

机柜背板冷却用微通道竖直管蒸发器的仿真及实验验证

战斌飞^{1,2,3}, 邵双全^{1,2,1*}, 张海南^{1,2}, 田长青^{1,2}

(1. 中国科学院低温工程学重点实验室(理化技术研究所), 北京, 100190; 2. 热力过程节能技术北京市重点实验室(中国科学院理化技术研究所)北京 100190; 3. 中国科学院大学, 北京, 100190)

Tel: 13520177661 Email: shaoshq@mail.ipc.ac.cn

摘要: 机柜级背板冷却技术具有很好的应用前景, 本文搭建了用于背板冷却的微通道竖直管蒸发器及其回路热管系统的仿真模型, 并完成了实验验证。利用分布参数法模拟了不同工况下背板蒸发器及回路热管系统的性能变化规律, 并针对低换热效率的工况提出了相应的优化方法, 为微通道竖直管蒸发器的优化设计和应用提供了有效的指导。

关键词: 背板冷却, 微通道, 竖直管蒸发器

Simulation and Experimental Verification of Microchannel Vertical Evaporator for Cabinet-backplane Cooling

Zhan Binfei^{1,2,3} Shao Shuangquan^{1,2} Zhang Hainan^{1,2} Tian Changqing^{1,2}

(1. CAS Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; 2. Beijing Key Laboratory of Thermal Science and Technology, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; 3. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: The cabinet backplane cooling technology has a great application prospect. In this paper, the simulation model of the microchannel vertical tube evaporator and its loop heat pipe system for the backplane cooling is built, and the experimental verification was also completed. The distribution parameter method is used to simulate the performance change of the backplane evaporator and the loop heat pipe system under different working conditions, and the corresponding optimization method is put forward for the low heat transfer efficiency, which provides effective guidance for the optimization design and application of the microchannel vertical tube evaporator.

Keywords: Backplane cooling, microchannel, vertical-tube evaporator

0 前言

数据中心是为集中放置的电子信息技术提供运行环境的建筑场所^[1], 近年来, 我国数据中心发展迅猛, 总量已超过40万个^[2]。2015年数据中心整体能耗已经接近1000亿千瓦时^[3]。数据中心机房环境冷负荷大, 需要全年制冷, 其制冷能耗非常大, 如采用单一的蒸汽压缩制冷技术, 空调能耗占通讯基站总能耗可达50%左右^[4]。

背板空调蒸发器的性能对于整个回路热管系统具有重要影响, 所以开展对背板空调蒸发器的研究具有重要意义。由于回路热管系统或模式下管内制冷剂流速比蒸汽压缩系统要慢, 其对流换热减弱, 沸腾换热增加, 所以竖直管蒸发器相比横管蒸发器在热管系统或复合系统

* 基金项目: 广东省省级科技计划项目(2017B090901030)

作者简介: 邵双全, (1975-), 博士, 副研究员, 主要从事高效热湿环境控制技术及其在舒适性空调、电子产品及数据中心冷却、食品保质加工贮运等领域的应用研究。

中的热管运行模式下, 具有更加高效的优势, 开展对微通道竖直管换热器及其热管系统的研究工作具有重要意义。

1 结构参数设置

微通道竖直管背板蒸发器由集液管、扁管、百叶翅片等组成, 其中, 微通道单管尺寸为 $1.4\text{mm} \times 0.9\text{mm}$, 扁管数量为 30 根, 长度为 1.57m , 其他结构尺寸参数如图 1 所示。

