# 中文摘要

本文以对微电子芯片的散热为工程背景,将其抽象为发热表面的有效冷却问题,研究以空气为输运热量介质的散热技术,试图采用气体喷吹与加肋片的散热 方式相结合,来代替传统的风扇与肋片结合的散热方式,使喷吹在局部区域产生 高换热系数的同时,运用肋片的不同分布形式减小热量与温度分布的不均匀性。 在整个发热表面上,气体喷吹会产生极大的热量不均匀的分布,而热的不均匀分 布,会造成发热表面的局部温度过高,容易产生热应力的问题,从而使得功率元 件的散热效能和可靠性下降。

本文对于具有一定功率的发热元件,通过对它散热的物理现象的分析,建立 与之相对应的数学和几何模型,通过运用数值分析软件对其进行求解,验证这种 气体喷吹与肋片散热相结合的新型的散热技术的可行性。在保持空气质量流量和 其他参数不变的条件下,运用数值分析软件对喷嘴及肋片散热器的结构分别进行 一定程度的优化,最终使其散热效果达到最佳。通过数值求解,可以对不同工况 下得到的速度场以及温度场的分布进行分析,观察影响换热效果的因素,对于喷 嘴来说,受影响的主要因素在于喷嘴的尺寸、喷吹的速度以及喷嘴的排列形式; 而对于肋片散热器来说,肋片高度则是主要因素,经过计算分析后可以确定出这 些基本几何参数的取值范围。

最后根据前边的分析,设计了几种不同形式的散热器,如 V 型、抛物线型、 椭圆形肋片高度分布函数的散热器,通过对这三种形式进行散热分析,发现 V 型散热效果最好,因此,最终设计了由 V 型组合在一起的波浪型肋片高度分布 函数的散热器形式。证明其与普通肋片散热器相比,在相同的工况下,比普通散 热器的散热效果好,而且还更节省原材料。

关键词: 气体喷吹 肋片散热器 肋片高度 数值研究

# ABSTRACT

The cooling technology that use air as the medium of transporting heat is investigated, taking the heat dissipation of microelectronic chip as the background, abstracting it as the efficient cooling problem of a surface. An original method of dissipating heat is provided, which uses the air impinging technology combined with the fin heat sink instead of the conventional fan cooling technology. It not only could produce high heat transfer coefficient in local area by air impinging, but also could eliminate the nonuniformity of heat flux and temperature field in the whole surface by fin heat sink. The air impinging could produce high nonuniform heat flux field in the whole surface, which is easy to be destroyed due to the high local temperature. And the thermal stress which also result from the nonuniform, will lead to descend of the heat dissipation efficiency and reliability. It can't work regularly at last.

Mathematical and geometrical model is built by analyzing the physical phenomenon of heat dissipation on a high-density power component. Feasibility of the new-style cooling method is improved by numerical analysis. The structures of nozzles and fin heat sink are optimized by CFD; it could achieve the optimum by holding the air mass flow flux and other parameters. The factors influencing the heat dissipation efficiency is confirmed by analyzing the flow and temperature field in all kinds of working conditions. Considering the nozzles, the main factors are size of nozzles, velocity of impinging, and the arranging type; considering the fin heat sink, they are the length and width of fin, these primary parameters will be confirmed by computing.

In the end, several types of heat sinks are provided, that the heights of fins are designed by some functions, e.g. the V, parabola and ellipse type. It is proved that the efficiency of V tape is the best by analyzing the heat dissipation of the three kinds of heat sinks. Then the wavy heat sink formed with the combination of the linear ones is provided, whose performance of heat dissipation is better than the conventional one, and can also save the raw material in the same working conditions.

KEY WORDS: Air impinging, Fin heat sink, Height of fin, Numerical investigate

## 符号表

$A_{1}, A_{2}$	发热面积与散热面积,m <sup>2</sup>
l	肋片长度, m
h	肋片高度, m
<i>d</i> <sub><i>h</i></sub>	喷嘴入口的当量直径, <i>m</i>
<i>u</i> , <i>v</i> , <i>w</i>	速度, m/s
<i>u</i> , <i>v</i> , <i>w</i>	时均速度, m/s
<i>u</i> ', <i>v</i> ', <i>w</i> '	脉动速度, m/s
Р	压力, Pa
Τ	热力学温度, <i>K</i>
ρ	密度, kg/m <sup>3</sup>
<i>c</i> <sub><i>p</i></sub>	比定压热容, $J/(kg \cdot K)$
k	湍流脉动动能,J/kg
h	对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
λ	导热系数,W/(m <sup>2</sup> ·K)
ε	湍流动能耗散率,W/kg
Re	雷诺数, ul/v
$\phi$	发热功率, W
9	发热表面的热流密度,W/cm <sup>2</sup>
$\dot{Q}_m$	流体的质量流量, kg/s

## 独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的 研究成果,除了文中特别加以标注和致谢之处外,论文中不包含其他人已经发表 或撰写过的研究成果,也不包含为获得<u>天津大学</u>或其他教育机构的学位或证 书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中 作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名: 费丽娟 签字日期: 2007年6月19日

## 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 <u>天津大学</u> 有关保留、使用学位论文的规定。 特授权 <u>天津大学</u> 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检 索,并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校 向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

(保密的学位论文在解密后适用本授权说明)

导师签名: 老伊 学位论文作者签名: 夏丽湖 签字日期: >007年6月19日 签字日期: 2007年6月19日

## 第一章 绪论

1.1 课题研究背景

随着微电子技术的不断发展,电子元器件的物理尺寸愈来愈小,其功耗却持续增加,因此,高热流密度的形成成了一股不可抗拒的发展趋势。

如今,微电子芯片的应用已遍及至日常生活、生产乃至国家安全的各个层面. 它在现代文明中扮演着极其重要的角色。1947年, Bell 实验室的 William B. Shockley、John Bardeen 和 Walter H. Brattain 发明了世界上第一个晶体管,从而 开辟了电子时代的新纪元,为今后微电子技术的发展奠定了基础。在集成电路发 明以后, 微电子技术一直通过缩小器件特征尺寸、提高电子系统集成度来提高性 能、降低成本。1965年, Moore 提出每过 18~24个月, 芯片集成度将提高一倍, 这就是著名的"摩尔定律"(Moore's Law)。40 多年来微电子产业的发展历程证 实了摩尔的预言,而且在今后的一段时间内仍将按此趋势发展。1971年 Intel 公 司生产的第一个芯片 4004, 图 1-1(a), 只含 2300 个晶体管。而如今据国外媒体 报道, IBM 的 Power6 处理器, 图 1-1(b), 采用 65 纳米生产工艺, 拥有 7 亿只晶 体管,并将于今年供应服务器市场。同时 Intel 公司日前宣布制造出首款采用 45 纳米生产工艺的芯片, 与 65 纳米工艺相比, 最新的 45 纳米技术在晶体管密度上 提高了两倍,达到10亿个,而功耗却降低三成,预计将于今年下半年实现量产。 高集成度对于计算机性能的升级是有利的,然而,由此带来的问题是,芯片功率 与功率密度的急剧增加,使芯片耗能和散热问题也逐渐凸现出来,以 Intel 公司 生产的芯片为例,如表 1-1 所示。



(a)第一个芯片(Intel4004) (b) IBM的Power6 图1-1 芯片的发展进程

- 1 -

芯片发展的趋势是进一步提高集成度、减小芯片尺寸及增大时钟频率。随着 电子设备复杂性的增加,如果各种发热元件散发出来的热量不能够及时散发出 去,就会造成热量积聚,从而导致各个元器件的温度超过各自所能承受的极限, 使得电子设备的可靠性大大降低。

产品系列	RPB值	型号 主频(GHz)		最大功率	表面允许 最高温度(℃)
				(w)	取问@皮(し)
Dentinue D	0	820	2.8	95	64.1
	1	830-840	3.0-3.2	130	69.8
Pentium 4	0	<u>63x-65x</u>	3.0-3.4	84	66.6
<u> </u>	1	66x-67x	3.6-3.8	115	70.8
Pentium 4	0	52x-55x	2.8-3.4	84	67.7
5xx	· 1	<u>55x-57x</u>	3.4-3.8	115	72.8
Celeron D	NA	<u>32x-35x</u>	2.53-3.2	84	67.7

表1-1 Intel部分芯片的热规格

Intel公司负责芯片内部设计的首席技术官帕特·盖尔欣格指出<sup>[1]</sup>: "目前, 我们在设计和制造芯片时仅受到生产成本的限制。但放眼看去,耗能和散热将成 为一个根本性的限制,我们必须在芯片总体设汁中认真考虑这两个问题。""如 果芯片耗能和散热问题得不到解决,到2010年时,芯片的温度将会达到火箭发射 时高温气体喷嘴的水平,而到2015年就会像太阳的表面一样热。"因此如何将极 高的热量有效的排散掉,并将芯片温度保持在较低水平已成为一个亟待解决的问 题,事实上不仅对于计算机芯片,对于航空电子设备、功率电子设备、光电器件 以及近年来发展迅速的微/纳电子机械系统、生物芯片等都存在类似的广泛而迫 切的散热冷却需要,有的情况下要求甚至更高,比如,一些微系统的热流密度已 高达10<sup>3</sup>W/cm<sup>2[2]</sup>。

由于高温将会对电子元器件的性能产生对各方面都有害的影响,譬如过高的 温度会危及半导体的结点,损伤电路的连接界面,增加导体的阻值和形成机械应 力损伤,因此,确保发热电子元件所产生的热量能够及时排出,是一个很重要的 方面。

### 1.2 热设计及其实施

在电子设备中, 热功率损失通常以热能耗散的形式表现, 而任何具有电阻的

元件都是一个内部热源。当电子设备进行工作时,由于功率损失,器件本身温度 会有所上升,同时电子设备周围的环境温度亦会影响设备内部温度,从而影响到 电子器件工作的可靠性。在电子行业,器件的环境温度升高10℃时,往往失效率 会增加一个数量级,这就是所谓的"10℃法则"。

目前情况下,电子设备的主要失效形式之一就是热失效。据统计,电子设备 的失效,有55%是温度超过规定的值而引起的。例如集成电路芯片,它在90℃时 的基本失效率为0.51,是集成电路芯片在40℃时的7.5倍。而且随着温度的不断增 加,电子设备的失效率呈指数增长趋势。所以,热设计就成为电子设备结构设计 中不可忽略的一个环节,尤其是在对工作温度有较高要求的场合中,必须进行结 构的热设计。

所谓热设计,就是利用热的传递特性,通过采用适当可靠的冷却措施,控制 电子设备内部所有的电子器件的温度,使其在设备所处的工作环境条件下,不超 过规定的最高允许工作温度的设计技术。在发热表面上,通常温度最高的位置被 称为"热点"。热设计的结论必须保证,电子器件的热点温度不超过90-110℃的 温度范围,必须保证装置的可靠性。保证产品正常运行的安全性、长期运行的可 靠性,是我们对电子设备进行热设计的主要目的。

对电子设备进行热设计时,它的实施主要采用的是以下两种方法:

1. 热电模拟回路法

利用电路分析方法,将热电流(功耗)模拟为电流,温差模拟为电压(电位差), 热阻模拟成电阻,热导模拟成电导,可以用电路网络表示的方法来处理热设计的 问题,不仅电气工程师熟悉,而且有利于用计算机分析计算。这种方法,是一种 传统的热设计方法,适用于各种传热方式。

对于传统的热设计,只能根据经验类比或应用有限的换热公式进行预先估 计,最终主要通过试验来交替完成整个热设计过程。其特点是结果不够精确。为 保证散热效果,通常留有较大的余量,易造成材料浪费,并占用较大空间,且设 计速度慢,已无法满足现代电子产品的开发要求。因此,必须要找到一种更快捷、 更准确的热设计方法。

2. 计算机辅助热分析与模拟

近年来,根据微电子设备热设计的发展需求,即需要在产品的预研和开发阶 段解决其热设计的大方向问题,对热设计方案的可行性进行全面的分析,对热设 计结果进行准确的预计,对热设计方案进行优化。因此,这正是微电子设备开发 竞争激烈、周期短、样机一次通过率要求高等特点所需要的。

要实现热设计,就需要可靠、工程化强的热设计仿真分析软件的支持。而以 计算流体力学为基础的 CFD(Computational Fluid Dynamics)的热设计仿真,可以 在几小时内获得复杂热设计方案的分析结果,这对传统热设计来说,基本上是不可能的。因此,要实现前期热设计,就必须要具备流体动力学及传统热设计等多方面的知识。借助于热设计仿真分析软件,可以快速而准确地得到系统的热设计分析结果,据此可对系统热设计等提供直观而难确的依据,从而大大加快热设计的速度并提高设计质量。由于电子设备的应用环境、结构工艺等千差万别,商品化的热分析软件就得到了广泛的应用。

1.3 热设计方法现状

冷却技术中输运热量的介质涉及到流体(气液)、声子、电子和光子五种。对 于不同的冷却技术,它们都有各自的特点。这里,对冷却和散热在概念上的细微 差异将不作详细的区分,在本文中,可以把它们均理解为将发热表面上的热量散 走的意思。

对于传统的气冷方式,目前仍能适应功耗发展的需要,但是在一些电子设备 的狭小空间中就受到了限制。液体因单位热容相对气体较大,因而以之作为循环 工质的冷却方式能提供更高的冷却功率,若考虑相变传热后,更有利于实现高热 量的转移。下面将介绍目前应用不同介质的几种冷却技术。

1. 喷淋冷却技术(Embedded droplet impingement for integrated cooling of electronics, EDIFICE): 此项技术是利用阵列型的微喷嘴喷出的微小液滴,喷洒于发热表面上的热点产生处,利用液滴的相变,直接带走表面热点上的热量,而达到冷却的目的。

2. 气体喷吹冷却技术(impinging jets): 它的优点是可以在局部产生很高的传 热系数,并且是气体单相的冷却技术。目前,应用于微小热点的冷却方法,还有 热电冷却法和微热管冷却法等,它们因受限于尺寸与材质而很难达到理想的冷却 效率。在这里,使用气体喷吹冷却方法,可直接带走微小热点上的热而达到高效 冷却的目的。

3. 微槽道热沉散热技术(Microchannel heat sink): 上世纪八十年代,由美国 学者Tuckerman和Pease<sup>[3]</sup>提出。他们在硅芯片上蚀刻加工出具有一定高深宽比的 微小通道,其槽宽和壁厚均为50微米,通道的高宽比约为10。他们的实验表明, 当水的流量为10 *cm*<sup>3</sup>/*s*,水的温升为71℃时,冷却热流可高达790*W*/*cm*<sup>2</sup>。由 于硅具有良好的导热性能,加上单晶硅对一般的流体具有抗腐蚀性,非常适合做 热交换器的材料,且加工技术与半导体制作是相通的,将来可以较容易的与感测 器、与制动器相结合。

