矩形微槽内 FC-72 的单相流动和换热实验研究

谢永奇 余建祖 赵增会 秦 彦
(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100083)

摘 要: 微槽换热器是解决航空电子设备元器件热控制问题的一条有效途径. 以新型电子设备冷却液 FC-72 为工质,利用 4 种不同结构尺寸的矩形微槽,进行了微槽内单相流动和强迫对流换热性能实验研究;分析了工质流速、过冷度以及微槽结构等对换热性能的影响,给出了适用于层流和紊流的单相流动阻力特性实验关联式和单相强迫对流换热实验关联式,并对实验结果进行了不确定度分析. 结果表明,在矩形微槽换热器中,FC-72 的单相强迫对流换热能力能够满足中高强度的电子设备散热要求.

关 键 词: 强迫对流; 换热; 关联; 微槽道
中图分类号: V 228.3
文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2004)08-0739-05

Experimental study on single-phase flow and heat transfer for FC-72 in rectangular microchannels

Xie Yongqi Yu Jianzu Zhao Zenghui Qin Yan
(School of Aeronautic Science and Technology, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The microchannel heat sink provides an efficient method to solve thermal control problems of the aviation electronic components. The experiment of single-phase flow and forced convective heat transfer was carried out with FC-72 which was a good prospective electronic cooling fluid. Four rectangular microchannel heat sinks were used which had different structural parameters. The influences of liquid velocity, supercooling temperature and microchannel structures were analyzed. The correlations of single-phase flow resistance and forced convective heat transfer were given, and the uncertainty for experiment data was evaluated. The results show that the single-phase forced convective heat transfer characteristic of FC-72, flowing in rectangular microchannel heat sinks, can satisfy the heat dissipation requirements of middle or high flux for electronic devices.

Key words: forced convection; heat transfer; correlation; microchannel

超大规模集成电路的飞速发展,使得电路芯片单位表面积上产生的热流密度急剧增加,这给有效地冷却电子元器件、保证其可靠工作带来了严峻的挑战. 尤其是航空电子设备及元器件,由于其工作环境恶劣,且可靠性要求高、体积小、重量轻,对电路集成度和热控制提出了较民用产品更为严格的要求. 微尺度换热器就是适应这种要求而发展起来的一种新的高效冷却技术.

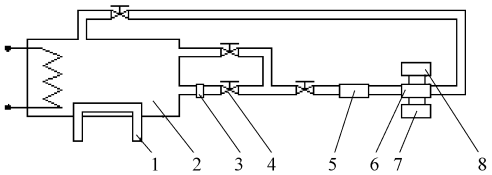
近年来国内外有许多研究者开展了微尺度换热器方面的研究工作[1~3]. 但是,所用冷却工质基本上都是水、气体或者某些常见的混合工质,对于像 FC-72 这样的新型冷却工质进行传热性能研究的极少. 鉴于此,本文以 FC-72 为冷却工质,通过实验研究其流经矩形微槽时的传热和阻力特性,

收稿日期: 2003-05-14
基金项目: 航空科学基金资助项目(00E51056)
作者简介: 谢永奇(1979-),男,河南开封人,博士生, xieyqi@sohu.com.

分析工质流速、过冷度以及微槽结构等因素对换热特性的影响.

1 实验装置

实验系统图如图 1 所示,它由 3 个子系统组成:液体循环与冷却子系统、加热与控制子系统以及温度、压力测量与数据采集子系统. 液体循环与冷却子系统的核心部件为恒温水槽,内置液体泵,用于驱动冷却工质在管路中循环. 实验中,工质被加热到设定的温度时,由恒温水槽出口流出,经过过滤器后,部分通过旁通回路流回恒温水槽,部分进入试件的微槽中被加热后流回恒温水槽. 加热与控制子系统由加热器、可控硅、热电偶、智能控制器等组成,用于加热微槽槽道以模拟电路板发热. 测量与数据采集子系统由热电偶、U 型差压计、HP34907A 型数据采集仪及计算机等组成,用于测量并记录槽道压降和壁面温度等.



