

微通道分离式热管换热特征的模拟研究*

张泉^{1†}, 娄建民¹, 凌丽¹, 吴亚凝¹, 曾丽萍²

(1.湖南大学 土木工程学院, 湖南 长沙 410082; 2.湖南工程学院 建筑工程学院, 湖南 湘潭 411104)

摘要:为了研究充液率和运行参数对微通道分离式热管性能的影响,建立了微通道分离式热管的稳态换热模型,并验证了模型的准确性,模拟和实验结果最大相对误差为7.9%。基于该模型分析了充液率、风量以及蒸发器和冷凝器之间高度差对制冷剂侧换热系数、空气侧压降、换热量和能效比等参数的影响。计算得出系统最佳充液率范围为80.2%~105.6%,相应的换热量为3.75~3.90 kW。制冷剂侧换热系数随着充液率的增加先增大后减小,系统压力随充液率增加而增大;同时当蒸发器侧风量由1 500 m³/h增加至5 000 m³/h时,系统换热量和EER分别增加了100.1%和92.5%;蒸发器和冷凝器高度差为2.4 m的分离式热管比高度差为1.2 m的分离式热管的平均换热量提高了9.18%。研究结果对微通道分离式热管的节能设计和运行控制有一定的参考价值。

关键词:分离式热管;微通道;稳态模型;充液率

中图分类号:TU831.6

文献标志码:A

Numerical Investigation on Thermal Characteristics of Micro-channel Separate Heat Pipe

ZHANG Quan^{1†}, LOU Jianmin¹, LING Li¹, WU Yaning¹, ZENG Liping²

(1.College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;

2.Department of Building Engineering, Hunan Institute of Engineering, Xiangtan 411104, China)

Abstract: In order to study the effect of liquid filling rate and operating parameters on the performance of micro-channel separate heat pipe (MCSHP), the steady state heat transfer model of MCSHP was established. Compared with experimental data, the maximum relative error of this model is 7.9%. Based on the model, the effects of refrigerant filling rate, airflow rate and height difference between evaporator and condenser on refrigerant side heat transfer coefficient, pressure drop, heat transfer rate and energy efficiency ratio (EER) were analyzed. The results showed that the optimal refrigerant filling rate of this system was about 80.2%~105.6%, and the corresponding maximum heat transfer rate was 3.75~3.90 kW. With the increase of the refrigerant filling rate, the heat transfer coefficient at the refrigerant side increased first and then decreased, and the system pressure increased with the increase of the refrigerant filling rate. Meanwhile, when the airflow rate at the evaporator side increased from 1 500 m³/h to 5 000 m³/h, the heat transfer rate and EER increased by 100.1% and 92.5%, respectively. When the height difference between evaporator and condenser increased from 1.2 m to 2.4 m, the average heat transfer rate

* 收稿日期:2016-11-13

基金项目:国家重点研发计划项目(2016YFE0114300), National Key R&D Program of China(2016YFE0114300);湖南省研究生科研创新项目(CX2016B110), Research and Innovation Projects of Graduate Students in Hunan(CX2016B110)

作者简介:张泉(1970—),男,江苏淮安人,湖南大学教授,博士生导师

† 通讯联系人, E-mail: quanzhang@hnu.edu.cn

of the MCSHP increased by 9.18%. The research results are valuable for the energy-saving design and operation control of MCSHP.

