

带内流道的板翅式换热器散热特性

蔡惠坤^{1,2} 翁泽钜^{1,2} 廖亦戴¹ 苏丽君¹

(1. 厦门大学 航空航天学院, 福建 厦门 361102;

2. 中国科学院 理化技术研究所 低温工程学重点实验室, 北京 100190)

摘要: 针对目前对带内流道的板翅式换热器研究较少及其散热量计算误差较大等问题, 基于空气、热流体及散热器三者耦合的基础, 构建了带内流道的板翅式换热器散热特性的仿真分析模型以及小型风洞实验系统; 结果表明, 构建的仿真分析模型在空气速度为 1 m/s、入口温度为 25 °C 的冷却条件下, 其散热量随热流体流量的增大而增加, 直至流量为 3 L/min 后趋于稳定, 该模型的数值分析结果与实验结果最大偏差在 5% 以内. 实验验证之后, 探索了换热器的散热性能与流道分级数的作用关系; 结果显示, 采用 4 级结构内流道的散热器散热性能最好, 温度均匀性最佳, 但其内流道的最高温度仍低于热流体的入口温度 22 K, 这表明了仿真分析中同时考虑空气、热流体及散热器三者耦合作用的必要性.

关键词: 板翅式换热器; 内流道; 散热特性; 流道分级数; 温度均匀性

中图分类号: TK124

文章编号: 1000-565X(2019)01-0120-07

板翅式换热器因其结构紧凑、比表面积大、传热效率高、可以多股流换热以及二次传热等优点^[1], 广泛应用于石油化工^[2]、航空航天^[3]、电子设备^[4]、工程机械^[5]、制冷系统^[6]等领域. 针对板翅式换热器的传热性能和流动阻力研究, 国内外学者开展了理论分析、实验研究和数值模拟等方面的探索, 并取得了大量的成果^[7-15].

在理论分析与数值模拟方面, Li 等^[7]采用简化的三维共轭传热模型对硅基微通道散热器内强制对流换热进行数值模拟, 提出了一种三对角矩阵算法 (TDMA) 的差分数值求解方法, 可用于计算参考体积温度下的热物性, 进而研究了通道几何参数和流体的热物理性质对流动和传热的影响. Wu 等^[8]对前人的研究成果进行了归纳, 并且建立了一个适用 $Re < 5\,000$ 的计算模型, 能够准确预测散热器的换热及阻力特性, 并利用该计算模型分析了定肋片高度

下, 散热器各结构参数对热阻的影响. Yuan 等^[9]采用 Fluent 对平直肋片与针肋组合的散热器共轭传热问题进行数值模拟, 分析了多组平直肋片与针肋组合模型在不同风速、不同针肋分布、不同直径下的换热特性及流动阻力特性. Chen 等^[10]基于散热器的熵产率和材料成本同时最小化的考虑, 提出了一种基于方向交叉算子的实数编码遗传算法, 可用于散热器优化问题. 李学康^[11]对水冷散热器的串联通道建立了热阻网络模型及压力损失模型, 用 COMSOL Multiphysics 对串联通道散热器进行了数值模拟.

在实验研究方面, Li 等^[12-13]对 25 组散热器进行实验, 研究了平直肋片散热器在风冷条件下, 空气雷诺数、肋片厚度、肋片高度对散热器热阻和压降的影响, 并采用红外热像仪对双压电风扇冷却的平直肋片散热器进行实验研究, 分析了风扇的姿态、风扇与散热器的相对位置、肋片结构参数对散热器换热

收稿日期: 2018-07-26

基金项目: 福建省自然科学基金资助项目(2018D0018); 中国科学院低温工程学重点实验室开放课题(CRYO201708)

Foundation item: Supported by the Natural Science Foundation of Fujian Province(2018D0018)

作者简介: 蔡惠坤(1984-), 男, 博士, 讲师, 主要从事热物理、机械设计研究. E-mail: caihuikun@xmu.edu.cn

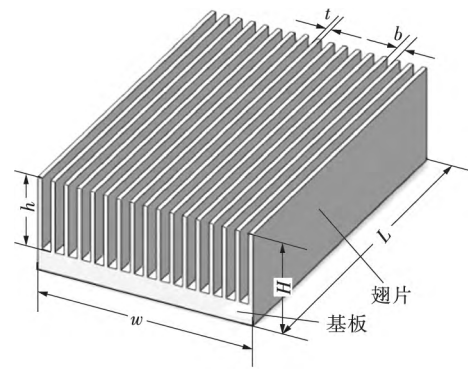
性能的影响. Feng 等^[14] 结合数值模拟与实验研究了肋片间填充金属泡沫的散热器在空气冷却下的换热特性及阻力特性, 分析了肋片高度、金属泡沫高度、风速对换热系数及压降的影响. Chen 等^[15] 采用逆方法和实验数据来分析平直肋片散热器的混合对流换热与流动特性, 通过 CFD 分析不同的散热器模型, 得到空气温度和速度对换热系数、表面温度和压降的影响规律, 通过逆热传导方法计算不同风速、不同肋片间距下的平均换热系数.