1—冷却水管;2—恒温水槽;3—过滤器;4—调节阀;5—流量计;6—试件;7—加热与控制系统;8—测量与采集系统.

图 1 实验系统图

试件材料为紫铜,上表面的矩形微槽由高精度数控线切割机床加工而成,如图 2 所示. 主体上平行槽道方向钻有 4 对直径为 10 mm、深度为 50 mm 的孔,用于插装 8 根圆形电阻棒加热器. 在沿工质流动方向的两个侧面上对称的钻有 4 对孔,用于装入热电偶以测量槽底各点壁面温度,由测得的各点壁面温度和布置位置采取加权平均求得微槽底部壁面温度. 在试件矩形微槽上面有顶盖板以封闭微槽通道,两端有端盖,连接试件与工质流体管路.

微槽的几何尺寸见表 1. 微槽进口和出口的工质温度分别由安装在进口端盖和出口端盖上的热电偶测量. 流经微槽的工质流量由玻璃转子流量计测得.

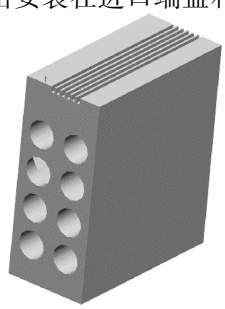


图 2 微槽试件主体结构

表 1 微槽试件的几何尺寸

试件	槽宽 W_c/mm	间壁 W_b/mm	槽深 H/mm	深宽比 H/W_c	当量直径 d_e/mm	槽长 L/mm	槽数 N
3	0.30	0.25	0.9	3	0.45	55	19
4	0.30	0.25	2.1	7	0.53	55	19
5	0.30	0.25	1.5	5	0.50	55	19
6	0.30	0.25	2.7	9	0.54	55	19

2 实验结果与分析

由于实验所用冷却工质 FC-72 的沸点仅为 56℃,对于个别试件,在较小的流量下,当微槽壁面温度达到或超过 60℃时,因产生气泡甚至局部沸腾造成流量计转子大幅振荡,难以读数,微槽壁面温度也大幅度地上下波动. 因此,实验中将微槽壁面温度变化范围统一取为 30 ~60℃.

2.1 流速对单相强迫对流换热性能的影响

实验中通过增加冷却工质流量来分析流速对传热性能的影响. 图 3a、图 3b 为试件 4 在相同工质进口温度(20℃)、不同流量下的 $q \sim T_W$ 和 $h \sim T_W$(q 为换热热流密度,T_W 为微槽平均壁面温度,h 为换热系数)曲线图.

由图 3a 可知,增大冷却工质流量(即增大流速),使得工质出口温度下降,传热温差增大,有助于 q 的增加. 特别是在微槽壁面温度较高时,效果更为显著,这与常规尺寸管内流动的情况一致. 由图 3b 可知,对同一试件,增加流量,一般有助于换热系数的提高. 关于 h 的变化规律,从数学上分析式(1)可以看得更清楚:

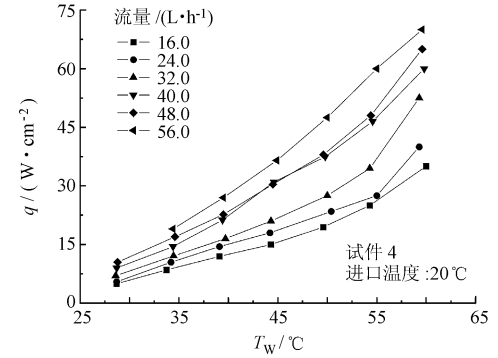
$$h = Q/[A_2(T_W - T_m)] \tag{1}$$

式中 Q 为换热量;A_2 为换热面积;T_m 为流过微槽的流体平均温度,即工质定性温度. 对于同一试件,A_2 为常数,在 T_W 一定的情况下,增加流量将增大 q,这相当于式(1)中的分子 Q 增大. 而微槽出口工质温度将减小,导致 T_m 减小,从而引起 $T_W - T_m$ 增大,即分母增大. 这就是说,流量增大时,式(1)的分子和分母均增大. 因此,h 可能增大,也可能减小.