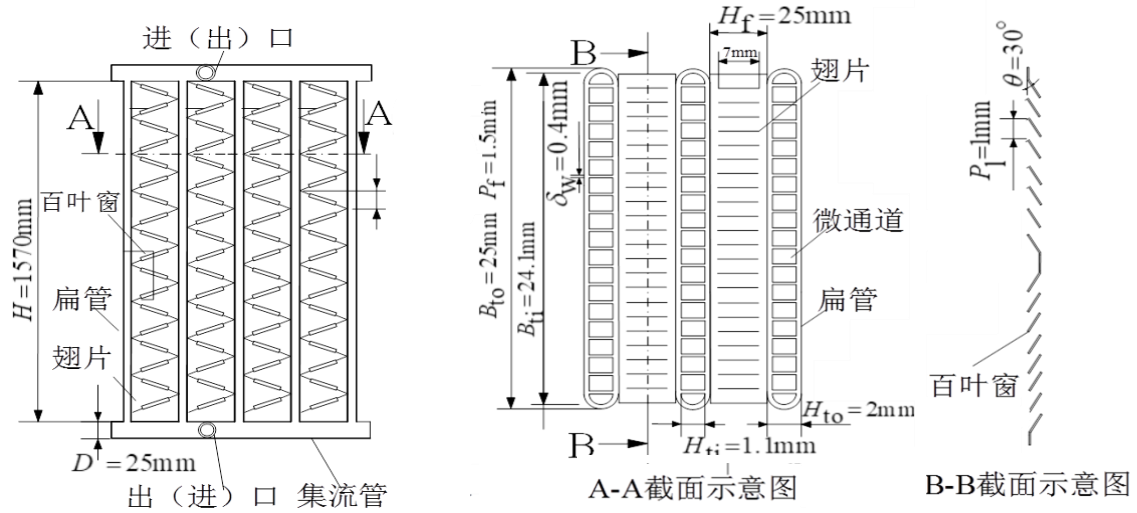


图 1 微通道扁管换热器的机构及尺寸

2 微通道蒸发器换热计算模型

2.1 传热模型

空气主要通过竖直管蒸发器翅片和管外壁进行换热, 应用 A. A. 果戈林^[5]公式计算换热:

$$\partial_a = c_1 c_2 \left(\frac{\lambda}{d_e} \right) \left(\frac{L}{d_e} \right)^n R_e^m \quad (1)$$

竖直管蒸发器内部通 R22 制冷剂, 管内制冷剂主要进行相变换热, 计算两相换热系数采用 Kandlikar^[6]公式:

$$\frac{h_{tp}}{h_l} = C_1 C_0^{C_2} (25 Fr_0)^{C_5} + C_3 B_0^{C_4} F_{fl} \quad (2)$$

过热态的气态制冷剂换热为单相换热, 采用 Dittus-Boelter^[7]公式:

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n \quad (3)$$

其中每段总换热系数的计算公式模型为:

$$\alpha = \frac{1}{A_0 \pi d \alpha_t} + \frac{\partial_f A_0}{\lambda_p \pi d} + \frac{1}{\alpha_a} \quad (4)$$

2.2 压降模型

空气侧换热系数按照下面公式进行计算:

$$\Delta p = gA \left(\frac{L}{de} \right) (\rho v)^{1.7} \quad (5)$$

单相流^[8-9]， $\rho g \sin \theta$ 为重力压降项， dp_{fric} 阻力压降项， dp_{local} 局部阻力项：

$$-\frac{dp}{dz} = \rho g \sin \theta + dp_{fric} + dp_{local} \quad (6)$$

两相流^[9-10]按照下面的公式进行计算：

$$-\frac{dp}{dz} = (\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l) g dz \sin \theta + G^2 d \left(\frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right) + dp_{fric} + dp_{local} \quad (7)$$

2.3 微通道蒸发器换热计算流程

借助于 VC6.0 软件，模型仿真计算流程设计如图 2 中所示，其中将垂直管换热器在垂直方向上划分为 20 个微元，每个微元的出口参数赋值给下一个微元的出口参数，采用分布参数法进行迭代计算，其中制冷剂的物性参数的相关参数从 NIST 软件查询得到。两相流的流体密度由 Smith^[11] 提出的空隙率公式得出。