从文献分析可看出, 目前国内外对板翅式换热器的研究主要集中在翅片结构设计、特性参数优化、计算模型构建等方面, 针对带内流道的板翅式换热器的研究比较少. 流道结构对整个换热器内部流体流动以及换热器的传热具有重要影响, 既可以影响流体的流动方式, 又可以增加换热器内流体湍流效应、促进换热器内热量交换, 目前对内流道的研究大部分集中于微通道领域^[16-18], 但该尺度下的传热和流动特性与常规条件下的适用准则是不一样的. 另外, 在以往的散热器模拟中, 一般只考虑空气域与固体域或者固体域与水域的耦合分析, 该计算模型下耦合接触面一般设定为恒定温度或恒定热流密度. 这两种计算方式可适用于对散热器参数的优化, 但无法准确计算散热器的散热量, 其主要原因在于散热器的边界条件被过度理想化, 计算误差较大. 要想准确衡量换热器的散热量, 必须同时考虑空气、热流体及散热器三者的耦合作用. 因此, 文中针对常规尺度下带内流道的板翅式换热器散热特性及其散热量计算开展了数值模拟与实验研究, 以期揭示其多场耦合规律和优化设计准则, 从而提高散热器性能、指导散热器设计提供理论基础和方法支持.

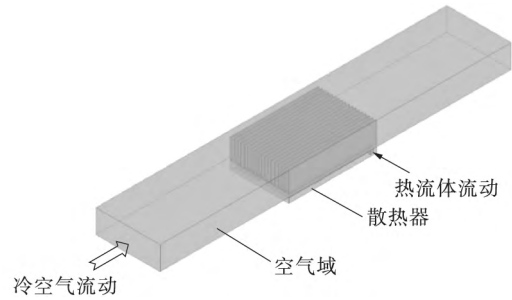
1 数值模拟

由于散热器的冷却为强制风流, 故而在空气侧的对流换热为外部流动, 进口温度为 25 °C, 顺着翅片形成的通道方向流动. 同时, 为了与实验进行对比分析, 热流体设定为水, 进口温度为 87 °C, 流道结构为单级流道, 在内流道里面与冷却空气构成交叉流动. 因空气和水的温度变化不大, 故而其物性参数的参考温度均设定为其进口温度. 散热器模型如图 1 所示, 在 ICEM 中分别将空气域、水域、固体域进行六面体网格划分, 最后再进行网格装配.

数值模拟采用的是 ANSYS WorkBench 中的 CFX 模块. 流体流动遵循 N-S 控制方程, 求解器选择隐式格式、SIMPLE 算法、二阶迎风进行耦合分析,



(a) 几何结构示意图



(b) 流动示意图

图 1 散热器的结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of radiator structure

设置最大迭代步数为 500 步, 认为能量、质量及速度残差值小于 10^{-5} 达到收敛标准. 同时, 三个域的交界面设为耦合传热面, 其他面设为绝热壁面. 具体的边界条件和材料物性如表 1 和表 2 所示.

表 1 仿真模型的尺寸大小和边界条件

Table 1 Dimensions and boundary conditions of numerical model

参数类别	参数	取值
散热器模型尺寸	基板厚度/mm	10
	散热器宽度/mm	100
	散热器长度/mm	150
	散热器高度/mm	45
	肋片高度/mm	35
	肋片厚度/mm	2.0
散热器边界条件	肋片数目	18
	空气入口温度/°C	25
	空气入口速度/($m \cdot s^{-1}$)	1
	空气出口压力/Pa	0
	水侧入口流量/($L \cdot min^{-1}$)	0 ~ 10
	水侧入口温度/°C	87
	水侧出口压力/Pa	0

表2 材料物性参数表

对象	密度 ρ_0 / ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	比热容 c_{p0} / ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	导热系数 k_0 / ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	动力黏度 μ_0 / ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$)
空气(25℃)	1.267 5	1005	0.026 3	1.553×10^{-5}
水(87℃)	967.3	4 203	0.678	3.377×10^{-7}
滑油(140℃)	968	2 194	0.103 8	2.065×10^{-3}
铝合金 6061	2 690	896	180	-

网格划分原则参照以前的工作^[19], 所得的网格数共有5种, 分别为66.4万、119.0万、295.4万、322.2万及468.8万. 具体的边界条件和结构尺寸设置如表1和表2所示, 其中水的入口流量为1 L/min, 所得的网格量与换热系数关系图如图2所示. 综合考虑计算效率和可靠性后, 以整体网格数322.2万作为最终划分的网格数, 其中空气域、水域及固体域的网格数分别为276.571万、4.476万及41.107万.

