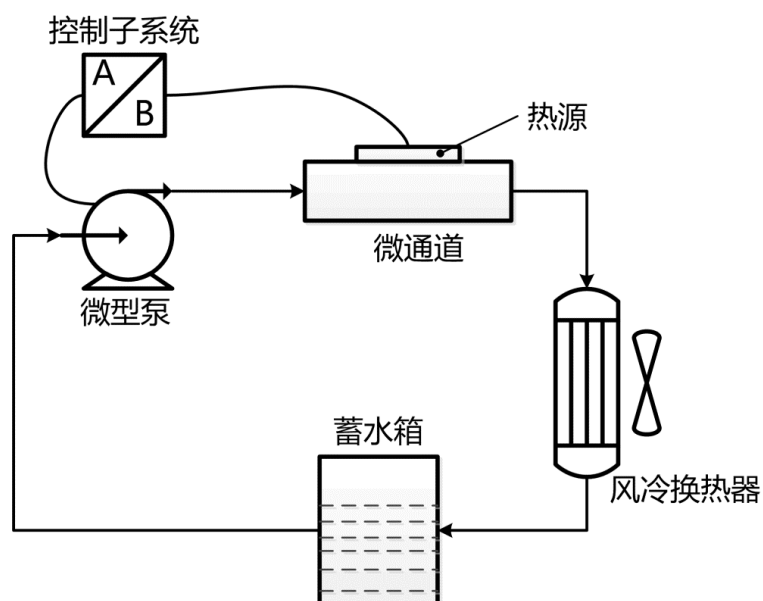


图 1-3 基于热模型的微通道散热系统

本文将以一种双通道平行直微通道为研究对象，利用紧凑热模型建立微通道热模型，在此基础上结合单片机控制技术，设计一个快速反应、智能控制的微通道散热控制系统（Thermal Model based Control，以下均简称 TMC 系统）。系统原理如图 1-3 所示。系统主要由驱动源微型泵、微通道、风冷换热器、蓄水箱以及控制子系统构成。该系统能够根据热源功率的变化进行快速响应，调节微通道内的工质流量，从而保持热源温度恒定在一定的水平范围。其主要优势在于以热源功率信号作为调节信号，因而对热负荷的响应更快。同时系统结构简单，不需要进行复杂的参数调节。

文章的技术路线如图 1-4 所示。论文结构安排如下：

第二章：分析平行直通道的流动传热过程，分解模型，建立热阻网络，并得到各个热阻的表达式。根据建立的热模型，得到热源平均温度的表达式；

第三章：对设计的微通道，根据建立的热模型计算结果，利用曲线拟合得到其总热阻与流量的关系表达式。根据该表达式制定系统控制算法，并制定具体实现方案。

第四章：实验验证，搭建实验系统，对所设计的微通道散热系统进行测试。设计对比实验，对所设计的微通道散热系统与采用传统 PID 控制的系统效果进行对比，对实验结果进行分析讨论；

第六章：总结展望，总结全文所做工作，并对工作进行一定的延伸展望。

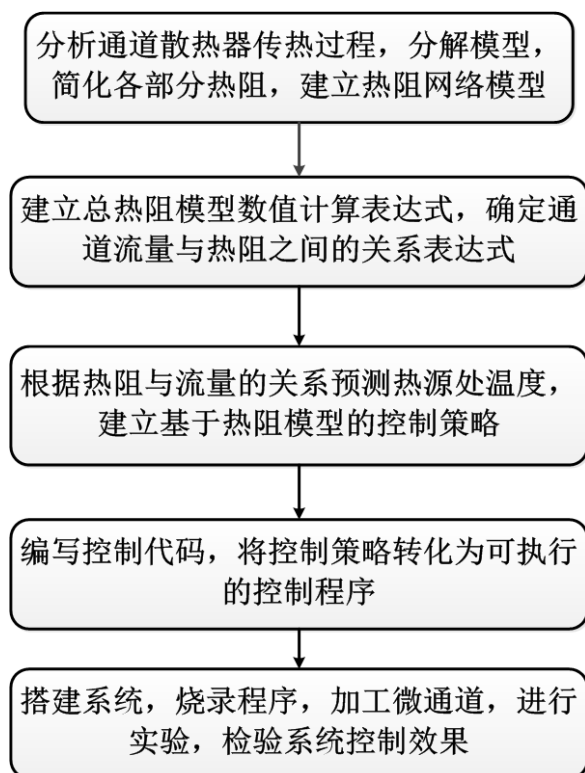


图 1-4 论文技术路线

2 微通道散热器热模型的建立

虽然有诸多研究者提出了多种新型的微通道散热器，如树形分叉微通道、双层微通道、蜂窝型微小通道散热器等，并且显示了较好的性能表现，但由于直平行微通道具有易于加工，加工成本低，便于建立解析模型来分析其内部流动传热过程等优点，故本文选用双通道直平行微通道为研究对象。

紧凑热模型（Compact Thermal Model, CTM）是由 Bar-Cohen 于 1989 年首次提出的一种用于电子封装器件热分析的方法^[29]。其主要特点是能够精确用来预测电子器件的结温，且由于模型将导热作为主要的散热方式，因而易于找到解析解，便于编程进行分析及优化。毛章明^[4]在其研究中采用紧凑热模型对一种树形分叉微通道结构进行简化及分析，分级建立了热模型，并利用模拟及实验验证对模型的准确性进行了验证。本文所研究的双通道直平行微通道与其研究中的单级结构相似，因此将参考其建模方法对本文研究的微通道进行建模。

2.1 微通道散热分析

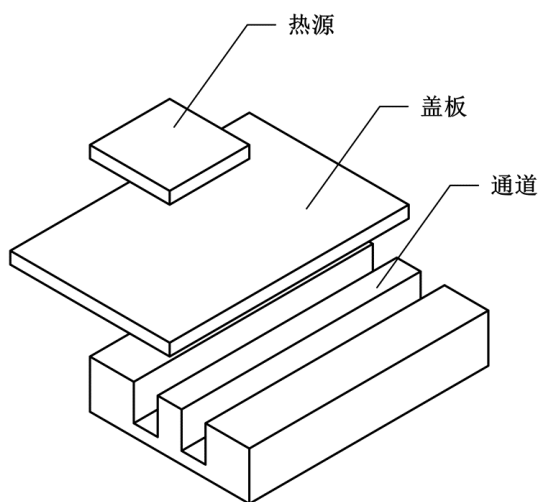


图 2-1 微通道结构

图 2-1 所示为简化的通道散热器结构，该结构由一个热源、一个盖板及底部的通道组成。为了方便后续的分析，假设热源发出的热量仅通过通道内流过的工质进行散热，

其他外表面则均假设为绝热面。这样，散热器的传热过程可描述为：热源产生的热量通过上盖板，部分直接从上盖板的底面以对流换热的方式传递给工质，部分以导热的方式传递至通道基底，再通过通道内表面与工质发生对流换热。

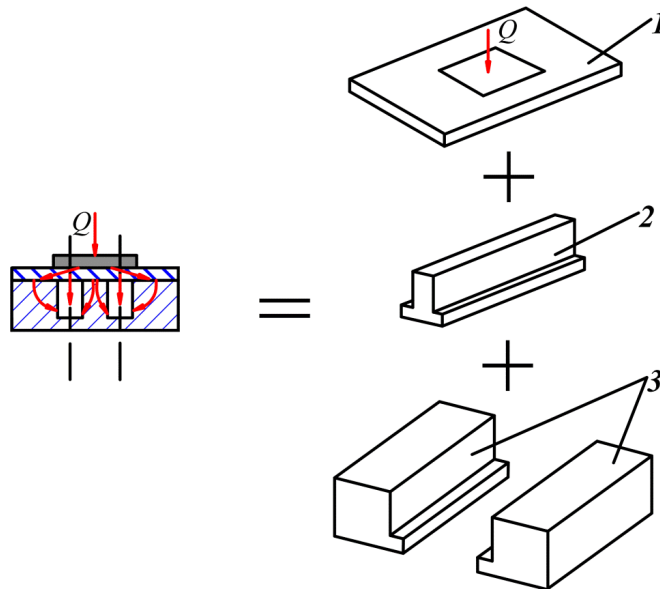


图 2-2 微通道结构的分解

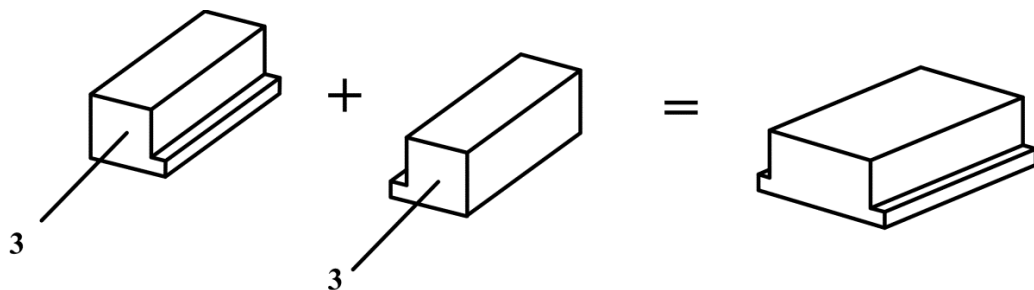


图 2-3 两个半“T”形合成一个“T”形

由上述分析可知，该散热器结构虽然简单，但也耦合了导热、对流换热两种传热方式，传热过程较为复杂，很难将其当作一个整体处理，因此需要进行结构划分，以简化各部分分析。由于盖板内主要以导热为主，相对而言，传热过程分析较为简单，在简化分析中可作为单独的一块。而通道基底含两条散热通道，可看作对称结构，将其划分为三块。如图 2-2 所示，可将通道散散热结构分为标号分别为 1、2、3 的三部分。对于标号 3 部分包含对称的两块结构单元，由于其边界条件及几何尺寸均相同，且其外侧面均为绝热面，故可将两块单元结构合成一个完整的“T”形^[4]，如图 2-3 所示，这

华中科技大学硕士学位论文

样标号 3 所示的部分的热阻分析与 2 部分类似。通道的整体热阻结构如图 2-4 所示。 R_1 表示热源发出的热量经过盖板的热阻， R_2 、 R_3 分别表示来自盖板的部分热量经过 2、3 部分的热阻， R_h 表示盖板底部与散热工质接触面的对流换热热阻。

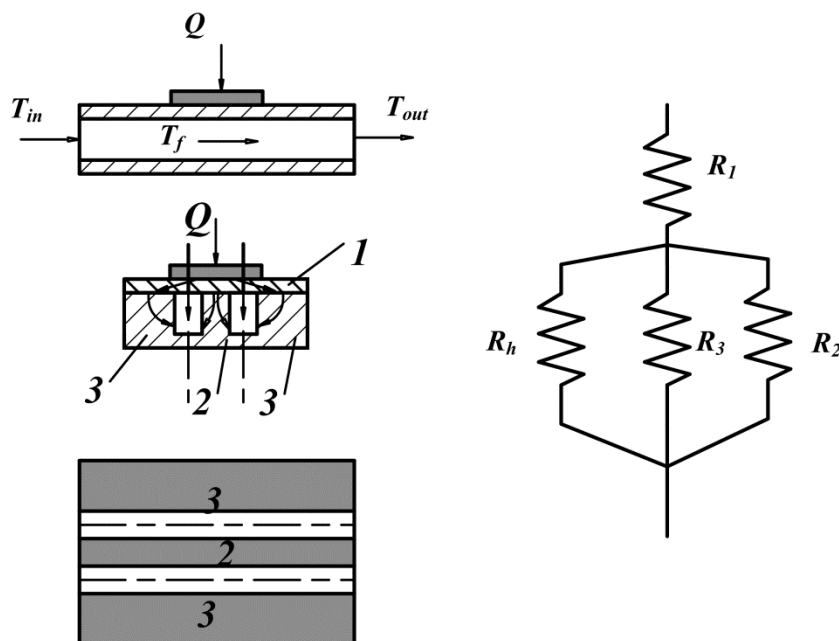


图 2-4 微通道整体热模型

2.2 各部分热阻计算

图 2-5 所示为热源及通道几何尺寸。首先对盖板热阻进行分析。由于热源尺寸一般远小于通道尺寸，故当热量从热源传递至盖板时，截面面积的变化会导致扩散热阻的产生。热量扩散后再经过盖板传递至基底，在传递过程会受到盖板体热阻的影响。这样盖板总热阻 R_1 包括两部分：扩散热阻和一维的导热热阻。图 2-6 为标号“1”部分的热阻，其计算式如 2-1 所示。

$$R_1 = R_{1_s} + R_{1_D} \quad (2-1)$$

其中一维导热热阻计算式为：

$$R_{1_D} = \frac{t_p}{k_{cov} WL} \quad (2-2)$$

式中 k_{cov} 为盖板的导热系数， t_p 、 W 、 L 分别为盖板的厚度，宽度及长度。

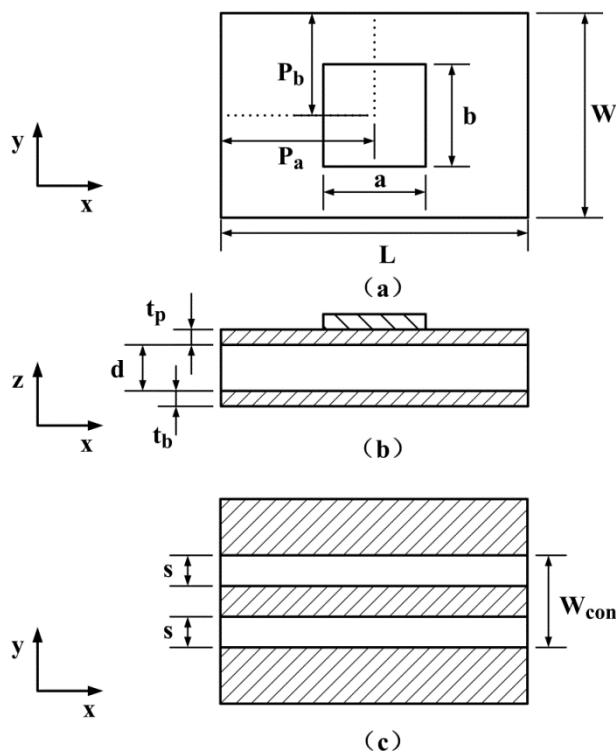


图 2-5 热源及通道几何尺寸

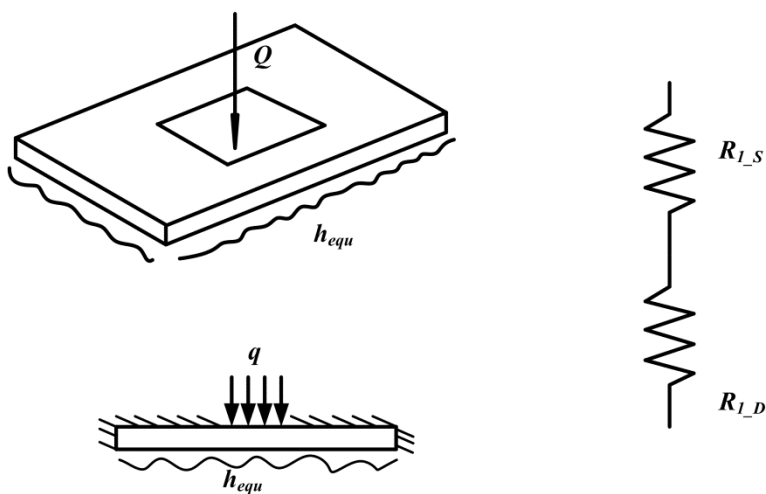


图 2-6 盖板热阻分析

当热量从热源传递至盖板时，由于两者尺寸不一样，将产生扩散热阻。扩散热阻的计算是热模型中比较复杂的部分。本文中计算扩散热阻的边界条件为：盖板四个侧面绝热，底面为对流换热。根据参考文献给出扩散热阻 $R_{l,s}$ 计算式如式(2-3)所示^{[4][30]}。

$$R_{1-s} = \frac{8}{WLk_{\text{cov}}} \left\{ \frac{1}{a^2} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\cos^2(\lambda_{x,m} P_a) \sin^2(\lambda_{x,m} a/2)}{\lambda_{x,m}^3 \phi(\lambda_{x,m})} + \frac{1}{b^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos^2(\lambda_{y,n} P_b) \sin^2(\lambda_{y,n} b/2)}{\lambda_{y,n}^3 \phi(\lambda_{y,n})} \right. \\ \left. + \frac{8}{ab} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos^2(\lambda_{x,m} P_a) \sin^2(\lambda_{x,m} a/2) \cos^2(\lambda_{y,n} P_b) \sin^2(\lambda_{y,n} b/2)}{\varepsilon_{m,n} \lambda_{x,m}^2 \lambda_{y,n}^2 \phi(\varepsilon_{m,n})} \right\} \quad (2-3)$$