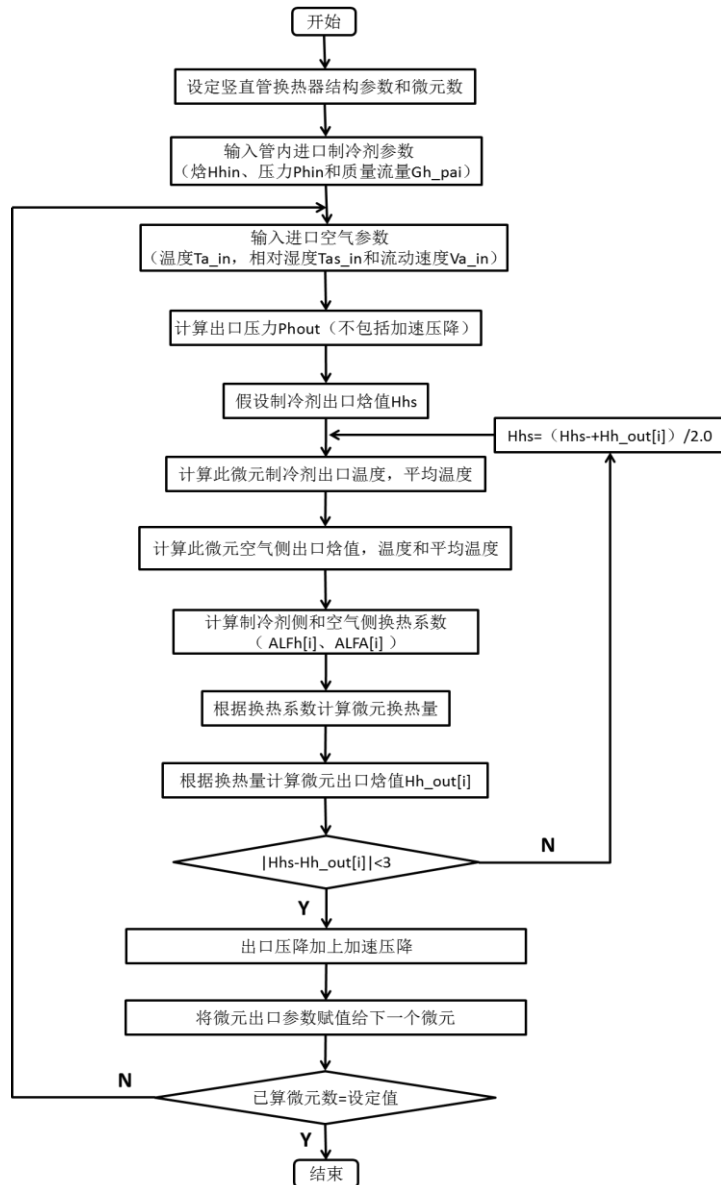


图2 垂直管换热器迭代计算流程图

2.4 构建回路热管仿真计算模型

搭建包括微通道垂直管蒸发器、同尺寸冷凝器、上升管和下降管的回路热管系统。热管回路系统仿真计算流程如图3所示，首先分别假设蒸发器进口压力、进口焓值、循环流量，再次根据流程计算蒸发器、上升管、冷凝器以及下降管，采用不断进行三重迭代计算的方式使其收敛，最终以蒸发器进口压力、焓值和系统充液量为收敛依据，其中总充液量为所有微元充液量之和。

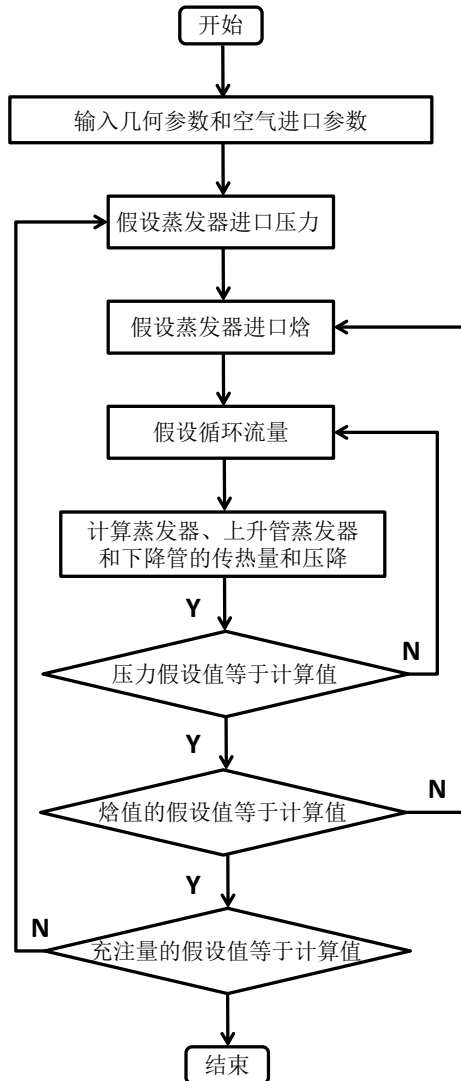


图3 回路热管系统仿真计算流程图

3 微通道背板热管系统实验测试及其蒸发器模型验证

搭建使用微通道垂直管换热器的回路热管测试实验台，系统工作时，液态制冷剂流经背板微通道垂直管蒸发器，与机柜出口的热风空气进行换热，制冷剂蒸发成气态，通过气管上升到板式换热器（代替空气源微通道垂直管冷凝器）中被冷水冷凝成液态，沿着下降管回流到蒸发器中，整体测试实验系统如图4所示。

