

文章编号: 1671-6612 (2020) 06-643-06

集成式微通道换热器传热特性数值模拟

严彦¹ 刘冠男² 任童² 陈悟²

(1.西安工程大学机电学院 西安 710048;

2.南京航空航天大学航空学院 南京 210016)

【摘要】 集成式微通道换热器传热效率高、结构紧凑,但是目前对其研究还不够充分。有鉴于此,建立了水-丙二醇溶液换热模型,应用 FLUENT 软件模拟计算了微通道换热单元稳态模型的流动及换热情况。定量计算了压差和换热系数随流量的变化关系,并给出了换热通道中沿程温度变化。结果表明,随流体流速增大,压降也增加,且增加幅度越来越大。同时,不同于常规尺度通道,微通道换热器中的对流换热系数沿流体流动方向逐渐增大。研究结果可为集成式微通道换热器的应用提供一定的理论基础。

【关键词】 微通道;集成式;换热器;数值模拟;换热系数

中图分类号 TK172 文献标识码 A

Numerical Simulation on Heat Transfer Characteristics of Integrated Micro-channel Heat Exchanger

Yan Yan¹ Liu Guannan² Ren Tong² Chen Wu²

(1.College of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048;

2.College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016)

【Abstract】 The integrated micro-channel heat exchanger has high heat transfer efficiency and compact structure, which is very suitable for airborne evaporation cycles. However, its research is not enough. In view of this, this paper establishes a water-propylene glycol solution heat transfer model, and uses the FLUENT software to simulate and calculate the flow and heat transfer of the steady state model of the microchannel heat exchange unit. The relationship between pressure difference and heat transfer coefficient with flow rate is calculated quantitatively, and the temperature change along the heat transfer channel is given. The results show that as the fluid flow rate increases, the pressure drop also increases, with an increasing magnitude. At the same time, unlike conventional channels, the convective heat transfer coefficient in the microchannel heat exchanger gradually increases along the direction of fluid flow. The research results can provide a certain theoretical basis for the application of integrated micro-channel heat exchangers.

【Keywords】 microchannel;integrated; heat exchanger; numerical simulation; heat transfer coefficient

基金项目: 陕西省教育厅科研计划项目 (19JK0374); 西安工程大学博士科研启动项目 (BS201807)

作者(通讯作者)简介: 严彦 (1988-), 女, 博士, 讲师, E-mail: yy8923507@163.com

收稿日期: 2020-03-17

0 引言

多数军民飞机均采用空气循环制冷系统 (ACS-Air Cycle System) 进行座舱或设备舱温度

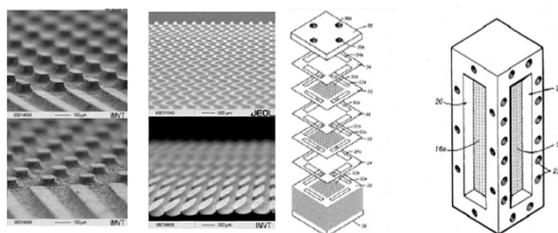
调节^[1,2], 其原理简单可靠性高。然而, 大功率高集成度电子电器设备的装机, 虽提高了总体性能和作战能力, 但是热载荷较原先增加了几倍到几十

倍^[3,4]。对此，ACS 只能加大引气流量来应对，但过大引气流量会影响发动机性能，且需开设较大冲压空气进气口，不符合对隐身性能要求，也不利于其他性能提高^[5-7]。

机载蒸发制冷循环系统（VCS-Vapor Cycle System）性能系数高，无须发动机引气，是未来飞行器环控系统的发展方向^[8]。VCS 系统在满足体积小结构简单和可靠性高等特点的同时，还需对飞行器上多变热负荷有较强适应能力。因此换热设备必须具有高紧凑性、高换热效率等特点^[9]，微通道换热器正是由于具备这些特征而成为近年来的研究重点^[5,10]。

