涡旋微槽内的单相强迫对流换热性能实验

席有民 余建祖 谢永奇 高红霞

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院，北京 100191)

摘 要：以体积浓度30%的乙二醇水溶液为工质，采用定热流加热方式，对槽宽0.3 mm的4个深度不同的矩形截面涡旋微槽试件的换热性能进行了实验研究.试件所用材料为紫铜，每个试件上分布6个涡旋微槽.实验测量了不同工质流量，不同加热功率下涡旋微槽的换热性能，分析了微槽结构、工质流速对其换热性能的影响，拟合得到相应的换热实验关联式.与平直微槽的换热性能进行了对比，结果表明涡旋微槽散热器的换热性能优于平直微槽散热器.

关 键 词：涡旋；微槽；传热

中图分类号：V 434$^+$.14

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2009)03-0288-04

Single-phase forced convective heat transfer in swirl microchannels

Xi Youmin Yu Jianzu Xie Yongqi Gao Hongxia

(School of Aeronautic Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The experiment of heat transfer in four swirl microchannel test pieces was conducted with ethylene glycol solution of 30% (volume concentration). The test pieces' cross section was rectangular with width 0.3 mm and different depth. Constant heat flux was adopted as heating manner. Each test piece was made of copper and contained six microchannels. The heat transfer characteristic of swirl microchannel under the different liquid flux and the heating power was investigated. The influence of microchannel structure and liquid velocity was analyzed. Heat transfer experimental formula was obatined. Heat transfer characteristic was compared with straight microchannel. The result shows that heat transfer performance of swirl microchannel is better than straight microchannel.

Key words: swirl; microchannel; heat transfer

自20世纪80年代中期美国学者Tuckerman和Pease提出“微槽散热器”以来，微尺度流动和传热现象一直是国际电子学界和传热学界研究的热点[1].涡旋微槽是指槽道为涡旋状的微槽.由于其流道是弯曲的，流体在流动过程中受到离心力作用，流动结构发生变化，使得涡旋微槽中的流动和换热性能与平直微槽相比表现出很大的不同.这也使得涡旋微槽具有适应航空电子设备在变加速度环境下散热的潜力.使用液体工质的平直槽道在飞行器做机动飞行时，由于力学环境变化将可能造成散热条件的恶化(如工质脱离散热面).航空飞行器愈向高空高速发展，过载加速度的影响愈大，航空电子设备性能和可靠性的提高愈依赖于加速度环境下散热技术的发展.因此，对涡旋微槽的换热性能进行研究具有重要的学术价值和实际意义.

1 涡旋微槽实验件结构及实验装置

1.1 涡旋微槽实验件结构

涡旋微槽结构如图1所示，6个涡旋槽采用微细加工技术在紫铜基板上加工得到.涡旋微槽试件的几何尺寸见表1.试件结构如图2所示.盖

收稿日期：2008-03-19

基金项目：国家自然科学基金资助项目(50676007)

作者简介：席有民(1978—)，男，山西临汾人，博士生，xiym@163.com.

板与涡旋槽基板之间采用聚四氟乙烯薄膜密封,防止液体工质在槽道间的窜流.进出口管焊接在盖板上.液体工质从进口管流入,沿涡旋槽流动 4 圈后从中心流出.在盖板侧面开孔与液体进出口相通,以便安装温度传感器,测量液体工质的进出口温度.在涡旋槽基板侧面距槽底 1.5 mm 处开了 8 个安装温度传感器的小孔(每个侧面 2 个孔),用来测量涡旋槽壁面温度.8 个测温点从进口处开始分别位于涡旋槽的 0.5π,π,2π,3π,4π,6π,6.5π,7π 处.

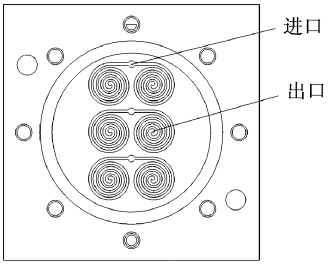


图 1　涡旋槽道布置示意图

表 1　微槽试件的几何尺寸

试件	基圆直径/mm	槽宽/mm	间壁/mm	槽深/mm	深宽比 γ	水力直径 d_h/mm	槽数 N
1	0.7	0.3	0.3	0.3	1	0.30	6
2	0.7	0.3	0.3	0.6	2	0.40	6
3	0.7	0.3	0.3	0.9	3	0.45	6
4	0.7	0.3	0.3	1.2	4	0.48	6