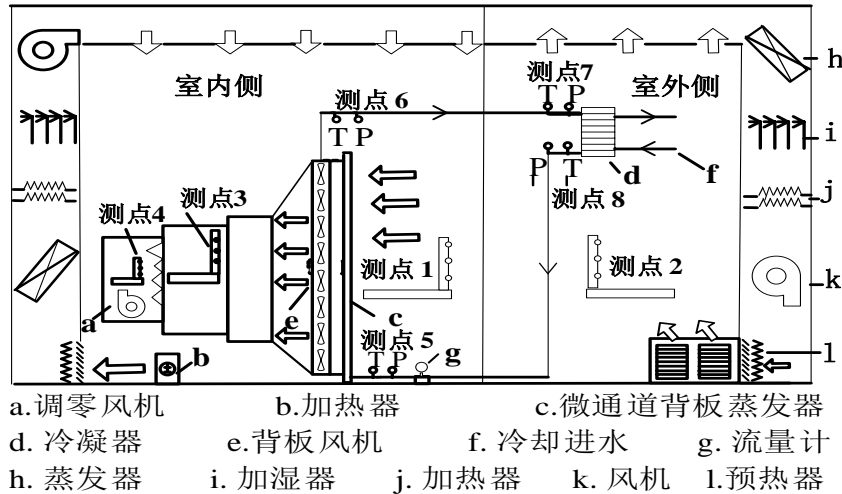


图4 回路热管实验测试系统图

其中微冷凝器出口与蒸发器入口高度差设置为为 2.2 m，气管管径设置为为 19 mm，长度设置为 2.56 m，液管管径设置为 16 mm，长度位置设置为 4.65 m。实验测试中，室内侧工况分别为干球温度 35℃，湿球温度 23.9℃，冷凝器进水温度 12℃，进水流量 1.7m³/h，背板蒸发器进风风量 1800m³/h。

将实验测试的空气侧蒸发器出口温度和管内制冷剂侧出口压力数据与模型计算结果进行对比验证。具体比对结果可从图 5 中得知。

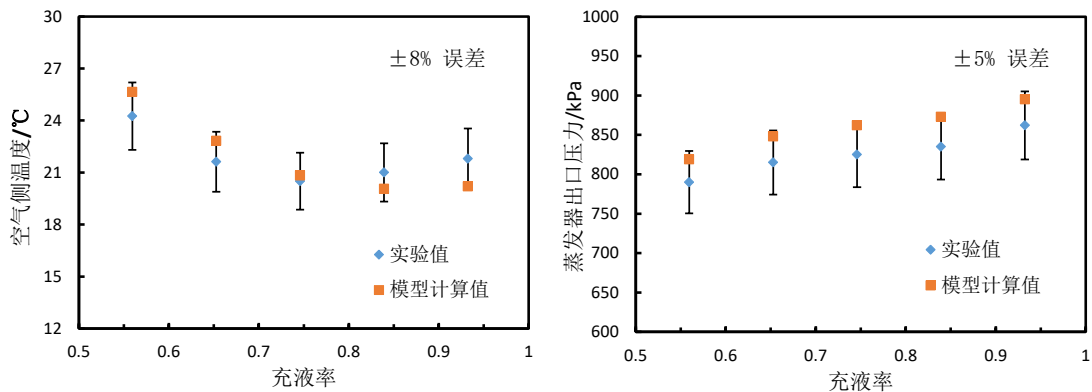


图5 程序计算和实验值出口参数对比图

从图中可以得知，蒸发器空气出口温度仿真结果和实验结果的对比误差在±8%之内，蒸发器管内的出口压力的对比误差在±5%以内，这说明此仿真模型具有较高精度。

4 变工况下蒸发器性能变化规律

进口温度初始设置 15℃，为了尽可能保证制冷剂在管内充分进行两相换热，所以模型制冷剂进口条件设置为饱和液相，为保证蒸发器表面不凝露，选取室内侧环境干球温度 30℃，湿球温度 18℃。在竖直方向上将蒸发器分为 20 个微元，具体沿管长方向上的微元出口焓、压力和干度以及风侧出口温度的计算结果如图 6 所示。