早在 1981 年 Tuckerman 和 Pease 就率先提出了微尺度热沉的概念^[11]。很多学者研究了硅油、异丙醇、甲醇及去离子水等介质在圆形、矩形及 V 型微通道内（当量直径为微米级别）的流动传热特性^[12-14]。随着航空航天领域先进技术的不断更新，空间尺度逐渐呈现向结构紧凑化和条件复杂化的趋势发展，针对微通道换热器的研究也越来越活跃。1998 年美国采用了冷却剂为氮气的飞行器热控制系统，整个换热器的大小仅有 1 英寸，强制对流换热过程则全部在微小通道内实现^[15]。2008 年霍尼韦尔研究表明，在液-气热交换器应用中，金属微通道换热器可以比目前技术水平的紧凑型板翅式换热器减少 20%~30% 的体积^[16]。2010 年，美国沸腾两相流实验室和普渡大学国际电子冷却联盟对高马赫数飞行器燃气涡轮发动机中的逆流微通道换热器进行了理论和实验研究^[17]。

微通道换热器结构形式很多，集成式微通道换热器是其中的一种，如图 1 所示，其应用精密微细腐刻加工和精密固体原子扩散结合技术，将微通道多层叠置而成，集整流、换热等功能为一体，具有高性价比和可大批量生产等显著特征^[18]，非常适用于热泵热水器和机载蒸汽循环场合中。



(a) 微通道换热器流道 (b) 微通道换热器叠加

图 1 集成式微通道换热器

Fig.1 Integrated micro-channel heat exchanger

但是，目前对此类换热器的研究还很不充分，特别是 VCS 中的微通道换热器所处的热环境复杂多变，因此微通道换热器的实际运行工况常常与设计点偏差较大。因此，本研究建立了微通道换热单元的二维稳态模型，采用 FLUENT 软件模拟计算了微通道换热单元稳态模型的流动及换热情况，分析了微通道换热单元的流动阻力、温度变化和对流换热系数随流量变化情况，揭示了微通道换热器的流动阻力及换热特性，从而为微通道换热器的性能分析及优化提供了理论方法。

1 模型建立

1.1 数学模型

本文采用水及丙二醇作为流动介质，所建立的数学模型基于以下假设：

- (1) 对于当量直径在 $1\mu\text{m} \sim 1\text{mm}$ 范围的流动，连续介质和 Navier-Stokes 方程仍然适用；
- (2) 流动换热过程为二维稳态层流流动；
- (3) 可压缩性和粘性加热效应不计；
- (4) 忽略重力效应和辐射传热。

基于上述假设，可分别列出其连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程。

连续性方程为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程：

在 x 方向上：

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + F_x \quad (2)$$

在 y 方向上：

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + F_y \quad (3)$$

能量守恒方程：

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div} \left(\frac{\lambda}{c_p} \text{grad} T \right) + S_T \quad (4)$$

式中， ρ 为密度， t 为时间， u 、 v 为速度矢量。 T 为温度， λ 为流体导热系数， c_p 是比热容， S_T 为粘性耗散项^[19]。 τ_{xy} 、 τ_{yy} 等为微元体表面上粘性应力 τ 的分量， F_x 、 F_y 为微元体上的体积力。粘性流体在流场中虽然处处都存在粘性应力，但并不是每个地

方的粘性应力都很重要, 从上述方程中可以看出, 只有当速度梯度变化剧烈的地方, 粘性应力才起到很重要的作用^[20]。

1.2 物理模型

微通道换热单元的物理模型如图 2 所示。模型中的微通道宽度为 $w_1=0.15\text{mm}$, 不锈钢壁厚为 $h_1=0.15\text{mm}$, 通道长度为 $l_1=200\text{mm}$ 。水流通道的流体入口位于换热器下部, 丙二醇通道的流体入口位于换热器上部, 即水与丙二醇呈逆流流动, 这样可以最大程度的保证换热器的均匀性。在 ANSYS 软件中通过加载自编写 UDF 来实现换热的流固界面以及气液界面的传质过程, 实现对冷凝过程的物理描述, 进而详细求解冷凝传热传质过程。