其中

$$\lambda_{x,m} = \frac{m\pi}{L}, \quad \lambda_{y,n} = \frac{n\pi}{W}, \quad \varepsilon_{m,n} = \sqrt{\lambda_{x,m}^2 + \lambda_{y,n}^2}$$

$$\phi(\omega) = \frac{\omega \sinh(\omega t_p) + h_{\text{equ}} / k_{\text{cov}} \cosh(\omega t_p)}{\omega \cosh(\omega t_p) + h_{\text{equ}} / k_{\text{cov}} \sinh(\omega t_p)} \quad (2-4)$$

式(2-4)中 ω 为自变量,可分别用 $\lambda_{x,m}$ 、 $\lambda_{y,n}$ 、 $\varepsilon_{m,n}$ 代入进行计算。 h_{equ} 为微通道盖板底部的等效对流换热系数,用于等效经过盖板后的热量传递至工质的总传热热阻。根据对传热过程的分析可知, h_{equ} 与分块2、3的热阻 R_2 、 R_3 大小及盖板底部与散热工质接触面的对流换热热阻 R_h 均有关,由图2-4所示的通道整体热模型可推得 h_{equ} 的等效过程计算式如(2-5)所示

$$h_{\text{equ}} WL = \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_h} \quad (2-5)$$

化简式(2-5)可得 h_{equ} 的表达式,如图(2-6)所示

$$h_{\text{equ}} = \frac{1}{\frac{R_2 R_3 R_h}{R_2 + R_3 + R_h} WL} \quad (2-6)$$

分块2、3的热阻值 R_2 、 R_3 将在后面讨论。对于盖板底部的对流换热热阻 R_h ,其计算式如(2-7)所示。

$$R_h = \frac{1}{h A_h} \quad (2-7)$$

式(2-7)中 h 表示通道内的对流换热系数, A_h 为通道对流换热面积。其中 A_h 的计算表达式如式(2-8)所示。对流换热系数的计算在2.3小节中给出。

$$A_h = 2sL \quad (2-8)$$

华中科技大学硕士学位论文

由于 2、3 部分结构相同，均为“T”形块，而且边界条件也相同，因此分析中只需得出一个“T”形块的热阻表达式，再分别代入 2、3 部分的参数，即可得到 R_2 、 R_3 。图 2-7 所示为“T”形块的几何结构及热模型，对这样一个“T”形块，由于其形状不是规则的形状，而且侧面上部为对流换热，侧面下部为绝热，直接分析计算其热阻比较困难。为方便计算，将其分为上下两个长方体块^[4]。热量首先经过上部的长方体块，在长方体块扩散后，一部分热量经由侧面以对流换热的方式传递至通道内的流动工质，另一部分经通道底面传递至下部分长方体块内。对下部的长方体块，热量在其内部扩散后，经由部分上表面的对流换热传递至工质。由上述分析，可得到简化的传热模型，如图 2-7 所示。

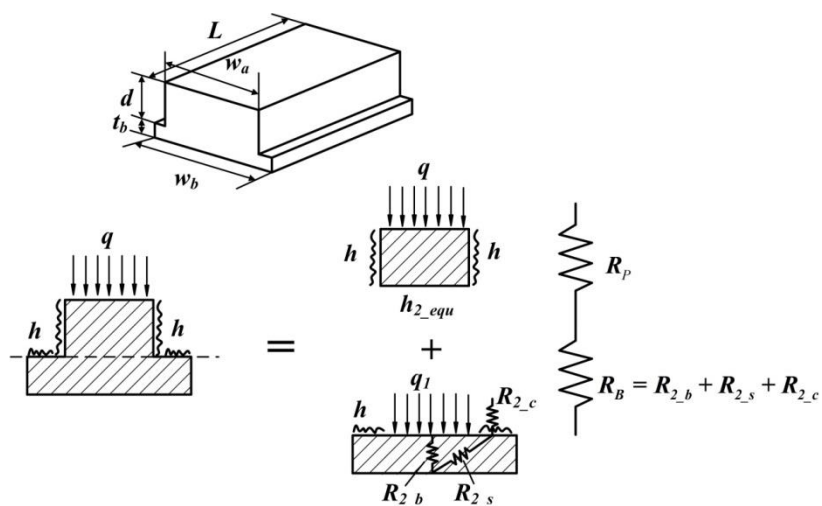


图 2-7 “T”形块的几何结构及热阻模型

计算下部长方体热阻 R_B 时，其边界条件为：顶面中间部分恒热流，两边各有部分对流换热面，两侧面及底面均为绝热面。由于上部长方体块的底面与下部长方体块顶面面积不相等，故当热流从上部长方体进入下部长方体时，会受到一个扩散热阻 R_{2_s} 的影响。因此 R_B 由三部分热阻组成：体热阻 R_{2_b} 、扩散热阻 R_{2_s} 、对流换热热阻 R_{2_c} ^[4]。体热阻 R_{2_b} 、对流换热热阻 R_{2_c} 的计算较为简单，可分别用式 (2-9)、(2-10) 表示计算。

$$R_{2_b} = \frac{t_b}{k_b w_a L} \quad (2-9)$$

华中科技大学硕士学位论文

$$R_{2-c} = \frac{1}{h(w_b - w_a)L} \quad (2-10)$$

式(2-9)中 k_b 为基底导热系数。式(2-10)中 h 为通道的对流换热系数,其计算在2.3节中讨论。

对扩散热阻 R_{2-s} ,根据参考文献给出如式(2-11)所示的计算公式进行计算^{[4][30]}。

$$R_{1-s} = \frac{8}{w_b L k_b} \left\{ \frac{1}{w_a^2} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\cos^2(\lambda_m w_b / 2) \sin^2(\lambda_m w_a / 2)}{\lambda_m^3 \phi(\lambda_m)} + \frac{1}{L^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos^2(\xi_n L / 2) \sin^2(\xi_n L / 2)}{\xi_n^3 \phi(\xi_n)} \right. \\ \left. + \frac{8}{a^2 L^2} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos^2(\lambda_m w_b / 2) \sin^2(\lambda_m w_a / 2) \cos^2(\xi_n L / 2) \sin^2(\xi_n L / 2)}{\lambda_m^2 \xi_n^2 \sigma_{m,n} \phi(\sigma_{m,n})} \right\} \quad (2-11)$$

其中 $\lambda_m = m\pi / w_b$, $\xi_n = n\pi / L$, $\sigma_{m,n} = \sqrt{\lambda_m^2 + \xi_n^2}$, $m=1,2,3,\dots$, $n=1,2,3,\dots$

$$\phi(\chi) = \frac{\chi \sinh(\chi t_b) + h \cosh(\chi t_b) / k_b}{\chi \cosh(\chi t_b) + h \sinh(\chi t_b) / k_b} \quad (2-12)$$

式(2-4)中 χ 为自变量,可分别用 λ_m 、 ξ_n 、 $\sigma_{m,n}$ 代入进行计算。

得到三部分热阻表达式后,下部长方体的总热阻 R_B 可表示为:

$$R_B = R_{2-s} + R_{2-b} + R_{2-c} \quad (2-13)$$

计算上部长方体热阻 R_p 时,其边界条件为:顶部恒热流,两侧面为对流换热,底部等效为一个换热系数为 h_{2-equ} 的对流。 h_{2-equ} 可用式(2-14)表示。整个上部长方体的热阻的计算表达式如式(2-15)所示^{[4][31]}。

$$h_{2-equ} = \frac{1}{R_B w_a L} \quad (2-14)$$

$$R_p = \frac{4}{w_a L k_b} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin^2(\zeta_{x,m}) \sin^2(\zeta_{y,n}) \phi}{\zeta_{x,m} \zeta_{y,n} \xi_{m,n} [\sin(2\zeta_{x,m}) / 2 + \zeta_{x,m}] [\sin(2\zeta_{y,n}) / 2 + \zeta_{y,n}]} \quad (2-15)$$

其中式(2-15)中 $\zeta_{x,m}$ 、 $\zeta_{y,n}$ 、 $\xi_{m,n} = 2\sqrt{\frac{\zeta_{x,m}^2}{w_a^2} + \frac{\zeta_{y,n}^2}{L^2}}$ 均为特征值($m=1,2,3,\dots$,

$n=1,2,3,\dots$),其对应的求解方程为:

$$\zeta_{x,m} \sin(\zeta_{x,m}) = Bi_x \cos(\zeta_{x,m}) \quad (2-16)$$

$$\zeta_{y,n} \sin(\zeta_{y,n}) = Bi_y \cos(\zeta_{y,n}) \quad (2-17)$$

华中科技大学硕士学位论文

式 (2-16)、(2-17) 中 $Bi_x = \frac{hw_a}{2k_b}$ 、 $Bi_y = \frac{hL}{2k_b}$ 。

式 (2-15) 中扩散函数 ϕ 求解如下:

$$\phi = \frac{\xi_{m,n}d + \frac{h_{2-equ}d}{k_b} \tanh(\xi_{m,n}d)}{\frac{h_{2-equ}d}{k_b} + \xi_{m,n}d \tanh(\xi_{m,n}d)} \quad (2-18)$$

计算得到各分块部分热阻后, 由如图 2-4 总热阻网络分析可知, 通道的总热阻可表示如下:

$$Rt = R_1 + \frac{1}{\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_h}} \quad (2-19)$$

热源的平均温度计算如下:

$$T_r = P_w Rt + T_f \quad (2-20)$$

其中 P_w 为热源发热功率, T_f 为流体的定性温度, 计算如下:

$$T_f = \frac{P_w}{2Q\rho C_p} + T_{in} \quad (2-21)$$

式 (2-21) 中 Q 为工质质量流量, ρ 为工质密度, C_p 为工质热容, T_{in} 为工质入口温度。

2.3 通道对流换热系数的计算

要得到单个矩形微通道内的对流换热系数 h , 则需要先计算努谢尔数 Nu 。毛章明^[4]在之前研究的基础上, 采用数值积分, 并对积分式进行数据拟合, 得到了较为精确的热发展段矩形通道内的平均努谢尔数计算表达式, 如式 (2-22) 所示。

$$Nu_{ave} = \frac{1}{C_1(z^*)^{C_2} + C_3} + C_4, \quad 1 \leq \beta \leq 10, z^* \leq z^*_{th} \quad (2-22)$$

其中 β 为通道截面的高宽比, $\beta = \frac{d}{s}$; z^* 为无量纲轴向距离参数, $z^* = \frac{z}{Re Pr D_h}$ (Re :

华中科技大学硕士学位论文

雷诺数; Pr : 普朗特数; D_h : 通道特征长度)

$$\begin{aligned}C_1 &= -8.735 \times 10^{-4} \beta^3 + 8.43 \times 10^{-3} \beta^2 + 2.709 \times 10^{-2} \beta + 2.411 \\C_2 &= -1.153 \times 10^{-5} \beta^3 + 1.653 \times 10^{-4} \beta^2 - 6.833 \times 10^{-4} \beta + 5.760 \times 10^{-1} \\C_3 &= 1.534 \times 10^{-4} \beta^2 - 2.519 \times 10^{-3} \beta + 2.369 \times 10^{-2} \\C_4 &= 6.923 - 1.282 \times 10 / \beta + 1.445 \times 10 / \beta^2 - 5.585 / \beta^3 \\z_{th}^* &= -1.275 \times 10^{-6} \beta^6 + 4.709 \times 10^{-5} \beta^5 - 6.902 \times 10^{-4} \beta^4 \\&\quad + 5.014 \times 10^{-3} \beta^3 - 1.769 \times 10^{-2} \beta^2 + 1.845 \times 10^{-2} \beta + 5.691 \times 10^{-2}\end{aligned}$$

由式(2-22)可知,通道内平均努谢尔数与通道的长度 z 、通道内平均流速 u 、通道宽高比 β 相关。如式(2-23)所示。

$$Nu_{ave} = f(z, u, \beta) \quad (2-23)$$

取 $z=L$ 代入式得到 Nu_{ave} 的表达式后,通道内的对流换热系数可用式(2-21)求解

$$h = \frac{k_f}{D_h} f(L, u_1, d/s) \quad (2-24)$$

2.4 本章小结

本章首先分析了一种双通道直平行微通道的散热过程,根据其结构特点,将其分成三个部分:盖板、“T”形块及两个半“T”形块。之后,分别分析了盖板、“T”形块的传热边界条件及内部传热过程。对盖板,在将其底部换热条件简化为等效对流换热换热后,其热阻由体热阻及扩散热阻组成。对“T”形块,将其进一步分割为上、下两个规则长方体,并分别分析其热阻。最后通过建立的热模型,得到了热源平均温度的表达式。

3 散热控制系统整体设计

第二章中分析了微通道内的传热过程，并得到了各个热阻的表达式，建立了完整的热模型。本章将根据上一章建立的热模型，对影响总热阻的因素进行分析，通过线性拟合的方式得到简化的热阻表达式。同时将结合热阻表达式，建立散热系统的控制算法，对整个散热控制系统进行设计，并对具体的实现方案进行详细介绍。