其中在流量 0.025kg/s 的第 17 段微元左右和流量 0.03kg/s 的第 19 段微元左右处，分别出现了的过热情况。所以为了优化和增强背板蒸发器的换热性能，在不考虑其他的情况下，可以采取增加流量和进口过冷度等方式，避免此缺点。

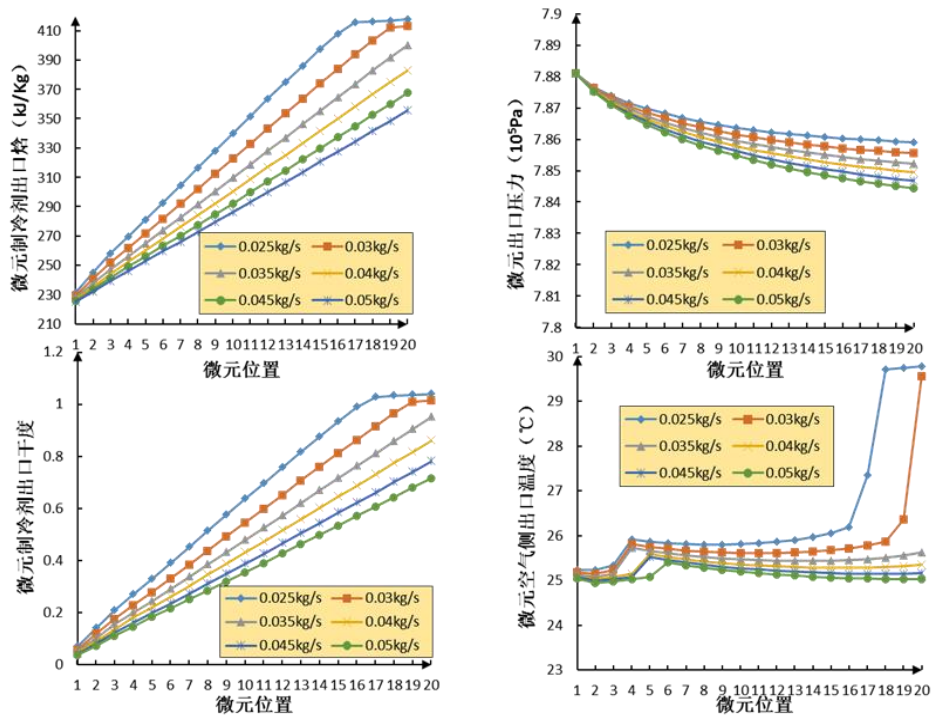


图6 不同流量下的各蒸发器微元出口参数变化图

其中在垂直方向上的蒸发器风侧的出口温度在微元 3-7 处出现不同程度的波峰，这是由于模型中两相沸腾换热采用 Kandlikar 关联式决定的，即在低干度沸腾换热时，出现流动换热系数变小的情况，但是随着后面的干度增加，换热系数又回升。