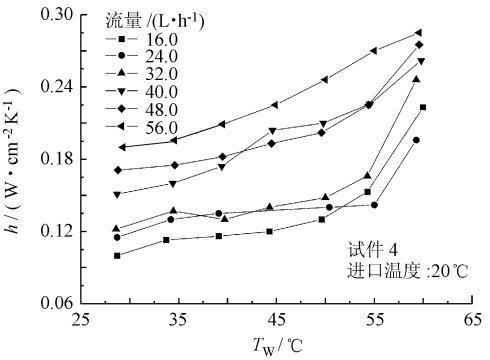
结合其它试件的实验结果,可以推断,在给定微槽结构和实验工况下,存在一个最佳的工质流量(即最佳流速),使得 q 和 h 同时取得较理想的值.

2.2 工质过冷度对换热性能的影响

实验中工质微槽进口温度变化范围为15 ~

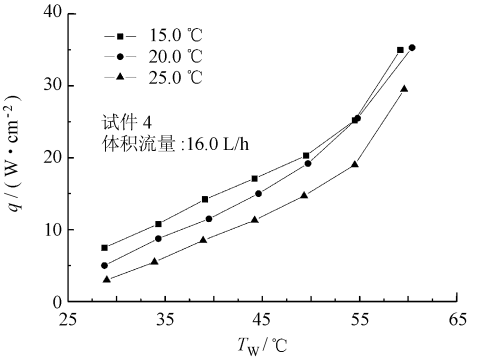


a　q-T_W

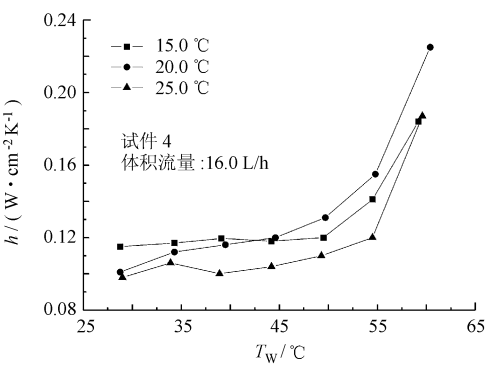


b　h-T_W

图 3　试件 4 在不同流量下的 q -T_W 和 h -T_W 曲线图



a　q-T_W



b　h-T_W

图 4　试件 4 在不同进口温度下的 q -T_W 和 h -T_W 曲线图

25℃,过冷度为 31 ~41℃. 图 4a、图 4b 为试件 4 在相同流量(16.0 L/h)、不同工质进口温度下的 q-T_W、h-T_W 关系图.

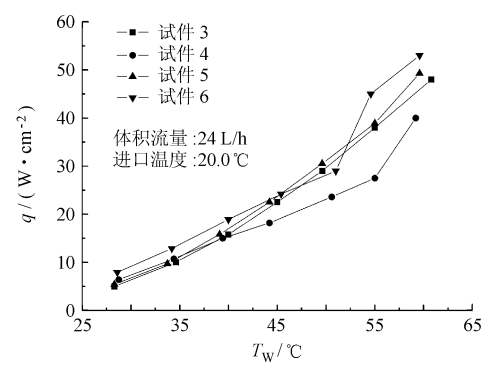
由图 4a、图 4b 可见,降低冷却工质的进口温度,即增加工质过冷度,能显著提高 q. 但是 h 并不一定随着过冷度的增加而增加. 这一点同样可以从式(1)分析得到. 由图 4b 还可看出,不同微槽进口工质温度下的 h-T_W 曲线有交叉现象,这意味着单纯地降低或增加微槽进口工质温度,并不能确保 h 的增加. 此外,随着 T_W 增加,h 也会增加. 这与文献[1,3]中的有关结论有所不同,具体原因有待于进一步分析.