4. 热声冷却技术(Thermoacoustic refrigerator): 声波冷却的原理是利用热声

4

现象,以驱动器产生声波,在共振管内形成驻波或行波,以来回振荡的声波周期 性地压缩与膨胀工作气体,再利用工作气体与固体边界的传热迟滞现象完成热力 循环,将热量由冷端移至热端,产生制冷的效应。

5. 热电冷却技术(Thermoelectric cooling): 是基于帕尔贴效应(Peltier Effect) 实现的。在两种不同金属组成的闭合线路中,若通以直流电,就会使一个节点变 冷而另一节点变热,这种现象就是帕尔贴效应,也称为温差电效应。当通入电流 后,电源提供电子流动所需的能量,电子由负极出发首先经过P极半导体,吸收 了热量,再经过N极半导体时将热量释放出来,这样每经过一组PN结,就有热的 传递造成温度差,进而形成冷端和热端。此时,冷端可以接触需要散热的物体, 而热端可以接一些散热的装置。

6. 微热管冷却技术(Micro heat pipe): 热管是利用相变来强化换热的传统技术,其概念最早由Cotter<sup>[4]</sup>提出。热管的一端为蒸发段,另一端为冷凝段,根据需要可以在二者之间布置绝热段。当热管的一端受热时,毛细芯中的液体蒸发汽化,蒸汽在微小压差作用下流向另一端,释放热量并凝结成为液体,此后,液体再沿多孔材料靠毛细力的作用返回蒸发段。如此循环不已,即将热量由热管的一端输运至另一端<sup>[6]</sup>。

7. 回路式热管冷却技术(Loop heat pipe) : 它的技术特征在于吸热的蒸汽与 放热后的冷凝液是在不同的管路中活动,大幅降低了传统热管所面临的高流动阻 力的现象。

8. 毛细泵吸环路冷却技术(Capillary pumped loop, CPL): 它与回路式热管相 似,当热源和热沉部分因为外在环境所处的相对位置不同时,则热传导机制便有 所不同。若热源的位置较低,热沉位置较高时,则环路循环的驱动力主要为液体 因受热而形成密度差的浮力为主。

综上所述,要满足电子器件冷却的要求,就需要发展各种新型的冷却技术, 或者要对现有技术的具体应用进行改进,从而充分发挥各种冷却技术的特点,真 正实现对电子器件的高效冷却。

强迫空气冷却作为比较经济、方便的冷却手段,在电子设备热设计的过程中, 得到了普遍的应用。通过各种扩展肋片,改进气流分布,增大风压等措施,气冷 方式的散热能力已可达到100 W/cm<sup>2[5]</sup>。

现今在大部分的计算机芯片冷却中,广泛应用的还是微型风扇加铝制肋片的 散热方式,这是一种典型的强迫气冷方式,如图1-2所示。风扇在整个肋片散热 器的上端产生一定的均匀流,通过此流体的流动与肋片之间的强迫对流换热,对 底面微电子发热器件进行冷却。目前,常用的肋片散热器,其平面端(基座)紧 贴在发热体表面,其工作时产生的热量,由高温向低温传导而到达肋片上,随后 通过微型风扇的强迫散热使热量被流动的空气带走,从而对发热元件表面起到散 热作用。这种加肋片的散热器,是通过强迫散热来限制发热元件的温升的。对于 这种传统的气冷方式,其缺点在于,这时空气的流动速度较小,其穿透力较差, 对流换热效果也较差,不能对发热表面进行高效的冷却。虽然通过提高风扇的转 速,可以加大其散热效果,但由此而带来的噪音和风扇寿命问题却让这种散热方 式举步为艰,因此,现在很需要一种能够彻底解决噪音和散热平衡的散热方式。



图1-2 风扇加肋片的传统散热方式

气体喷吹冷却技术,它可以在需要冷却的表面的局部区域产生强烈的换热效 果。它的优点在于,气体喷吹的速度很大,可以直接打在发热表面上,高效地带 走发热表面的热量。因此,为了使它能够取代传统的风扇加肋片的气冷方式,就 需要对其进行深入的设计研究。

## 1.4 喷吹技术的文献综述

喷吹,就是指流体在压差作用下,通过一喷嘴垂直(或成一定倾角)地喷射 到被冷却的表面上,从而使直接受到冲击的区域产生强烈的换热效果。由于流体 喷吹技术在保持其流量一定的条件下,喷嘴的直径越小,产生的速度越高,由此 而产生的对流换热系数也就越大,从而可以有效地带走被冷却的发热体表面上的 热量。

在一些需要很高对流换热系数的情况下,已经发现了喷吹的大量应用。空气 喷吹的工业应用,包括玻璃的回火,纸和纺织品的烘干,以及金属薄片的冷却, 微电子器件和涡轮机叶片<sup>[6]</sup>。尽管对这些喷嘴的应用,已经可以在滞止区域产生 很高的换热系数,但是随着远离滞止区域,其冷却性能却在迅速的下降,如图 1-3 所示。



图 1-3 自由喷吹冲击发热体表面示意图

喷吹的流体离开喷嘴表面后,由于与周围静止介质之间的动量交换,流体的 直径不断扩大,而在其中心处仍保持着一个速度均匀的核心区。在流体到达冲击 表面前的区域,称为自由喷吹。抵达冲击表面后,流体向四周沿着壁面横向流动, 形成贴壁流动区。固体表面上,正对喷嘴中心处的区域,就称为滞止区域。这里 的局部换热强度特别高。然而,流体一旦离开了滞止区域,向四周横向流动,换 热系数就会大大降低。随着流体的流动分离以及空气的夹带,会使其换热效果更 加恶化。

因此,当加热或冷却一种大表面面积的工业产品时,就用到了排列喷嘴。在 这些情况下,排列喷嘴之间的交互作用在冷却性能中就非常重要。在冲击被冷却 的表面之后,壁面喷吹的相互碰撞会产生一个相当复杂的流场。

I. Sezai和L. B. Y. Aldabbagh<sup>(7)</sup>(2002) 通过稳态下的三维N-S方程和能量方程 研究了射流层流方形多喷嘴的流动和换热特征。在喷嘴与喷嘴间距分别为 4D, 5D和 6D,且喷嘴出口到平板距离在 0.25D到 9D之间时,进行了数值模拟,其中 D是喷嘴宽度。计算结果显示出,在一个加热平板上的方形多喷嘴射流的流动结 构,是受喷嘴与平板间距强烈影响的。另一方面,滞止点的局部最大努谢尔数的 大小,是不受喷嘴与喷嘴的距离影响的。如图 1-4 所示,为喷嘴与喷嘴间距取为 5D,喷嘴与平板距离为D的情况下,在Y方向的中间平面上, x-z平面的流线图。



Ichimiya和Hosaka<sup>[8]</sup>(1992)对由三个射流喷嘴引起的流动和换热特点,进行了 实验上(层流和湍流射流)的研究,以及数值上(仅有层流的情况)的模拟。层 流的模拟是在Re=500时进行的。实验和数值结果都显示出,在两个喷嘴之间会 产生复杂的流动,且最大换热量的位置取决于邻近喷嘴处的流动以及喷嘴与冲击 表面之间的距离。AI-Sanea<sup>[9]</sup>(1992)在进行的层流数值模拟中考虑到,在多喷嘴 射流结构中产生的横向流动的效果。他发现,横向流动的存在,使有利于喷嘴射 流的换热特征退化了,并且可以减少高达 60%的表面上的平均努谢尔数。 Seyedein<sup>[10]</sup>(1994)通过数值计算研究了二维的流场和换热情况,他是对射流雷诺 数 600<Re<1000以及上表面的倾斜角度在(0℃-20℃)的范围内进行的。他们发 现,被限制的上表面的倾斜使努谢尔数在冲击表面的分布变均匀,这是沿着流动 方向加速的结果。换热最均匀的情况可以在平板倾斜角度为 10℃时获得。

通过对层流情况下,流体流动的结构及其换热特点进行分析,有助于进一步 的研究湍流流动的特点。事实上,关于喷吹的实际应用大部分都是在湍流流动的 喷射情况下。

在一次通过空气喷吹来改进传热的径向均匀性的尝试中, Huber 和 Viskanta<sup>[11]</sup>(1994)从实验上研究了在喷嘴与平板间距较小(0.25, 1.0 和 6.0 倍喷嘴 直径)时,喷嘴与喷嘴间距(4,6和8倍喷嘴直径)对于对流换热系数的影响。他 们采用 3×3 方形排列、轴对称的湍流空气喷嘴喷射到加热表面,结果显示出,对 于给定的喷嘴与平板间的距离,最高的平均努谢尔数,与在冲击表面上最均匀的 分布一样,是在喷嘴与喷嘴的距离为四倍喷嘴直径时获得的。带有横向流动的多 喷嘴排列系统已经由Kim和Benson<sup>[12]</sup>(1993)、Slayzak<sup>[13]</sup>(1994)和Barata<sup>[14]</sup>(1996) 广泛研究过了,特别是关于几何排列是如何影响换热性能的。他们已经发现,横 向流动总是倾向于使换热性能退化的。Garrett和Webb<sup>[15]</sup>(1999)从实验上研究了对 于一系列喷嘴液体射流法向冲击一个加热平板的换热特点。他们发现,对于正在 减少的喷嘴与喷嘴的距离,平板平均换热系数在增加。进一步说,平板的最大平 均努谢尔数在喷嘴与平板的距离为四倍喷嘴直径处。 A. G. Pautsch 和 T. A. Shedd(2005)<sup>[16]</sup>提出了一种传递高热流量的直接接触式冷却能力的方法,就 是喷射冲击冷却(spray impinging cooling), 文中对采用很多不同的喷嘴排列形式 时的喷射冷却变量进行了广泛的研究。他们已经证实,为了能够最有效地传递热 量,喷嘴的排列形式是由最低点的热流量来决定的,并且当避免相变发生时,传 递的热流量可以达到最高。

L. Huang和M. S. EL-Genk<sup>[17]</sup>(1998)进行了关于常规喷吹(CIJ)的传热与流动 可视化实验的研究,并且比较了旋涡喷吹和多槽道喷吹的性能。旋涡喷吹(SIJs) 在机架管道的进口处,采用了一个长 25.4mm的固体,使空气流动沿着此固体表

8

面的狭窄槽道, 按要求的旋涡角度(15, 30 和 45°)旋转。除了固体的狭窄槽道 是垂直的(θ=0°), 多槽道喷射(MCIJ)的局部和表面平均努谢尔数总体上来说都 要比CIJ高一些。和MCIJ与CIJ相比, SIJs证实了努谢尔数大幅度的增长, 以及径 向换热均匀性的显著增强: 当θ=15°, 喷射间距为 50.8mm的时候, 这时的换热 效果最好。流动可视化实验运用了一些特殊的技术, 揭示了由SIJs贡献的换热系 数的提高和径向均匀性加强的机制, 提供了喷射出口和冲击表面的流场的图像, 以及邻近冲击表面的流场的详情。近年来, El-Genk和Huang<sup>[18]</sup>设计了一种带四 个狭窄槽道的旋涡发生器。旋涡角度在射流轴向和狭窄槽道切向之间, θ从0到 45°范围内变化。初步的测试结果已经证实了,这种漩涡发生器在径向均匀性上 的改进以及局部和表面平均努谢尔数大幅度的增加。陈玉阳, 苑中县和马重芳 <sup>[19]</sup>(2003)采用热色液晶测温技术对以二氧化碳为工质的稳态射流冲击换热和管 内插入扭转带方式的旋转射流冲击换热进行了实验研究。与普通射流相比,旋转 射流导致驻点附近区域的换热趋于均匀化。其换热系数在大于某一半径之后高于 普通射流, 但在驻点附近相对较低。旋转射流对流换热的此种影响随雷诺数的增 大而减弱。

Thomas Brunschwiler, Hugo Rothuizen和Matteo Fabbri<sup>[20]</sup>(2006) 对于高能量 密度的微处理器冷却装置,采用浸没式单相液体直接喷射冷却技术,运用一系列 直径在31-126µm之间的喷嘴,及多层平行式进口和出口,把4cm<sup>2</sup>的面积缩放 为40000个单位,以此来实现分布式的回流概念。分级树状双分支结构可以达到 体积流量为2.51/min时,压力降<0.1bar。喷嘴到加热器之间的距离在3-300µm 之间变化时,进行了水射流的雷诺数小于 900 的实验。用水作为制冷剂,通过参 数分析,结果得到最佳的传热速率是420W/cm<sup>2</sup>。对于进口处,空间距离与直径 的比率为 1.2 时的优化设计来说,测量到传热系数为8.7W/cm<sup>2</sup>K,在它的汇合点, 进口流体温升为 63℃,压力降为 0.35bar,体积流量为2.51/min。

马重芳等<sup>[21]</sup>(2002)以R113 为工质,通过实验系统地研究了圆形浸没射流冲 击驻点时的传热情况,实验中涉及了单相对流传热、沸腾起始温度、核沸腾传热 和临界热流密度等。结果表明:出口速度对沸腾起始温度和核沸腾传热没有影响; 速度增加,单相对流传热和临界热流密度就提高。当出口速度超过10m/s后,高 速射流冲击驻点的核沸腾曲线,则需要修正后,才能位于相应过冷度下,池核沸 腾曲线的延长线上。周定伟和马重芳<sup>[22]</sup>(2003)以强润湿性液体L12378 为工质,. 就圆形自由和浸没射流冲击的换热系数及局部换热系数的径向分布进行了系统 测定,并予以关联。详细研究了射流出口Re数和液体温度等对局部换热系数的影 响。

大量的传统喷吹技术的实验和数值研究已经显示出,流体喷吹技术在局部区

域(滞止区域)可以产生很高的速度梯度,的确可以强化换热效果,在径向分布 的范围内,换热系数在滞止点的位置上最高。然而,它是随着与滞止点的径向距 离的增加成指数分布下降的,流体喷吹技术也引起了冲击表面上局部和平均换热 系数的不均匀,从而造成了热量分布的不均匀现象。热的不均匀分布,除了造成 冲击表面的局部温度过高,容易损坏以外,由于温度梯度变化过大,就会产生较 大的热应力,当累计长度内热应力超过该冲击表面所用材料的抗拉强度时,就会 在冲击表面发生诸如裂缝等问题,使其可靠性下降,甚至发生热失效,从而影响 功率器件的正常使用。

对于一些工业场合,尤其是在电子器件冷却中,良好的传热性能以及换热系 数分布的均匀性是非常重要的。因此,为了使电子器件具有更均匀的散热性能, 就需要对传统的喷吹技术进行改进。

#### 1.5 本课题的研究内容

本文中主要研究的是以空气为输运热量介质的散热技术,试图采用气体喷吹 技术与加肋片的散热方式相结合,来代替传统的风扇加肋片的散热方式,使喷吹 在局部区域产生高换热系数的同时,运用肋片的不同分布减小热量分布的不均匀 性。