进一步分析蒸发器整体在变工况下的换热规律，分别设置风侧风速为 0.6 m/s、0.7 m/s、0.8 m/s、0.9 m/s、1 m/s，如下图 7 所示。

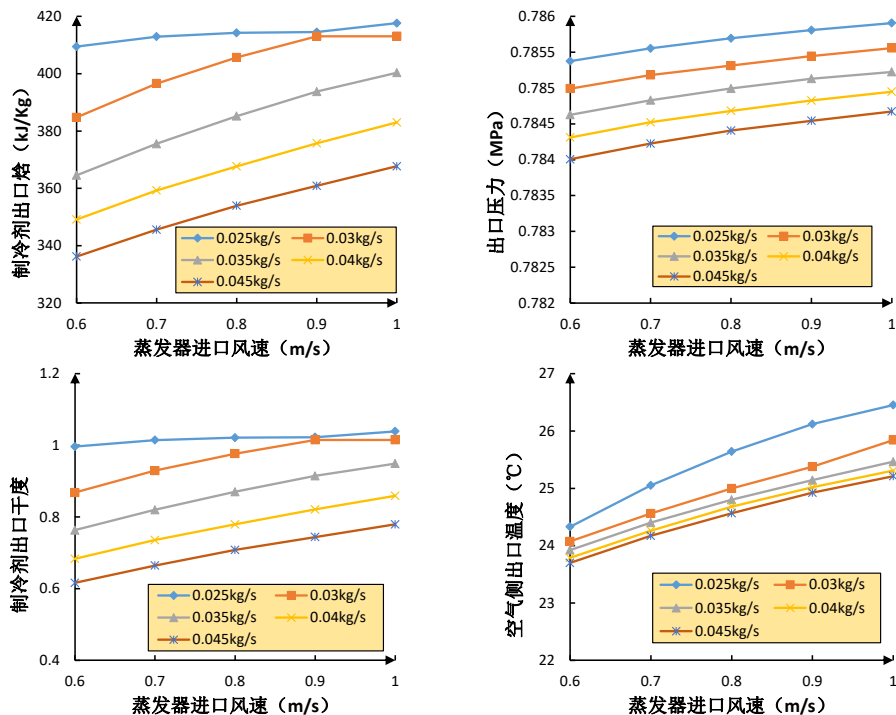


图7 不同流量下的出口干度随风速的变化图

从图中可以看出随着蒸发器空气侧风速的增加，蒸发器管内制冷剂出口焓、出口压力和

出口干度不断增加,空气侧出口温度也逐渐上升。其中在流量 0.03kg/s、风速 1m/s 和流量 0.025kg/s、风速 0.9m/s 的工况时,蒸发器的出口制冷剂干度超过 1,即出现过热,风侧的出口温度相对设置的下一个工况增幅变小,制冷剂出口焓增幅也变小,说明此时蒸发器靠近出口侧只进行单相换热。

所以为了优化和增强背板蒸发器的换热性能,在不考虑其他情况的条件下,同样可以采取适当增加制冷剂流量,降低风速或者增加蒸发器进口过冷度的方式,来保证制冷剂在整个竖直管道内能充分进行相变换热。

5 结论

搭建机柜等物理模型和换热、压降数学模型,利用分布参数法对微通道扁管蒸发器和回路热管系统进行迭代计算;进行实验测试并验证模型。

(1) 空气侧出口温度偏差在 $\pm 8\%$ 以内,制冷剂侧出口压力偏差在 $\pm 5\%$ 以内;

(2) 针对不同流量、进口风速工况下进行仿真计算,并针对部分出现过热的情况提出适当提高进口流量、降低风速、增加过冷度等方式来优化换热过程,进一步指导蒸发器的优化设计。

参考文献

- [1] 中国工程建设标准化协会信息通信专业委员会. 数据中心制冷与空调设计标准: T/CECS 487-2017[S]. 北京: 中国计划出版社, 2017: 2-8.
- [2] 国家绿色数据中心试点工作方案印发 推动完善绿色数据中心标准和评价体系[J]. 信息技术与标准化, 2015, (05): 6.
- [3] 郑向平, 黄云. 浅析环境友好型数据中心机房的节能[J]. 科技通报, 2018, 34(04):158-161.
- [4] 何晓梅, 冯梅, 李捷, 柴永财. 企业数据中心建设实践之制冷系统设计要点浅谈[J]. 信息系统工程, 2013, (03): 51-54..
- [5] 彦启森, 石文星, 田长青. 空气调节用制冷技术[M]. 中国建筑工业出版社, 2004:87-88.
- [6] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 高等教育出版社, 2006.8:245-247.
- [7] S.G.Kandikar. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heattransfer inside horizontal and vertical tubes[J]. Journal of Heat Transfer.1990, 112:219-227.
- [8] Imura H, Saito Y, Katsumata Y. Flow and heat transfer characteristics in a twophase loop thermosyphon[J]. Trans. of the JSRAE, 1988, 5(1): 66-73.
- [9] 阎昌琪. 气液两相流[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2007:107-172.
- [10] 周玲玫. 板换换热器换热性能的实验研究[D]. 浙江大学, 2008
- [11] 丁国良, 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京: 科学出版社, 2001