Key words: separate heat pipe; micro channel; steady-state model; refrigerant filling ratio

随着通信技术及计算机技术的发展,通讯基站常年需冷却,其全年能耗很大,需要研究及开发高效冷却技术^[1].微通道分离式热管利用室内外温差驱动制冷剂循环实现热量传递,无需压缩机等动力设备,具有很好的节能效果^[2].充液率和运行参数等是影响分离式热管传热效果的重要因素^[3-4].针对分离式热管系统换热性能的研究主要集中于实验研究,Ling 等^[5]以 R22 为工质,对微通道分离式热管的最佳充液率进行了实验研究,结果表明在不同室外工况和风量条件下系统的最佳充液率范围为 88%~101%.朱玉琴等^[6]通过加热无缝钢管实验模拟了倾角、充液量和热流密度对倾斜布置分离式热管蒸发段换热系数的影响.金育义等^[7]实验研究了冷凝端与蒸发端之间高度差对分离式热管换热量的影响,高度差为 1 m 的分离式热管比高度差为 0.8 m 的传热能力平均提高 9.57%.由于热管的换热性能受很多因素的影响,理论模拟可用于不同系统和工况.Kuang 等^[8]对分离式热管蒸发器沸腾流动特性进行模拟,研究表明在较低质量流量和热流密度下,管内传热以核态沸腾传热为主.Jiao 等^[9]建立了较完善的重力热管稳态数学模型,定量分析了充注率对管内流动形式及冷却温度的影响,获得了重力热管维持稳定运行的区间.汤广发等^[10]基于质量守恒定律推出充液率方程,计算了分离型热管充液率的上、下边界,并分析了蒸发段长度、热输入量等对充液率运行边界的影响.Ling 等^[11]建立了微通道分离式热管稳态数学模型,并分析了质量流量和结构参数等对换热量的影响.综上所述,关于分离式热管换热性能的研究主要是以实验研究为主,而理论模型研究多以单个蒸发器或冷凝器为研究对象,且以分离式热管整个系统为对象进行模拟分析的还比较少.

本文以 R22 为工作介质,在研究微通道分离式热管蒸发器和冷凝器内流动和传热理论的基础上,根据动量、能量及质量守恒,以分离式热管整个系统为对象建立其稳态换热模型.通过与实验数据对比换热量、质量流量、温度和压力等参数验证了模型的准确性.利用该模型预测分析了充液率、风量以及高度差对微通道分离式热管换热性能参数的影

响,研究结果对微通道分离式热管的设计优化及运行控制具有一定参考价值.

1 微通道分离式热管稳态换热模型

微通道分离式热管系统需分为 3 部分建模,即:微通道蒸发器稳态换热模型、微通道冷凝器稳态换热模型以及由上升气管和下降液管构成的绝热段稳态换热模型.系统工质流动遵守动量、能量及质量守恒定律,在稳态工作条件下,制冷剂工质在完成一个循环过程后,工质吸收的热量与放出的热量相等,压力、温度等参数变化为零,制冷剂工质在系统任意截面上的质量流量均为一个常数,故系统满足以下方程:

$$\oint dP = 0, \quad (1)$$

$$\oint dH = 0, \quad (2)$$

$$\oint dM = \sum M_i. \quad (3)$$

式中: P 为工质压力, kPa; H 为工质焓值, kJ/kg; M 为工质质量, kg.

对于任意计算单元,均遵守能量守恒定律,空气侧交换的热量等于制冷剂侧工质与管壁交换的热量,则有如下方程:

$$Q_a = Q_r. \quad (4)$$

式中: Q_a 为空气侧换热量, kW; Q_r 为制冷剂侧换热量, kW.

1.1 蒸发器换热模型

微通道分离式热管中充有一定量的工质,当热流体掠过蒸发器时,工质在微通道蒸发器中经历相变过程,根据蒸发器中工质不同的状态,在蒸发器一维稳态模拟过程中将管内流动分为过冷液体区、两相区和过热蒸气区,经蒸气上升管到达冷凝换热器中,其结构如图 1 所示,其他结构参数见文献[1].