3.1 控制理论简介

首先对系统设计及后续实验中将用到的控制理论进行简单的介绍。

在控制理论中，通常将控制系统分为闭环控制、开环控制及复合控制三种控制方式。其中以反馈控制为基础的闭环控制系统在自动控制领域运用最为广泛，反馈控制系统一般是通过将被控量的反馈信号来对调节被控量与输入信号之间的偏差，从而达到控制的目的。其特点如下：

- 1、不能给定输入，输入信号由系统产生的偏差决定；
- 2、不需要系统模型，由于调控仅依靠反馈信号，因此不需要事先建立完整的系统模型；
- 3、反馈参数的选择对系统的性能影响较大；
- 4、反馈控制最后稳定时均会有一些的稳态偏差。

闭环系统中常用的控制方式是 PID 控制，该控制方式由比例环节、积分环节以及微分环节三个环节对偏差信号进行处理，处理后发出控制信号对被控量进行控制。PID 控制原理示意图如图 3-1 所示。其控制计算式可表示为^[32]：

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3-1)$$

式中 $u(t)$ 为控制器输出结果， $e(t)$ 为单次采样中反馈信号与设定值的差值； K_p 、 K_i 、 K_d 分别比例、积分、微分系数。

PID 控制由于易于操作、误差控制鲁棒性强等特点而广泛地应用于过程控制中，并

且控制性能较好。随着控制技术的发展，也有研究者将 PID 控制与模糊控制、神经网络、遗传算法等智能控制算法结合^[24-28]，以改进控制效果，增强控制系统的自适应能力。限于篇幅，在此不做详细的介绍。

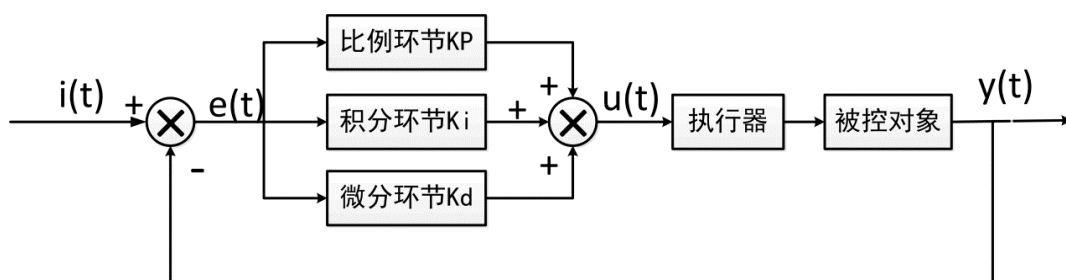


图 3-1 PID 控制基本原理图

开环控制是一种开放的、控制器只通过顺向作用影响控制对象的控制方式。其与反馈控制最大的不同在于其没有反馈信号，反馈控制由于过度依赖反馈信号，导致其在被控量变化幅度较大、被控对象滞后严重、扰动频繁的情况下往往控制效果不佳。而开环控制由于能够将系统的主要影响扰动因素事先进行预测，再根据控制对象的模型，计算出对应的调控量进行调节控制，因而，其对抗扰动的反应更为迅速。开环控制一般有两种方式^[33]：1、按给定量控制，这样的控制方式中一个输入量对应一个特定的输出量，其控制精度由所建立的对应关系及选用执行器的精度等决定。2、按扰动量控制，通过测量扰动量来输出对应的空置量对执行器进行调控，以达到预期的控制效果。

闭环控制简单易于实现，控制效果可检测，但是在被控对象滞后严重时控制效果大打折扣，而且总是存在稳态偏差；开环系统响应快，不受被控对象滞后的影响，但是需要建立准确的模型，而且对执行器件的要求较高。两种不同控制方法均有固有缺点，复合控制系统则考虑了两种控制方式的优缺点，充分发挥两种控制方式的优势。一个复合控制系统中既有闭环控制系统，因而可以通过闭环通道对控制效果进行监测，也有开环控制系统，因而系统对抗扰动的响应更快。从理论上分析，复合控制系统比单纯的开环控制或闭环控制都要有优势，但也应当看到，其构造也更复杂，各个参数间的耦合更多，需要更多的时间进行调节。

3.2 热模型的简化

本文研究的散热控制系统属于开环控制方式，决定其控制性能的重要因素即系统的热模型。

根据第二章的分析可知，微通道的总热阻可用如式（3-2）所示函数表示。主要受三方面因素的影响：（1）微通道的结构参数及物性参数，如整体长度 L 、整体宽度 W 、盖板厚度 t_p 、通道宽度 d 、微通道的导热系数 k 等。（2）热源尺寸及位置，包括热源的长 a 、宽 b 及热源位置 P_a 、 P_b 。（3）对流换热系数 h 。

$$Rt = f(L, W, t_p, d, k, \dots, a, b, P_a, P_b, h) \quad (3-2)$$

对这样一个复杂的表达式，如果需要将其嵌入控制系统中，无疑是非常困难，而且对硬件的要求会较高。但考虑到，当微通道的各个尺寸及材料都确定，热源的尺寸及位置也保持不变后，总热阻的表达式将只与对流换热系数 h 有关。而 h 主要受两方面的影响：（1）工质流量大小 Q 。（2）热源功率 P_w ，热源功率的变化会导致定性温度的变化，进而带来工质物性参数的变化，而 h 计算中涉及到雷诺数、普朗特数等均与工质物性参数相关。换言之，当微通道的各个尺寸、材料、热源的尺寸、位置都确定后，总热阻的计算将被简化为只与 Q 和 P_w 有关，即：

$$Rt = f(Q, P_w) \quad (3-3)$$

表 3-1 毫米级微通道设计参数

设计参数	符号	给定值 (mm)	设计参数	符号	给定值(mm)
整体长度	L	60	微通道高度	d	9
整体宽度	W	40	微通道宽度	s	6
热源长度	a	30	微通道间距	p	6
热源宽度	b	30	盖板厚度	t_p	3
X 方向热源边距	P_a	30	底部厚度	t_b	4
Y 方向热源边距	P_b	20			

首先确定微通道的尺寸参数及热源的尺寸、位置。受加工条件的限制，本文将采用机械加工方式，加工毫米级的微通道进行实验验证。虽然第二章中热模型是以微米级

华中科技大学硕士学位论文

微通道为原型建立的，但是参考文献[4]中的实验结果表明，将微米级的热模型扩展至毫米级时，其预测结果与实验结果吻合较好。因此，本文将以毫米级的微通道为研究对象。微通道的设计参数给定如表 3-1 所示。微通道所用工质为水，导热系数及热容等参数均根据定性温度插值查表得到。微通道材料为 59#铜，导热系数为 125.1 W/(m·K)。

其次对热源功率对总热阻计算的影响进行分析，依次保持工质流量为 200、400、600、800、1000、1200 mL/min 不变，将热源功率由 30 W 调节至 80 W，分别计算微通道总热阻，得到结果如图 3-2 所示，图中横坐标为热源功率，纵坐标为总热阻。由图可看出，在所计算的流量范围内，当流量保持不变时，热源功率的变化对热阻的影响非常小，可忽略不计。

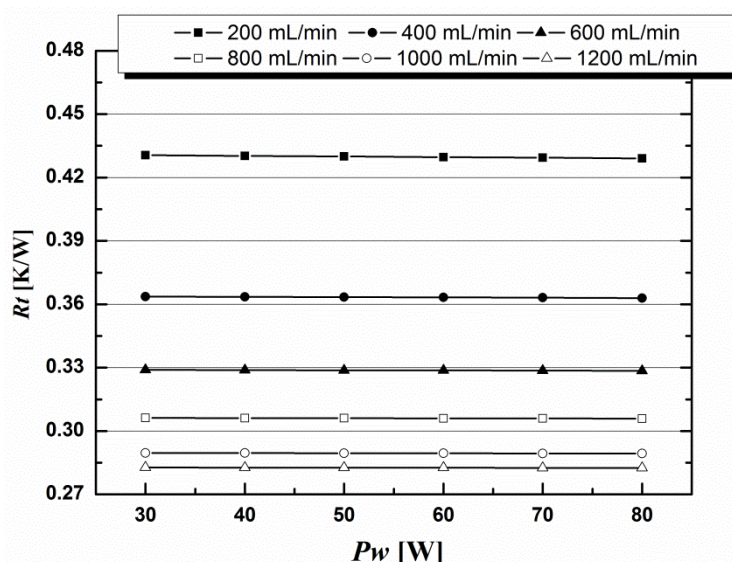


图 3-2 热源功率对总热阻的影响

由于总热阻的计算几乎不受热源功率的影响，则只有工质流量 Q 决定总热阻 R_t ，取 $P_w=50$ w，计算不同流量情况下的总热阻，得到结果如图 3-3 所示。由图可知，随着流量的增大，总热阻将减小，但其减小的速度将越来越小。采用拟合曲线的方法对数据点进行拟合，得到图 3-3 所示拟合曲线。拟合表达式为：

$$R_t = 0.6383 - \frac{0.423Q}{214 + Q} \quad (3-4)$$

式中 Q 单位为：mL/min， R_t 单位为：K/W。

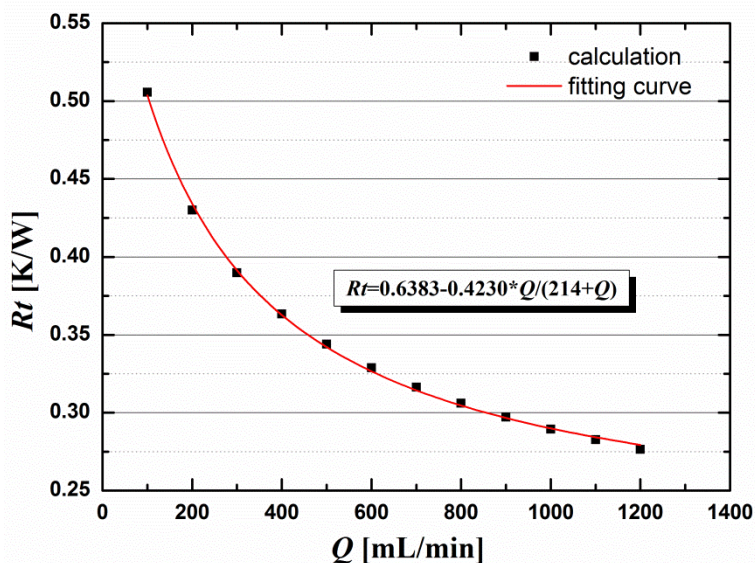


图 3-3 流量对总热阻的影响

3.3 控制算法

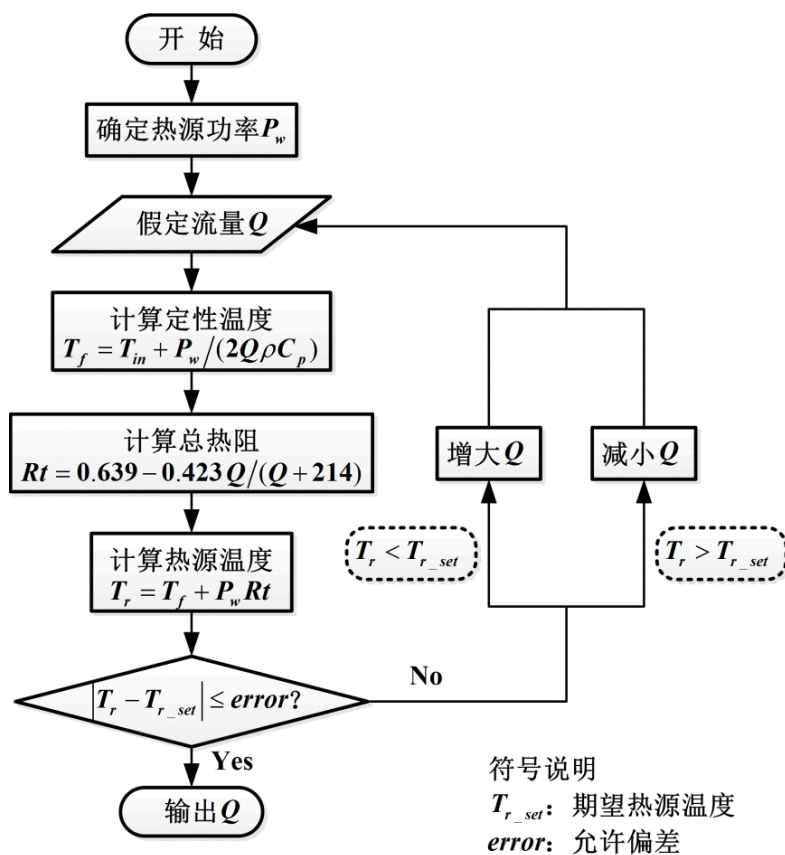


图 3-4 控制算法

得到简化的热阻表达式后,可初步制定微通道散热控制系统的控制算法,如图 3-3 所示。控制算法简述如下:测得热源的功率后,可先假定一工质流量 Q ,再根据热源功率、假定的工质流量,由公式(2-21)计算工质的定性温度,由拟合公式(3-4)计算总热阻,得到定性温度、总热阻后可由式(2-20)计算热源平均温度,并将计算所得温度 T_r 与期望热源温度 T_{r_set} 进行比较,若误差在可接受范围内,则接受本次假设,结束运算,输出 Q 值;若误差超出可接受范围,则需重新进行 Q 值假设:先判断 T_r 与 T_{r_set} 大小,如果 T_r 大于 T_{r_set} ,则增大 Q 值,反之则减小 Q 值。假设后再进行新一轮的计算,如此循环,直至误差满足要求。

3.4 实现方案

3.4.1 系统原理及器件介绍

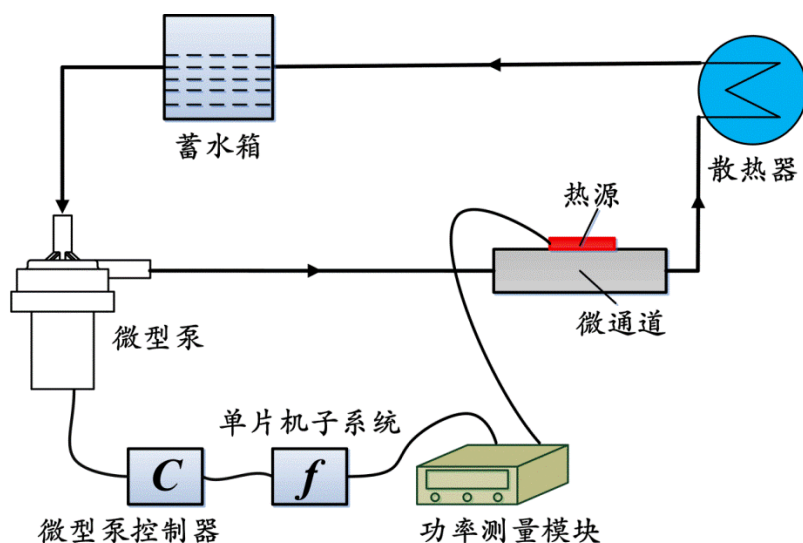


图 3-5 微通道散热控制系统原理图

根据 3-3 小节制定的控制算法,设计微通道散热控制系统如图 3-5 所示。系统主要包括如下几部分:(1) 驱动源微型泵,主要作用是根据控制信号控制通道内流量。(2) 微通道,作用为将热源产生的热量扩散传递至散热工质。(3) 散热器,作用为将工质的热量及时地散到周围环境中。(4) 功率测量模块,作用为测量热源功率大小。(5) 单