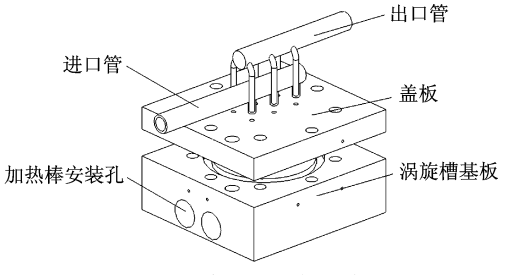
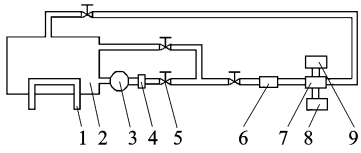


图 2　涡旋微槽试件示意图

1.2　实验装置

实验装置示意图见图 3.实验系统由液体循环与冷却系统、加热与控制系统和参数测量与数据采集系统等组成.实验采用体积浓度 30%的乙二醇水溶液为工质.工质从恒温水槽流出,由泵提高压力后分为两路,一路流经试件,另一路进入旁通回路,通过阀门调节流经试件的流量.该流量由金属管浮子流量计 LZD-15 测量,根据流量范围不同,选用了 2 个流量计.工质在涡旋槽进出口处的温度由 K 型热电偶测量,其探头直径为1 mm,在涡旋槽下方布置的用来测量壁面温度的热电偶探头直径为 0.5 mm,精度为±0.5℃.测量信号经 HP34970A 高速数据采集系统传输到计算机中.

两根直径 6 mm 的加热棒为实验提供恒热流密度加热.加热棒由可调节功率电源 DH1716A-13 为其供电.



1—冷却水管;2—恒温水槽;3—水泵;4—过滤器;5—调节阀;6—流量计;7—试件;8—加热与控制系统;9—测量与采集系统.

图 3　实验装置示意图

2　数据处理与误差分析

2.1　*De* 数

文献[2－3]对水在圆截面螺旋槽道的流动研究中,首次对弯曲槽道的"二次流"进行了深入的理论分析.采用小曲率假设(即认为槽道直径 d 与螺旋中心线直径 D 相比为无穷小量)对动量方程和连续性方程进行了简化.在这个假设条件下,可用无量纲参数得到包括二次流和主流轴向流动的动态近似解,该无量纲参数为

$$2Re^2\left(\frac{d}{D}\right) \tag{1}$$

式中,Re 为雷诺数,其特征尺度为 d,表征流体流动过程中的惯性力与粘性力之比.这个无量纲数的后半部分开方就得到了 De 数,即

$$De = Re\left(\frac{d}{D}\right)^{1/2} \tag{2}$$

可见 De 数为惯性力与离心力和粘性力之比,由于"二次流"是由离心力和粘性力的相互作用引起,所以 De 数是"二次流"强度的量度.

取中心涡旋的曲率直径 D_c 作为涡旋槽的名义曲率直径.由于 D_c 是连续变化的,所以 De 数也是连续变化的.又本文研究的涡旋槽为矩形截面,故式(2)中 d 应取为 d_h.对 De 数沿涡旋槽中心线进行平均,即取

$$De = \frac{\int_l Re\left(\frac{d_h}{D_c}\right)^{1/2} \mathrm{d}l}{L} \tag{3}$$

为涡旋微槽中"二次流"强度的量度.其中,L 为涡旋槽中心线的长度.

2.2　对流换热系数

换热量 Q 可由下式得出

$$Q = \rho q_V c_p \Delta T \tag{4}$$

式中,ρ 为工质密度;q_V 为体积流量;c_p 为定压比热容;$\Delta T = T_{out} - T_{in}$,为工质温升;$T_{in}$,$T_{out}$ 分别表示工质进出口温度.

热流密度 q 由下式计算:

$$q = Q/A_{w1} \tag{5}$$

式中，A_{w1}为涡旋槽试件底部加热面面积.

工质与涡旋微槽壁面的平均换热系数 h 可由下式得出

$$h = Q/(NA_w\Delta T_m) \tag{6}$$

式中，A_w为涡旋槽表面积；ΔT_m 为平均换热温差，其值可由下式计算：

$$\Delta T_m = T_w - \frac{1}{2}(T_{in} + T_{out}) = \frac{1}{8}\sum_{i=1}^{8} T_{iw} - \frac{1}{2}(T_{in} + T_{out}) \tag{7}$$

式中，T_w 为微槽壁面平均温度；T_{iw}为由热电偶测得的壁面温度. 这里将 8 个测点温度的平均值作为微槽壁面平均温度.

而平均努塞尔数可由下式得出

$$Nu = hd_h/k \tag{8}$$

式中，k 为定性温度下工质的导热系数.