 1. 以芯片散热为工程背景,将其抽象为热表面的有效冷却问题,运用数值 分析软件对此问题进行数值模拟,根据计算结果,分析这种散热方式的可行性。

 2. 对散热系统中的喷嘴及散热器结构进行优化设计,根据数值模拟结果, 分析影响散热性能的因素。

 根据上一步中影响散热的主要因素,设计新型肋片分布的散热器结构, 将其散热性能与普通散热器的换热性能进行分析对比。

1.6 本章小结

在这一章中,阐述了论文研究的课题背景,介绍了热设计方法现状,分析了 喷吹技术的原理及其发展进程。在此基础上,以芯片散热为工程背景,拟提出一 种新型的由喷吹与肋片散热器相结合,既能保持喷吹获得较大的传热系数的优 点,又能使热表面温度均匀的散热技术。

10

## 第二章 带肋片表面喷吹冷却问题的模型

1.1 物理模型和几何参数

肋片散热器是以导热、对流和热辐射这三种基本形式散热的,一般它附设于 电子元器件或设备的表面上,常常用于增加散热的总有效面积,提高散热性能。 因此,它是各类电子设备不可缺少的散热装置。其基本构造如图 2-1 所示。肋片 发热器的主要作用有:

1. 保证电子元器件电性能工作参数的稳定性;

2. 保证电子元器件有足够的功率输出。



图 2-1 散热器的基本构造

一般芯片尺寸大约为 50×50×3mm, 按照第一章中 Intel 公司生产的芯片的最高功率 130W,将此芯片发热抽象为热表面的有效冷却问题。如图 2-2 所示,选择三维直角坐标系,建立喷嘴与肋片散热器相结合的模型。

其中计算空间的选择区域为:

$$\begin{cases} x \to (0 \sim 0.05)m \\ y \to (0 \sim 0.05)m \\ z \to (-0.003 \sim 0.029)m \end{cases}$$

发热表面模型的计算空间为:

 $\begin{cases} x \to (0 \sim 0.05)m \\ y \to (0 \sim 0.05)m \\ z \to (-0.003 \sim 0)m \end{cases}$ 

散热器的计算空间为:

 $\begin{cases} x \to (0 \sim 0.05)m \\ y \to (0 \sim 0.05)m \\ z \to (0 \sim 0.027)m \end{cases}$ 

其中,基座厚 2mm,肋片高度 25mm,肋片厚度与间隙均为 1mm,散热器材料 选择铝合金 6063。

3 个边长为 10mm 的方形喷嘴, 平均分布在 *z* = 29*mm* 的顶面上, 其计算区域 分别为:

	$\int x \to (0.02 \sim 0.03)m$	$\int x \to (0.02 \sim 0.03)m$	$x \to (0.02 \sim 0.03)m$
•	$y \rightarrow (0.005 \sim 0.015)m$	$y \rightarrow (0.02 \sim 0.03)m$	$y \rightarrow (0.035 \sim 0.045)m$
	$z \rightarrow 0.029m$	$z \rightarrow 0.029m$	$z \rightarrow 0.029m$

在散热器的肋片间隙之间设置流体的流动出口,则其尺寸是 50×1mm 的一系 列排列设置的出口,如图 2-2 所示。



图 2-2 喷嘴与肋片散热器相结合的模型

#### 2.2 数学模型的建立

数值计算作了如下基本假设:(1)流体为牛顿流体,其物性参数为常数;(2)流体在壁面上无滑移;(3)流动是定常的,且是对称的;(4)散热器底座为等热流密度边界;(5)不考虑自然对流换热及辐射换热;(6)流动是稳态的。在三维直角坐标系下,建立发热表面冷却问题的数学模型如下。 质量守恒方程(连续性方程);

$$div(\mathbf{U}) = 0 \tag{2-1}$$

动量守恒方程 (N-S 方程):

$$div(\rho u U) = -\frac{\partial p}{\partial x} + div(\mu grad u)$$
  

$$div(\rho v U) = -\frac{\partial p}{\partial y} + div(\mu grad v)$$
  

$$div(\rho w U) = -\frac{\partial p}{\partial z} + div(\mu grad w)$$
(2-2)

能量守恒方程:

$$div(\rho UT) = div(\frac{\lambda}{c_p} \operatorname{grad} T) + S_T$$
(2-3)

其中,源项 $S_T = S_h + \phi$ ,  $S_h$ 为流体的内热源,  $\phi$ 为由于粘性作用机械能转换为 热能的部分,亦即耗散函数。

## 2.3 湍流的数值模拟

实际的喷吹问题,一般都处在湍流状态。关于湍流运动与换热的数值计算, 是目前计算流体力学与计算传热学中困难最多,因而研究最活跃的领域之一。已 经采用的数值计算方法可以大致分为以下三类。

1. 直接模拟(direct numerical simulation, DNS)

这是用三维非稳态的N-S方程对湍流进行直接数值计算的方法。要对高度复 杂的湍流运动进行直接的数值计算,必须采用很小的时间与空间步长,才能分辨 出湍流中详细的空间结构及变化剧烈的时间特性。湍流的直接模拟对内存空间及 计算速度的要求非常高,目前还无法用于工程数值计算。只有少数能使用超级计 算机的研究者才能从事这一类研究和计算。

2. 大涡模拟(large eddy simulation, LES)

按照湍流的涡旋学说,湍流的脉动与混合主要是由大尺度的涡造成的。大尺 度的涡从主流中获得能量,它们是高度的非各向同性,而且随流动的情形而异。 大尺度的涡通过相互作用把能量传递给小尺度的涡。小尺度涡的主要作用是耗散 能量,它们几乎是各向同性的,而且不同流动中的小尺度涡有许多共性。关于涡 旋的上述认识就导致了大尺度涡模拟的数值解法。大涡模拟方法对计算机内存及 速度的要求虽然仍比较高,但远低于直接模拟方法对计算机资源的要求,在工作站上甚至在PC机上都可以进行一定的研究工作,因而近年来的研究与应用日趋 广泛。

3. 应用Reynolds时均方程(Reynolds-averaging equations)的数值模拟方法

在这类方法里,将非稳态控制方程对时间作平均,在所得出的关于时均物理 量的控制方程中包含了脉动量乘积的时均值等未知量,于是所得方程的个数就小 于未知量的个数。而且不可能依靠进一步的时均处理而使控制方程组封闭。要使 方程组封闭,必须作出假设,即建立模型。这种模型把未知的更高阶的时间平均 值表示成较低阶的计算中可以确定的量的函数。

这是目前工程湍流计算中所采用的基本方法。在 Reynolds 时均方程法中, 又有 Reynolds 应力方程法及湍流粘性系数法。湍流粘性系数法,也成为湍流动 力粘度法,是目前工程流动与数值计算中应用最广的方法。

#### 2.3.1 湍流对流换热的 Reynolds 时均方程

将三个坐标方向的瞬时速度表示成时均值与脉动值之和并代入连续性方程, 再对该式作时均运算,就可得到如下时均形式的连续性方程:

$$\frac{\partial \overline{u}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w}}{\partial z} = 0$$
(2-4)

把三个方向上的动量方程写成直角坐标中张量符号形式。为与通用对流-扩 散方程在形式上的一致,得下列时均形式的Navier-Stokes方程,即Reynolds方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\eta \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j}) (i = 1, 3)$$
(2-5)

对其它¢变量作类似的处理,可得

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j\phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x_i} - \rho \overline{u_j\phi}) + S$$
(2-6)

1. 关于脉动值乘积的时均值的讨论

a) 湍流模型(turbulence model)

由上述时均方程的导出过程可见,一次项在时均前后的形式保持不变,而二

次项(即乘积项)在时均化处理后则产生包含脉动值的附加项。这些附加项代表 了由于湍流脉动所引起的能量转移(应力、热流密度等),其中( $-\rho u_i u_j$ )称为 Reynolds应力或湍流应力。在式(2-4)、(2-5)、(2-6)的5个方程中含有多于5个的未 知量,因而该五个方程是不封闭的。为了使描写湍流对流换热的方程组得以封闭, 必须找出确定这些附加项的关系式,并且这些关系式中不能再引入新的未知量, 否则又需要补充新的方程。实际上,湍流脉动值附加项的确定是用Reynolds时均 方程计算湍流的核心内容。所谓湍流模型就是把湍流的脉动值附加项与时均值联 系起来的一些特定关系式。

b) 湍流粘性系数法

在湍流粘性系数法中,把湍流应力表示成湍流粘性系数的函数,整个计算的 关键就在于确定这种湍流粘性系数。

(1)湍流粘性系数

Boussinesq(1877)假设,湍流脉动所造成的附加应力也与层流运动应力那样可以同时均的应变率关联起来。我们知道,层流时联系流体的应力与应变率的本构方程(constitution equation)为:

$$\tau_{i,j} = -p\delta_{i,j} + \eta(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3}\eta\delta_{i,j}divV$$
(2-7)

其中η是分子扩散所造成的动力粘性。

仿此,湍流脉动所造成的应力可以表示称为:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = (\tau_{i,j})_t = -p_t \delta_{i,j} + \eta_t (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3} \eta_t \delta_{i,j} div V$$
(2-8)

上式各物理量均为时均值(为方便起见,此后,除脉动值的时均值外,其它时均 值的符号均予以略去)。 p,是脉动速度所造成的压力,定义为:

$$p_{t} = \frac{1}{3}\rho(\overline{u^{2}} + \overline{v^{2}} + \overline{w^{2}}) = \frac{2}{3}\rho k$$
 (2-9)

这里 k 是单位质量流体湍流脉动动能:

$$k = \frac{1}{2} \left( \overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2} \right)$$
(2-10)

式(2-10)中的 $\eta_i$ 称为湍流粘性系数(turbulent viscosity),它是空间坐标的函数,取 决于流动状态而不是物性参数,而分子粘性 $\eta$ 则是物性参数。为简便起见,凡是 由流体分子扩散所造成的迁移特性,如动力粘度,导热系数等,不加下标,由湍 流脉动所造成的量加下标t。

(2)湍流扩散系数(turbulent diffusivity)

类似于湍流切应力的处理,对其它φ变量的湍流脉动附加项可以引入相应的 湍流扩散系数,为简便起见均以Γ,表示,则湍流脉动所传递的通量可以通过下 列关系式而与时均参数联系起来:

$$-\overline{\rho u_j \phi} = \Gamma_i \frac{\partial \phi}{\partial x_j}$$
(2-11)

值得指出,虽然η,与Γ,都不是流体的物性参数而取决于湍流的流动,但是 实验表明,其比值,即湍流Prandtl数(如果φ是温度)或湍流Schmidt数(如果φ是质交换方程的组分)则常常近似地可以视为是一常数,在湍流数值计算的文献 中,常用符号σ表示这两个量的比值,即:

$$\sigma = \frac{\eta_i}{\Gamma_i} \tag{2-12}$$

鉴于此,而且 $\sigma$ 一般取为常数(自由喷吹中约为0.6,贴壁喷吹中约为0.9),因而 讨论的重点将在 $\eta$ ,的确定上。

(3)时均形式的通用对流-扩散方程

将式(2-8)代入式(2-5)中后,可以把 p, 与 p 组合成一个有效压力:

$$p_{eff} = p + p_i = p + \frac{2}{3}\rho k$$
 (2-13)

这样,时均形式的动量方程仍然可以表示成常规的对流-扩散方程的形式,而把 不能归入到对流、扩散项中的部分都纳入源项中。

综上所述,引入Boussinesq假设以后,计算湍流流动的关键就在于如何确定  $\eta$ ,。所谓湍流模型,在这里也就是指把 $\eta$ ,与湍流时均参数联系起来的关系式。依 据确定 $\eta$ ,的微分方程数目的多少,又有所谓零方程模型、一方程模型及两方程模 型等。在湍流的工程计算中, $k-\varepsilon$ 的两方程模型应用最广。所以下面主要讨论  $k-\varepsilon$ 两方程模型。

2.3.2 k-ε两方程模型

1. 耗散率的定义

湍流中单位质量流体脉动动能的耗散率,即各向同性的小尺度涡的机械能转 化为热能的速率定义为:

$$\varepsilon = v \overline{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k}\right)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k}\right)}$$
(2-14)

式中v为流体的分子粘性,重复的下标代表求和。

在由三维非稳态Navier-Stokes方程出发推导 $\varepsilon$ 方程的过程中,需要对推导过程中出现的复杂的项作出简化处理。此外,再引入下面关于 $\varepsilon$ 的模拟定义式将 $\varepsilon$ 与k联系起来:

$$\varepsilon = c_D \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \tag{2-15}$$

式中*c*<sub>D</sub>为经验常数。这一模拟定义式的得出可以如下理解:从较大的涡向较小的涡传递能量的速率对单位体积的流体正比于*pk*,而反比于传递时间。传递时间与湍流长度标尺*l*成正比,而与脉动速度成反比。于是可有:

$$\rho \varepsilon \sim \rho k / (\frac{l}{\sqrt{k}}) \sim \rho k^{3/2} l$$

2. ε的控制方程

下面列出关于耗散率 ε 方程的最终形式:

$$\underbrace{\rho\frac{\partial\varepsilon}{\partial t}}_{\#\&a_{\overline{q}}} + \underbrace{\rho u_{k}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_{k}}}_{\forall \underline{n},\underline{q},\underline{q}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_{k}} [(\eta + \frac{\eta_{i}}{\sigma_{\varepsilon}})\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_{k}}]}_{\#\underline{k},\underline{q}} + \underbrace{\frac{c_{1}\varepsilon}{k}\eta_{i}\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}}(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}})}_{\overset{\mu}{\#\underline{k}},\underline{q}} - \underbrace{c_{2}\rho\frac{\varepsilon^{2}}{k}}_{\underline{m},\underline{k},\underline{q}} \quad (2-16)$$

于是k方程可改写成为:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} [(\eta + \frac{\eta_i}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + \eta_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \rho \varepsilon$$
(2-17)

式(2-16)中的c<sub>1</sub>, c,为经验系数,将在下面给出其推荐值。

3. k- ε 两方程湍流模型的控制方程组

采用k-ε模型时,式(2-13)可改写成为:

$$\eta_{r} = c_{\mu}^{\prime} \rho k^{\frac{1}{2}} = (c_{\mu}^{\prime} c_{D}) \rho k^{2} \frac{1}{c_{D} k^{3/2} / l} = c_{\mu} \rho k^{2} / \varepsilon$$
(2-18)

其中 $c_{\mu} = c_{\mu}c_{\mu}$ 。

采用  $k - \varepsilon$  模型来求解湍流对流换热问题时,控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程及  $k \cdot \varepsilon$  方程与式(2-18)。在这一方程组中引入了三个系数( $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_\mu$ )及三个常数( $\sigma_k$ ,  $\sigma_c$ ,  $\sigma_r$ )。在已经发表的文献中,关于这6个经验常数的取值已经比较一致,其值给出在下表2-1中。