华中科技大学硕士学位论文

片机系统，主要负责接收功率测量模块所测量的热源功率信号，根据图 3-3 所示控制流程，计算散去热量所需的流量大小，并将计算结果转换为对应的控制信号，传送到微泵控制器。(6) 微泵控制器，主要作用为接受单片机系统发出的信号，并做出对应的回应，通过调节微泵的转速，达到控制流量的目的。(7) 蓄水箱，主要作用为回收工质。各个器件的选用型号及参数介绍如下。

(1) 微型泵



图 3-6 驱动源微型泵实物图

作为重要的驱动源，微型泵一直是微流体系统研究中的重点。国内外研究者开发了各种形式的微型泵，这些微型泵将磁能、电能、机械能等转换为工质的动能或势能。目前研究较多的微型泵有压电泵、静电泵、电磁泵、微型旋转机械泵、电渗泵等^[34-38]，其中旋转机械泵由于其可提供较高的扬程及高可靠性而受到研究者的关注。

本系统选用微型泵为本实验室研制的高可靠性微型旋转离心泵。实物图如图 3-6 所示。其主要参数如表 3-2 所示。

表 3-2 微型泵参数

	参数
最大扬程[m]	7.7
最大流量[mL/min]	1400
输入电压[V]	24
输入功率[W]	11

(2) 微型泵控制器

微型泵控制器与微型泵配套研制，可控制微型泵的启停、正/反转，同时控制器提

华中科技大学硕士学位论文

供两种调速方式，一种是电位器调速，通过改变外接电位器的位置达到调节转速的目的。另一种是直接通过其他控制单元（如 PLC、单片机等）直接输入模拟电压到“SV”端实现调速。控制器的其他特点如下：

- 1、可实现过流堵转保护；
- 2、有感无感两种模式兼容。

控制器的相关性能指标如表 3-3 所示，实物如图 3-7 所示。

表 3-3 控制器参数

	参数
供电电源[V]	8~30
额定功率[W]	90(最大)
速度变动率对负荷	±1% 以下（额定转速）
速度变动率对电压	±1% 以下（电源电压±10%，额定转速无负载）
速度变动率对温度	±2% 以下（25℃~40℃ 额定转速无负载）



图 3-7 控制器实物图

(3) 散热器



图 3-8 散热器

华中科技大学硕士学位论文

图 3-8 所示为本系统选用的散热器。散热器正面为铝制散热水排，背面为散热风扇，风扇额定电压为 12 V，电流为 0.2 A。散热器散热功率可达 50 W。

(4) 功率测量模块

考虑到后续实验中需记录功率大小，系统选用上海任重仪器仪表厂生产的 HB404 型号智能功率表。该表可实时显示所测功率大小，并且能够实现模拟电流变松输出，变送输出范围可设定。具体参数如表 3-4 所示。实物图如图 3-9 所示。

表 3-4 功率表参数

参数	
工作电压[V]	AC/DC 85~260
输入电压[V]	0~400
输入电流[A]	0~5
测量精度	0.5 级



图 3-9 智能功率表

(5) 单片机子系统

由于本系统中单片机子系统需要完成三个任务：1、接受来自智能功率表的模拟信号，并转换成数字信号；2、根据功率信号计算所需流量大小；3、将流量信号转换为微型泵控制器可接受的模拟信号。因而本系统中单片机子系统主要由三个子模块组成：1、计算控制模块，负责完成控制计算及信号的处理。2、A/D 转换模块，将功率表传来的模拟信号转换为数字信号。3、D/A 转换模块，负责将输出信号转换为微型泵控制器可接受的模拟信号。下面将分别介绍三个模块选用的电子元器件。

计算控制模块主要元器件为单片机，本系统选用的为 STC89C51 单片机。这款单

华中科技大学硕士学位论文

片机主要特点有[39]:

- 1、计算高速、功耗较低（掉电模式： $<0.1 \mu\text{A}$;空闲模式：2 mA）;
- 2、抗干扰能力较强，可抵抗 2 KV/4 KV 干扰脉冲;
- 3、抗静电性能佳，芯片管脚可抵抗 6 kV 静电;
- 4、使用方便，可进行在线串口编程。

单片机的性能参数如表 3-5 所示。

表 3-5 STC90C51 单片机性能参数

	参数
工作电压[V]	5.5~3.4
工作频率[MHz]	0~40
RAM[Bite]	512
工作温度范围[°C]	0~75

由于单片机并不能识别外部的模拟信号，因而需要使用 A/D 转换模块将时间连续、幅值连续的模拟信号转换为时间离散、幅值离散的数字信号。本系统的 A/D 转换模块选用美国德州仪器公司研制的 10 位 A/D 转换芯片 TLC1549。该芯片采用 CMOS 工艺，其主要特点有^[40]:

- 1、采样及保持电路均为内在的;
- 2、结构简单，采用串行的通信方式使得芯片只有 8 个管脚，与单片机的通信使用三条线即可实现;
- 3、抗干扰性强;
- 4、误差小，总不调整误差仅为 $\pm 1 \text{ LSB}$;

系统的 D/A 转换模块选用美国德州仪器公司研制的 10 位 D/A 转换芯片 TLC5615。该芯片结构简单，兼容性较好，在数字失调、工业控制等场合适用性较好。其主要特点如下^[41]:

- 1、工作电源为单 5 V 电源;
- 2、拥有自动复位功能;
- 3、采用串行接口，3 线即可实现通信;

4、功耗极低，最大功耗仅为 1.75 mW；

3.4.2 控制电压与流量关系的确定

在进行下一步的工作之前，还有一个问题需要解决：确定微型泵控制电压 u_p 与微型泵流量 Q 的关系。当单片机通过计算得到所需流量 Q 后，需要通过 u_p 与 Q 的关系来确定对应的 u_p ，并把该电压信号发送给微型泵控制器来控制微型泵泵送 Q 。

采取实验的方法来确定 u_p 与 Q 的关系。首先测量微型泵的性能曲线，将微型泵接入如图 3-10 所示性能测试系统。测试系统中循环如下：微型泵将水从水箱中抽出来，经过电磁流量计测量流量，差压计测量微型泵进出口差压，再经由后面的管路送回水箱，形成循环。测试过程每一个工况点的流量 Q 、差压 ΔP 、转速 n 及其对应的控制电压 u_p 均可通过数据采集仪实时保存到电脑。保持泵转速不变，调节调节阀的开度，可获得微型泵相同转速不同流量情况下的扬程。

对测量数据进行处理后，以横坐标为流量，纵坐标为扬程，将相同转速下的工况点连成线，即可得到该转速下微型泵的性能曲线。同样，散热系统的管网特性曲线也用实验的方法获得。

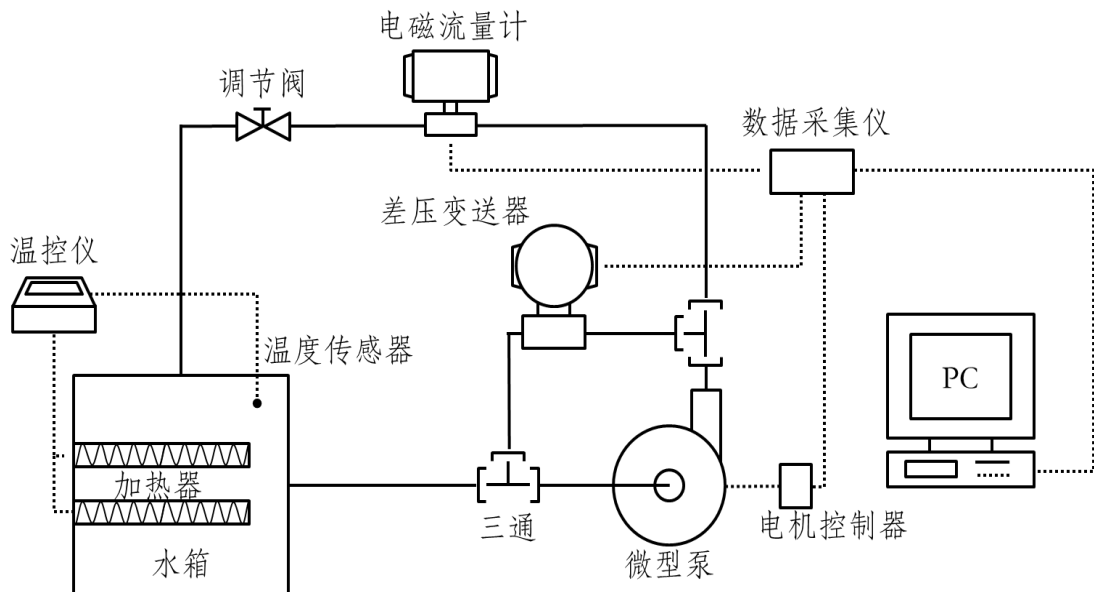


图 3-10 微型泵性能测试系统示意图

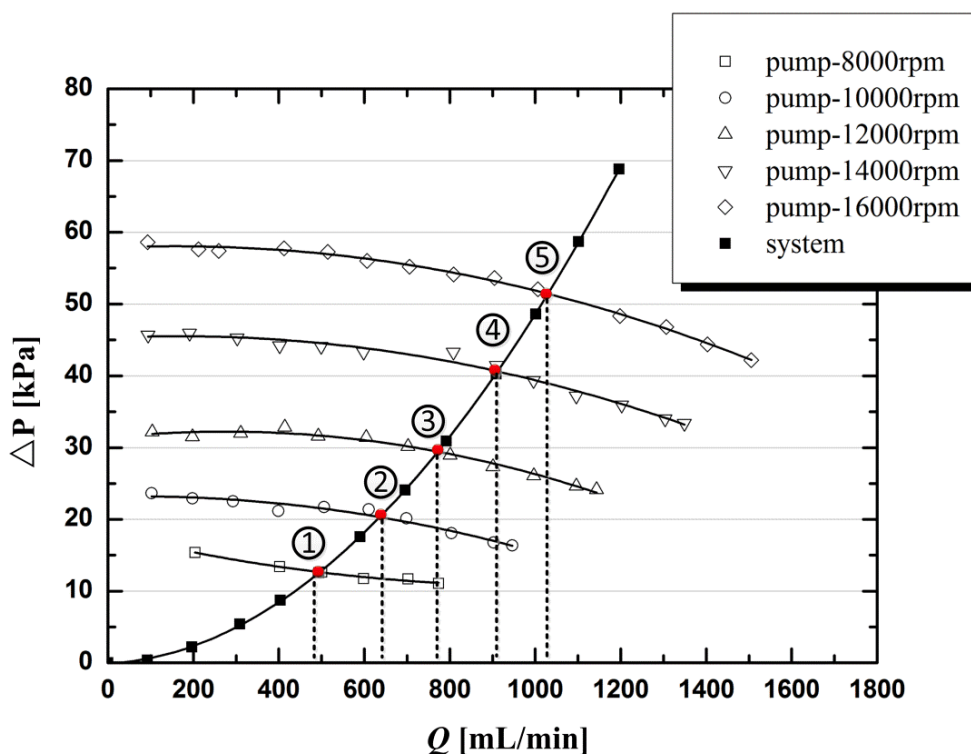


图 3-11 微型泵性能曲线与系统管网特性曲线

微型泵的性能曲线与系统的管网特性曲线如图 3-11 所示。通过求取微型泵的性能曲线与系统管网特性曲线的交点，可得到如表 3-6 所示在系统中微型泵的控制电压与流量的对应关系。在后续的控制程序中，将使用线性插值的方法来获得计算流量对应的控制电压，计算公式如下：

$$u_{p_cal} = \frac{Q_{cal} - Q_{[k]}}{Q_{[k+1]} - Q_{[k]}} (u_{p[k+1]} - u_{p[k]}) + u_{p[k]} \quad Q_{[k]} \leq Q_{cal} \leq Q_{[k+1]}, n = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (3-5)$$

其中 Q_{cal} 为计算所需流量， $Q_{[k]}$ 为第 k 个相交点对应的流量， $u_{p[k]}$ 为第 k 个相交点对应的微型泵控制电压。 u_{p_cal} 为计算所得对应的控制电压。

表 3-6 性能曲线与管网特性曲线相交点对应参数

相交点	1	2	3	4	5
转速[rpm]	8000	10000	12000	14000	16000
流量 Q [mL/min]	489	643	778	906	1036
控制电压 u_p [V]	1.37	1.51	1.77	2.03	2.29

3.4.3 控制流程

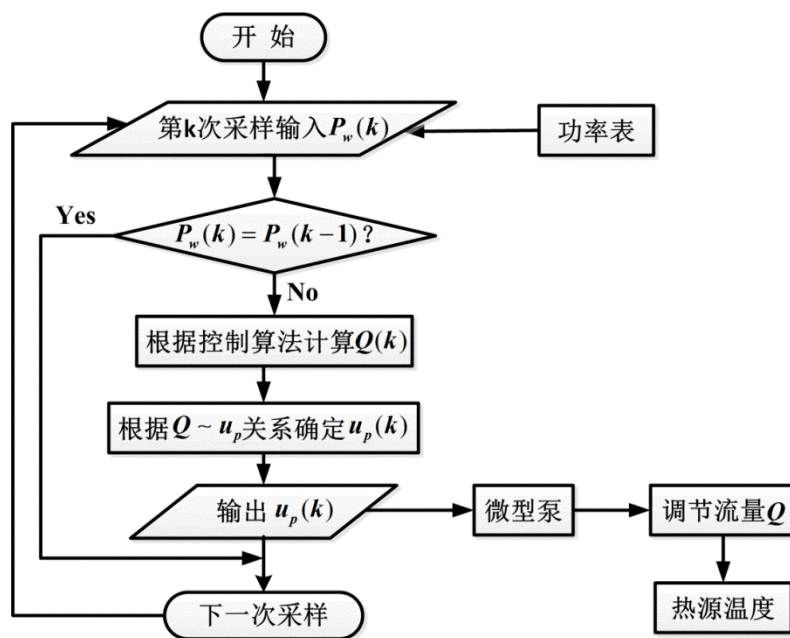


图 3-12 散热系统控制流程

控制系统的控制流程如图 3-12 所示，功率表实时测量热源功率信号 P_w ，每隔一定的采样时间，单片机采集一次功率信号，采集信号后先判断功率是否有变化，若本次采样功率和上次采样功率大小相同，表明热源功率没有变化，此时系统将维持之前输出不变，直接等待下一次采样。若不相同，则根据 3.2 小节所述算法，计算散去本次采样功率 $P_w(k)$ 所需的流量 Q ，并根据微泵控制电压 u_p 与 Q 的对应关系，计算对应的 $u_p(k)$ ，之后将该电压信号发送给微型泵控制器，控制微型泵对流量进行调节，达到控制热源温度的目的，完成本次控制。