将蒸发段中每根扁管作为一个计算单元,沿工质流动方向将扁管均分为 100 个微元段.为简化模型作如下假设:1)管内制冷剂和管外空气均作一维、稳态流动;2)换热管内、外截面积沿管长保持不变;3)忽略其管壁热阻的影响;4)忽略任何沿轴向

的导热及系统向周围环境的散热;5)忽略不凝性气体影响及管内外污垢热阻;6)各单通道内制冷剂流量分配均匀,并且具有相同的温度和压力分布。

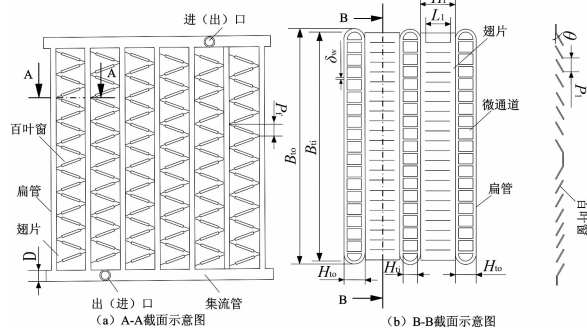


图1 微通道换热器结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the micro-channel heat exchanger

表1 微通道换热器的主要结构参数

Tab.1 Geometrical parameters of micro-channel separated heat pipe

结构参数	数值	结构参数	数值
扁管外宽 B_{to}/mm	25	翅片宽度 B_f/mm	25
扁管内宽 B_{ti}/mm	24.4	翅片高度 H_f/mm	8
扁管外高 H_{to}/mm	2	翅片间距 P_f/mm	1.5
扁管内高 H_{ti}/mm	1.4	百叶窗角度 $\theta/(\text{°})$	30
薄片数量 $N_w/\text{个}$	18	百叶窗长度 L_l/mm	7
薄片厚度 δ_w/mm	0.3	百叶窗间距 P_l/mm	1
集液(气)管径 D/mm	30	翅片厚度 δ_f/mm	0.1

空气侧换热量和制冷剂侧换热量方程为:

$$Q_a = \eta_o h_o A_o (T_a - T_w), \quad (5)$$

$$Q_r = h_r A_r (T_w - T_r). \quad (6)$$

式中: η_o 为翅片总效率; A_o 为总换热面积, m^2 ; T_a 为空气温度, $^{\circ}\text{C}$; T_w 为换热器壁面温度, $^{\circ}\text{C}$; h 为换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; A_r 为制冷剂侧换热面积, m^2 ; T_r 为制冷剂温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

$$h_a = \frac{j \rho_a c_{p,a}}{Pr_a^{2/3}} = j Re_a Pr_a^{1/3} \frac{\lambda_a}{P_l}, \quad (7)$$

$$\Delta P_a = \frac{f A_o}{2 \rho_a A_{fe}} \left(\frac{G_a}{A_{fe}} \right)^2. \quad (8)$$

式中: h_a 为空气侧换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; Pr 为普朗特数; λ_a 为空气的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; ΔP_a 为空气侧压降, Pa ; ρ_a 为空气密度, kg/m^3 。

本文采用 Kim 和 Bullard^[12] 的 j 因子及摩擦因子 f 来分别计算空气侧的传热系数和压力损失。

$$j = Re_a^{-0.487} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{P_f}{P_l} \right)^{-0.14} \left(\frac{H_f}{P_l} \right)^{-0.29} \times \left(\frac{B_f}{P_l} \right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{P_l} \right)^{0.68} \left(\frac{P_l}{P_l} \right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{P_l} \right)^{-0.05}, \quad (9)$$

$$f = Re_a^{-0.781} \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0.444} \left(\frac{P_f}{P_l} \right)^{-1.682} \times \left(\frac{H_f}{P_l} \right)^{-1.22} \left(\frac{B_f}{P_l} \right)^{0.818} \left(\frac{L_l}{P_l} \right)^{1.97}. \quad (10)$$

其中空气侧流动雷诺数见式(11)。

$$Re_a = \frac{G_a P_l}{A_{fe} \mu_a}. \quad (11)$$

式中: G_a 为空气侧空气质量流量, kg/s ; μ_a 为空气运动黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; A_{fe} 为有效迎风面积, m^2 ; P_l 为扁管间距, m ; P_f 为百叶窗间距, m ; 其结构如图1所示, 其他结构参数见表1。