综合分析不同试件实验结果,对于给定结构的微槽,存在一个最佳的工质进口温度,使得该温度下的 h 最大.

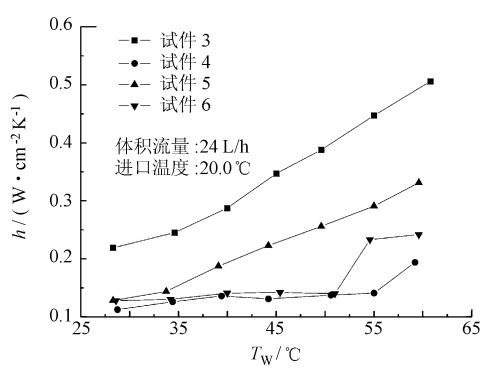
2.3　微槽结构对换热性能的影响

对实验数据进行分析处理,将不同试件在工质体积流量相同、进口温度相同条件下的换热性能图叠加,进行对比分析.

如图 5a、图 5b 所示,是 4 个不同试件(试件 3 ~试件 6)在流量为 24.0 L/h、进口温度为 20.0 ℃时的 q-T_W、h-T_W 曲线图. 由图可知,在相同的微槽进口工质温度、相同的流量和 T_W 下,4 个试件



a　q-T_W



b　h-T_W

图 5　不同试件的 q -T_W 和 h -T_W 对比图

的 q 相差不大,以试件 6 的 q 稍微大一点,但以试件 3 的 h 最大. 产生这种现象可能是因为 4 个试

件的 H/W_c 不同、d_e 不同所致. 试件 6 的 H/W_c 最大,散热面积大,所以 q 稍大些,而试件 3 的散热面积最小,即式(1)中的 A_2 小,所以该试件的 h 最大.

结合其它实验工况对比分析,在给定工况下,综合考虑 q、h 及流动阻力等因素,微槽几何尺寸存在一个最佳值,使得该工况下的 q 和 h 都取得较理想的值. 片面的强调大深宽比,将无助于获得最佳的换热性能.

2.4 微槽单相流动阻力特性实验关联式

类似于换热特性,对 FC-72 在微槽内的流动阻力性能也进行了分析研究. 将实验中所得各试件在单相流动时的阻力特性数据进行处理,可得工质 FC-72 在矩形微槽内流动阻力系数 f 随雷诺数 Re 的增加而大致成反比例下降. 对于不同的试件,在 W_c 相同的条件下,H 越大,f 越小. 实验所得工质 FC-72 在矩形微槽内流动流型发生转变的临界雷诺数 $Re_{cr}=750\sim1\ 250$. 该流型转变值远低于常规尺寸矩形槽道内的转变值 $Re_{cr}=2\ 200$,也低于文献[4]给出的 $Re_{cr}=1\ 400\sim1\ 800$,这表明在本实验条件下,层流向紊流转变的 Re_{cr} 提前.

当 $Re<750$ 时,工质在矩形微槽内的流动为层流,考虑矩形微槽的形状因素、结构尺寸及入口效应等影响,得出如下实验关联式:

$$f=0.004\ 743Re^{-0.955\ 3}(d_e/L)^{-1.534\ 9}(H/W_c)^{-0.097\ 93} \tag{2}$$

统计表明,有 85% 以上的实验点偏差在 ±10% 以内. 由式(2)可以看出,与通常管槽内层流流动一样,在矩形微槽内层流流动的 f 与 Re 成反比,且 H/W_c 越大,d_e 越大,f 越小.