3.5 本章小结

本章首先介绍了基本控制理论知识，分析了闭环控制、开环控制及复合控制的优缺点，其次根据第二章建立的热模型，分析了影响微通道总热阻的几大因素：微通道的结构参数、热源尺寸及位置、对流换热系数 h 。通过逐一分析各个因素，得到了简化的总热阻表达式。在此基础上，建立了散热控制系统的控制算法。并制定了具体的实

华中科技大学硕士学位论文

现方案。并通过实验的方法确定了执行器微型泵的控制电压 u_p 与流量 Q 的对应关系，最后对系统的控制流程进行了阐述。至此，整个散热控制系统的设计工作全部完成。

4 系统实验

第三章对所建立的热模型进行了分析，通过曲线拟合的方式得到确定通道尺寸、热源大小及位置后的简化热模型，同时对整个基于热模型的散热控制系统（简称 TMC 系统）进行了设计。本章将对设计的 TMC 系统进行多工况下的实验测试，对系统的散热控制效果进行验证。同时本章还将设计基于传统 PID 反馈控制的对比实验，将 TMC 系统与采用传统 PID 控制的效果进行了对比分析，以评价 TMC 系统的散热控制效果优劣。

4.1 控制系统性能评价指标

在进行实验之前，需要确定判断系统控制效果的性能指标。

对于多数控制系统，一般是以时间作为独立变量。系统对时间的响应输出以及系统的状态是研究者关注的重点。为了便于进行系统分析，以及对不同系统进行性能比较，需要以典型信号作为输入，来观测系统的响应性能^[42]。

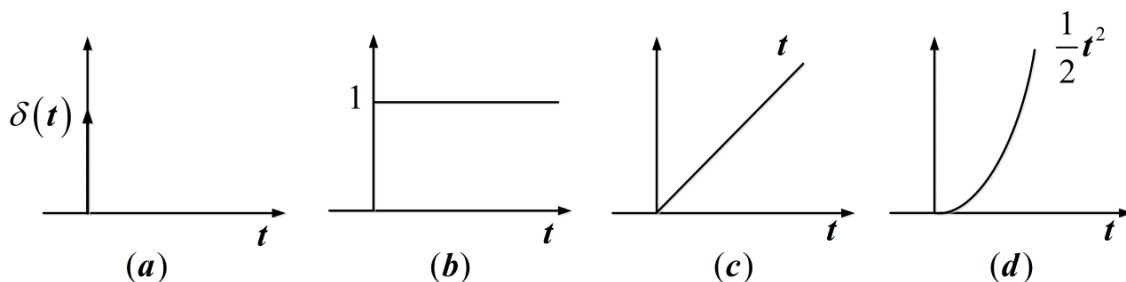


图 4-1 典型输入信号 (a) 单位脉冲信号 (b) 单位阶跃信号
(c) 单位斜坡信号 (d) 单位加速度信号

实际研究中常用一些理想化的基本输入信号来检测控制系统的性能优越。常用的典型输入信号如图 4-1 所示。典型输入信号的选取一般取决于系统常见的工作状态，或选择对系统挑战最大的信号作为系统的典型输入信号。对温度调节系统，一般采用阶跃信号作为检测输入信号，因为阶跃信号对温控系统的考验最大。如果在阶跃信号的作用下，一个系统的性能达到设计需求，那么可以推断当输入脉冲、加速度等其他信

号时，系统的性能指标也能够达到预期效果。

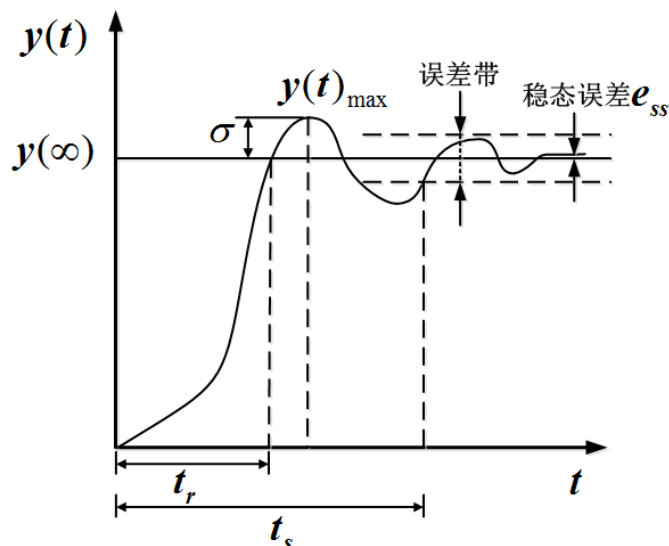


图 4-2 典型系统的阶跃响应

为方便分析，通常人们将系统在典型输入信号的作用下的响应过程分为动态过程和稳态过程。系统由初始状态稳定至最终状态，这一响应过程称为系统的动态过程。为了分析动态过程系统的性能，人们定义了各种动态性能指标。对阶跃输入信号，常用的动态性能指标主要有调节时间 t_s 、超调量 $\sigma\%$ ，如图 4-2 所示，其定义分别如下^[42]：

(1) 调节时间 t_s ：响应曲线到达并保持在终值 $\pm 5\%$ （或 $\pm 2\%$ ）误差带之内的最短时间。
 t_s 一般用来评价系统的响应速度及阻尼特性。

(2) 超调量 $\sigma\%$ ：响应曲线相对初始值的最大偏离量 $y(t)_{\max}$ 与终值 $y(\infty)$ 的差与终值的比值为超调量。其定义式如式 4-1 所示。一般用超调量评价系统响应动态的平稳性。
 如果 $y(t)_{\max} < y(\infty)$ ，则表明系统响应无超调。

$$\sigma\% = \frac{y(t)_{\max} - y(\infty)}{y(\infty)} \times 100\% \quad (4-1)$$

以典型输入信号测试系统的响应，当系统趋于稳定时，系统各种输出量的状态称为稳态过程。通常用稳态误差表征系统输出接近期望输出的程度。其定义式如式(4-2)所示，一般用其来评价系统的抗扰动能力或度量系统控制精度^[42]。

$$e_{ss} = \lim_{t \rightarrow \infty} [y_{set} - y(t)] \quad (4-2)$$

对本散热控制系统，我们将采用阶跃输入信号来检测其动态响应情况。同时，为了更全面地反应系统的控制效果，我们还将设定不同值的阶跃输入信号，并对其上升时间、调节时间、超调量及稳态误差进行计算，以便进行分析比较。

4.2 实验系统介绍

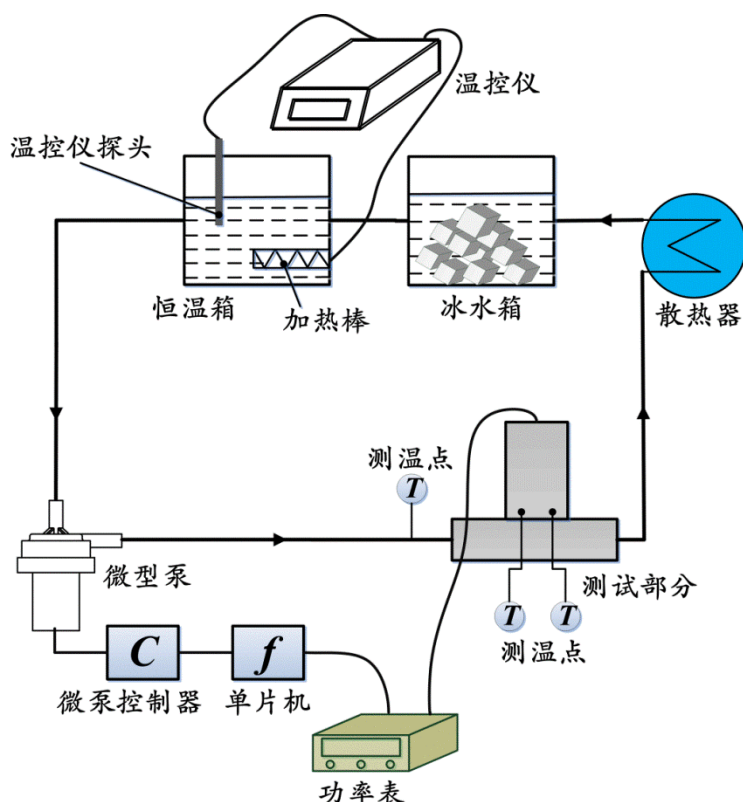


图 4-3 实验系统示意图

实验系统示意图如图 4-3 所示，系统主要包括：微型泵、测试部分、散热器、冰水箱、恒温箱、温控仪、功率表等。微型泵受控制器的控制，将水从恒温箱驱动至微通道测试部分，在微通道内将模拟热源产生的热量带走，之后水在散热器内冷却。为了控制入口水温恒定，在散热器后加了一个冰水箱，在冰水箱内水被冷却至低于设定的入口水温，再到恒温箱内，由温控仪控制加热棒对其进行加热，使水温达到入口水温并保持恒定(实验过程均保持入口水温恒定为 25°C)。实验过程模拟热源的加热功率由功率表读出。

实验过程中需要测量热源的平均温度，以检验散热控制系统控制效果。为测量热源

华中科技大学硕士学位论文

平均温度，我们将 4 根 K 型热电偶布置在模拟热源的热流注表面。具体布置位置如图 4-4 所示。在安放热电偶时，为保证热电偶与导热柱表面的充分接触及测量稳定性，先将导热柱表面清洗干净，再用保温胶带将热电偶测量端固定在导热柱表面。在结果的处理中，将四根热电偶所测温度的平均值视为热源的平均温度。同时，在微通道入口处也安防了一根热电偶，用于监测入口水温。所有热电偶采集的温度信号均通过数据采集仪的采集传送至电脑保存，供后续处理使用。

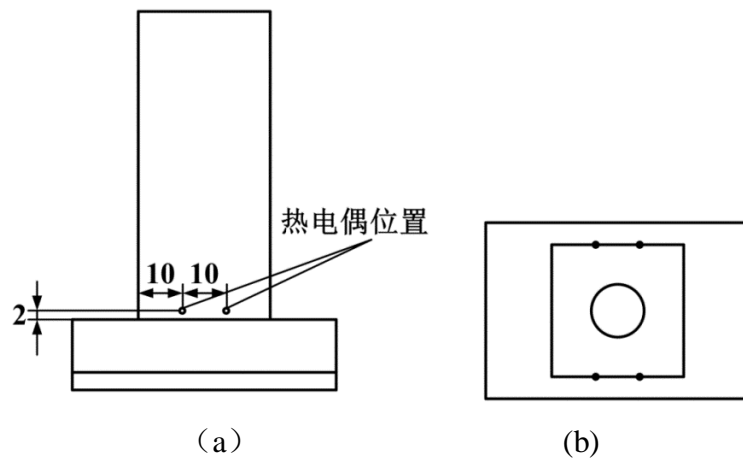


图 4-4 热电偶布置位置 (a) 前视图 (b) 俯视图

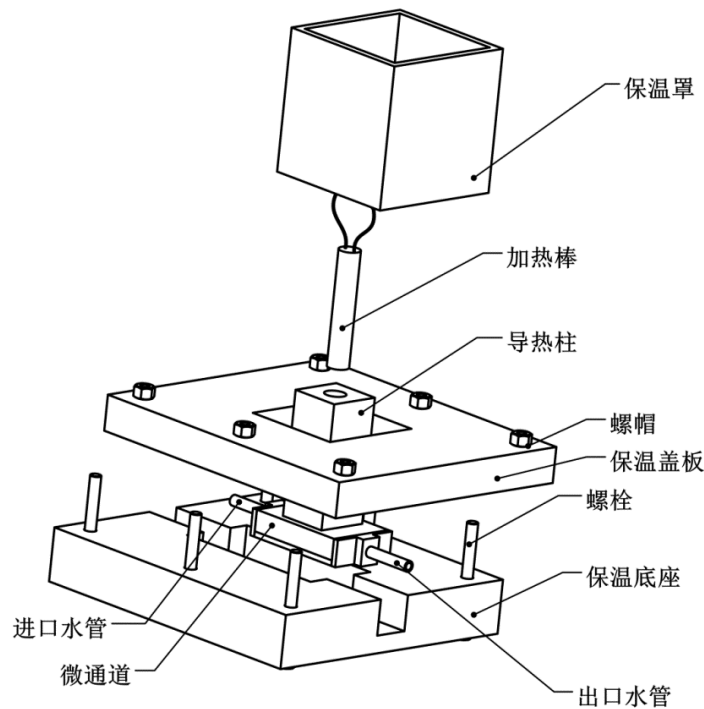


图 4-5 测试部分爆炸图

华中科技大学硕士学位论文

图 4-5 所示为实验系统的测试部分爆炸视图。进出口水管分别与微通道的入口、出口焊接在一起，进出口水管再与实验回路中的接口相接。模拟热源由一个加热棒和导热柱组成，导热柱截面尺寸为设计的热源尺寸大小，并直接和微通道加工为一体，加热棒插入导热柱中间加工好的空心圆柱内。为了减少实验过程中外部环境对实验的干扰，设计加工了一个保温底座和保温盖板。实验时将微通道放入保温底座中间的保温室，在空隙位置填满保温棉，再将保温底座和保温盖板用螺栓固定。在导热柱部分也设计了一个保温罩，保温罩的高度高于导热柱高度，保温罩与导热柱之间的空隙同样用保温棉填充。保温底座、保温盖板与保温罩的材料均为聚氧亚甲基（俗称“赛钢”），导热系数为 0.31 W/(m K) 。通过这样的隔绝措施有效减少微通道及导热柱表面与外界的热交换，使实验结果更可靠。

4.3 对比实验设计

4.3.1 PID 控制算法及实验系统

为了检验所设计的 TMC 系统控制效果优劣，需要进行对比实验。TMC 控制系统实际上是一种开环控制系统，为形成明显对比，我们选取了现在控制系统中较为常用的 PID 闭环控制系统作为对比实验的对象。

PID 控制算法有位置式和增量式两种算法，相比位置式算法，增量式算法拥有容差能力强、可实现无扰动切换以及对信号的处理较为简单等优点，因而我们选用增量式算法作为控制算法。其表达式可如下式所示：

$$\Delta u(k) = K_p [e(k) - e(k-1)] + K_I e(k) + K_D [e(k) - 2e(k-1) + e(k-2)] \quad (4-3)$$