以上各式中的物性参数均以工质进出口温度的算术平均值作为特征温度来计算. 工质物性参数的计算公式由文献[4]中的数据拟合得到.

2.3 误差分析

实验中直接测量量有 T_{in}，T_{out}，T_{iw}，q_V 等，间接测量量有 h，Q，q 等. 通过对各测量量进行不确定度分析可得[5]，h 的不确定度为 $U(h)/h \leqslant 28.3\%$，q 的不确定度为 $U(q)/q \leqslant 25.4\%$.

3 实验结果分析

3.1 流速对涡旋微槽换热性能的影响

实验中通过改变 q_V 来分析流速对换热性能的影响. 图 4a、图 4b 分别为试件 1 在不同 q_V 下的 q-T_w 和 h-T_w 曲线图. 由图 4a 可知，在 q 相同的情况下，q_V 增大，将使 T_w 降低. T_w 相同时，q_V 增加，可以使 q 大幅增加. 特别在 T_w 较高时，效果更为显著. 由图 4b 可知，对同一试件，q_V 增加，可以大幅提高 h.

其他试件的实验结果，也有相同规律. 但增大 q_V，需要泵提供更大的压头. 对涡旋微槽，由于流动阻力较大，在实际使用中需对提高槽道换热能力与克服微槽流动阻力进行综合权衡来确定 q_V.

3.2 γ 对涡旋微槽换热性能的影响

对不同试件在 q_V 接近、恒温水槽温度相同条件下的换热性能图叠加，进行对比. 图 5a 和图 5b 给出了 3 个不同试件在恒温水槽温度为 20 ℃时的 q-T_w 和 h-T_w 曲线图.

由图 5 可知，在恒温水槽温度相同，q_V 相近以及相同的 T_w 下，3 个试件的 q 相差不大，但是 h 相差较大，以试件 2 的最大，试件 4 的最小. 这是由于随着 γ 的增加，试件的 d_h 增大，使得同样流量下流速降低，h 减小，而 γ 的增加却使A_w增大. 由于实验中 3 个试件的 A_{w1} 均相同，由式(5)可知，q 只随 Q 变化. 又由式(6)可知，$Q \propto h$ 且 $Q \propto A_w$.

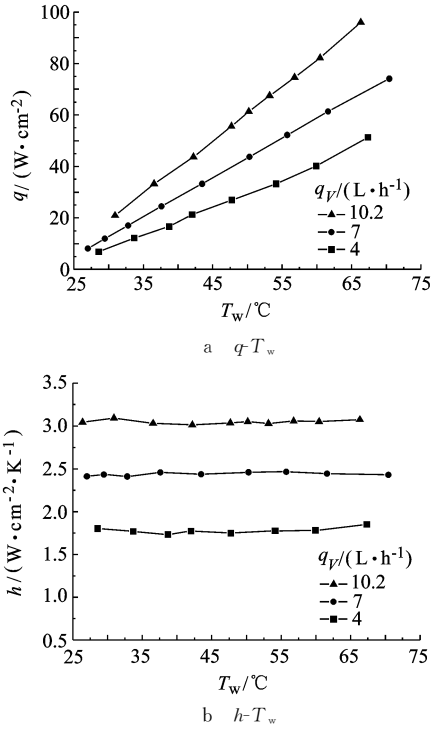


图 4 试件在不同流量下的 q-T_w 和 h-T_w

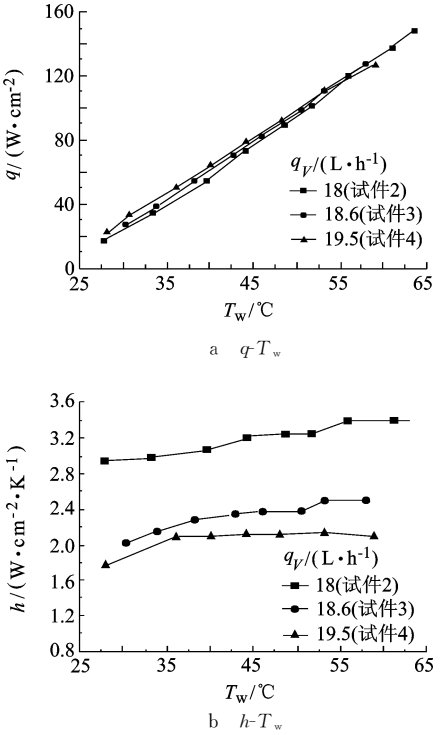


图 5 不同 γ 试件的 q-T_w 和 h-T_w

综合试件在其他流量下的实验,可得出相似的规律.可见,为了满足一定热流密度的散热要求,在其他条件相同的情况下,可选择 γ 大的试件,此时 h 较小,流动阻力也较小;也可选择 γ 小的试件,此时 h 较大,流动阻力也较大.