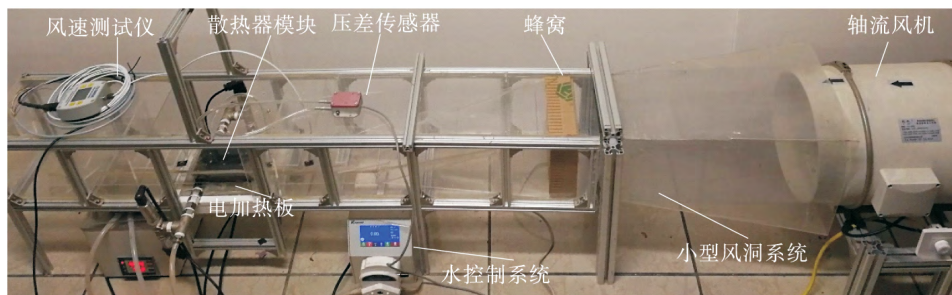


图3 实验系统装置实物图

Fig. 3 Picture of experimental bench

2.1 小型实验风洞

冷却空气的流动由小型实验风洞模拟. 风洞系统主体框架采用铝合金材料, 墙面采用亚克力板. 压力来源于轴流风机, 可提供0~10 m/s的空气流. 风从风机出来进入扩散段, 再由蜂窝器整流后进入实验段, 最终流出风洞直接排入环境. 其中蜂窝器是由大量小孔径管道组合而成, 能够对来流气体进行分层和导向. 蜂窝器的孔洞形状主要有圆形、方形、正六边形. 其中圆形和方形孔洞加工制造简单, 但圆孔间的间隙较大, 会影响气流流动的均匀性、增大内部压力损失. 因此, 文中采用方形孔洞, 孔洞边长 D_{hm} 为8 mm, 厚度 L_{hm} 为56 mm, 开孔数量为400个, 开孔率为64%. 蜂窝器示意图如图4所示.

2.2 实验模块

散热器单元如图5所示, 矩形肋片散热器的材料为铝合金6061, 肋片厚度为2.0 mm, 详细的尺寸大小和肋片参数如表1所示. 散热器的底部及周围

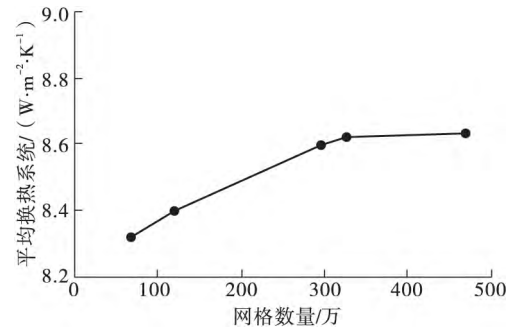


图2 网格独立性验证

Fig. 2 Grid independence verification

2 实验研究

为测试散热器在强迫冷却作用下的散热性能, 文中将建立小型实验台进行测试分析. 实验台包括空气流动设计、散热器模块设计、水流动模拟设计、实验数据采集等部分, 如图3所示.

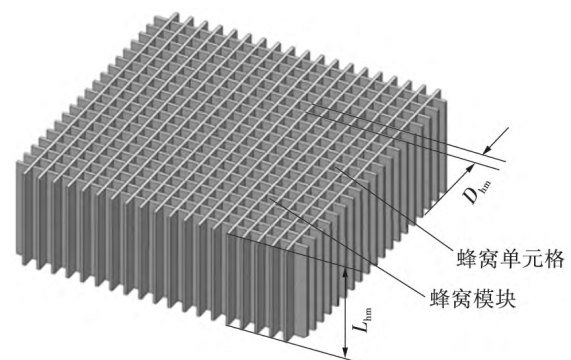


图4 蜂窝器示意图

Fig. 4 Schematic diagram of honey comb

由玻璃纤维板进行隔热(其中底部的玻璃纤维板厚度为5 mm), 并置于特氟龙板(厚度60 mm)台架上, 可起到二次隔热的作用. 水侧采用水循环系统, 由水加热器、水泵及水温、水压传感器组成. 水加热方案采用的是恒温水浴锅, 水域温度控制在87℃. 水泵采用的是Lab UIP高精度智能蠕动泵, 带流量数显功能.