其中：

$\Delta u(k)$ 为第 k 次计算后控制执行器的增量值；

$e(k)$ 为第 k 次采样后的输入偏差；

K_p 、 K_I 、 K_D 为比例、微分、积分系数；

图 4-6 给出的为结合本实验具体情况设计的 PID 控制系统流程图，其控制流程大

体如下：首先由温度传感器采集热源温度作为反馈信号的输入，再通过单片机计算采样值与设定值得输入偏差，若输入偏差在允许范围内，则跳过后续步骤，直接等待下一次采样，如果输入偏差超过允许范围，则根据式 4-2 计算控制增量 $\Delta u(k)$ ，并将该增量信号传送至微型泵控制器，控制微型泵改变微通道内的流量，进而达到调节热源温度的目的。与此同时，对输入偏差进行更新，为下一次调节做准备。

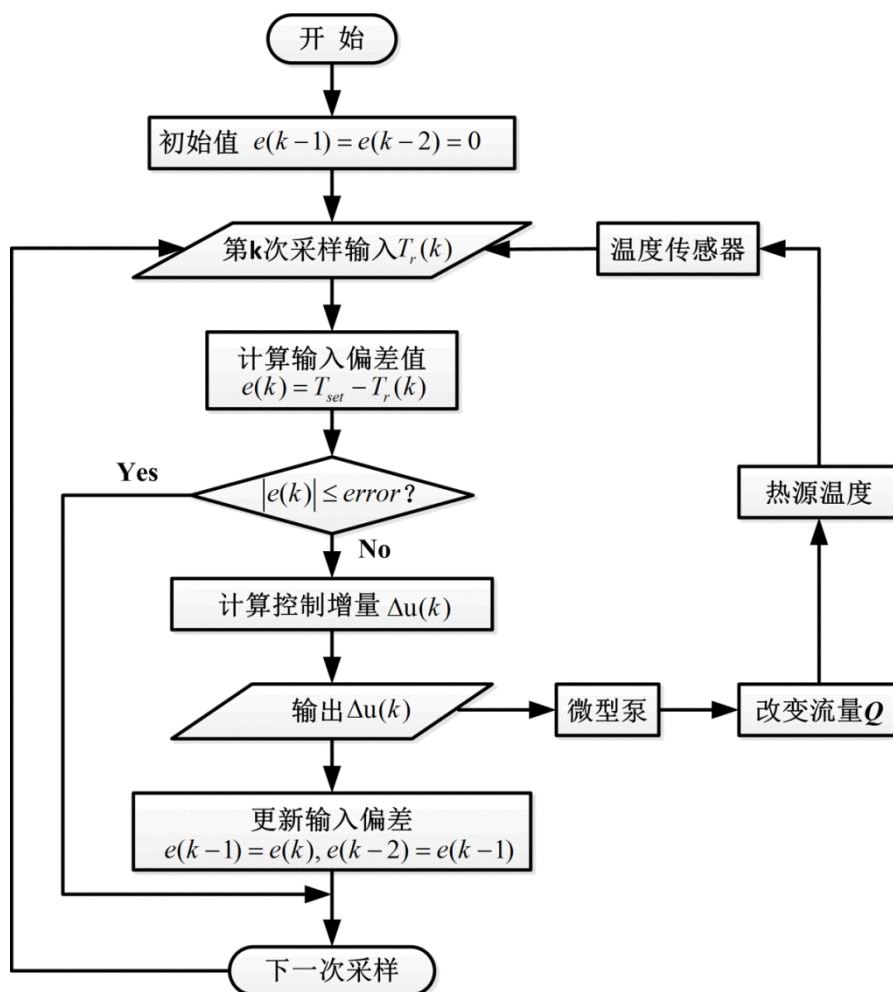


图 4-6 PID 控制流程图

图 4-7 所示为 PID 控制实验系统示意图。该系统与基于热模型控制的实验系统不同之处在于：基于热模型控制中以功率表提供的热源功率信号作为控制输入信号，而 PID 控制实验系统中输入信号为热源温度（由一个贴在热源底部的温度传感器提供，温度传感器位于热源一侧热电偶布置位置的中间）。系统中功率表仅用作显示功率值，其余条件两者均保持一致。

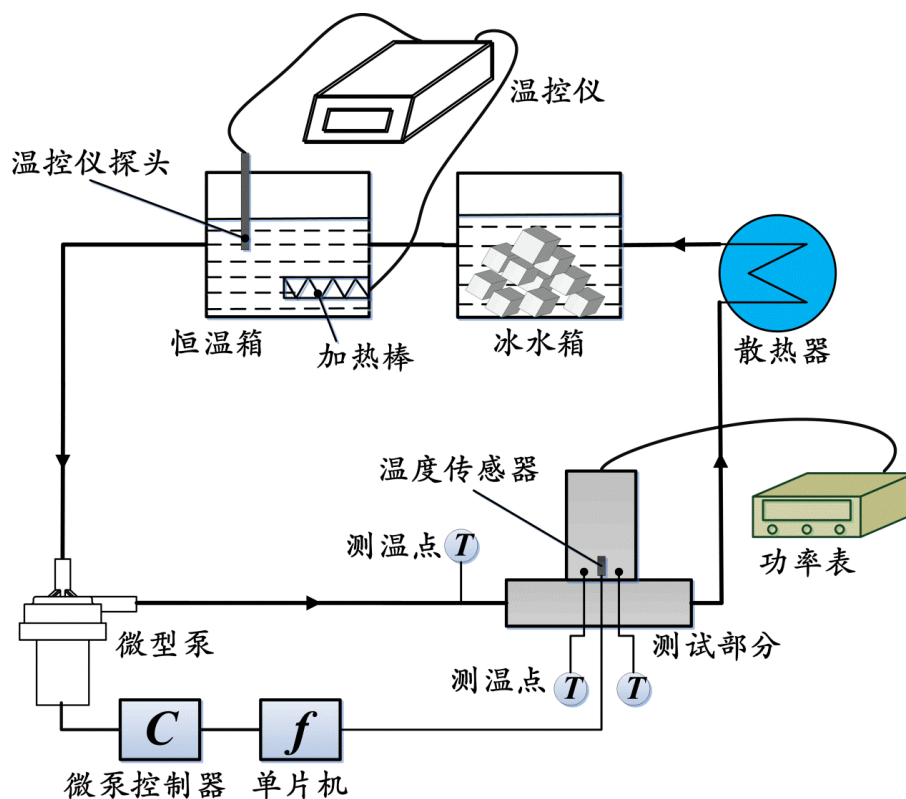


图 4-7 PID 控制实验系统图

4.3.2 PID 参数整定

PID 性能的好坏，主要取决于其参数整定的结果。恰当的 PID 参数可以让系统性能表现优异。而粗糙的参数则有可能导致系统振荡，精度降低，甚至出现系统失稳的现象。研究者提出了多种 PID 参数整定方法。主要有试凑法、临界比例法、衰减曲线法、ISTE 最优设定法、归一参数整定法等^[46-47]。其中归一参数法在总结大量实际经验上，有效地减少了独立变量的个数，简单实用。本文选用该方法来进行 PID 参数的整定。

在归一参数整定方法中，一般将 PID 控制的三个参数（比例系数、积分时间常数、微分时间常数）集成为对比例系数 K_p 的整定，其对应的计算方程为：

$$\Delta u(k) = K_p [2.45e(k) - 3.5e(k-1) + 12.5e(k-2)] \quad (4-4)$$

采用实验的方法对 K_p 进行整定。利用图 4-7 所示实验系统，设定模拟热源加热功率为 60 W 的阶跃信号，取五组不同的 K_p 值测试 PID 控制系统的响应曲线，得到结果

华中科技大学硕士学位论文

如图 4-8 所示。由图可知，当 K_p 值较大时，系统出现了明显的振荡。而随着不同 K_p 值减小，这种振荡逐渐平缓，到 $K_p = 2.9 \times 10^{-3}$ 时基本消失，此时系统曲线变得平稳。不同 K_p 情况下 PID 控制系统的性能指标如表 4-1 所示，由表中可看出在 $K_p = 2.9 \times 10^{-3}$ 时，系统的调节时间最短，意味着此时系统更容易达到稳定，而且此时系统的稳态误差绝对值也最小，仅为 $0.064 \text{ } ^\circ\text{C}$ ，同时不同 K_p 的超调量没有太大区别，因此最终选定 $K_p = 2.9 \times 10^{-3}$ 。

表 4-1 不同 K_p 值 PID 控制系统的性能指标

$K_p \times 10^3$	1.5	2.9	5.9	11.7	23.4
调节时间 t_s [s]	693	506	612	>700	>800
超调量 σ [%]	8.66	8.91	8.77	8.21	7.52
稳态误差绝对值 $ e_{ss} $ [$^\circ\text{C}$]	0.459	0.138	0.277	~	~

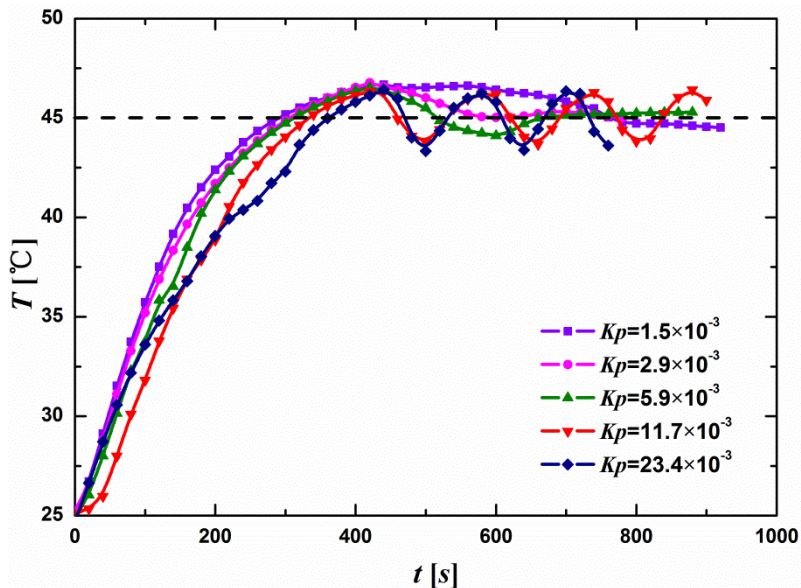


图 4-8 不同 K_p 值 PID 控制系统的响应曲线

4.4 实验结果与讨论

4.4.1 典型阶跃信号实验结果讨论

华中科技大学硕士学位论文

实验采用不同的阶跃信号作为输入信号，即在 0 时刻之前系统处于初始状态，入口水温、热源温度均保持 25 °C，热源功率 $P_w = 0$ W。在 0 时刻开始分别给模拟热源 $P_w = 60, 65, 70$ W 的输入，并一直保持，直至最后热源温度达到稳定。控制目标为控制热源温度在 45 °C，控制允许误差为 ± 1 °C。分别利用图 4-3 及图 4-7 所示实验系统测试了 TMC 控制系统和 PID 闭环控制系统的响应曲线，并对响应曲线调节时间、超调量及稳态误差绝对值进行计算比较。

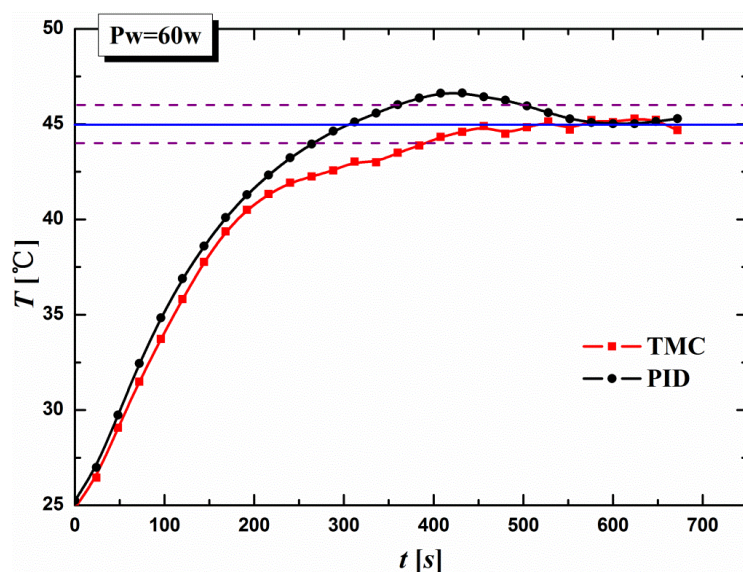


图 4-9 $P_w = 60$ W 时两种控制方式的响应曲线

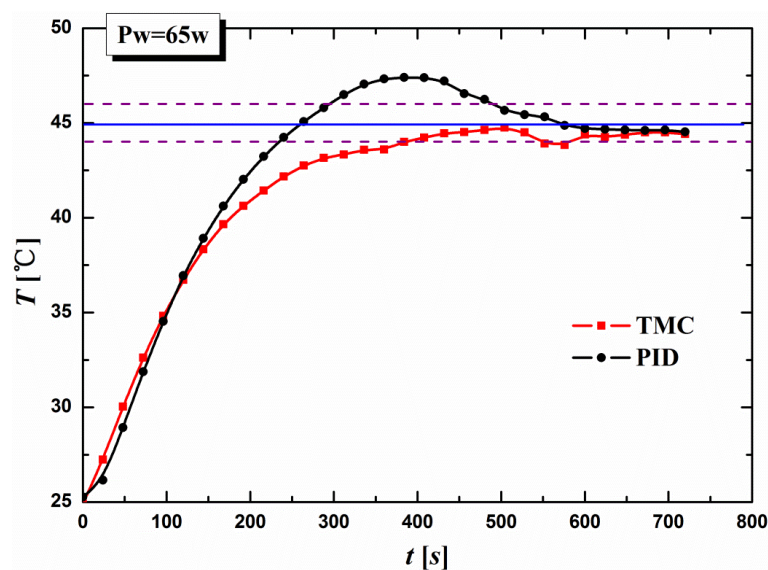


图 4-10 $P_w = 65$ W 时两种控制方式的响应曲线

华中科技大学硕士学位论文

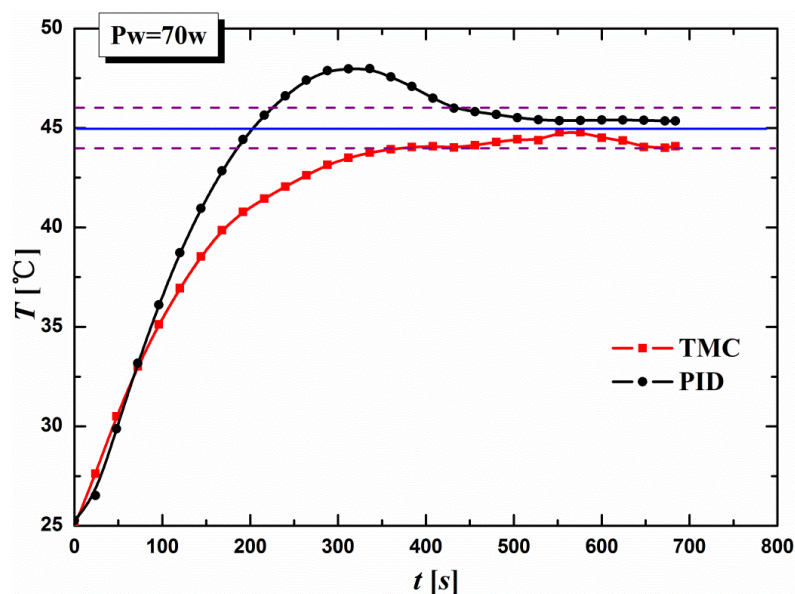
图 4-11 $P_w = 70\text{ W}$ 时两种控制方式的响应曲线

图 4-9 至 4-11 所示分别为取三种不同功率大小的典型阶跃信号作为输入信号时两种控制方式的响应曲线。图中横坐标为时间，纵坐标为热源平均温度。由图可以看出，对不同的阶跃输入信号，TMC 控制方式均能够较好地达到控制目的，这表明了第二章所建立的热模型较为准确，能够用于温度控制，而且对不同工况的适用性较强。同时也验证了所设计系统的合理性。