当 $Re>1\ 250$,流动进入充分发展的紊流区,此时 f 与微槽结构关系不大,得出实验关联式为

$$f=0.683\ 33Re^{-0.667\ 76} \tag{3}$$

按式(3)计算的值与所有 $Re>1\ 250$ 的实验点的最大偏差不超过 15%,且 90% 的实验点偏差在 ±12% 以内.

2.5 微槽单相强迫对流换热实验关联式

为进一步得出矩形微槽内单相对流换热特性与其影响因素之间的数值依变关系,对于 $Re<750$ 的层流区,综合考虑工质温度、壁面温度、入口效应以及微槽结构尺寸的影响,得出如下关联式:

$$Nu=0.024\ 723\ 5Re^{0.639\ 9}Pr_f^{-3.510\ 44}\cdot\left(\frac{Pr_f}{Pr_W}\right)^{-0.087\ 16}\left(\frac{d_e}{L}\right)^{-2.095\ 99}\left(\frac{H}{W_c}\right)^{0.418\ 29}$$

$$300\leqslant Re<750\qquad 9<Pr<12 \tag{4}$$

式中 Pr_f,Pr_W 分别为冷却工质在 T_m 和 T_W 时的普朗特常数;Nu 为努谢尔特数.

根据式(4)计算的结果统计,90% 的实验点偏差在 ±15% 以内.

对于 $1\ 250<Re<3\ 000$ 紊流区,槽道结构和表面状况通常不再对换热产生影响,将不同实验段紊流区实验数据进行处理,得出如下换热实验关联式:

$$Nu=32.05Re^{1.07}Pr^{-3.529}$$

$$1\ 250<Re<3\ 000\qquad 10<Pr<12 \tag{5}$$

由式(5)计算的值表明,80% 以上的实验点偏差在 ±15% 以内.

由式(4)可知,Re 越大,Nu 越大;H/W_c 越大,Nu 也越大. 这表明在层流条件下,深而窄的微槽道,其换热效果较好. 由式(5)所求得的 Nu 高于双面加热条件下的 Nu,而双面加热下的 Nu 又明显高于单面加热的情况[5]. 这表明矩形微槽内的换热特性受加热方式的影响较大.

3 不确定度分析

实验中的直接测量量有温度、流量、面积等,间接测量量有对流换热系数、换热量、热流密度等,对于各测量量不确定度的分析和计算[6]如下:

1) 温度和传热温差 ΔT 的不确定度. ΔT 为 T_W 与 T_m 之差,实验中 $\Delta T\geqslant3$℃,测温热电偶精度为 0.5℃,则

$$\frac{U(\Delta T)}{\Delta T}\leqslant\frac{1}{12} \tag{6}$$

ΔT_1 为工质流过矩形微槽进出口的温升,实验中 $\Delta T_1\geqslant3$℃,测温热电偶精度为 0.5℃,则

$$\frac{U(\Delta T_1)}{\Delta T_1}\leqslant\frac{1}{12} \tag{7}$$

2) 流量 G 的不确定度. 用于测量 FC-72 工质流量的流量计最小刻度为 8 L/h,实验最小流量为 16 L/h,则

$$\frac{U(G)}{G}\leqslant\frac{1}{4} \tag{8}$$

3) 面积不确定度. 所用试件均通过高精度数控线切割机床加工而成,故无论是基面积 A_1,还是 A_2,不确定度均取为 1%,即

$$\frac{U(A_1)}{A_1}\leqslant\frac{1}{100} \tag{9}$$

$$\frac{U(A_2)}{A_2}\leqslant\frac{1}{100} \tag{10}$$

4) Q 的不确定度. 实验中,Q 是间接测量量,

由 $Q=\rho G c_p(T_{out}-T_{in})=\rho G c_p \Delta T_1$($\rho$,$c_p$ 均为常数)可得

$$\frac{U(Q)}{Q}=\sqrt{\left[\frac{U(G)}{G}\right]^2+\left[\frac{U(\Delta T_1)}{\Delta T_1}\right]^2} \quad (11)$$