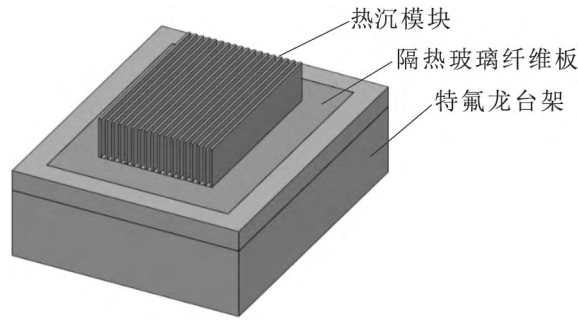


图 5 散热器模块图

Fig. 5 Module diagram of radiator

2.3 数据采集

采用精度为 1.5% 的热电偶测量温度,采用精度为 0.5% 的微差压变送器测量散热器前后的空气压降,在散热器进口处设置有精度为 1.5% 的 OMEGA 风速仪(可数显风速值和空气温度).散热器水侧进出口处的温度和压力的采集,采用的分别是精度为 0.5% 的温度变送器和精度为 0.5% 的压力变送器.所有的实验数据采用研华 ADAM 数据板卡进行采集,将来自传感器的电流或电压信号转换成数字信号后,经 RS485/USB 数据线传输到计算机进行读取和保存,如图 6 所示.

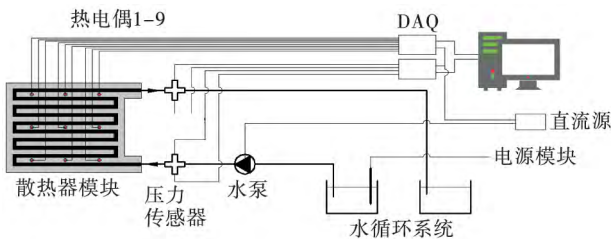


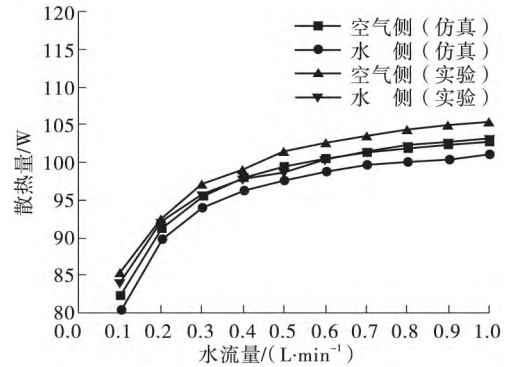
图 6 实验系统测试采集原理图

Fig. 6 Schematic diagram of system testing of experimental bench

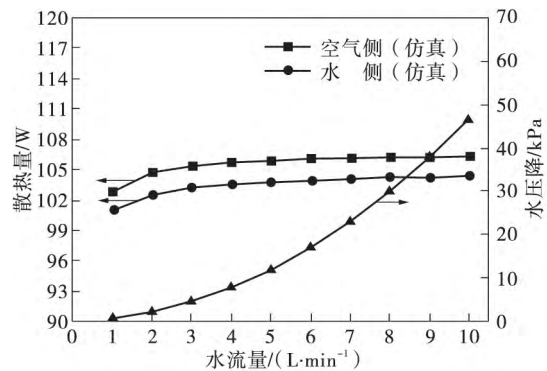
2.4 实验结果与对比

实验结果及其与仿真模拟结果的对比如图 7 所示.由图 7 可见,在热水的流量较小时,散热器的散热量随着水侧流量的增大而增大;流量越小,增大流量对强化传热的效果越显著.这表明,在空气速度为 1 m/s、入口温度为 25 °C 的冷却条件下,该散热器的散热能力尚未饱和.由图 7(a) 可见,对于空气侧和水侧的散热量,实验结果与仿真模拟的最大偏差均在 5% 以内,且二者之间的相对偏差也在 5% 以内,从而验证了数值模拟的可靠性和准确性.由图 7(b) 可见,当水流量大于 3 L/min 时,散热器的散热量趋于稳定,但水压降却急剧上升.由此可知,对于一个确定的散热器,其散热能力是固定的,所能负担的散

热量有上限值,必须控制其热流体的流量以避免造成散热不足和能源浪费.



(a) 水流量 0.1 ~ 1 L/min



(b) 水流量 1 ~ 10 L/min

图 7 散热器的实验结果及其与数值模拟结果的对比

Fig. 7 Comparison of experimental and simulation results of the radiator

3 内流道特性分析

上述的模拟和实验都是在单级流道的基础上进行的,实际的板翅式换热器中为了增强散热,经常采用多级流道的结构.因此,基于实验验证的基础,按照上述模拟方法和流程,开展带内流道的散热器性能分析,主要研究分流级数对散热特性的影响.散热器的实际工作条件为:油冷散热器,进口流量为 50 L/min,进口温度为 413 K;空气流速为 50 m/s,进口温度为 327 K;其余与前文的边界条件设置一致.