同时可以看到与 PID 控制方式相比，TMC 控制过程平稳，波动较小，而且 TMC 控制在 $P_w = 65\text{ W}$ 、 $P_w = 70\text{ W}$ 的情况下均没有超调量，在 $P_w = 60\text{ W}$ 时也仅出现微小超调量，这主要是因为 TMC 系统在 0 时刻接受一个热源功率信号，计算出对应的流量后，其后控制过程微通道内的流量基本保持不变，换言之，在热源功率变化后的瞬间，TMC 控制已经计算出达到设定温度所需的流量大小，只要热源功率不变，控制系统会一直保持该流量大小不变（除去受到一些干扰信号的扰动的影响），因而其控制过程较为平稳，一般很难出现超调的情况。而 PID 控制方式过于依赖反馈信号，在没有达到设定误差范围内的情况下，反馈信号一直在变动，PID 控制需要不停地根据反馈信号的变动对流量进行调整，因而其调节过程波动也较大，也容易出现超调的现象。

为进一步比较两种控制方式的控制性能，图 4-12 作出了不同功率下两种控制系统调节时间柱状图。由图 4-12 可看出，在所测量的工况下，TMC 控制的调节时间均小于

PID 控制，在 $P_w = 60$ W 时，TMC 控制的调节时间比 PID 控制短 120 s，经计算，此时 TMC 控制的调节时间仅为 PID 控制的 76.28 %。其原因如下：由于 TMC 控制在热源功率变化后瞬间已经经过计算得到到设定温度所需的流量大小，其后它做的工作就是监视功率信号的变化，只要功率信号不变，系统将维持目前的流量大小不变，因而不需要太多的调节时间。而 PID 控制需要根据温度反馈信号不断做出调整，由于温度反馈信号也在一直变动，对应地，其调节时间相对 TMC 控制会长一些。

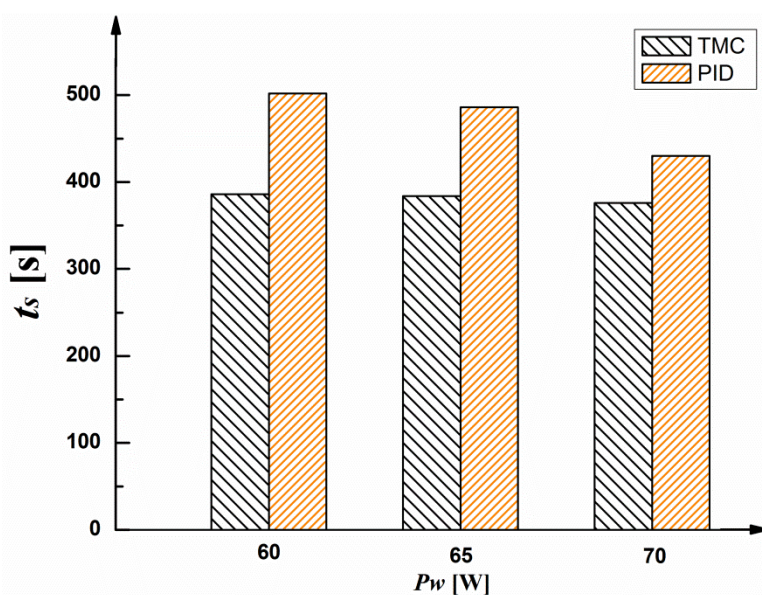


图 4-12 不同功率下两种控制系统的调节时间比较

表 4-2 中对不同功率下两种控制系统的性能指标进行了比较。由表中可看到对 TMC 控制方式仅在 $P_w = 60$ W 出现 2.30 % 的超调量，其余情况均无超调量，而 PID 控制的最大超调量为 15.13 %，最小超调量也有 8.91 %，这意味着 TMC 控制方式稳定性较好，可以有效地避免温度过高给被控对象造成热冲击，满足一些对温度敏感的电子器件的温度控制要求。同时可以由表 4-2 看到，TMC 控制的稳态误差绝对值 $|e_{ss}|$ 均大于 PID 控制的 $|e_{ss}|$ ，TMC 控制最大的 $|e_{ss}|$ 为 $P_w = 70$ W 时的 0.7 °C。主要的原因如下：1、热模型简化时引入了一定的误差；2、制定执行器控制电压与流量关系时流量、电压的测量会有一些的误差，同时我们采取线性插值的方式求取对应的流量也会降低流量控制的准确性；3、控制过程会受到一些干扰信号的影响，如功率表采集信号、单片机控制信号传输过程会受到一定的外界干扰。

表 4-2 不同功率下两种控制系统的性能指标

热源功率 P_w [W]	60		65		70	
控制方式	TMC	PID	TMC	PID	TMC	PID
调节时间 t_s [s]	386	506	384	486	376	430
超调量 σ [%]	2.3	8.91	0	11.99	0	15.13
稳态误差绝对值 $ e_{ss} $ [°C]	0.15	0.138	0.59	0.383	0.7	0.377

4.4.2 系统适用性的进一步探究

为检验控制系统对实际应用情况的适用性，另外设计了两组实验，分别采用：1、55 W 到 70 W 的阶跃信号，即在 0 时刻之前，保持输入功率信号为 55 W，让系统达到稳定，0 时刻突然将功率信号跳跃至 70 W，之后保持功率不变；2、70 W 到 55 W 的阶跃信号，设置与 1 相反，在 0 时刻之前，让系统在 70 W 的功率下达到平衡，0 时刻突然将功率信号跳跃至 55 W 后保持不变。采用实验分别测量对这两种输入信号系统达到平衡的响应过程。控制目标为稳定热源温度在 45 °C 左右，允许误差为 ± 1 °C。

所测试的系统响应曲线分别如图 4-13、4-14 所示。由图可看到，在两种阶跃信号输入情况下，两种控制方式均能达到控制目的，最后热源温度均稳定在预设的控制温度 45 °C 左右。如图 4-13 所示，在阶跃信号为 55 W 到 70 W 时，TMC 控制方式热源温度先降低，之后再慢慢上升，直至达到稳定，PID 控制的热源温度变化规律与之相反。出现上述现象的原因是：当在 0 时刻热源功率由 55 W 跳跃变化到 70 W 时，TMC 控制在检测到热源功率变化后，第一时间给微型泵发出控制信号，将微通道流量增大至 70 W 散热功率平衡时所需流量，而此时增大的热源功率导致增加的热量还需要一定时间扩散才能使热源温度升高，这样系统在热源温度升高之前由于流量的增大会带走更多的热量，导致热源温度降低。而当增加部分热量扩散至热源时，又会使热源温度升高，直至最后达到平衡。PID 控制方式则相反：在热源功率开始增大时，由于此时输入偏差较小，系统并不会立即有反应。一直要到热源温度升高到一定值时，PID 控

华中科技大学硕士学位论文

制才会有控制动作，将微型泵的输入电压调大，增大流量，使热源温度慢慢降低，直至达到平衡。由其调节过程也可以理解，TMC 控制方式控制动作更快，能够让系统更快达到平衡，由于其控制输出恒定，因此系统失稳的可能性也更小。图 4-14 所示响应曲线中热源温度的变化与图 4-13 所示变化相反，同样可用上述分析进行类似解释。

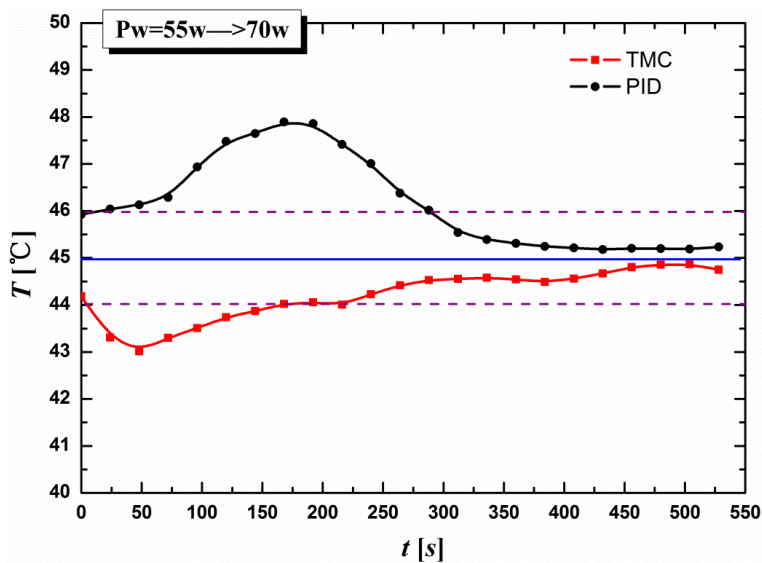


图 4-13 阶跃信号为 55W 到 70W 时两种控制方式的响应曲线

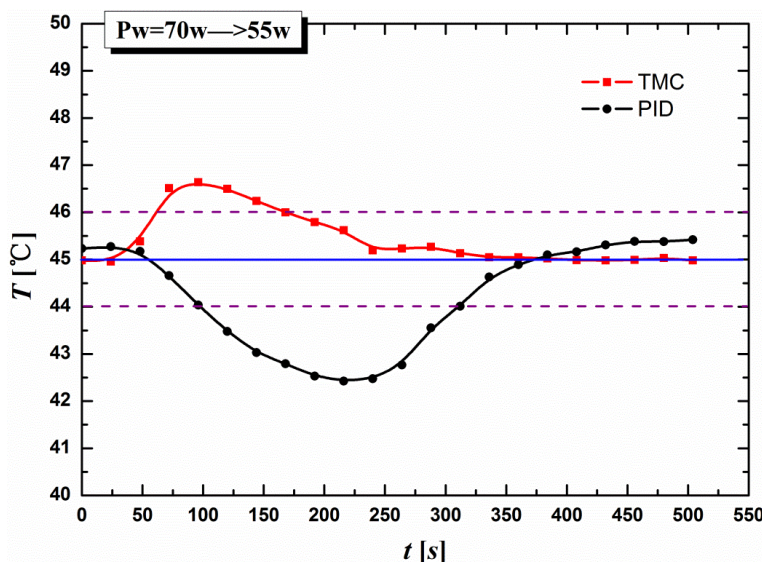


图 4-14 阶跃信号 70W 到 55W 时两种控制方式的响应曲线

表 4-3 所示为两种控制系统的调节时间，由表可看出两种阶跃信号下，TMC 控制的调节时间均低于 PID 控制的调节时间，在阶跃信号为 55 W 到 70 W 时，TMC 控制

华中科技大学硕士学位论文

的调节时间为 115 s，仅为 PID 控制的调节时间的 54.17%，而在阶跃信号为 70 W 到 55 W 时，TMC 调节时间为 166 s，为 PID 控制调节时间的 53.54%。对比结果显示了 TMC 控制调节对扰动信号的快速响应性。

表 4-3 两种控制系统的调节时间

热源功率 P_w [w]	55→70		70→55	
	TMC	PID	TMC	PID
调节时间 t_s [s]	156	288	166	310

4.4.3 实验小结

由上述实验结果可得到结论如下：

1、基于热模型的 TMC 控制方式能够较为准确地达到控制目的，表明第二章建立的热模型能够较为准确地预测热源温度，用于实际控制。

2、在典型阶跃信号输入下，与 PID 控制方式相比，TMC 控制反应更快，调节更平稳。在所测量工况下，TMC 控制的调节时间均少于 PID 控制方式，最短调节仅为 PID 控制的 76.28%。同时，TMC 控制超调量较小，甚至没有超调量，其最大超调量为 2.3%，与 PID 控制最小超调量 8.91% 对比明显。但在不考虑 PID 控制温度传感器误差的情况下，TMC 控制的稳定精度低于 PID 控制。

3、在两种非典型阶跃信号输入下，TMC 控制显示了良好的适用性。当由低功率阶跃至高功率时，TMC 控制的反应曲线会出现热源温度先降低，再升高，最后达到稳定的情况。而当由高功率阶跃至低功率时，其温度则会先升高，再降低，直至达到平衡状态。PID 控制的响应曲线变化规律与 TMC 控制的正好相反。同时结果显示，TMC 控制调节时间分别为 PID 控制的 54.17%、53.54%，进一步验证了 TMC 控制对阶跃信号的响应速度比 PID 控制要快。

由实验结果可知，PID 控制控制过程波动大，超调量大，达到稳定耗时长，而 TMC 控制响应快，达到稳定所需的调节时间短，超调量小，因此，对一些对要求快速响应、并且控制超调量的电子温度控制的应用场合，TMC 控制方式将更加适合。同时，由于

PID 控制需要通过传感器传递的反馈信号进行调控，这会带来两方面的问题：1、反馈信号的传感器需要与被控对象直接接触，在高温情况下，容易产生传感器失效的风险，一旦传感器失效，将导致整个系统温度飞升，损坏被控对象；2、在一些具体的应用场合，传感器很难准确地测量被控对象的温度，如 LED 结温控制中，目前很难通过传感器直接测量封装后的 LED 芯片结温，在这种场合下，PID 控制难以适用。而 TMC 控制由于不需要反馈信号，并且其所需控制信号仅为被控对象的散热功率，没有直接和被控对象高温部位接触的器件，因此可以很好地避免上述 PID 控制会遇到的问题。

也应当看到，TMC 控制方式也有一定的局限性：一方面是对一些难以建立热模型的应用场合，TMC 控制难以应用。TMC 控制的基础是准确建立被控对象到散热工质的热模型。虽然现在对热模型的理论研究较为深入，一些封装电子元器件，如大功率 IGBT、LED 阵列等，均有相关研究建立其热模型，但也有一些应用场合传热过程复杂、难以用理论分析方法建立热模型。另一方面热模型的建立过程做了一些假设，这与实际应用场合会有一些差别，如分析盖板热阻时我们假设顶端面除了热源均为绝热，而实际应用中这部分绝热表面应为对流换热。这会对控制精度造成一定的影响。