	表2-1	k-ε模型中的系数			系数
c,	$c_1$	$c_2$	$\sigma_{k}$	$\sigma_{\epsilon}$	$\sigma_{t}$
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3	0.9~1.0

其中与温度场有关的湍流  $\Pr \, \ \ \sigma_r$  与时均形式能量方程的广义扩散系数  $\Gamma$  有下列关系成立:

$$\Gamma = \frac{\lambda}{c_p} + \frac{\eta_i}{\sigma_r} = \frac{\eta}{\Pr} + \frac{\eta_i}{\sigma_r}$$
(2-19)

这里 $\eta$ /Pr 是由分子扩散所造成的,而 $\eta_i/\sigma_i$ 则是由湍流脉动所造成的。在旺盛湍流区,分子扩散部分可以略而不计。

2.4 边界条件的确定

采用三维直角坐标系下对于不可压缩湍流流动的稳态、三维、N-S和能量方程。下面针对所要求解的具体问题,确定出模型的具体边界条件。设置各个基本参数,求解变量为速度场和温度场,不考虑重力加速度的影响,周围环境温度为20℃,环境压力为大气压,设置流体为空气,选择现在广泛应用的固体材料为铝

合金 6063, 喷射流体的温度为环境温度。考虑到实际应用流体的喷射流速范围, 一般情况下在 0~50m/s 之间, 假定其初始速度大小为  $w_0 = -20m/s$ 。则各处边界 条件如下所示。

进口处为给定速度边界条件:  $w = w_0$ ,  $T = T_0$ , u = v = 0; 对顶部和四周的 固体壁面都是无滑移边界条件(即在固体边界上流体的相对速度为零),则有 u = v = w = 0;发热表面给定整体发热功率: $\phi = 130W$ ,则其底部壁面为恒热流 边界条件: $q = 5.2W/(cm^2)$ ;除了喷嘴出口的横截面外,在顶部壁面以及四周的 壁面都设置成绝热的边界条件: $\partial T/\partial z = 0$ 。其中:T—温度, $T_0$ —环境温度,u—X 方向速度,v—Y 方向速度,w—Z 方向速度。

2.5 本章小结

在本章中,对所要研究的物理问题进行了详细的分析,并对其选择建立了数 学模型,确定了所要选择的湍流模型为k-ε两方程模型,不考虑自然对流和辐 射换热的影响,确定其边界条件,为下一步的数值求解奠定基础。

## 第三章 带肋片表面喷吹冷却问题的数值模拟与分析

3.1 网格的划分以及求解计算

在数值计算中,采用有限容积法来离散控制方程。

在有限容积法中,将所计算的区域化分成一系列控制容积,每个控制容积都 有一个节点作代表。通过将守恒型的控制方程对控制容积做积分来导出离散方 程。在导出过程中,需要对界面上的被求函数本身及其一阶导数的构成作出假定, 这种构成的方式就是有限容积法中的离散格式。用有限容积法导出的离散方程可 以保证具有守恒特性,而且离散方程系数的物理意义明确,是目前流动与传热问 题的数值计算中应用最广的一种方法。

对流动与传热问题进行数值计算的第一步就是区域离散化,即对空间上连续 的计算区域进行剖分,把它化分成许多个互不重叠的子区域,并确定每个子区域 中的节点及该节点所代表的控制容积,这一过程也称为网格生成。把节点看成是 控制容积的代表,在区域离散化过程开始时,由一系列与坐标轴相应的直线或曲 线簇所划分出来的小区域,称为子区域。视节点在子区域中位置的不同,可以把 区域离散化方法分成两大类:外节点法和内节点法。

对于外节点法,节点位于子区域的角顶上,划分子区域的曲线簇就是网格线, 但子区域不是控制容积。为了确定各节点的控制容积,需要在相邻两节点的中间 位置上作界面线,由这些界面线构成各节点的控制容积。对于内节点法,节点位 于子区域的中心,这时子区域就是控制容积,划分子区域的曲线簇就是控制体的 界面线。

这里控制方程采用有限容积法生成非均匀网格,如图 3-1 所示。通过产生这种非均匀的网格,就可以在 x 和 y 方向的喷嘴出口横截面的中心获得比较集中的密集网格,而且在远离喷吹的中心区域也会增加。这对于详细分析喷吹的流动特点是很有利的。

通过设定网格类型(非均匀网格)、三个方向的最大长度、以及网格参数(标 准网格)等来生成网格,尤其要在温度变化剧烈的地方进行局部加密。最后可以 通过调节切平面来观察不同地方的网格,并进一步判断网格质量,确定网格的分 布情况,最后输出检测报告。



1. 局部网格加密

要对电子元器件表面温度及热量的分布进行分析,就需要在温度场变化迅速 的地方对网格进行局部加密。由于生成的网格数目,直接决定了计算所需求的时 间,这样就可以在满足精度要求的条件下,采用最少的网格数目,而达到最优化 的结果。

相对于整个计算区域 0.05×0.05×0.032m 来说,发热体上的散热片厚度仅为 0.001m,。发热体及其周围区域以及进出口处是计算主要考虑的部分,所以这些 区域的网格需要被局部加密,同时为了考虑提高计算速度,需要仔细设置网格分 布。离发热体比较远的地方,网格可适当变宽。为避免网格间距的变化过于剧烈, 在网格设置中采用了网格渐变技术,使网格逐步由密变稀,提高网格质量并且尽 量减少计算时间,最终模拟计算的网格数在 30 万左右。

2. 松弛因子

在求解不可压缩流场时,为加速非线型问题迭代收敛的速度,可以通过改变 松弛因子来实现。Pantankar在其书<sup>[23]</sup>中推荐,速度亚松弛因子 *a<sub>u</sub>*,*a<sub>v</sub>*可以取为 0.5, 而压力亚松弛因子 *a<sub>p</sub>*可取为 0.8。但文献<sup>[24]</sup>认为,这两个推荐值一般不是最佳值。 对于正交的网格以及虽非正交但网格倾斜不是严重的情况,建议 *a<sub>u</sub>* 与 *a<sub>p</sub>*的取值 应满足以下关系:

$$a_{\nu} + a_{\rho} = c \tag{3-1}$$

常数 c 取为 1 或 1.1,同时 a,之值应尽可能地取大,一般可取 0.7~0.8。上述取 值原则对交错网格、同位网格、正交网格与非正交网格原则上都使用,但对网格 严重倾斜的情况, a,之值应小于按式(3-1)得出之值。 在此问题的求解过程中,可选定c为1, $a_{\mu}$ 为0.7,则 $a_{\mu}$ 为0.3。

对建立的数学模型进行数值求解,其收敛指标分别为:能量方程→10<sup>-7</sup>,其 余方程→10<sup>-3</sup>。由此可以计算出在各种情况下,发热表面和散热系统的温度场分 布及计算区域内的流场分布情况,从而研究影响流场和温度场分布的主要因素。

3.2 影响散热性能的诸因素

#### 3.2.1 肋片散热的影响

如果在上述的初始条件下,直接对发热表面喷吹,而不采取增加肋片散热的 方式,则其物理模型如图 3-2 所示。喷吹入口为了与增加肋片时的数值模拟保持 一致,故选用 3 个方形喷嘴在 Y 方向上均布的方式。



图 3-2 未加肋片时的气体喷吹模型

其中计算空间的选择区域为:

 $\begin{cases} x \to (0 \sim 0.05)m \\ y \to (0 \sim 0.05)m \\ z \to (-0.003 \sim 0.005)m \end{cases}$ 

发热表面模型的计算空间与增加肋片散热时相同。3 个边长为 10mm 的方形 喷嘴,平均分布在 z = 0.005m 的顶面上,其计算区域在 X-Y 平面上的坐标也与增 加肋片散热时相同。

流体的流动出口,分别在x=0m和x=0.05m的两个平面上,其计算空间在 Y和Z两个方向的尺寸均为:

$$\begin{cases} y \to (0 \sim 0.05)m \\ z \to (0 \sim 0.005)m \end{cases}$$

增加肋片散热后的各个参数如前所述。使未加肋片与增加肋片的初始边界条 件保持一致。则如表 3-1 所示,为其数值分析结果的对比。

有无肋片	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)
无肋片	111.45	651.66	113.03
有肋片	51.80	54.17	2.25

表 3-1 肋片对散热性能的影响

由表 3-1 可见,对于单使用气体喷吹冷却技术,在发热表面产生的温度场不 仅局部温度很高(已接近于一般铝合金的熔点),而且其发热表面的温度场分布 极为不均匀,这就有可能对散热器件产生热失效,使其不能正常工作,所以,就 需要进一步扩展对增加肋片的散热方式的研究。

#### 3.2.2 辐射的影响

有辐射

与前面所述的初始求解条件相同,为了使流体能够尽可能地流动到喷嘴下方的肋片间距中,与肋片散热器进行对流换热,初步选择喷嘴是3个边长为10mm的方形喷嘴,其质量流量为 $\dot{Q}_m = 0.006969 kg/s$ , Re = 12623 ( $w_0 = -20m/s$ ),散热器的结构参数不改变,这时进行速度场与温度场的数值计算,得到如表 3-2 所示的结果。其中,温度场的最大偏差为 $\Delta T_{max}$ ,  $\Delta T_{max} = 100 \times (T_i - \overline{T})/\overline{T}$ ,其中, $T_i$ 是指发热表面上任意一点的温度, $\overline{T} = (T_{max} - T_{min})/\ln(T_{max}/T_{min})$ 是指发热表面的对数平均温度。

有无辐射	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)	
无辐射	51.80	54.17	2.25	

52.95

2.15

50.74

表 3-2 有无辐射的计算结果分析

由表 3-2 可见,增加了辐射模型之后,发热体表面的温升下降了 1.22 °C,温 度场的最大偏差下降了 0.1%,均匀性得到了一定的改善。在电子设备散热的过 程中,热量传递的三种基本方式都是存在的,但是通过前面的计算,就可以看出 其中热辐射对散热效果的影响较小。这主要是因为对于散热器结构,相邻肋片的 间距与肋厚相等,均为 1mm,肋片的高度为 25mm,可见肋片的高度远远大于其 厚度,因此,辐射出去的热量就很少,可以略而不计。所以在以后的数值计算中, 只需要考虑导热以及喷吹产生的强化换热,就可以对发热表面的温度分布作出比 较准确的判断。

## 3.2.3 喷吹速度的影响

在用喷吹技术和肋片散热器相结合的方法来强化发热表面的散热效果时,由 于喷吹技术的特点,就可以使流体产生很高的速度梯度,对发热表面产生很大的 换热系数,因此流体的喷吹速度对发热表面的换热效果影响很大。在给定喷嘴的 情况下,选择喷嘴是边长为 10mm 的方形喷嘴,其他参数均保持不变,研究不同 的喷吹速度对发热表面温度的影响如下表所示。

我 5-5 小问则外述及来什下的结果分析			
喷吹速度(m/s)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)
15	56.43	58.78	2.05
20	51.80	54.17	2.25
25	50.14	52.50	2.32
30	48.02	50.20	2.23

表 3-3 不同喷吹速度条件下的结果分析

由图 3-3 可见,在给定喷嘴的条件下,速度越快,在发热表面产生的对流换 热系数也就越高,对发热表面产生的换热效果也就越强烈,由此而带走的发热体 表面的热量也就越多,从而使发热表面温度得到最有效的降低。将计算的结果进 行分析对比,喷吹速度为w₀ = -15m/s 与喷吹速度为w₀ = -30m/s 相比较,发现 发热表面的温升下降了 8.58℃。可见,喷嘴的喷吹速度对散热性能的影响是很关 键的。为了使芯片表面的温度降到如表 1-1 所示允许的温度范围之内,最好使喷 吹速度保持在 15m/s 以上。



图 3-3 喷吹速度的影响

#### 3.2.4 喷嘴形状的影响

当喷嘴选取不同形状时,例如圆形或方形,选择其特征长度为 10mm,即圆 形喷嘴的直径为 10mm,方形喷嘴的边长为 10mm,保持空气的质量流量不变, 保持其他几何参数不变。则对于圆形喷嘴,其空气流速变为 w<sub>a</sub> = -25.46*m*/*s*。

通过改变喷嘴的形状,观察发热表面的温度场的分布情况,得出的结果如表 3-4 所示。

——————————————————————————————————————			
喷嘴形式	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)
圆形	53.56	55.76	2.03
方形	51.80	54.17	2.25

表 3-4 不同喷嘴形式下的结果分析

在恒定的空气质量流量的条件下,圆形喷嘴比方形喷嘴的截面积小,流体离 开圆形喷嘴时的速度就比方形喷嘴的大,但是通过数值计算,在表 3-4 中,可以 看出,采用方形喷嘴时,发热表面的温升下降了 1.59℃,可见,采用方形喷嘴可 以使发热表面的温升得到有效地降低。同时也可以看出,虽然方形喷嘴对发热表 面的整体换热效果略比圆形喷嘴的差,其最大偏差上升了 0.22%,但是综合考虑, 还是选用方形喷嘴占优。

#### 3.2.5 矩形喷嘴尺寸的影响

若选用矩形喷嘴,则在相同的初始条件下,保持空气的质量流量不变,先使 其喷嘴面积不变,均为300mm<sup>2</sup>,则其喷吹的速度不变。随后,保证喷嘴在垂直 于肋片长度方向上为50mm,改变其宽度的尺寸,分析在不同的喷嘴面积下对散 热性能的影响。由此,改变矩形喷嘴的宽度,得到对发热表面温度场的影响,如 表 3-5 所示。

喷嘴尺寸(mm)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)
10×30	52.70	58.07	4.93
3×50	50.52	52.10	1.38
6×50	47.68	49.01	1.38
8×50	48.09	49.25	1.20
10×50	48.66	49.78	1.14

表 3-5 不同矩形喷嘴尺寸的影响

由表 3-5 可见,当选用矩形喷嘴的尺寸为 10×30mm 时,在顶部壁面居中布置, 此时对发热面中心区域的换热效果较好,但是在其边界区域,由于流体不能到达, 而致使换热效果变差。与相同喷嘴入口面积的方形喷嘴相比,其发热面的温升提 高了 3.9℃。而当选用矩形喷嘴的尺寸为 6×50mm 时,可以看到,由于喷嘴在顶 面垂直于肋片长度的方向上开口,使得流体离开喷嘴后,均能流动到肋片间距中, 进行对流换热,其发热表面温度场的最大偏差降低了 3.55%,其发热表面的温升 比选用 10×30mm 时下降了 9.06℃;将其与相同喷嘴入口面积的方形喷嘴相比, 发热面的温升下降了 5.16℃。