3.1 内流道模型建立

滑油在内流道内流动,与沿翅片方向流动的空气行成交叉流动的方式,如图 8(a) 所示.流道的级数有 3 种情况(2、3、4 级).其中 2 级流道为单股进口流体分级 2 次,每次分级成 2 股流体,最终形成 4 股流体;3 级和 4 级流道以此类推;因此每种级数下的流道数目为 2^i (i 为流道的级数),其流道的结构尺寸如表 3 所示.计算域的网格仍然采用六面体网格,各域的网格密度一致,如图 8(c) 所示.其中棕色

部分为空气域、紫色部分为散热器固体域、彩色部分为内流道中的滑油。以4级分流散热器的网格为例，

空气、散热器、滑油的网格数量分别为360.2520万、30.5264万、10.6496万。

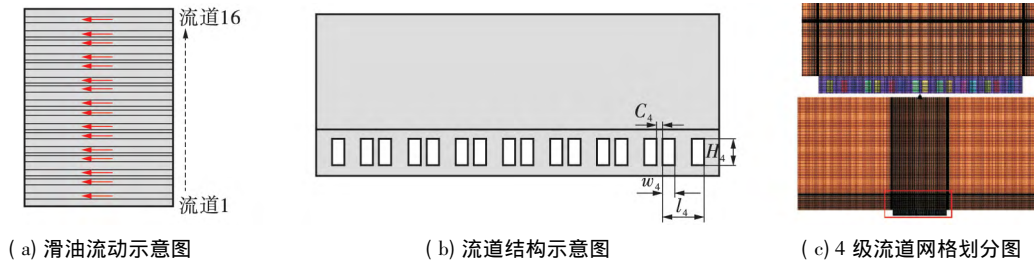


图8 带多级内流道的散热器示意图

Fig. 8 Schematic diagram of radiator with internal flow channel

表3 多级流道的结构尺寸

Table 3 Geometry dimension of multi-level flow channels

级数	流道高度	同层流道外间距	流道宽度	相邻层流道间距
<i>i</i>	<i>H</i> /mm	<i>l</i> /mm	<i>w</i> /mm	<i>c</i> /mm
2	8	60	16	2
3	8	29	8	2
4	8	13.5	4	2

设置能量、质量、速度的残差值为 10^{-5} , 认为迭代至设定残差值以下时, 仿真计算收敛。残差曲线如图9所示。

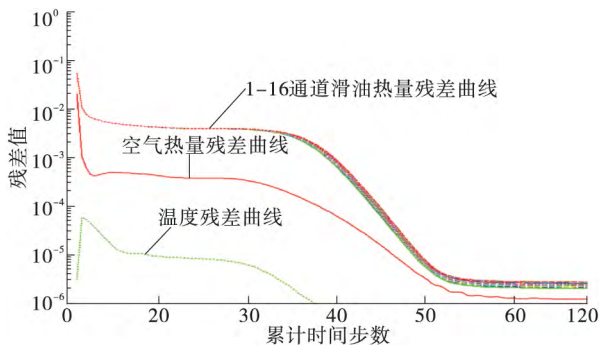


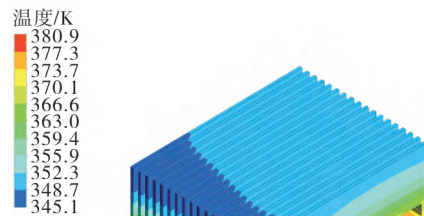
图9 CFX 计算残差曲线图

Fig. 9 Residual curves of CFX simulation

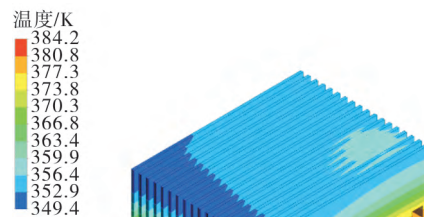
3.2 内流道散热特性分析

带内流道的板翅式散热器的仿真分析结果如图10所示。对于翅片而言, 温度沿着空气流动的方向逐渐升高, 随着翅片从基板到翅高方向逐渐降低。对于滑油而言, 中间部分的流道散热较差, 流体温度较高; 靠近散热器边界部分的流道散热条件较好, 流体温度较低。此外, 在翅片结构和散热器尺寸确定的条件下, 因滑油流量高达 50 L/min, 含热量大, 即使在空气流速高达 50 m/s 时, 整个散热器的散热能力存在极限, 从滑油侧吸收的最大热量仍小于滑油本身含有的热量, 这也导致了散热器的最高温度(中间流