则 Q 的不确定度为

$$\frac{U(Q)}{Q}\leqslant 26.4\%$$

5) h 的不确定度. 根据式(1)和误差传递规律可得

$$\frac{U(h)}{h}=\sqrt{\left[\frac{U(Q)}{Q}\right]^2+\left[\frac{U(A_2)}{A_2}\right]^2+\left[\frac{U(\Delta T)}{\Delta T}\right]^2} \quad (12)$$

将式(6)、(10)、(11)代入式(12),可得 h 的不确定度:

$$\frac{U(h)}{h}\leqslant 27.6\ \%$$

6) q 的不确定度. 由 $q=Q/A_1$ 可得 q 的计算公式:

$$\frac{U(q)}{q}=\sqrt{\left[\frac{U(Q)}{Q}\right]^2+\left[\frac{U(A_1)}{A_1}\right]^2}=\sqrt{\left[\frac{U(G)}{G}\right]^2+\left[\frac{U(\Delta T_1)}{\Delta T_1}\right]^2+\left[\frac{U(A_1)}{A_1}\right]^2} \quad (13)$$

则 q 的不确定度为

$$\frac{U(q)}{q}\leqslant 26.4\%$$

4　结　论

本文通过实验研究了新型电子设备冷却工质 FC-72 在矩形微槽道内的单相强迫对流换热性能及其流动阻力特性,在本实验条件下,得到如下结论:

1) 对于给定的微槽进口工质温度,存在一个最佳的工质流速,使得在该流速下的换热性能最佳.

2) 对于给定结构的微槽,存在一个最佳的微槽进口工质温度,使得在该温度下的换热系数最大.

3) 在给定工况下,存在一个最佳的微槽结构尺寸,使得该工况下的热流密度、对流换热系数和流动阻力取得整体最优.

4) 对于矩形微槽结构,得出了适用于层流和紊流的单相流动阻力特性实验关联式和单相强迫对流换热实验关联式.

从实验结果与分析中可以看出,以 FC-72 为冷却工质,在 60℃ 左右的壁面温度下,能够实现 80 W/cm^2 以上的较高热流密度的单相对流换热,满足中高强度电子元器件的散热要求.

参考文献 (**References**)

[1] Zhao Zenghui, Yu Jianzu. Single-phase forced convection heat transfer in micro rectangular channels[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2003, 16(1): 7~11

[2] Wang Buxuan, Peng Xiaofeng. Experimental investigation on liquid forced convection heat transfer through microchannels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1994, 37(1): 73~82

[3] 王补宣, 刘　荣, 彭晓峰, 等. 沿平板具有微槽结构表面的流动沸腾传热实验研究[J]. 工程热物理学报, 1995, 16(3): 321~326
Wang Buxuan, Liu Rong, Peng Xiaofeng, *et al*. Research on fluid flow boiling heat transfer on the surface with microchannels [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1995, 16(3): 321~326(in Chinese)

[4] 辛明道, 师晋生. 微矩形槽道内的受迫对流换热性能研究[J]. 重庆大学学报, 1994, 17(3): 117~122
Xin Mingdao, Shi Jinsheng. Experiments on forced convective heat transfer performance in rectangular microchannels[J]. Journal of Chongqing University, 1994, 17(3): 117~122(in Chinese)

[5] Wu P Y, Little W A. Measurement of heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for micro miniature refrigerators[J]. Cryogenics, 1984, 24(8): 415~420

[6] 陈虹夜, 曹　钢, 卢　军. 物理实验中不确定度的估算[J]. 山东轻工业学院学报, 2002, 16(3): 73~76
Chen Hongye, Cao Gang, Lu Jun. Estimate of indefinite degree [J]. Journal of Shandong Institute of Light Industry, 2002, 16(3): 73~76(in Chinese)