当选用矩形喷嘴时,保证了离开喷嘴的流体,在垂直于肋片长度方向上能够 充分地流动到肋片间距中,与肋片进行对流换热。由图 3-4 可见,随着对喷嘴宽 度的改变,可以发现,喷嘴的宽度并不是越大越好,当喷嘴宽度从 3mm 增加到 6mm 时,发热表面的温升降低了 3.09℃,温度场的最大偏差降低了 0.18%,可 见这时对散热效果的影响较好。当从 6mm 增加到 10mm 时,看到发热表面的温 升提高了 0.77℃,温度场的最大偏差降低了 0.24%。而且在图 3-4 中,可以看出, 随着喷嘴宽度的增加,其表面的温升有进一步提高的趋势。

综上所述,当选用矩形喷嘴时,其尺寸选择 6×50mm,对发热面的散热效果 最好。



图 3-4 矩形喷嘴宽度的影响



图 3-5 方形喷嘴边长的影响

#### 3.2.6 方形喷嘴边长的影响

当方形喷嘴选取不同边长时,保持空气的质量流量不变,由于不同边长的喷 嘴,其面积不同,则其速度大小也不同,造成对发热体表面的换热效果也不同。 选定喷嘴数目为 3 个,在顶面上均匀分布,保持其他几何参数不变,则改变喷嘴 边长大小的分析结果如下表 3-6 所示。

喷嘴边长(mm)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)
5	78.01	80.87	1.81
8	55.89	58.16	2.00
10	51.80	54.17	2.25
12	49.06	50.96	1.91
15	43.02	43.89	1.00
50	56.01	56.83	0.73

表 3-6 不同边长喷嘴的结果分析

通过数值计算,看到喷嘴的边长对发热体表面温度场的影响较大。当喷嘴边 长为10mm时,发热表面温度场的最大偏差为2.25%;而当喷嘴边长为15mm时, 可以看到整个发热表面温度场的最大偏差已降为了1%。

当喷嘴入口的边长为 5mm 时,由于速度过大,流体没有及时、充分地流动 到不在喷嘴下方的周围的流道内,使得这些肋片间隙中的空气流动速度很小,近 似与静止状态,这就使得其中的空气不仅没有起到对流换热的作用,反而变成了 热量的保温层,由此而导致热量不能够及时的散发出去,从而使冲击表面的温度 过高,其最高温度可达 80.87℃,而最低温度也可以达到 78.01℃,因此最终导致 了散热效果的恶化。

当喷嘴边长为 8mm 时,发热表面的温度为 58.16℃,而当喷嘴边长增加至 15mm 时,其温升下降了 14.27℃。虽然面积的增加,会造成流体的速度降低, 但是由于顶面的尺寸为 50×50mm,这时的喷嘴尺寸为 15×15mm,它在 Y 方向上 的流动,几乎可以顾及到每个肋片间的小流动通道,使流体离开喷嘴后,可以尽 量均匀的流向各个肋片间隙,充分的进行对流换热,并带走其发热量。同时,也 应该注意到,喷嘴的边长也不能够一直增加下去,通过对喷嘴尺寸为 50×50mm 时的数值模拟,发现,这时的换热效果反而会降低,这是由于 X 方向上喷嘴尺 寸增加的缘故。

当喷嘴数目为一个入口,其边长为 50mm 时,其流速大大降低,相当于常规 的风扇加肋片冷却,此时整个表面的温度都在 56.01℃至 56.83℃的范围内变化, 可见温度场分布较均匀。但是,前面计算到的三个方形喷嘴优化后的结果,其温 升比其低许多,说明利用气体喷吹冷却技术的特点,即利用流体的高速度产生高 的对流换热系数的特点,能起到良好的散热效果。

综上所述,喷嘴的边长对发热表面的整体散热效果的影响是很明显的,既不 能使喷嘴的滞止区域的面积过小,也不能使其滞止区域变成整个顶面的均匀喷吹 流动。

## 3.2.7 喷嘴排列形式的影响

当喷嘴以不同方式排列时,保持空气的质量流量不变,仍然选定各个喷嘴为 边长是 10mm 的方形喷嘴,则其就是在 z = 0.029m 的平面上均匀分布的。那么这 些喷嘴在 X-Y 方向上的计算区域分别如下所示。

2个喷嘴的计算区域分别为:

$\int x \to (0.02 \sim 0.03)m$	$\int x \to (0.02 \sim 0.03)m$
$y \to (0.01 \sim 0.02)m$	$y \rightarrow (0.03 \sim 0.04)m$

5个喷嘴的计算区域分别为:

J	$x \rightarrow (0.035 \sim 0.045)m$	$\int x \to (0.035 \sim 0.045)m$	$\int x \to (0.005 \sim 0.015)m$
	$y \rightarrow (0.035 \sim 0.045)m$	$y \rightarrow (0.005 \sim 0.015)m$	$\begin{cases} y \rightarrow (0.035 \sim 0.045)m \end{cases}$

$\int x \to (0.005 \sim 0.015)m$	$(x \rightarrow (0.02 \sim 0.03)m)$
$y \rightarrow (0.035 \sim 0.045)m$	$y \rightarrow (0.02 \sim 0.03)m$

当采用5个喷嘴平均分布在计算区域的顶面上时,其物理模型如图3-6所示。 保持其他几何参数不变,则喷嘴的个数及排列方式,对发热表面的温度场的影响 的分析结果如表 3-7 所示。



图 3-65 个喷嘴的物理模型

表 3-7	不同喷嘴排列的结果分析	ŕ
-------	-------------	---

		<u>, , , , , , , , , , , , , , , , , , , </u>	
喷嘴排列	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)
2个喷嘴	59.22	62.72	2.90
3个喷嘴	51.80	54.17	2.25
5个喷嘴	51.72	53.31	1.52

由表 3-7 所示,当 5 个喷嘴在整个顶面平均分开布置时,发热表面的温升为 53.31℃,比两个喷嘴时的温升下降了 9.41℃,比三个喷嘴的温升下降了 0.86℃; 整个发热表面温度场的最大偏差为 1.52%,比两个喷嘴时下降了 1.38%,比三个 喷嘴时下降了 0.73%。可见,采用 5 个喷嘴比采用 2 个或 3 个喷嘴时对发热表面 的散热效果好,它能照顾到发热体表面的各个角落,使被冲击表面得到较均匀的 散热。

如图 3-7 所示,可见当喷嘴数目为 3 个时,比 2 个喷嘴的散热效果改善很多。 在此基础上,若继续增加喷嘴的数目,当增加至 5 个时,可以看到,这时发热表 面的温升已不能得到明显的改善,而且由于加工方面的因素,采用 5 个喷嘴不如 3 个简便易行。因此,我们还是选择 3 个方形喷嘴的排列方式较为合理可行。



#### 3.2.8 喷嘴与肋片顶端距离的影响

当喷嘴与肋片散热器顶端的距离不同时,对发热表面的散热性能的影响也是 不同的。为了与前边数值计算的分析保持一致,取喷嘴是边长为 10mm 的方形喷 嘴,取 3 个平均分布在顶面上,分析顶面与肋片顶端之间的距离不同时,对发热 表面温度场的影响,如下表所示。

喷嘴与肋端的距离(mm)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)
1	55.89	58.16	2.00
2	51.80	54.17	2.25
4	49.25	51.33	2.08
6	49.13	50.82	1.70

表 3-8 不同喷嘴与肋片距离的结果分析

- 29 -

通过数值计算,可以看到喷嘴与肋片顶端的距离不同,对发热面的影响也不同。当喷嘴与肋片顶端相距 1mm 时,由于离开喷嘴的流体不能够及时的进入不在喷嘴正下方的周围的流体通道中,进行对流换热,从而促使了空气保温层的形成,这就使发热表面的温度场分布很不均匀,散热效果恶化。随着喷嘴与肋片距离的增加,越来越多的流体,在离开喷嘴之后,可以充分的流动到各自的流动通道中,这时流体的分配较均匀,散热的整体效果就变的越来越均匀。但是,如果持续增加此距离的话,由图 3-8 可见,对发热表面温度场的影响已经越来越小,而且距离过大,也会增加整个散热系统的空间。因此,喷嘴与肋片顶端的距离选择 2~4mm 时,对散热效果的影响较好。

#### 3.3 流场、温度场数值模拟结果分析

数值模拟的一个重要特点,就是能得到"细部结构",即物理量在空间的分 布,从而能发现产生问题的原因,进而为进一步改变设计提供依据。下面针对几 种具有代表性的情况来分析整个区域内的流场和温度场的分布特点。

3.3.1 流场分析

通过前面的数值计算,喷嘴入口是 3 个边长为 10mm 的方形喷嘴时,空气的 质量流量为 $\dot{Q}_m = 0.006969kg/s$ ,  $w_0 = -20m/s$ ,其几何模型如图 2-2 所示。通过 数值计算,得到其速度场分布如图 3-9 所示。

当喷嘴的喷吹入口改变时,例如将喷嘴入口改为边长是 5mm 的方形喷嘴, 使其速度加倍(w<sub>0</sub> = -40m/s),得出其速度场如图 3-10 所示。

如果把整个计算区域的顶部都设置为喷吹入口的话,即是边长为 50mm 的方形喷嘴,那么在相同的空气质量流量的情况下,喷嘴喷出的流体速度就变为 $w_0 = -2.4m/s$ , Re = 7574,那么通过数值计算,得出在这种情况下的速度场分布如图 3-11 所示。

30







·图 3-11 边长为 50mm 方形喷嘴的速度流场

通过比较图 3-9、图 3-10 以及图 3-11,可以发现,当喷嘴入口是 3 个边长为

10mm 的方形喷嘴时,空气离开喷嘴时的速度为 $w_0 = -20m/s$ ,根据喷吹的特点, 喷吹的直径逐步增加,其速度逐渐减小,从而使得流体能够充分地流动到不在喷 嘴正下方的周围的流道内去。但是由于流体接触到散热器的肋片,受到肋片厚度 的影响,流动通道的面积狭小,就使得流体在一定的空间范围内的速度得到大幅 度的提高,最高的速度可以达到 $w_0 = -32.1811m/s$ ,这对于提高冲击表面的换热 系数很明显是有利的。这种情况下,在散热器基座产生的滞止区域的面积比较大, 而且也有一部分流体有机会扩散到周围的肋片中去,使得每个流道内都有一定的 流体在流动,而且横向流动的路程也较短,对于提高换热系数是有利的。

当喷嘴入口是 3 个边长为 5mm 的喷嘴时,由于保持雷诺数不变,而使喷吹 的初始速度增加了一倍, $w_0 = -40m/s$ ,这时流体的喷吹速度过大,离开喷嘴的 流体还来不及流动到不在喷嘴正下方的周围的肋片间隙中去,这就使得这些周围 的流道内,流体的数量减少,使流体的分配很不均匀。而且经过肋片截面积的变 化,其速度可增加至 $w_0 = -49.4159m/s$ ,这样大的速度产生的滞止区域的面积比 较小,横向流动的路程增加。

当喷嘴入口为整个顶面大小,即 50×50mm 时,流体的质量流量不变,则离 开喷嘴时的初始速度为 $w_0 = -2.4m/s$ ,可以看到流体从顶面均匀的分散在每个流 道里,这样对散热器的整体换热效果较均匀,同样,当流体流过肋片时,其速度 也会增加,可以达到 $w_0 = -6.47036m/s$ 。通过观察图中的流体流动情况,可以看 到在这种情况下,大多数的流体,在没有到达被冷却的表面之前,就已经沿着流 道横向流动出计算区域了。

将计算区域的顶面设置成为 5 个喷嘴均匀分布时,其喷吹的速度场分布的示 意图,如图 3-12 所示。







(d) y = 39.35mm(Y = 0.787) 处的速度流场 图 3-12 5 个喷嘴平均分布时的速度场

由于这 5 个喷嘴分布的位置特点,在中心的单喷嘴处,其速度最大可以达到

w<sub>0</sub> = -23.66m/s,滞止区域在发热体表面的中心,则在其中心区域的换热效果就 较好,温度较低;而随着横向流动的发展,两侧的换热效果就会变得越来越差, 温度变得越来越高。

在两端的双喷嘴处,其速度最大可以达到w<sub>0</sub> = -22.98m/s,滞止区域较靠近 发热体的边缘部分,这时有些流体甚至来不及到达发热表面,就已经由于横向流 动的作用而离开了流道,进入到环境当中去,这就造成了发热表面的流道两端的 换热效果较好,温度较低;而在其中间界面上,流体的流动较慢,不能对发热表 面产生高速喷吹而有效地带走其表面发热量,故中心的换热效果就较差,温度较 高。因此,导致了温度场如图 3-13(d)所示的分布形状。

### 3.3.2 温度场分析

在以上的几种分析情况下,其对应的发热表面温度场的分布如图 3-13 所示。 正是由于上述的流场中流体的运动规律的不同,才导致了发热表面的温度场分布 的各种情形。



图 3-13 不同喷嘴的发热表面的温度场分布

由图 3-13 可知,当喷嘴为入口边长是 10mm 的方形喷嘴时,发热表面的温度场的范围在 51.80℃与 54.17℃之间变化,很显然满足表 1-1 中所要求的表面允许的最高温度 69.8℃的要求。当喷嘴为入口边长是 5mm 的方形喷嘴时,发热表面的温度场的范围在 78.01℃与 80.87℃之间变化,很显然不能满足发热表面的温度要求。当喷嘴为入口边长是 50mm 的方形喷嘴时,发热表面的温度场的范围在 56.01℃与 56.83℃之间变化,也可满足发热表面温度场的范围在 51.72℃与 53.31℃之间变化,可满足发热表面温度的要求。

#### 3.4 本章小结

本章运用数值计算软件对所要研究的问题进行了数值计算,并对计算结果进 行了分析。通过研究此物理问题的流场及温度场的分布情况,探讨了对于喷嘴的 结构参数中影响换热效果的因素,其中占据主导地位的是喷吹的速度、喷嘴的边 长、以及喷嘴的排列形式的影响。通过分析气体喷吹技术对发热表面的冷却性能, 确定了这种新型的气体喷吹与肋片散热器相结合的散热方式的可行性,为后边关 于散热器的优化设计奠定基础。

## 第四章 喷吹条件下肋片散热器的优化

4.1 散热器概述

功率器件是否能够正常工作,除器件本身的因素之外,在很大程度上还取决 于器件与散热器的合理匹配以及安装接触面的导热条件。因此,散热器的选配方 法与安装工艺是功率器件有效散热的重要环节。

散热器一般是采用导热率较高的材料制成的,可以采用铝板或铜板。在截面 积和厚度均相同的条件下,以铜板的散热效果最好。但一般情况下多用铝板,这 是因为铝板的重量比铜板轻得多,而且成本远低于铜板。散热器表面应该是光洁 平整的,内部不得有疏松气孔的缺陷;通过表面涂黑处理,使辐射率增大,从而 有利于进一步减小外热阻。肋片散热器是由基板和若干肋片组成的散热结构(具 体结构如图 2-1 所示),它与单个肋片不同,其散热单元是由两两相邻的肋片与 基板组成的 U 形通道,因此,还必须考虑肋片间距和散热器的肋片个数对散热 性能的影响。