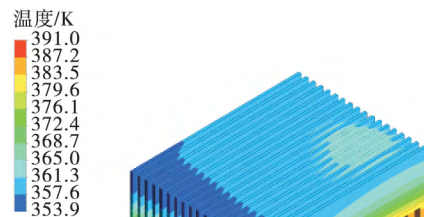
道内壁面温度) 与滑油的温度仍然存在一定的差距(滑油入口温度为 413 K); 二者的温差较大, 采用4级分流时温差最小, 为 22 K, 且整个基板的温度分布是不均匀的。因此, 若以热流体入口温度作为恒定壁温进行散热器散热量的模拟计算, 将引起较大的偏差, 导致仿真结果的不可靠。



(a) 2级分流散热器表面温度分布图



(b) 3级分流散热器表面温度分布图



(c) 4级分流散热器表面温度分布图

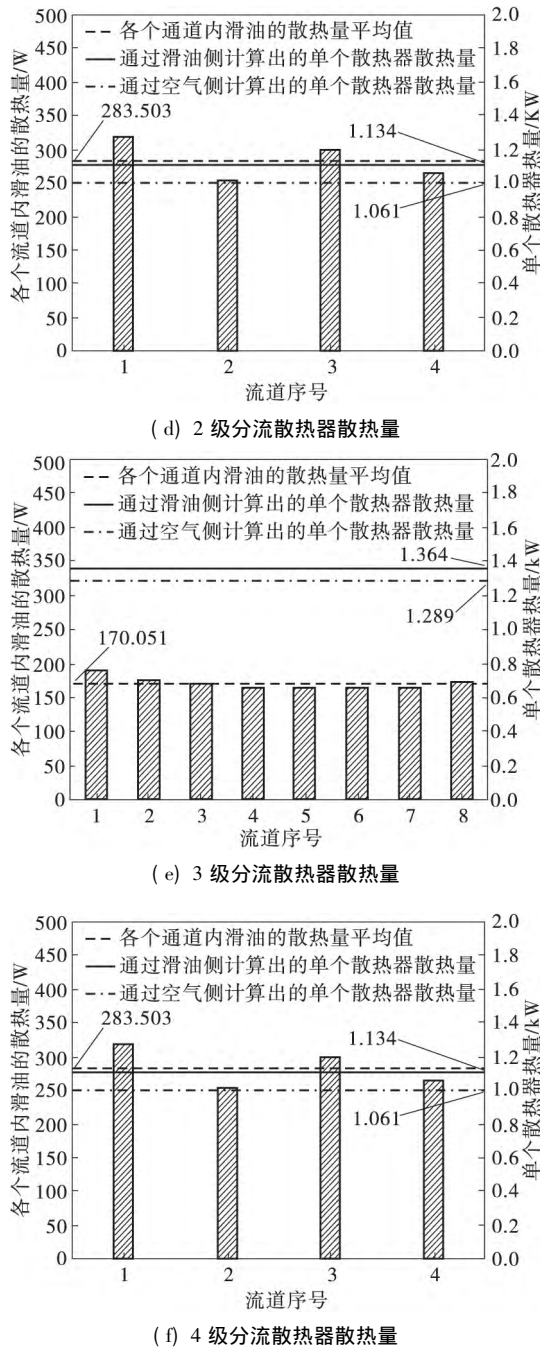


图 10 带内流道的板翅式散热器仿真分析结果

Fig. 10 Simulation results of radiator with internal flow channel

由图 10(d)、(e)、(f) 可见,对于不同的分流级数 4 级分流下的散热器散热量最大,为 1.522 kW,与 2 级分流下滑油测的散热量 1.134 kW 相比,增加了 34% (在空气侧的散热量则增加了 43%);这也是 4 级分流条件下散热器表面温度最高的原因.因此,采用多级分流的内流道结构有利于提高散热器的散热能力,主要在于多级分流可以增大热流体与散热器的接触表面积,从而增强了散热效果.此外 4 级分流条件下的散热器各个通道的散热量最为均匀,

偏差最小,由此可知此时散热器的温度均匀性最好.这在需要控制系统温度均匀性的应用领域提供一个新思路.比如电动汽车的电池热管理系统中,温度均匀性的控制是其最为重要的一个指标.采用多级分流的流道结构将有利于提高温度的均匀性.

3.3 讨论

首先,虽然 4 级分流条件下的散热器表现出了最佳的散热能力,但因其流道的增加,流体的流道阻力自然也会随之增加,故而需要平衡其散热性能和流动阻力,进而选择一个综合性能最好的散热器.

目前相关的综合评价标准可参考无量纲参数 J [16]、综合影响因子 χ [20] 等不同的计算方法.

其次,由于结构大小的限制,文中并未对更大分流级数进行研究,且未分析不同边界条件下多级流道的散热特性(比如不同的空气入口速度和条件,不同的滑油入口速度和条件等),这些工作将作为未来分析和研究的重点.