对于不同的相态需采取不同的换热和压降关联式, 分别计算蒸发器过冷区制冷剂换热系数和摩擦压降^[11]。

对于两相区, 本文选取 Kim 关联式^[13] 和 Friedel 关联式^[14] 分别计算蒸发器两相区换热系数和摩擦压降。

对于过热蒸气区换热系数计算采用 Gnielinski 关联式^[15]。过热蒸气区制冷剂侧压降计算与过冷液态区相同, 只是工质所属状态不同, 物性参数均取在该气态温度下的数值。

1.2 冷凝器换热模型

微通道冷凝器换热的模拟与蒸发器类似, 分为过热蒸气区、两相区及过冷液体区来计算, 其中过热蒸气区和过冷液体区换热和压降计算采用的关联式与蒸发器的相同^[12,15], 其换热量方程式应为式(1)和式(2)等号左侧添加负号。冷凝器两相区采用管内液膜凝结换热模型来计算其两相区换热系数。该模型考虑蒸气入口速度和气-液界面剪切力的作用, 采用修正后的 Nusselt 模型^[16] 对微通道冷凝器中两相区换热过程进行模拟。

1.3 上升气管与下降液管换热模型

假设上升气管、下降液管、集气管和集液管均为绝热, 将制冷工质在这些管内流动过程视为等焓过程。上升气管和下降液管中的压降包括阻力压降和重力压降。

1.4 风机耗电模型

当风量时风机功率取实验测试值, 当变风量时利用风压、阻抗、输入功率的关系进行修正。

风机的输入功率 N 的计算式为^[17]:

$$N = \frac{\rho L}{3600 \times 1000 \eta_f}, \quad (12)$$

$$P = S L^2. \quad (13)$$

其中 $\eta_f = \eta_v \eta_h \eta_m$, 则

$$N = \frac{SL^3}{3600 \times 1000 \eta_i} \quad (14)$$

式中: N 为风机的输入功率, W ; L 为风机的风量, m^3/h ; S 为风机阻抗, kg/m^7 ; η_i 为风机的全压效率; η_v 为容积效率; η_h 为水利效率; η_m 为机械效率.

1.5 计算流程

采用顺序模块法, 由初始输入参数作为第 1 个模块的入口参数, 每一个模块的出口参数作为下一个模块的入口参数. 系统模拟计算含 3 层迭代, 迭代的假设值为蒸发器入口压力与焓值以及初始质量流量. 输入条件为系统结构尺寸、室内外温度、风量以及初始充注量. 采用 MATLAB 对微通道分离式热管系统进行编程模拟, 调用 RefProp8.0 计算制冷剂热力性质, 计算流程如图 2 所示.