按照散热器肋片种类的不同,基本上可分为两种:等截面肋(如矩形肋、圆 形肋等)和变截面肋(梯形肋、三角形肋等)。从外形上看,散热器可分为两种 类型。一种是平板型散热器(即散热板),结构简单,容易自制,但散热效果较 差,且所占面积较大。另一类是经加工成型、构成系列化产品的散热器,如型材 散热器、叉指型散热器、扇顶型散热器和塑封器件专用散热器等。此类散热器的 散热效果好,易于安装,适合进行大批量生产,但成本较高。对于不同类型的散 热器,使用时应查阅有关散热器手册确定其相应的热阻值。下图 4-1 中列出了几 种常见的散热器。

如图 4-1 所示, (a)中为肋片散热器,适用于增加散热表面积,能够更有效散 热:图(b)中横剖压延散热器一般适用于气流不是来自于一个方向,能在多个方 向均匀散热:图(c)有源散热器可用于局部冷却,一般电脑 CPU 的风扇就是此种 散热器,能够对机箱中的 CPU 有效散热;图(d)中型材散热器能用于大面积的散 热,当器件较大时增加表面积使器件有效散热。

散热器的冷却方式可分为自然冷却和强迫冷却两类。强迫冷却又可分为强迫 风冷和强迫水冷两种。自然冷却通过空气对流及辐射作用将热量带走;强迫风冷 需要配备风扇,强迫水冷需要配备循环水系统。小型功率器件应尽量采用自然冷 却方式。



图 4-1 常见的各种散热器

## 4.2 影响肋片散热器散热性能的因素

选择散热器,需要考虑以下几点:安装散热器允许的空间、气流流量和散热器的成本等。散热器的热阻除了与散热器材料有关之外,还与散热器的形状、尺寸大小以及安装方式和环境通风条件等有关,目前还没有精确的数学表达式能够用来计算肋片散热器的热阻,通常是通过实际测量得到。而散热器的有效散热面积与散热器几何参数密切相关。一般散热器由肋片和基座构成,主要的几何参数包括肋片长、肋片厚、肋片数、基座厚、基座宽等(如图 2-1 所示)。

铝合金型材散热器是电力电子、仪表、半导体制冷等行业一项关键的基础性 元件,广泛应用于各工业领域,选用性能优良的铝合金型材散热器是半导体元器 件获得长寿命、高效率、低故障和提高整机质量的重要保证。

铝合金材质选用 6063 合金,具有下列特性(参见表 4-1 和表 4-2): (1)良好 的可挤压性,可以挤压各种形状复杂的铝合金型材散热器;(2)中等强度,可以满 足各种机械加工的技术要求;(3)适宜的物理特性,内部组织致密,具有良好的导 电、导热性能:(4)接受阳极氧化的良好能力。

	衣 4-1 6063 合金化字成分为(小人士)											
合金\元素	素名称	Si	Fe	Cu	Mn	M	g	Cr	Zn	Ti	Al	
606	3	0.2~0.6	0.35	0.1	0.1	0.4~	0.9	0.1	0.1	0.1	余量	
	表 4-2 6063 合金 T5 状态下典型物理性能											
ムム和	热导率	热导率 电导率		%	由四支		电	阻温	度	平均	线胀	
日並加	(25℃	)	4 س 44	放子目	位壬昌	吧	出 <del>"</del> つ…	•	系数		系	数
1人心	W / m ·	<del>了</del> 一个	··· ···	里里	<i>n</i> ·s	2 · m	n · C	2 · m /	K	(20~1	( <u></u> 000	
6063T5	209	55		181		32		0.1		24×	10 <sup>-6</sup>	

表 4-1 6063 合金化学成分%(不大于)

下面将具体分析改变肋片散热器各个几何参数时,对散热器性能的影响。主 要讨论发热体表面的最高温度在什么几何参数的情况下可以得到有效的降低,以 及发热体表面温度场的最大偏差的变化。当改变散热器某一几何参数,保持其他 几何参数不变时,分析各几何参数对散热器性能的影响。选定发热体表面最高温 度为优化目标,散热器某一几何参数为优化变量,比较优化前后几何参数的变化, 对发热体表面温度场分布的影响。

为了便于计算和比较分析前后的结果,仍然选择喷嘴是边长为 10mm 的方形 喷嘴,其质量流量为 $\dot{Q}_m = 0.006969 kg/s$ , Re = 12623 ( $w_0 = -20m/s$ ),从而进行 下面的优化计算。

4.2.1 肋片长度的影响

在散热器优化设计中,分别建立肋片长度为 50mm、60mm、70mm 和 90mm 的散热器模型,喷嘴的其他几何参数和环境条件均保持不变,分析肋片长度不同 时,发热表面最高温度的变化,得到如下表所示的结果。

肋片长度(mm)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)			
50	51.80	54.17	2.25			
60	47.95	50.12	2.23			
70	46.07	48.53	2.62			
90	44.05	46.38	2.60			

表 4-3 改变肋片长度的分析结果

在通过数值求解而进行研究的物理问题当中,此发热表面的发热面积是确定

的,  $A_1 = 50 \times 50 = 2500 mm^2$ , 而散热器的散热面积  $A_2$  是随着肋片长度和高度的变 化而变化的,  $A_2 = l^2 + h \times l \times 2 \times 25$ , 其中是l 肋片长度, h 是肋片高度, 这里h 为 25mm。选择如表 4-3 所示的不同肋片长度时, 散热面积与发热面积的比分别为 26, 31.44, 36.96 和 48.24, 由此得出图 4-2。

从表 4-3 和图 4-2 中可以看出,肋片长度的适当增加,即当肋片长度由 50mm 增加至 60mm 时,散热面积与发热面积的比从 26 增加至 31.44,此时发热表面的 温升降低了 4.05℃,发热表面温度场的最大偏差降低了 0.02%,可见发热表面的 温度场得到了明显的改善。

但是随着肋片长度的进一步增加, 散热与发热面积的比值也进一步增大, 这时, 由图 4-2 中曲线段的逐渐变缓的斜率可以看出, 发热表面的温升降低的幅度 正在逐渐变小, 这也就意味着过分增加肋片长度, 反而不能确保热量能够有效地 传导至散热器肋片的末端, 从而使换热效果受到影响, 不仅不能有效的强化发热 表面的散热, 反而使散热器的重量增加太多。

综合以上分析,可以得到,当肋片散热器的肋片长度选择 60~70mm 之间时, 散热器的散热效果较好。



#### 4.2.2 基座厚度的影响

肋片散热器的基座是与发热体的表面直接接触的, 热量通过散热器的基座传 导至散热器的肋片底端, 而后再进一步传导至散热器肋片的顶端, 在这一过程中, 通过与外界流体的对流换热强化其散热效果。为了保持计算的简便易行, 并且易 于与之前的计算结果进行分析对比, 因此, 选择肋片长度为 50mm。选定基座厚 度为优化变量, 其他几何参数及环境条件均保持不变。分析不同基座厚度时, 发 热体表面温度场的变化, 得到如下表所示的分析结果。

基座厚度(mm)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)
2	51.80	54.17	2.25
1.5	51.33	53.88	2.44
1.2	51.09	53.83	2.64

表 4-4 改变基座厚度的分析结果

由表 4-4 的数据分析可知,当散热器的基座厚度从 2mm 减小至 1.2mm 时, 其发热表面的温升下降了 0.34℃,可见,不同的基座厚度,对于发热体表面温度 场的散热性能的影响相对来说比较小。而且考虑到实际当中加工上的便利因素, 就不选择更小的尺寸来计算了。综上所述,在散热器的优化设计中,可以不选择 散热器的基座厚度作为其优化变量。和前边肋片长度对散热器性能的影响相比 较,可以将肋片长度和基座长度相联系,一般情况下,当两者的比值接近于 1 时, 其传热效果最好。

#### 4.2.3 肋片厚度的影响

在优化散热器肋片厚度的过程中,分别建立肋片厚度为 2mm、1.5mm、1mm、0.5mm、0.25mm、0.2mm 和 0.1mm 的散热器模型,选定肋片厚度为优化变量, 其他几何参数和环境条件均保持不变。分析肋片厚度不同时,发热体表面温度场的变化,得到如下表所示的结果。

表 4-5 改变肋片厚度的分析结果					
肋片厚度(mm)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)		
2	54.84	56.79	1.76		
1.5	52.82	54.81	1.86		
1	51.80	54.17	2.25		
0.5	50.90	53.19	2.22		
0.25	49.92	52.15	2.20		
0.2	51.48	53.95	2.36		
0.1	58.72	60.85	1.79		

如表 4-5 和图 4-4 所示,当肋片的厚度从 2mm 减小到 0.25mm,即 250um 时, 发热表面的温升降低了 4.64℃,温度场的最大偏差增加了 0.44%,这时对发热表 面的换热效果最好。而当肋片厚度小于 0.25mm, 减小至 0.1mm 时,可以看到发 热表面的温升迅速的提高,增加了 8.7℃。可见,肋片厚度的不断减小,反而使 得肋片散热器的散热效果恶化。由于导热主要是沿着肋片的纵向方向进行的,因 而当肋片厚度大于 0.25mm 时,肋片的厚度对散热器的散热性能没有太大的影响, 它的增加并没有使发热体表面的最高温度降低很多。考虑到加工上的便利因素, 一般就不用选择肋片厚度为优化变量了,按照一般工业上的应用,选择肋片厚度 为 1mm 即可。



4.2.4 肋片间距的影响

肋片间距主要是空气流动的通道,选定肋片间距为优化变量,其他几何参数 及环境条件均保持不变。分析不同肋片间距时,发热表面温度场的变化,得到如 下表所示的分析结果。

肋片间距(mm)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(℃)		
0.5	46.45	48. 09	1.75		
1	51.80	54.17	2.25		
1.5	64.26	66.65	1.84		
2	74.82	77.38	1.69		

表 4-6 改变肋片间距时的分析结果

由表 4-6 的数据分析可知,当肋片散热器的其余尺寸一定时,如果肋片间距 从 2mm 减小到 1mm,则发热表面的温升可下降 23.21℃,发热表面温度场的最 大偏差增加了 0.56%。当肋片间距减小至 0.5mm 时,发热表面的温升又降低了 6.08℃,温度场的最大偏差又减弱了0.5%。

由图 4-5 可以看出,当肋片间距大于 1mm 变化时,其线段斜率很大,且基本保持恒定。而当肋片间距小至 0.5mm 时,其发热表面的温度仍然是进一步降低的。但是如果肋片间距再继续减小,由于流体的粘滞作用,使空气不能与肋片进行良好的对流换热,就会引起换热效果变差。若肋片间距减小到极限距离,接近于 0 时,则整个散热器就变成了一个铝合金固体,在发热表面上紧贴放置,此时,必然会引起换热效果的恶化。另外,当肋片间距小于 1mm 时,考虑到加工上的困难,一般也不会选择。所以对于适当的肋片间距,可以选择与肋片厚度相等,均为 1mm。

4.2.5 肋片高度的影响

在散热器优化设计中,分别新建肋片高度为10mm、20mm、25mm、30mm、40mm和50mm的散热器模型,其他几何参数和环境条件均保持不变,分析肋片高度不同时,肋效率和热表面温度场的变化,得到如下表所示的分析结果。

肋片高度(mm)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	肋效率(%)	最大偏差(%)		
10	64.95	67.08	99.68	1.62		
20	54.21	56.65	97.52	2.22		
25	51.80	54.17	95.30	2.25		
30	50.45	52.69	92.19	2.19		
40	49.20	51.27	83.59	2.08		
50	48.84	50.79	72.98	1.97		

表 4-7 改变肋片高度时的分析结果





由于此发热表面的发热面积是确定的,  $A_1 = 50 \times 50 = 2500 mm^2$ , 而肋片散热器的散热面积  $A_2$ , 是随着肋片长度和高度的变化而变化的,  $A_2 = l^2 + h \times l \times 2 \times 25$ , 其中是 l 肋片长度, h 是肋片高度,这里 l 为 50mm。则选择如表 4-7 所示的不同 肋片高度时,散热面积与发热面积的比就是 (h+1),分别为 11,21,26,31,41 和 51,由此得出图 4-6,所以肋片高度对发热体表面最高温度的影响,是和散热 与发热面积比的影响紧紧联系在一起的,即 h = (h+1)的关系。

由表 4-7 中可以看出, 肋片高度对肋片散热器的散热性能有着很大的影响。 一般来说,随着肋片高度的增加,发热表面的热量更易通过肋片散至周围的空间 中去。如图 4-6 所示,可以看到,当肋片高度由 10mm 增加到 20mm 时,发热表 面的温升下降了 10.43℃,温度场的最大偏差增加了 0.6%,肋效率下降了 2.16 %。总体来说,其发热表面的换热效果得到了明显的改善。当肋片高度增加至 30mm 时,其发热表面的温升下降了 3.96℃,温度场的最大偏差首先增大了 0.03 %,后又减小了 0.06%,肋效率下降了 5.33%。综上所述,可见此时,发热表面 的温升的下降幅度已经逐渐减小,而肋效率的下降趋势却是进一步加快。

由图 4-6 与图 4-7 所示,可以很明显的看到,当肋片高度超过 30mm 时,它 的进一步增加,对于发热表面的温升的下降已经越来越趋于平缓,且肋效率下降 的速度越来越快。虽然此时进一步增加肋片高度对于发热表面的温度下降是有利 的,但是如果肋片高度过高,肋效率会产生大幅度的下降,从而不能充分发挥对 流换热的效果,反而使得散热器的重量和体积增加,不能充分利用空间,因此散 热器肋片高度不宜过高。

综合以上分析,可见,当肋片高度大于 20mm 时,发热表面的最高温度会维持在 56.65℃以下,而其肋效率也在 97.52%以下。而当散热器的肋片高度小于 30mm 时,它能使肋效率保持在 92.19%以上,其发热表面的最高温度也保持在 52.69℃以上。兼顾二者考虑,为了满足发热表面的正常工作的要求。因此,肋 片高度在 20mm 和 30mm 之间选择时,其换热效果是最好的。

## 4.2.6 材料的影响

散热器以导热、对流和热辐射的形式散热。一般散热器的材料不同会引起散 热器导热系数的变化,以及辐射效果的变化,从而进一步对发热表面的换热效果 产生影响。在前面的计算中,考虑到计算的方便性,没有打开其辐射模型,现在, 为了确定散热器所用材料的影响,就需要考虑辐射模型。