4 结论

文中基于空气、热流体及散热器三者耦合的基础,构建了带内流道的板翅式换热器散热特性的仿真分析模型,并建立了小型风洞实验系统来测试散热器模块的散热性能,以验证仿真模拟的准确性和可靠性;最后,基于实验验证的基础,探索了换热器的散热性能与流道分级数的作用关系,得出了以下主要结论:

(1) 构建的带内流道的板翅式换热器散热特性的仿真分析模型,在空气速度为 1 m/s、入口温度为 25 °C 的冷却条件下,其散热量随热流体流量的增大而增加,直至流量为 3 L/min 后趋于稳定.

(2) 小型风洞实验系统测试结果表明,数值分析与实验结果最大偏差在 5% 以内,验证了仿真模拟的准确性和可靠性.

(3) 采用 4 级结构内流道的散热器散热性能最好,温度均匀性最佳,与 2 级分流下相比滑油测的散热量增加了 34% (空气侧的增加量为 43%).但其内流道的最高温度仍比热流体的入口温度低 22 K,验证了在仿真分析中同时考虑空气、热流体及散热器三者耦合作用的必要性.

参考文献:

[1] 郭浩 杨洪海 吴亚红 等. 板翅式换热器传热性能与流动阻力的研究进展 [J]. 制冷与空调 2016 16(5):11-15.

- GUO Hao ,YANG Hong-hai ,WU Ya-hong ,et al. Research progress of heat transfer performance and flow resistance of plate-fin heat exchanger [J]. Refrigeration and Air Conditioning 2016 ,16(5) : 11-15.
- [2] 刘景成 张树有 周智勇. 板翅换热器流道结构改进与流体流动性能分析 [J]. 机械工程学报 2014 ,50(18) : 167-176.
- LIU Jing-cheng ZHANG Shu-you ZHOU Zhi-yong. Analysis of channel structure improvement and its influence on fluid flow in plate-fin heat exchanger [J]. Journal of Mechanical Engineering 2014 ,50(18) : 167-176.
- [3] 朱春玲 宁献文. 用于机载大功率电子设备的新型液冷环控系统研究 [J]. 南京航空航天大学学报 2005 ,37(2) : 203-207.
- ZHU Chun-ling ,NING Xian-wen. Liquid cooling system for high-powered avionics [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics ,2005 ,37(2) : 203-207.
- [4] 陈旭 李元山 毕人良. 巨型计算机热设计技术现状及趋势 [J]. 电子工艺技术 2002 ,23(6) : 13-17.
- CHEN Xu ,LI Yuan-shan ,BI Ren-liang. The status and development trends of thermal design technology for super-computer [J]. Electronics Process Technology ,2002 ,23(6) : 13-17.
- [5] 蔡惠坤 张银亮 廖亦戴 等. 多海拔下不同散热器翅片的性能分析 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版) ,2017 ,45(2) : 91-98.
- CAI Hui-kun ZHANG Yin-liang ,LIAO Yi-dai ,et al. Performance analysis of different radiator fins at various altitudes [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition) 2017 ,45(2) : 91-98.
- [6] 李广甫 郭宪民 张中芳. 低温空气制冷系统中板翅换热器性能实验研究 [J]. 低温与超导 2013 ,41(6) : 71-73.
- LI Guang-fu ,GUO Xian-min ZHANG Zhong-fang. Experimental study on the performance of plate-fin heat exchanger in the air cycle refrigeration system [J]. Cryogenics and Superconductivity 2013 ,41(6) : 71-73.
- [7] LI J ,PETERSON G P ,CHENG P. Three-dimensional analysis of heat transfer in a micro-heat sink with single phase flow [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer ,2004 ,47(19/20) : 4215-4231.
- [8] WU H H ,HSIAO Y Y ,HUANG H S ,et al. A practical plate-fin heat sink model [J]. Applied Thermal Engineering 2011 ,31(5) : 984-992.
- [9] YUAN W ,ZHAO J ,TSO C P ,et al. Numerical simulation of the thermal hydraulic performance of a plate pin fin heat sink [J]. Applied Thermal Engineering ,2012 ,48(48) : 81-88.
- [10] CHEN C T ,CHEN H I. Multi-objective optimization design of plate-fin heat sinks using a direction-based genetic algorithm [J]. Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers 2013 ,44(2) : 257-265.
- [11] 李学康. 串联通道水冷散热器的建模与优化 [D]. 成都: 电子科技大学 2013.
- [12] LI H Y ,CHAO S M. Measurement of performance of plate-fin heat sinks with cross flow cooling [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer ,2009 ,52(13/14) : 2949-2955.
- [13] LI H Y ,CHAO S M ,CHEN J W ,et al. Thermal performance of plate-fin heat sinks with piezoelectric cooling fan [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer ,2013 ,57(2) : 722-732.
- [14] FENG S S ,KUANG J J ,WEN T ,et al. An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer 2014 ,77: 1063-1074.
- [15] CHEN H T ,TSENG H C ,JHU S W. Numerical and experimental study of mixed convection heat transfer and fluid flow characteristics of plate-fin heat sinks [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer 2017 ,111: 1050-1062.
- [16] XU G Q ,WANG M ,TAO Z ,et al. Numerical analysis of flow and heat transfer characteristics of Y-fractal-link micro channel networks [C]// Proceedings of International Symposium on Advances in Computational Heat Transfer. Queensland: Novotel Palm Cove Resort 2008: 8-24.
- [17] CAO H ,CHEN G. Optimization design of microchannel heat sink geometry for high power laser mirror [J]. Applied Thermal Engineering 2010 ,30(13) : 1644-1651.
- [18] LIU H L ,AN X K ,WANG C S. Heat transfer performance of T-Y type micro-channel heat sink with liquid GaInSn coolant [J]. International Journal of Thermal Sciences 2017 ,120: 203-219.
- [19] 廖亦戴. 面式空气-滑油散热器设计及性能研究 [D]. 厦门: 厦门大学 2018.
- [20] 朱家玲 李晓光 张伟. 车用散热器百叶窗布置方式的数值模拟与分析 [J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版) 2013 ,46(3) : 244-249.
- ZHU Jia-ling ,LI Xiao-guang ,ZHANG Wei. Numerical simulation and analysis of different Louver arrangements of automotive heat exchangers [J]. Journal of Tianjin University(Science and Technology) ,2013 ,46(3) : 244-249.