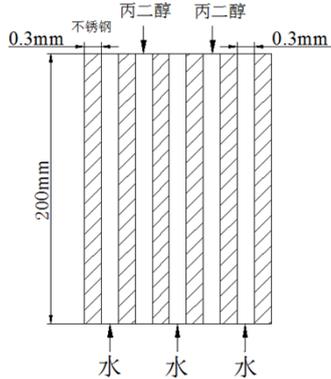


图 2 微通道换热单元物理模型

Fig.2 Physical model of microchannel heat exchange unit

1.3 网格无关性验证

本文在建模时, 将热水、丙二醇、不锈钢传热管三个区域分别“劈离”出来, 这样做的好处是可以使相邻的两个体交界面处的网格得以完全匹配, 为正确设置边界条件打下良好的基础。网格的划分对模型的计算结果有很大的影响, 依据不同的分类方法, 网格可分为均匀性网格、非均匀性网格以及结构化网格、非结构化网格。对于本文来说, 因为物理模型的结构较为简单规则, 所以采用质量最高的六面体结构化网格对其进行划分, 考虑到在蒸汽通道内, 气液两相流间会产生较强的界面波动, 其波动特性较为复杂, 因此需对蒸汽通道边界处的网格进行加密处理用以捕捉边界层处的液膜。在本文中, 通过对通道边界层不断进行加密, 使得网格数量分别为 76000, 186000, 298000, 456000 以及 626000 个。

对于 Fluent 模型计算来说, 网格数量越多, 计

算对于流动界面的捕捉也越细致, 计算结果也会越精确。但是, 较大的网格量会使得计算量变大, 计算时间变长, 所占用的计算机内存也会越大。因此, 应选择合适的网格数量, 使其在满足模型计算精度的要求下, 同时减短计算时间, 减小占用内存。图 3 所示为对本文所划分的三种网格数量的网格无关性验证, 分别为在四种网格数量下, 当模拟过程进行到第 20s 时, 距离通道入口处 130mm 处, 截面的平均温度变化。从图中可以看出, 当网格数量达到 298k 后, 温度变化不大, 因此可以认为网格对结算结果的影响已无关。综合考虑计算成本及计算精度, 选用蒸汽通道网格数量为 456k 时进行计算。

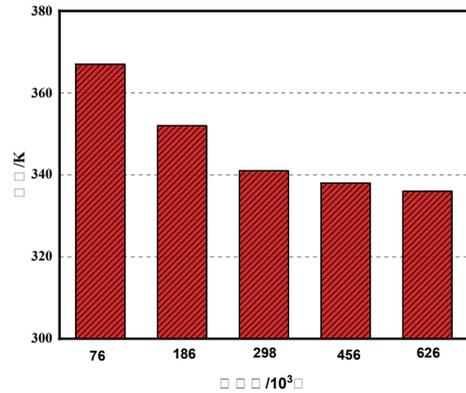


图 3 网格无关性验证

Fig.3 Grid independence

1.4 求解设置

在 FLUENT 中进行模型的边界条件设置及各物质物性参数设置。在 solver 中选择非耦合隐式 2D 非稳态模型 2nd-Order Implicit, 微通道换热单元中的流体流动属于层流流动。热流体水的入口温度为 $T_{wi}=360\text{K}$, 密度 $\rho_w=998\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$, 动力粘度 $\mu_w=0.00045\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。冷流体丙二醇入口温度为 $T_{ci}=293\text{K}$, 密度 $\rho_c=1040\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$, 动力粘度 $\mu_c=0.0015\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。丙二醇和传热管的物性参数如表 1 所示。在计算过程中换热单元需要连续进行传热, 其温度和热流密度都受到热水与丙二醇之间相互作用的制约, 像这类热边界设定成交界面处的耦合边界条件, 管内的初始温度取环境温度为 293K, 压力和速度耦合采用 SIMPLEC 算法, 动量和能量方程采用二阶迎风差分格式, 出口压力设为大气压。

表 1 丙二醇及传热管物性参数表

Table 1 Propylene glycol and heat transfer pipe physical

	parameter		
	密度	比热容	导热系数
丙二醇	1040	2490	0.5
不锈钢传热管	7930	0.5	20

2 模拟结果后处理与分析

2.1 模拟结果后处理

由上述参数可求得微通道流动换热水侧和丙二醇侧雷诺数分别为:

$$Re_1 = \frac{\rho_w u d}{\mu_w} = 100 \quad (5)$$

$$Re_2 = \frac{\rho_c u d}{\mu_c} = 31.2 \quad (6)$$

因为流动为层流, 则其入口段长度分别为:

$$L_1^* = \frac{Re_1}{20} d = 0.75 \text{mm} \quad (7)$$

$$L_2^* = \frac{Re_2}{20} d = 0.24 \text{mm} \quad (8)$$

范宁摩阻系数分别为:

$$c_{f1} = \frac{16}{Re_1} = 0.16 \quad (9)$$

$$c_{f2} = \frac{16}{Re_2} = 0.512 \quad (10)$$

当流体处于层流流动时, 其速度分布呈抛物线型, 且在轴线上的速度达到最大, 为平均速度的两倍, 即

$$u_{\max} = 2u_m = 0.6 \text{m/s} \quad (11)$$

图 4 为入口处水流通通道轴线处速度和丙二醇通道轴线处速度分布图。图中横坐标为流体沿流动方向离管道入口处的距离, 纵坐标为流体流动速度的大小。

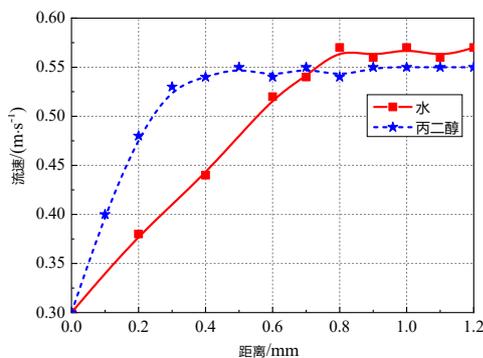


图 4 通道中心线入口处沿流向的速度分布

Fig.4 Velocity distribution along the flow direction at the entrance of the centre line of the channel

从图中可以看出, 水和丙二醇在通道中心线上的速度由入口处的 $u=0.3 \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 逐渐增大至约 $u=0.57 \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, 且分别从离入口段 $x=0.75 \text{mm}$ 和 $x=0.25 \text{mm}$ 附近开始进入充分发展阶段, 数值计算结果与理论分析结论基本一致。

2.2 压差随流量的变化

图 5 分别为水和丙二醇通道, 入口与出口间的压差随流速的变化曲线。从图中可以看出, 随流体流速增大, 沿程阻力损失逐渐增加。当流速为 0.3m/s 时, 水侧压降为 15kPa , 丙二醇侧压降为 45kPa ; 当流速增大到 2.4m/s 时, 水侧压降增大到 120kPa , 丙二醇侧压降增加到 360kPa 。通道内流动压降的变化受通道内流体流速的影响, 从图中可以看出, 通道入口与出口的压差与流体的平均流速成正比, 即与流量也成正比。随着流体流速的增加, 进出口压降的增大幅度也越来越大, 这主要是因为流量越大, 流体冲击换热器壁面作用越明显, 导致压力损失加大。

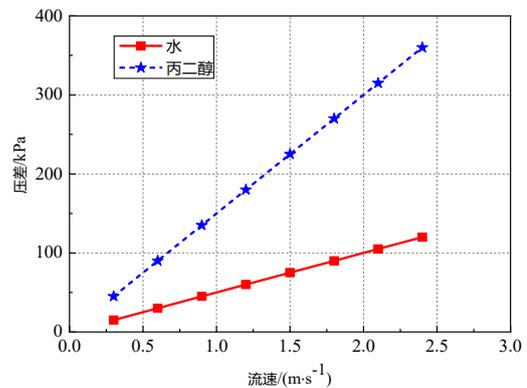


图 5 微通道中压差随流速的变化

Fig.5 Effect of flow velocity on differential pressure

2.3 Nu 数及表面传热系数随流速的变化

在换热器内部, 冷热流体分别从固体壁面的两侧流过, 热流体的热量通过对流传热和热传导的方式传递给冷流体, 其中以对流方式为主。流体的努赛尔数 Nu 及表面传热系数 h 可由下式求得。

$$Re = u d / \nu = G_m d / \mu \quad (11)$$

$$Nu = 0.1165 \left(\frac{d}{w_{ic}} \right)^{0.81} \left(\frac{H_i}{w_i} \right)^{-0.79} Re^{0.62} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

$$h = \lambda Nu / d \quad (13)$$

式中, $Pr = \nu / \alpha = c_p \mu / \lambda$, u 为流体流速, ν 和 μ 分别为流体的运动粘度和动力粘度, d 为特征尺寸, α 为热扩散系数, λ 为流体导热系数, w_i 为矩形微通道的宽度, H_i 为矩形微通道的高度, w_{ic} 为相邻矩形微通道之间的中心距。