选定散热器材料为铜或铝等其他金属材料, 散热器的其他几何和结构参数均 保持不变, 得到如下表 4-8 所示的分析结果。

散热器材料	最低温度(℃)	最高温度(℃)	最大偏差(%)	
铝合金 6063	51.80	54.17	2.25	
铝合金 6063(表面氧化)	50.74	52.95	2.15	
纯 铝	51.22	53.51	2.20	
纯铝(表面氧化)	50.78	52.81	1.97	
纯   铜	49.85	51.14	1.28	
纯铜(表面氧化)	48.92	50.16	1.26	

表 4-8 改变散热器材料时的分析结果

由上表 4-8 的数据分析可知,将散热器材料选择铝合金 6063 与对其表面进 行过氧化处理的发热表面的温度场进行对比,发现经过氧化处理的表面比未经过 处理的发热表面的温升下降了 1.22℃,温度场的最大偏差下降了 0.1%;当散热 器材料选择纯铝时,经过表面氧化处理的比未经过处理的相比,其发热表面的温 升下降了 0.7℃,温度场的最大偏差下降了 0.23%;而当用纯铜作为散热器的材 料时,经过氧化处理的表面比未经过处理的表面,其发热表面的温升下降了 0.98℃,温度场的最大偏差下降了 0.02%。将选取铝合金 6063、纯铝和纯铜作为 散热器材料时的发热表面的最高温度相比,发现 6063 比纯铝高 0.66℃,纯铝比 纯铜高 2.37℃。

由以上数据分析,可知,散热器的材料选择对于肋片散热器的散热性能有一 定的影响,这表明限制肋片散热器散热效果的,一般不是散热器的导热热阻,而 是固体与流体表面的对流换热热阻。鉴于此,对不同材料的表面进行氧化处理, 选择辐射模型,进一步进行计算。由以上的分析结果,可以看出,对散热器表面 进行氧化处理后,对于散热器的散热性能有一定程度的改进,但是这个改进的效 果随着材料的不同,其程度也不同。因此,当选择铝合金 6063 作为散热器的材 料时,可以考虑对其表面进行氧化处理,从而进一步降低发热表面的最高温度, 改善其整体换热效果。

#### 4.2.7 小结

在上述改变肋片散热器的各个几何参数的设计中,可以看到,由于肋片散热 器主要是依靠肋片来增加散热器的表面积而达到有效散热的,所以,基座对于散 热器的散热性能的影响并不明显,而且改变基座的尺寸在工程实际上不易实现, 会使得散热器成本太高。因此,在对散热器进行优化设计时,一般不用对肋片散 热器的基座优化,而只针对肋片的各个参数进行分析即可。由上述的数值计算结 果,可以看到,对于肋片的优化,其厚度与间距均选择 1mm 时,对于整个散热 系统来说,换热效果较好。

#### 4.3 散热器的改进

发热体表面的换热效果,一方面,是随着空气喷吹到发热表面的滞止区域后, 沿着流动通道的横向流动方向而逐渐减弱的,这样,在接近于流动通道的边界处 的换热效果就不够好;而另一方面,当空气离开喷嘴之后,由于它与周围静止介 质之间的动量交换,其喷吹的直径要持续增大,但同时由于接触到了强化换热的 肋片,从而限制了它的直径范围,由此而造成了肋片散热器中的肋片间距,即空 气的流动通道中,空气分布的不均匀。由前面第三章的数据分析可知,这种空气 分布的不均匀性会对肋片散热器的散热性能造成极大的影响,大大恶化其散热效 果。因此,为了提高整个发热表面的换热性能,就需要对上述的肋片散热器的肋 片结构进行改进。

对于传统的肋片散热器,其肋片高度无论在哪个方向上都是保持一致的。由 于气体喷吹技术的换热特点,需要将沿着流动通道方向的肋片高度,设计为两端 高而中间低的不均匀分布的形式,这样就可以强化空气在其流动通道的边界区域 处的换热效果,而考虑到加工因素,这种方式在工程实际当中实现是很困难的。 因此,就需要考虑强化换热的另一个方面,将肋片高度的分布设计为与流动通道 相垂直方向的中间低而两端高的分布形式,这就是下面设计的几种不同的肋片高 度的分布函数。

通过前面对影响肋片散热器散热性能的影响因素的分析可知,对肋片散热器 的结构进行优化设计时,考虑到工程上的因素,一般可以选择肋片的厚度与肋片 间距均为 1mm,而肋片的长度可以在 60mm 与 70mm 之间选择,为了便于对计 算结果与之前的数据进行分析对比,还是选择肋片的长度为 50mm。另外,选定 肋片散热器的基座厚度为 2mm,基座的长度与肋片的长度保持一致,均为 50mm。 由于对于肋片散热器来说,其肋片高度也是影响其散热性能的主要因素,因此, 在下面提出的各种新型的肋片散热器中,主要针对肋片的不同当量高度来进行优 化分析。保证肋片散热器的肋片高度分别在最高和最低处相同的情况下,通过分 析肋片的当量高度变化的影响,来进一步分析发热表面温度场的变化。对肋片散 热器改进的模型如下所述。

#### 4.3.1 V 型肋片散热器

为了强化发热体表面边界区域的换热效果,改善其边界区域的换热情况,就

需要对肋片散热器的肋片分布结构进行改进,从而设计了如图 4-8 所示的 V 型肋 片分布的散热模型。

对于 V 型肋片的高度,使其以 x = 24 为轴,对称分布,并按一次线性函数  $\begin{cases} y = 25 - x/2 (0 \le x \le 24) \\ y = 1 + x/2 (24 < x \le 48) \end{cases}$ 

来排列,其中*x*=2*n*,则可见 V 型肋片高度呈等差数列排列,令其肋片当量高度 为所有肋片高度的几何平均值。

通过上下移动此线性函数,使当量肋片高度为优化变量,其他几何参数及环 境条件均保持不变,分析不同当量肋片高度时,发热表面温度场的变化,得到如 表 4-9 所示的分析结果。



图 4-8 改进的 V 型肋片散热器模型

表 4-9 改变肋片的当量高度的分析结果

时止百座八大云料	当量高度	最低温度	最高温度	肋效率	最大偏差
加方商度 <b>万何</b> 因致	(mm)	(°C)	(°C)	(%)	(%)
$y = 25 - x/2 \ (0 \le x \le 24)$	10.24	52.12	52 15	07 70	1.26
$y = 1 + x/2 \ (24 < x \le 48)$	19.24	52.15	55.45	71.19	1.20
$y = 30 - x/2 \ (0 \le x \le 24)$	24.24	50.10	51.02	05 60	1 71
$y = 6 + x/2(24 < x \le 48)$	24.24	50.19	51.95	95.09	1./1
$y = 35 - x/2 \ (0 \le x \le 24)$	20.24	40.40	51 47	07 7 <b>7</b>	1.07
$y = 11 + x/2(24 < x \le 48)$	29.24	49.49	51.47	92.12	1.97
$y = 45 - x/2 (0 \le x \le 24)$	20.24	40.10	50.04	91.21	1.95
$y = 21 + x/2(24 < x \le 48)$	37.24	47.10	50.94	04.34	1.05

来排列,其中*x*=2*n*,其余都与上边 V 行肋片散热器的参数相同,其物理模型如 图 4-11 所示。



上下移动此二次函数,使肋片的当量高度作为优化变量,其他几何参数及环 境条件均保持不变。则分析不同当量高度时,发热体表面温度场的变化,得到如 表 4-10 所示的分析结果。

助世宣府公本必粉	当量高度	最低温度	最高温度	肋效率	最大偏差
加力间及力仰函数	(mm)	(°C)	(°C) (%)	(%)	(%)
$y = \frac{1}{48}(x - 24)^2 + 18$	17.333	54.07	55.50	98.37	1.31
$y = \frac{1}{48}(x - 24)^2 + 23$	22.333	51.82	53.09	96.59	1.21
$y = \frac{1}{48}(x - 24)^2 + 28$	27.333	50.78	52.40	93.96	1.58
$y = \frac{1}{48}(x - 24)^2 + 38$	37.333	50.27	51.86	86.15	1.57

表 4-10 改变肋片当量高度的分析结果

由上表 4-10 中的数据,随着散热器肋片的当量高度的增加,发热表面的最高温度值在逐渐下降。肋片的当量高度由 17.333mm 增加到 22.333mm 时,发热表面的温升下降了 2.41℃,肋效率下降了 1.78%,温度场最大偏差减少了 0.1%; 当量肋片高度增加至 27.333mm 时,发热表面的温升下降了 0.69℃,肋效率下降 了 2.63%, 温度场的最大偏差增加了 0.37%; 可见此时肋片高度的增加, 已经不能使发热表面的温升快速下降了, 如果使当量肋片高度增加至 37.333mm, 发热表面的温升仅仅下降了 0.51℃, 肋效率却下降了 7.81%, 温度场的最大偏差减少了 0.01%。



肋片的当量高度超过 27.333mm 以后,由图 4-12 可见,其斜率逐渐趋于平 缓,则此时肋片高度的进一步增加,已经不能使发热表面的温度场得到显著的改 变了。同时,由图 4-13,肋片的当量高度超过此值时,肋效率就降低至 93.96% 以下,这也就意味着此时肋片的当量高度的进一步增加,已经不会对肋片散热器 的散热效果产生十分有利的影响了。如附录中图 3 所示,采用抛物线型型肋片散 热器时,发热表面的最高温度比同样的肋片当量高度的普通肋片散热器(附录图 1)低,而且温度场也比普通散热器的温度场更为均匀;与附录图 2 中的 V 型肋 片散热器相比,则整体上不如 V 型的散热效果好。综上,在相同的肋片散热器 的换热情况下,采用抛物线型肋片分布的散热器,也可以达到比普通散热器好的 散热效果。

#### 4.3.3 椭圆形肋片散热器

对于椭圆型肋片散热器中肋片的高度,仍然使其以 x = 24 为轴,对称分布, 保证这种分布情况下肋片高度的最高处和最低处与前边 V 型分布时一致,使其 以椭圆函数

$$\frac{(x-24)^2}{24^2} + \frac{(y-25)^2}{12^2} = 1(0 \le x \le 48)$$

来排列分布,其中x=2n。

与前边相同,上下移动此椭圆函数,使肋片的当量高度为优化变量,其他几

何参数及环境条件均保持不变。则分析不问当量高度时,发热体表面温度场的变化,得到如下表 4-11 所示的分析结果。



图 4-14 椭圆型肋片散热器模型

肋片高度分布函数	当量高度 _(mm)	最低温度 (℃)	最高温度 _(℃)	肋效率 %	最大偏差 ( <u>%)</u>
$\frac{(x-24)^2}{24^2} + \frac{(y-25)^2}{12^2} = 1$	18.034	53.51	54.60	98.71	1.01
$\frac{(x-24)^2}{24^2} + \frac{(y-30)^2}{12^2} = 1$	23.034	51.60	53.00	97.13	1.34
$\frac{(x-24)^2}{24^2} + \frac{(y-35)^2}{12^2} = 1$	28.034	50.46	51.95	94.73	1.46
$\frac{(x-24)^2}{24^2} + \frac{(y-45)^2}{12^2} = 1$	38.034	50.10	51.51	87.34	1.39
55.0 54.5		100 - 96 -			

表 4-11 改变肋片当量高度的分析结果



图 4-15 对最高温度的影响



#### 图 4-16 对肋效率的影响

由上表 4-10 中的数据,随着散热器肋片的当量高度的增加,发热表面的最高温度值在逐渐下降。肋片的当量高度由 16.034mm 增加到 21.034mm 时,发热表面的温升下降了 1.6℃,肋效率下降了 1.58%,温度场的最大偏差减少了 0.33%;当量肋片高度增加至 26.034mm 时,发热表面的温升又下降了 1.05℃,肋效率下降了 2.4%,温度场的最大偏差增加了 0.12%;可见此时肋片高度的增加, 已经不能使发热表面的温升快速下降了,如果使当量肋片高度增加至 36.034mm,发热表面的温升仅仅下降了 0.44℃,肋效率却下降了 7.39%,温度场的最大偏差减少了 0.07%。

肋片的当量高度超过 26.034mm 以后,由图 4-15 可见,其斜率逐渐趋于平 缓,则此时肋片高度的进一步增加,已经不能使发热表面的温度场得到显著的改 变了。同时,由图 4-16,肋片的当量高度超过此值时,肋效率就降低至 94.73% 以下,可见,肋片的当量高度的进一步增加,已经不会对肋片散热器的散热效果 产生十分有利的影响了。如附录中图 4 所示,采用椭圆型肋片散热器时,发热表 面的最高温度比同样的肋片当量高度的普通肋片散热器(附录图 1)低,而且温 度场也比普通散热器的温度场更为均匀;与附录图 2 中的 V 型肋片散热器,及 附录图 3 中的抛物线型散热器相比,则整体上均不如 V 型与抛物线型的散热效 果好。综上,在相同的肋片散热器的换热情况下,采用椭圆型肋片分布的散热器, 也可以达到比普通散热器更好的散热效果。



## 4.3.4 波浪形肋片散热器

图 4-17 波浪型肋片散热器

根据前边对散热器肋片高度的分布进行分析之后,发现 V 型散热器的散热 效果较好,而且从加工的角度来讲,也比其他两种方式容易。考虑到顶面是 3 个 喷嘴的喷吹,因此,可以把肋片的分布进一步的细化,改成波浪型的肋片散热器, 肋片高度按照分段一次线性函数分布,使最低的肋片处于喷吹的滞止点,然后两 侧的肋片依次按等差数列的分布增高。以前边设计的各种肋片散热器的当量高度 为基础,设计出的新波浪型肋片散热器,其模型如图 4-17 所示。

仍然选定该肋片高度以 x = 24 为对称轴分布,保证这种分布情况下,肋片的 当量高度与 V 型散热器的当量高度一致或接近,则肋片分布的函数是斜率分别 为1/2 和 – 1/2 的一系列直线簇,其分段线型函数分别为

$y = -\frac{1}{2}x + 22(0 \le x \le 8)$	$y = \frac{1}{2}x + 14(8 \le x \le 16)$
$\begin{cases} y = -\frac{1}{2}x + 30(16 < x \le 24) \end{cases}$	$\begin{cases} y = \frac{1}{2}x + 6(24 < x \le 32) \end{cases}$
$y = -\frac{1}{2}x + 38(32 < x \le 40)$	$y = \frac{1}{2}x - 2(40 < x \le 48)$

其中x=2n。

上下移动函数,确定当量肋片高度为优化变量,保持空气质量流量恒定,其 他几何参数及环境条件均不变。分析肋片的不同当量高度时,发热表面温度场的 变化,得到如下表 4-12 所示的分析结果。