(下转第 144 页)

Energy-saving Optimization Operation of Central Air-conditioning System Based on Double-DQN Algorithm

YAN Junwei HUANG Qi ZHOU Xuan

(School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, Guangdong, China)

Abstract: A method about energy-saving optimization operation of central air-conditioning system based on adaptive modeling and self-learning was proposed to solve the difficulties of mechanism modeling and parameters identification. The Markov decision process model of air-conditioning system was designed and the reinforcement learning algorithm with dual neural network structure was used to solve the curse of dimensionality and overestimation of value function during the learning process. A TRNSYS simulation platform based on the central air-conditioning system of an office building in Guangzhou was built and the effectiveness of the algorithm was validated. The simulation results show that under the premise of meeting the indoor thermal comfort requirement, the energy-saving optimization operation of the system is realized with the goal of minimizing the energy consumption. Compared with PID control and single neural network reinforcement learning control, the total energy consumption of the system is reduced by 5.36% and 1.64%, the proportion of total uncomfortable time is decreased by 2.32% and 1.37%, respectively. The reinforcement learning controller proposed can effectively solve the overestimation problem. It has good robustness, self-adaption optimization capability and better energy-saving effect, and it can provide new ideas for building energy efficiency.

Key words: central air-conditioning system; energy-saving optimization operation; reinforcement learning; Double-DQN algorithm; dual neural network structure; total energy consumption; indoor thermal comfort

(上接第126页)

Heat Dissipation Characteristics of Plate-fin Heat Exchanger with Internal Flow Channel

CAI Huikun^{1,2} WENG Zeju^{1,2} LIAO Yidai¹ SU Lijun¹

(1. Department of Mechanical and Electronic Engineering, Xiamen University, Xiamen 361102, Fujian, China;

2. CAS Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Beijing 100190, China)

Abstract: Currently, little study has been carried out on the plate-fin heat exchanger with internal flow channel, and its heat dissipation power cannot be calculated accurately as its boundary conditions are be over-simplified. Therefore, a simulation analysis model of plate-fin heat exchanger with internal flow channel and a small wind tunnel experimental system was developed based on the interactions of cooling air, hot fluid and heat exchanger. The results show that, under the cooling conditions of 1 m/s air speed and 25 °C air inlet temperature, the heat dissipation power increases with mass volume of hot fluid, and will be stable after the mass volume reaches 3 L/min. The maximum deviation between the numerical analysis results and the experimental results is less than 5%. After validation, the effect of flow channel level on heat dissipation performance was investigated. The result shows that the heat exchanger with four-level internal flow channel is of best efficiency and temperature uniformity, but its highest temperature in internal flow channel is still lower than that of hot fluid inlet temperature 22 K, which demonstrates the necessity to take the interactions of cooling air, hot fluid and heat exchanger into consideration in simulation analysis.

Key words: plate-fin heat exchanger; internal flow channel; heat dissipation characteristics; flow channel level; temperature uniformity