水侧和丙二醇侧的努赛尔数 Nu 及表面传热系数 h 随流速 u_m 的变化分别如图 6、图 7 所示。在常规尺度通道中, 沿管长方向流体的表面传热系数基本相同。而在微通道中, 由于沿通道方向流体流动速度逐渐变大, 因此传热系数沿流体流动方向也逐渐变大。从图中还可以看出, Nu 数及传热系数均随流体流速的增大而增大, 当流速为 0.3m/s 时, 水侧的 Nu 为 2.7, 传热系数为 $10\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$; 当流速增大到 2.7m/s 时, 水侧的 Nu 增大至 11, 传热系数增大至 $43\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ 。

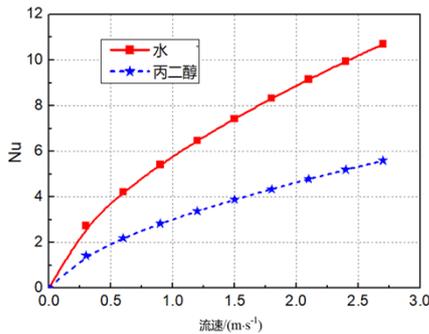


图 6 努赛尔数 Nu 随流速的变化

Fig.6 Effect of flow velocity on Nu

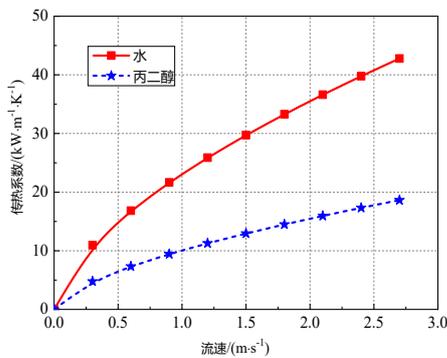


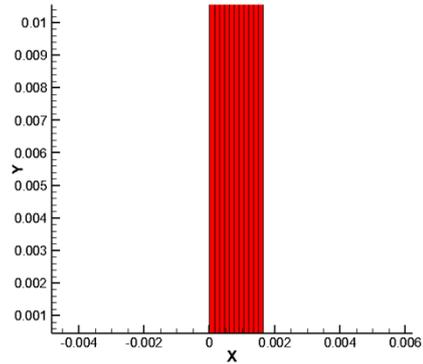
图 7 传热系数随流速的变化

Fig.7 Effect of flow velocity on heat transfer coefficient

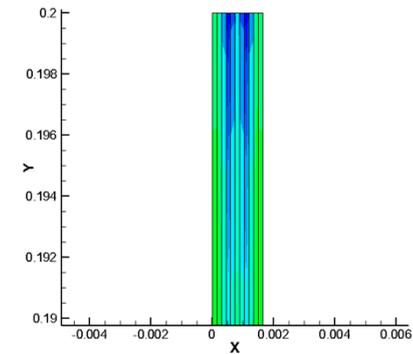
2.4 流体温度沿通道变化

水和丙二醇入口流速均为 $0.3\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 微通道换热单元水侧入口和丙二醇侧入口温度分布如图 8 所示。以换热单元左下角为原点建立平面坐标系, 水和丙二醇逆流换热时的平均温度沿通道变化曲线如图 9 所示。从图中可以看出, 水的温度由通道

入口处的 360K 降至通道出口处的 307K 左右, 温降为 53K ; 而丙二醇的温度由通道入口处的 293K 升至通道出口处的 360K 左右, 温升为 67K 。由于水和丙二醇在换热器中呈逆流换热, 因此两者间的换热温差很小, 平均换热温差为 4K 左右, 接近理想换热状态, 因此在同样换热量下, 微通道换热器的换热系数必然远远大于普通换热器。



(a) 水侧入口温度分布图



(b) 丙二醇侧入口温度分布图

图 8 微通道换热单元整体的温度分布

Fig.8 Temperature distribution of microchannel heat exchange unit

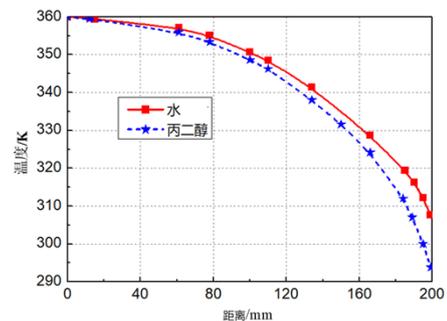


图 9 水和丙二醇平均温度沿通道变化曲线

Fig.9 Average temperature changes along the channel

3 结论

本文采用 Fluent 软件中的 VOF 模型, 通过加入自编 UDF 程序, 对微通道换热器的流动及换热特性进行了数值模拟和分析。得出了微通道换热器内部的速度、压降及温度分布, 分析了微通道换热器内的流体流动阻力、温度变化及对流换热系数随流体流速的变化规律。具体研究结果如下:

(1) 随着流体流速的增加, 微通道换热单元进出口的压降增大, 且压降的增加幅度随流速的增大越来越大。这主要是因为流量越大, 流体冲击换热器壁面作用越明显, 导致压力损失加大;

(2) 在常规尺度通道中, 对流换热系数沿管长基本不变, 而在微通道换热器中, 对流换热系数沿流体流动方向逐渐增大。微通道换热单元逆流换热的温差较小, 因此相同换热量时它可提供较大的换热系数, 随着流体流速增加, Re 增大, 温度边界层减薄, 对流换热系数大大提高。

参考文献:

- [1] Galindo J, Dolz V, Tiseira A, et al. Thermodynamic analysis and optimization of a jet ejector refrigeration cycle used to cool down the intake air in an IC engine[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019,103:253-263.
- [2] 肖晓劲, 袁修干. 机载吊舱电动逆升压式空气循环制冷系统研究[J]. *北京航空航天大学学报*, 2005,31(11):1163-1167.
- [3] 许安易. 座舱热载荷试验方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [4] 简夕忠, 李楠. 飞机座舱动态热载荷计算方法研究[J]. *民用飞机设计与研究*, 2010,21(3):30-33.
- [5] Dechow M, Nurcombe C A H. *Aircraft Environmental Control Systems*[M]. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2005:92-93.
- [6] 王镭, 蒋彦龙, 孙程斌. 机载准双级压缩蒸发制冷系统动态仿真[J]. *制冷与空调*, 2018,32(3):26-30.
- [7] 苏向辉, 许锋, 昂海松. 飞机环境控制系统的现状与未来[J]. *航空制造技术*, 2002,(10):34-36.
- [8] 彭孝天, 王苏明, 王晨臣, 等. 直升机环境控制系统应用现状分析[J]. *海军航空工程学院学报*, 2018,33(2):225-230.
- [9] 闫旭东, 宋保银, 赵枚, 等. 机载蒸发循环系统两相流换热特性实验研究[J]. *制冷与空调*, 2008,(6):10-14.
- [10] 葛洋, 姜未汀. 微通道换热器的研究及应用现状[J]. *化工进展*, 2016,35(1):10-15.
- [11] Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. *Electron Device Letters, IEEE*, 1981,2(5):126-129.
- [12] Pfahler J, Harley J, Bau H, et al. Liquid transport in micron and submicron channels[J]. *sensors and Actuators A: Physical*, 1990,22(1-3):431-434.
- [13] 牧原光宏, 笹倉久仁彦, 永山昭. 微小管における液体の流れ—Navier-Stokes 方程の適用性に関するふな考察[J]. *精密工学会誌*, 1993,59(3):31-36.
- [14] 王补宣, 彭晓峰, 胡杭英. V 形微槽内沸腾液体的流动阻力特性[J]. *工程热物理学报*, 2007,35(3):345-349.
- [15] Koyama S, Kuwahara K, Nakashita K. An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube[J]. *International journal of Refrigeration*, 2003,24(3):425-432.
- [16] Williams M, Muley A, Bolla J, et al. Advanced heat exchanger technology for aerospace applications[R]. SAE Technical Paper, 2008.
- [17] Nacke R, Northcutt B, Mudawar I. Theory and experimental validation of cross-flow micro-channel heat exchanger module with reference to high Mach aircraft gas turbine engines[J]. 2011,54(5):1224-1235.
- [18] 王凯建, 石景祯. 集成式微通道换热器研究与开发[J]. *制冷与空调*, 2013,(3):110-116.
- [19] Versteeg HK, Malalasekera W. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*[M]. New York: Wiley, 1995:87-89.
- [20] Peng X F, Peterson G P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures[J]. *International journal of heat and mass transfer*, 1996,39(12):2599-2608.