3.3 *De* 数对涡旋微槽换热性能的影响

由式(2)可知,流速和 d_h 是 De 数中重要的两项,在微槽宽度相同时,d_h 仅与 γ 有关.本文实验研究所用试件的基圆直径、槽宽和涡旋节距均相同,故 De 数对涡旋微槽换热性能的影响主要体现在流速和 γ 对换热性能的影响.这两项的影响,可由以上分析得出.需要指出的是,微槽节距相同,槽道宽度不同则 D_c 不同.这将对涡旋微槽中的"二次流"产生重要影响,对涡旋微槽的换热性能也会产生重要影响,有关这方面的研究将在后续工作中进行.

3.4 涡旋微槽强迫对流换热实验关联式

为进一步得出涡旋微槽单相对流换热性能与其影响因素之间的数值依变关系,综合考虑工质物性、微槽结构等的影响,得出如下关联式:

$$Nu = 0.2665 De^{0.544} Pr^{0.43} \gamma^{0.075}$$
$$100 < De < 800, 10 < Pr < 18, 1 \leqslant \gamma \leqslant 4 \tag{9}$$

式中,Pr 为普朗特数.De 数、Pr 数的定性温度取工质进出口温度的算术平均值.

式(9)的全相关系数 $R = 0.968$,剩余标准差 $S = 0.072$.

3.5 涡旋微槽与平直微槽换热性能的对比

文献[6]对质量浓度为 66% 的乙二醇水溶液在矩形微槽中的换热性能进行了实验研究,并得出实验关联式.由于所用微槽截面及所用工质和实验条件均与本文接近,故用以作为对比.图 6 为平直微槽实验关联式,涡旋微槽实验结果和涡旋微槽实验关联式的 Re-Nu 图.可见,涡旋微槽的换热性能要优于平直微槽,尤其 Re 数较大时,优势愈明显.

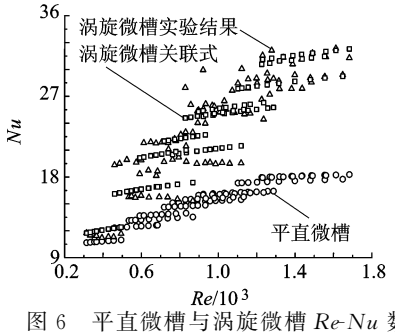


图 6　平直微槽与涡旋微槽 Re-Nu 数

4 结　论

以 30% 乙二醇水溶液为工质,对涡旋微槽换热性能进行了实验研究.主要结论如下:

1) 工质流速、微槽结构对涡旋微槽换热性能具有重要影响,实际应用中需综合考虑换热性能与流动阻力间的匹配;

2) 对所研究的矩形涡旋微槽,给出了单相强迫对流换热实验关联式;

3) 与平直微槽换热性能进行对比,表明涡旋微槽换热性能优于平直微槽,Re 数越大,差别越明显.

从实验结果可以看出,以 30% 乙二醇水溶液为工质,在 60 ℃ 左右的壁温下,可以实现 120 W/cm² 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] 过增元. 国际传热研究前沿——微细尺度传热[J]. 力学进展,2000,30(1):1-6
Guo Zengyuan. Frontier of heat transfer—microscale heat transfer[J]. Advances in Mechanics, 2000, 30(1):1-6(in Chinese)

[2] Dean W R. Note on the motion of fluid in a curved pipe[J]. The London, Edinburgh & Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 1927,4:208-233

[3] Dean W R. The streamline motion of fluid in a curved pipe [J]. The London, Edinburgh & Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 1928,5:673-695

[4] 刘光启,马连湘,刘杰. 化学化工物性数据手册(有机卷)[M]. 北京:化学工业出版社, 2002
Liu Guangqi, Ma Lianxiang, Liu Jie. Handbook of chemical engineering property(Organic Volume)[M]. Beijing: Chemical Engineering Press, 2002(in Chinese)

[5] 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)

[6] 朱恂,辛明道. 微小槽道散热器流动与换热实验研究[J]. 重庆大学学报, 2003,26(6): 70-72,77
Zhu Xun, Xin Mingdao. Experimental study of flow and heat transfer in heat exchanger with small channels[J]. Journal of Chongqing University,2003,26(6):70-72,77(in Chinese)

(责任编辑:赵海容)