表 4-12 改变当量肋片高度的分析结果

				• / • • • • • • • • • • • • • • • • • •	
当量高度	E(mm)	最低温度(℃)	最高温度(℃)	肋效率(%)	最大偏差(%)
20.0	8	51.30	53.05	97.50	1.69
25.0	8	49.50	51.08	95.25	1.58
30.0	8	48.74	50.28	92.14	1.56
40.0	8	48.47	50.11	83.51	1.67
535 530 (525- () 520 () 51.5 死后 50.0 () 50.0	20 25 肋片	30 35 35 5 的当量高度(mm)	98- 96- 96- 96- 96- 96- 96- 96- 96- 96- 96	20 25 30 肋片当量高	
50.0	20 25 肋片	30 35 f的当量高度(mm)	- 84 - 82 40		<b>一</b> 0 一

图 4-18 对最高温度的影响



由以上的图表分析可知,对于改进了的波浪型散热器,它的散热性能要比 V 型散热器更好。尤其当肋片当量高度达到 40.08mm 时,温度场分布如附录中图 5 所示,可见其被冷却表面的温度场分布十分均匀。与当量肋片高度为 24.24mm 的 V 型散热器相比,波浪型散热器此时的温升比 V 型的下降了 0.85℃。由表 4-12 的数据可知,此波浪型的散热器对被冷却表面的温度场分布的均匀性得到了很大 的改善,其温度场的最大偏差均保持在 1.69%以内。而且与此同时可以看到,整 个散热器的尺寸可以大大减小。这时因为,原来采用 V 型散热器时,肋片的当 量高度为 24.24mm 时,最高的肋片高度就已经是 30mm,而采用波浪型的肋片分 布,当量高度为 25.08mm 时,它的最高高度 27mm 就足够了,肋片的波动空间 较小。与相同条件下高度为 25mm 的普通散热器相比,这种波浪型的散热器可以 使发热表面的温升下降 3.09℃。由此可见,这种新设计的波浪型肋片散热器,对 于改进传统的肋片散热器的散热性能有一定的效果,而且还可以节省肋片散热器 所占用的空间。

#### 4.4 本章小结

影响肋片散热器的散热性能的因素是多种多样的,通过数值计算,发现对于 发热体尺寸为 50×50×3mm 来说,其散热性能基本上是不受基座厚度的影响的, 对于基座的长度,一般都使其与肋片的长度相等;而对于肋片厚度和肋片间距, 一般都选择为 1mm;散热性能,主要是受肋片长度和肋片高度的影响,肋片长 度可以在 60~70mm 之间选择,而肋片高度可以在 20~30mm 之间选择。在此基 础上,设计了 V 型、抛物线型和椭圆形三种不同的肋片高度分布函数,对这三 种情况下的发热表面的温度场进行了分析,发现当肋片高度按照线型函数分布 时,即 V 型散热器,其散热效果最好。根据这一结论,进一步设计了波浪型散 热器,将其与普通散热器的散热性能相比,肋片的当量高度相同时,其发热表面 的温升下降了 3.09℃,整个表面温度场的均匀性也得到了改善,且其最大偏差均 保持在 1.69%之内。

通过各个几何参数优化前后结果比较可知,在进行散热器优化设计时,主要 考虑影响散热性能的主要因素,这样既可以节省时间,也能满足工程需求。

54

## 第五章 结论及展望

#### 5.1 结论

本文采用气体喷吹技术来强化发热表面的换热效果,由于喷吹产生的温度梯 度过大,容易产生热应力的问题,而当热应力超过某一极限值时,就可能对发热 表面造成损坏。因此,就采用了加肋片的散热技术来改善发热体表面温度场分布 的均匀性。由此,本文以芯片散热为工程背景,提出了将喷吹与加肋片的散热技 术相结合的散热方法,通过对其进行数值模拟及分析,研究了其影响因素,提出 了改进措施,并探讨了这种新型散热技术的可行性。

得到有关结论如下:

1. 采用气体喷吹方式,结合肋片散热,比传统的风扇结合肋片散热,具有 更好的散热性能。

2. 对不同喷嘴和肋片散热器的结构的仿真结果进行了比较验证。对于影响 整个发热表面散热性能的主要因素,主要有喷嘴的速度、边长、及其排列形式, 其中喷嘴的速度和喷嘴的边长均存在优化值,喷嘴的排列可以选择3个喷嘴的均 匀分布形式;对于影响肋片散热器的结构参数,主要是:肋片的长度和高度,其 中肋片的长度和肋片的当量高度也存在优化值。

3. 提出了V型、抛物线型、椭圆形以及波浪型肋片分布型式,数值模拟结果表明,其与气体喷吹技术相结合后,比普通的散热器具有更好的换热效果。尤其是波浪型散热器,将其与气体喷吹相结合后,可以在相同的条件下,使发热表面的温升最小,且热表面温度分布均匀。

#### 5.2 进一步研究的建议

1. 研究气体流动方式改变后所造成的阻力变化,及相应的风机功率的变化。

2. 本文采用的是气体冷却方式,虽然这种传统的冷却方法在一段时间内仍 能满足大多数工业场合的需求,但是随着微电子器件中热流密度的持续增加,液 体冷却技术的发展一定是不可阻挡的。在以后的研究中,应对液冷技术进行深入 的探讨,尤其是液体相变与喷吹方式的结合,相变、喷吹与微槽道的结合,以及 液体流经散热器后的聚集与回收。

## 参考文献

[1]李腾,刘静.芯片冷却技术的最新研究进展及其评价.制冷学报. 2004. Vol. 3: 22~32

[2]Faulker D, Khotan M, Shekarriz R. Practical design of a  $1000 W / cm^2$  cooling system.  $19^{th}$  IEEE Semi-Therm Symposium.  $2003: 223 \sim 230$ 

[3]D.B.Tuckerman, R. F. W.Pease. High-Performance Heat Sinking for VLSI. IEEE Electron Device Letters. 1981-5. Vol. EDL-2, NO. 5: 126~129

[4]Cotter T. Principles and prospects of micro heat pipe. Proc. 5th International Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japan, 1984. 328~335

[5] Ioan Sauciuc, Greg Chrysler, Ravi Mahajan. Air-cooling Extension-Performance Limits for Processor Cooling Applications. 19<sup>th</sup> IEEE Semi-Therm Symposium. 2003: 74~81

[6]杨世铭, 陶文铨. 传热学(第三版). 北京: 高等教育出版社. 2002

[7]L. B. Y. Aldabbagh, I. Sezai. Numerical simulation of three-dimensional laminar multiple impinging square jets. International Journal of Heat and Fluid Flow. 2002. Vol. 23:  $509 \sim 518$ 

[8]Ichimiya K., Hosaka N. Experimental study of heat transfer characteristics due to confined impinging two-dimensional jets. Experimental thermal fluid Science. 1992. Vol.5: 803~807

[9]Al-Sanea S. A numerical study of the flow and heat transfer characteristics of an impinging laminar slot-jet including crossflow effects. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1992. Vol.35(10): 2501~2513

[10]Seyedein S.H., Hasan M., Mujumdar A.S. Laminar flow and heat transfer from multiple impinging slot jets with an inclined confinement surface. ASME J. Heat Transfer. 1994. Vol. 37(13): 1867~1875

[11] Huber A.M., Viskanta R. Effect of jet-jet spacing on convective heat transfer to confined, impinging arrays of axisymmetric air jets. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1994. Vol.37 (18): 2859~2869

[12]Kim S.W., Benson T.J. Fluid flow of a row of jets in crossflow—a numerical study. AIAA J. 31 (5) : 806~811

[13]Slayzak S.J., Viskanta R., Incropera F.P. Effect of interaction between adjacent free surface planar jets on local heat transfer from the impingement surface. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1994. Vol. 37 (2) :  $269 \sim 282$ 

[14]Barata J.M.M. Fountain flows produced by multiple impinging jets in a crossflow. AAIA J. 1996.Vol.34 (12) : 2523~2530.

[15]Garrett K., Webb B.W. The effect of drainage configuration on heat transfer under an impinging liquid jet array. ASME J. Heat Transfer. 1999. Vol.121: 803~ 810

[16]A. G. Pautsch, T. A. Shedd. Spray impingement cooling with single-and multiple-nozzle arrays. Part I : Heat transfer data using FC-72. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005. Vol. 48:  $3167 \sim 3175$ 

[17]L. Huang, M. S. EL-Genk. Heat transfer and flow visualization experiments of swirling, multi-channel, and conventional impinging jets. Int. J. Heat Mass Transfer.
1998. Vol. 41, No. 3: 583~600

[18]El-Genk M.S., Huang L. Compact impinging jet for enhanced heat transfer. IMechE Conference Transaction. 4<sup>th</sup> U.K. Heat Transfer Conference. 1995-2: C510/036/95

[19]陈玉阳,苑中县,马重芳等.旋转射流冲击换热液晶显示实验研究.工程热物理学报.2003-7.Vol.24(4): 646~648

[20]Thomas Brunschwiler, Hugo Rothuizen, Matteo Fabbri. Direct liquid jet-impingement cooling with micron-sized nozzle array and distributed return architecture.

[21]周定伟,马重芳. 圆形浸没射流冲击驻点时射流速度对传热影响的实验研 究. 化工学报. 2002-10. Vol.53(10): 1075~1080

[22]周定伟,马重芳,刘登瀛. 圆形液体射流冲击单相局部对流传热的实验研 究. 动力工程. 2003-8. Vol.23(4): 2578~2581

[23]Pantankar.传热与流动的数值计算.张政译.北京:科学出版社,1989: 152~ 157

[24]陶文铨. 数值传热学(第二版). 西安: 西安交通大学出版社, 2001-5: 226~ 227

[25]陈希章,刘中良,马重芳等. 电子芯片散热器特性的测试研究. 工程热物理 学报. 2004-11.Vol.25(6): 995~997

[26]S. T. Munkejord, H. S. Mahlum, G. R. Zakeri. Micro technology in heat pumping systems, International Journal of Refrigeration. 2002. Vol. 25:  $471 \sim 478$  [27]Missaggia L.J., Walpole J.N. A microchannel heat sink with alternating directions of water flow min adjacent channels. Integrated Optoelectronics for Communication and Processing. 1991.Vol.1582:  $106 \sim 111$ 

[28]Chong S.H., Ooi K.T., Wong T.N. Optimization of single and double layer counter flow micro-channel heat sink. Applied Thermal Engineering. 2002. Vol. 22: 1569~1585

[29]Choquette S. F., M. Faghri. Optimum design of micro-channel heat sinks. Micro-electromechanical systems (MEMS). ASME DSC.1996.Vol.59: 115~126

[30] Sasaki S., Kishmoto T. Optimal Structure for Micro-grooved cooling fin for high powered LSI devices. 1986.Vol.22. No.25: 1332~1334

[31]Missaggia L. J., Walpole J.N., Liau Z. L. Micro-channel heat sinks for twodimensional high power density diode laser arrays. IEEE Journal of Quantum Electronics. 1989. QE 25.No. 9: 1988~1992

[32]Landram C.S. Computational model for optimizing longitudinal fin heat transfer in laminar internal flows. Heat Transfer in Electronic Equipment. ASME HTD. 1991. Vol.171

[33]Zhimin W., Fah C. K. The optimum thermal design of micro-channel heat sinks. IEEE/ CPMT Electronic Packaging Technology Conference. 1997.
 Singapore: 123~129

[34]Kambiz Vafai, LuZhu. Analysis of two-layered micro-channel heat sink concept in electronic cooling. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1999. Vol. 42: 2287~2297

[35]Ivan Cotton. A Semi-Analytical Model to Predict the Capillary Limit of Heated Inclined Triangular Capillary Grooves. Transactions of the ASME. 2002-2.Vol.124: 162~168

[36]陈运生,董涛等.芯片冷却用分形微管道散热器内的压降与传热.电子学. 2003-11. Vol. 31(11): 1717~1720

[37]董涛,侯丽雅等.电子芯片冷却用微管道散热器的换热性能分析.电子学. 2003-5. Vol. 31(5): 737~741

[38]Wei X.J., Joshi Y. Optimization Study of Stacked Micro-channel Heat Sinks for Microelectronic Cooling. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies. 2003. Vol. 26, No. 1: 55~61

 [39]K.Jeevan, I.A.Azid, K.N.Seetharamu. Optimization of double layer counter flow (DLCF) micro-channel heat sink. 2004 Electronics Packaging Technology Conference: 553~558

[40] 胡学功,颜晓虹,赵耀华. 微槽群蒸发器在电子芯片冷却方面的应用. 化工学报. 2005-3. Vol. 56(3): 412~416

[41]Cheol Huh, Moo Hwan Kim. An experimental investigation of flow boiling in an asymmetrically heated rectangular microchannel. Experimental Thermal and Fluid Science. 2006. Vol. 30:  $775 \sim 784$ 

## 发表论文和科研情况说明

## 参与的科研项目:

本人参与了。

《室内变电站的散热和降噪研究》

### 致 谢

论文的完成标志着两年的研究生生活即将结束,也意味着,新的生活又将开 始了。最后一年并行着找工作和写论文,其间的起起伏伏、悲喜得失,今天想来 仍旧唏嘘不已。所幸我没有被困难击垮,自信、坚强、乐观的态度让我一直坚持 着。

本论文的工作是在李汛老师的指导下完成的,李老师的治学态度和工作方法 给了我极大的帮助和影响,他的思维方式和洞察力给了我很大的启发。唯一的遗 憾是自己不够主动,错过了许多交流的机会。在此衷心感谢两年来您对我的关心 和指导!课题组的赵镇南老师、李惟毅老师、汪健生老师和赵力老师,衷心地感 谢你们这两年来对我的培养和关怀,让我在各方面都有了很大的进步。感谢日本 富士通公司的魏杰博士,给我的论文研究提供了很多的资料,使我少走了一些弯 路。在实验室工作及撰写论文期间,张耀华、周华琴、栾茜茜、何原、李亮谊、 王雪梅、刘媛等同学对我论文中的研究工作给予了热情帮助,在此向他们表达我 的感激之情。感谢一个寝室的韩敏霞、王娟和阎媛同学,在这两年的生活中,谢 谢你们一路给我的支持和帮助。此外还要感激那些与我朝夕相处的同学们,谢谢 你们陪我走过这样的一段青春岁月,通过与你们的交流我收获了知识,同时也收 获了快乐,使我这两年的研究生生活变得丰富而多彩,令人难忘。最后,还要感 谢的是我的妈妈,女儿永远不会忘记,即使在下岗的艰难情况下,也努力保证了 孩子的求学。而在情绪最低落的日子里,正是您的亲切鼓励,才使得我能够坚强 前行。感谢妈妈您这么多年默默的支持,感谢您为我所做的一切!

"宝剑锋从磨砺出,梅花香自苦寒来。"这句诗恰如其分的表达了我们实现 自己梦想的艰难旅途,在以后的日子里,我会时时以这句话来鞭策自己,努力奋 斗,实现自己的梦想!

- 61 -





(a)19.24mm





- 63 -



图5 波浪型散热器不同的当量高度的发热面温度分布