综上所述，TMC 控制的优势在于其调节时间短，控制过程平稳，超调量小，而且其不依赖反馈信号，控制失稳风险小，可以应用于一些 PID 控制无法应用的场合。其局限性在于对于一些难以建立热模型的场合无法应用，同时控制精度需要进一步提高。

4.5 本章小结

本章主要对前一章设计的散热系统进行了实验测试及分析。首先确定评价控制系统性能优劣的指标。其次对实验系统进行了详细介绍。为更好评价所设计的散热控制系统的效果，在第三小节中设计了一个 PID 反馈控制系统，并采用归一参数法对 PID 控制进行了参数整定。之后对 TMC 控制、PID 控制进行了对比实验，实验结果表明：

1、所设计的 TMC 散热控制系统能够控制热源温度达到预定值，表明所建立的热模型是准确的，能够应用于控制。

2、与 PID 控制相比，TMC 控制的优势在于其调节时间短，控制过程平稳，超调量小。对典型阶跃输入信号，其调节时间最短仅为 PID 控制的 76.28%，其最大超调量为

华中科技大学硕士学位论文

2.31%,与 PID 控制最小超调量 8.91 %对比明显。

3、对更接近实际应用的阶跃信号输入，TMC 控制同样显示了良好的适用性。

5 总结与展望

5.1 全文总结

本文研究了一种基于热模型的微通道散热控制系统,主要期望通过建立微通道散热器的热模型,将模型嵌入控制系统中,对热源温度进行预测,以开环控制的方式实现对被控对象进行快速、智能的温度控制。文中以一种最简单的双通道的微通道作为散热器,分析了其内部传热过程,通过分割、简化,逐一分析了微通道各部分热阻,建立了微通道整体热模型,并在确定尺寸、材料后,对热模型进行了进一步的简化,基于简化后的热模型设计了一种散热控制系统,制定具体实现方案,并采用实验对系统的散热控制性能进行了验证。本文所做的工作和具体结论如下:

1、对一种双通道直平行微通道结构进行了详细的分析,根据其结构特点,将其分割成三个部分:盖板、“T”形块及两个半“T”形块。之后,分别分析了各部分传热边界条件及内部传热过程,参考相关文献建立了各部分的热阻解析计算式,最后通过建立的热模型,得到了热源平均温度的表达式。

2、根据前面的热模型,分析了影响微通道总热阻的几大因素:微通道的结构参数及物性参数、热源尺寸及位置、对流换热系数 h 。通过逐一分析各个因素,采取曲线拟合的方式得到了简化的总热阻表达式。在此基础上,建立了散热控制系统的控制算法,并制定了具体的实现方案。同时通过实验的方法确定了执行器微型泵的控制电压 u_p 与流量 Q 的对应关系,完成整个散热控制系统的设计。

3、对所设计的 TMC 散热系统进行了实验测试及分析。通过实验测试系统对典型阶跃输入信号的响应曲线,并计算了对应的调节时间、超调量及稳态误差。实验结果表明所设计的 TMC 散热控制系统能够控制热源温度达到预定范围,表明所建立的热模型是准确的,能够应用于控制。

4、采用实验的方法对 TMC 控制与传统 PID 控制进行了相比分析,结果显示 TMC 控制的优点在于其调节时间短,控制过程平稳,超调量小。对典型阶跃输入信号,TMC 控制调节时间最短为 PID 控制的 76.28 %,其最大超调量为 2.31 %,与 PID 控制最小超

调量 8.91 %对比明显,但其控制精度稍低于 PID 控制精度。

由以上结论可知,本文建立的 TMC 微通道散热控制系统能够达到预期的控制目标,表明用热模型来进行温度控制是可行的。同时实验分析结果也表明,相比传统 PID 控制, TMC 控制可以更好地应用于一些要求快速响应、并且严格控制超调量的温度控制的场合。

5.2 展望

本文建立的 TMC 微通道散热控制系统虽然在实验中展示了较好的性能,并且相比传统 PID 控制有一些突出的优势,但由于研究时间有限,本文的研究内容也还有进一步深挖和扩展的空间,主要包括:

- 1、控制精度的进一步提高。主要途径包括两方面,一方面可以在系统设计时加强抗干扰设计,包括抗静电干扰的设计,抗外磁场干扰设计等,减少外界对控制信号的干扰。另一方面可以进一步提高热模型的精确度,使其更切合实际应用情况。文中热模型建立过程做了一些假设,这与实际应用场合会有一些差别,如分析盖板热阻时我们假设顶端面除了热源均为绝热,而实际应用中这部分绝热表面应为对流换热。这也会对控制精度造成一定的影响。

- 2、本文建立 TMC 微通道散热控制系统实际是一种开环控制系统,相对 PID 闭环系统有一定的优势,但是也有其不足,如其控制精度不如闭环控制,控制系统本身无法对控制效果进行监测等,如果能够将两种控制方式进行整合,互相取长补短,得到一个复合控制系统,则可以预测,新的控制系统将响应更快,控制精度也更高,对实际应用的适应能力更强,这对扩展 TMC 控制的应用也是十分有意义的。

致 谢

论文完成之际，首先特别想感谢的是我的导师罗小兵老师，感谢罗老师平时不辞辛劳地给我指导做科研的基本思路，帮我纠正一些错误的工作、学习习惯。罗老师在学术上一丝不苟的研究态度，在事业上不懈的追求也让我受益匪浅。在这两年的研究学习中，每当思想懈怠时，罗老师总是会及时地提醒、鞭策；每当遇到难题想退缩时，罗老师又总会给与鼓励和指导。两年的时间，在罗老师的严格要求下，我收获了，进步了，但特别惭愧自己始终不能达到罗老师要求的高度，唯有期待后续不断的努力。再次衷心地感谢罗老师！

一直觉得自己能进入罗老师带领的 TPL 实验室是一件非常幸运的事情，在这里不仅可以收获知识，也有这两年来的美好回忆。感谢实验室秘书史琪琪女士在日常事务及生活中对我的关心照顾，感谢实验室的段斌师兄在两年间对我不断的帮助与指导。段斌师兄思维敏捷，逻辑缜密，做事雷厉风行，更难得是他对身边每一个人都特别真诚，犹记得刚进实验室段斌师兄带着我一起做实验、跑加工、做模拟的场景，每次遇到解决不了的难题，段斌师兄都会毫无保留地帮助我，师兄的为人处事态度永远是我学习的目标。在此也感谢郭庭辉师兄在我的研究过程中的建议和启发，感谢实验室程婷师姐、郑怀师兄、胡润师兄、马金龙师兄、付星师兄、邹颀师姐、袁超师兄、胡锦炎师兄、李岚师姐、王依蔓师姐、陈奇、朱永明、陈程、商博峰、余新建、谢斌、黄梦宇、刘发龙、吴睿康、马预谱在这两年学习生涯的陪伴与帮助。

两年的学习马上就要画上句号了，但这对我也不仅仅是一个结束，更是一个开始，两年时间的学习让我更加自信地去面对即将开启的新生活！无论以后遇到什么事情，这两年的经历都将永远存在记忆的深处；无论年轮如何滚动，感恩的心永远不会褪色！

参考文献

- [1] 葛浩.新型微通道热沉的设计和数值研究: [硕士学位论文].上海交通大学图书馆, 2007
- [2] 潘洋, 梁琳, 常文光.电力电子器件封装模块的散热特性.通信电源技术, 2014, 02: 4~7
- [3] 张狄林.IGBT 电气参数的温度特性分析.计算机与数字工程, 2013, 06: 999~1001
- [4] 毛章明.树形分叉微通道均温散热器的紧凑热模型及其验证: [硕士学位论文].华中科技大学图书馆, 2012
- [5] Venkatadri V, Sammakia B, Srihari K, et al. A review of recent advances in thermal management in three dimensional chip stacks in electronic systems. Journal of Electronic Packaging, 2011, 133(4): 41011
- [6] 齐永强, 何雅玲, 张伟等.电子设备热设计的初步研究.现代电子技术, 2003, 01: 73~76
- [7] Jiang L, Mikkelsen J, Koo J M, et al. Closed-loop electroosmotic microchannel cooling system for VLSI circuits. Components and Packaging Technologies, IEEE Transactions on, 2002, 25(3): 347-355.
- [8] Gillot C, Schaeffer C, Bricard A. Integrated micro heat sink for power multichip module. Industry Applications, IEEE Transactions on, 2000, 36(1): 217-221.
- [9] Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI. Electron Device Letters, IEEE, 1981, 2(5): 126-129.
- [10] Perret C, Schaeffer C, Boussey J. Microchannel integrated heat sinks in silicon technology. Industry Applications Conference, 1998. Thirty-Third IAS Annual Meeting. The 1998 IEEE. IEEE, 1998, 2: 1051-1055.
- [11] Mohammed H A, Gunnasegaran P, Shuaib N H. Influence of channel shape on the thermal and hydraulic performance of microchannel heat sink. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2011, 38(4): 474~480

- [12] Mohammed H A, Gunnasegaran P, Shuaib N H. Numerical simulation of heat transfer enhancement in wavy microchannel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2011, 38:63-68
- [13] Fedorov A G, Viskanta R. Three-dimensional conjugate heat transfer in the microchannel heat sink for electronic packaging. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2000, 43:399-415
- [14] Harms T M, Kazmierczak M J, Gerner F M. Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1999, 20(2): 149~157
- [15] Peng X F, Wang B X, Peterson G P, et al. Experimental investigation of heat transfer in flat plates with rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1995, 38(1): 127~137
- [16] Kim S J. Methods for thermal optimization of microchannel heat sinks. *Heat Transfer Engineering*, 2004, 25(1): 37~49
- [17] Deng B, Qiu Y, Kim C N. An improved porous medium model for microchannel heat sinks. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(16): 2512~2517
- [18] Adham A M, Mohd-Ghazali N, Ahmad R. Optimization of an ammonia-cooled rectangular microchannel heat sink using multi-objective non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA2). *Heat and Mass Transfer*, 2012, 48(10): 1723~1733
- [19] Halefadi S, Adham A M, Mohd-Ghazali N, et al. Optimization of thermal performances and pressure drop of rectangular microchannel heat sink using aqueous carbon nanotubes based nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 62(2): 492~499
- [20] Birur G C, Sur T W, Paris A D, et al. Micro/nano spacecraft thermal control using a MEMS-based pumped liquid cooling system. *SPIE Micromachining and Microfabrication*. 2001, 4560: 21-24.
- [21] Andrew A O, Taya, Francis E H, Tay, et al. Analytical study on a mems micro-cooling
-

华中科技大学硕士学位论文

- system for cooling of flip chips. Asia Pacific Symposium on Microelectronics and MEMS. International Society for Optics and Photonics. 1999,3893:82-93
- [22] Zhou P, Hom J, Upadhyaya G, et al. Electro-kinetic microchannel cooling system for desktop computers. Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2004. Twentieth Annual IEEE. IEEE, 2004: 26-29.
- [23] Iyengar M, Garimella S. Design and optimization of microchannel cooling systems. Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronics Systems, 2006. ITherm'06. The Tenth Intersociety Conference on. IEEE, 2006: 54-62
- [24] 王俭, 谷慧娟.基于功耗和核温度信号的 CPU 芯片强制散热控制.苏州科技学院学报(工程技术版), 2013, 01: 71~75
- [25] 郭长兴.变压器室通风散热智能控制系统研究: [硕士学位论文].河南科技大学图书馆, 2013
- [26] 瞿晓华.电动汽车热系统性能及控制优化研究: [博士学位论文].上海交通大学图书馆, 2012
- [27] 董昌春.主机冷却水温度控制系统的神经网络 PID 控制研究: [硕士学位论文].上海海事大学图书馆, 2005
- [28] 韩松.车用发动机智能冷却系统基础问题研究: [博士学位论文].浙江大学图书馆, 2012
- [29] Bosch E G T. Thermal compact models: an alternative approach. IEEE Transactions On Components and Packaging Technologies, 2003, 26(1): 173~178
- [30] Muzychka Y S, Culham J R, Yovanovich M M. Thermal Spreading Resistance of Eccentric Heat Sources on Rectangular Flux Channels. Journal of Electronic Packaging, 2003,125:178~185
- [31] Muzychka Y S, Culham J R, Yovanovich M M. Thermal Spreading Resistance in Rectangular Flux Channels part II-edge cooling. Proceeding of 36th AIAA thermophysics conference. In: Orlando, Florida, USA, 2003. 1~9
-

华中科技大学硕士学位论文

- [32] 范津齐.基于模糊自整定 PID 算法的电锅炉温度控制: [硕士学位论文].沈阳理工大学图书馆, 2013
- [33] 杜杰.基于加速度计的光电伺服跟踪系统前馈控制: [硕士学位论文].中国科学院研究生院(长春光学精密机械与物理研究所)图书馆, 2011
- [34] Feng G, Kim E S. Piezoelectrically Actuated Dome-Shaped Diaphragm Micropump. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2005, 14(2):192-198
- [35] Machauf Prochaska A, Nemirovsky Y, Dinnar U. A membrane micropump electrostatically actuated across the working fluid. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2005, 15(12): 2309~2316
- [36] Su Y, Chen W, Cui F, et al. Analysis and fabrication process of an electro-magnetically actuated valveless micropump with two parallel flexible diaphragms. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2005, 219(9): 1007~1014
- [37] Luo X, Zhu L, Zhuang B, et al. A novel shaft-less double suction mini pump. *Science in China Series E: Technological Sciences*, 2010, 53(1): 105~110
- [38] Lin Q, Yang B, Xie J, et al. Dynamic simulation of a peristaltic micropump considering coupled fluid flow and structural motion. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2007, 17(2): 220~228
- [39] 张朋娜.基于 STC89C516RD+单片机的控制系统的实验论证: [硕士学位论文].吉林大学图书馆, 2006
- [40] 李伟光, 朱金华, 彭永红.串行模数转换芯片 TLC1549 及其应用. *机械工程师*, 2003(11): 36~38
- [41] 朱更军, 彭永供, 项安等.串行 10 位 D/A 转换器 TLC5615 原理及与 DSP 的接口. *电子质量*, 2003, 10: 59~60
- [42] 陈复扬. 自动控制原理. 第一版. 北京: 北京工业出版社, 2010. 54~57
- [43] 樊国平.智能 PID 控制系统的设计与研究: [硕士学位论文].浙江工业大学图书馆,
-

华中科技大学硕士学位论文

2005

[44] 董谦, 谢剑英.运动控制系统中 PID 调节器设计.电气自动化, 2001, 06: 23~25

附录 攻读硕士学位期间发表论文

- [1] Bin Duan, Tinghui Guo, **Minqing Luo**, Xiaobing Luo*. A mechanical micropump for electronic cooling. Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm), 2014 IEEE Intersociety Conference on. IEEE, 2014: 1038-1042