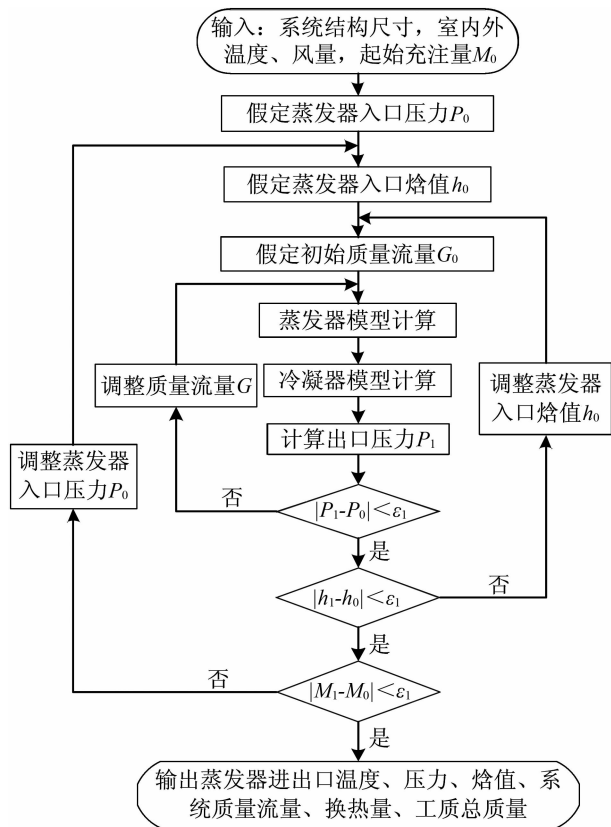


图 2 微通道分离式热管稳态计算流程图

Fig.2 Steady-state calculation flow chart of micro-channel separated heat pipe

2 模型实验验证

为了验证所建立模型的准确性, 室内侧干湿球温度 $28.0\text{ }^\circ\text{C}/19.3\text{ }^\circ\text{C}$, 室外干湿球温度 $18.0\text{ }^\circ\text{C}/11.4\text{ }^\circ\text{C}$, 系统循环风量为 $3000\text{ }m^3/h$, 标准工况下, 其中室内外相对湿度均控制在 45% , 风机输入功率为

$320\text{ }W$, 换热量、质量流量、蒸发器入口/出口压力和温度以及冷凝器入口压力和温度的模拟值与文献 [1] 中焓差实验室内的测试结果进行对比, 实验值与模拟值的相对误差计算方法如下:

$$\epsilon = \frac{|\text{实验值} - \text{模拟值}|}{\text{实验值}} \times 100\%$$

分离式热管充液率定义为: 冷态时蒸发器中工质体积与蒸发器容积之比, 计算公式见式 (15).

$$FR = \frac{M}{\rho_l V_e} \quad (15)$$

式中: FR 为充液率; M 为充注量, kg ; ρ_l 为制冷剂在 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 时的密度, kg/m^3 ; V_e 为蒸发器体积, m^3 .

图 3 为换热量、制冷剂质量流量随充液率变化的对比, 由图可知, 模型预测的最佳充液率范围与实验最佳充液率范围基本吻合, 最佳充液率为 $80.2\% \sim 105.6\%$, 相应的换热量为 $3.75 \sim 3.90\text{ }kW$. 在换热量最大时, 换热量的最大相对误差为 3.9% , 质量流量的相对误差为 7.9% .

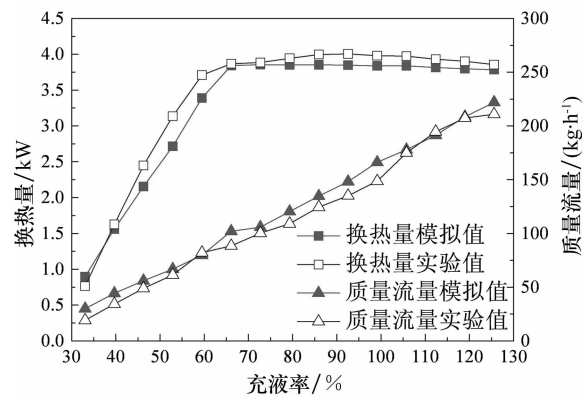


图 3 换热量、制冷剂质量流量的模拟值与实验值对比

Fig.3 Comparison of heat transfer rate and refrigerant mass flow rate between the calculated and experimental results

图 4 和图 5 为蒸发器和冷凝器入口制冷剂压力和温度随充液率变化的对比, 可以看出, 入口压力在充液率小于 105.6% 范围内模拟值和实验值十分吻合, 在充液率大于 105.6% 范围内最大相对误差小于 1% . 在最佳充液率时, 制冷剂进口温度模拟值与实验值的误差较小, 在充液率小于 80.2% 和大于 105.6% 时, 最大相对误差为 7.7% . 产生误差的主要原因在于: 在充液率小于 80.2% 时, 系统运行不稳定. 整体来看, 相对误差均在一个合理的范围内, 说明所建立的微通道分离式热管系统的稳态模型在工程应用中是可行的.

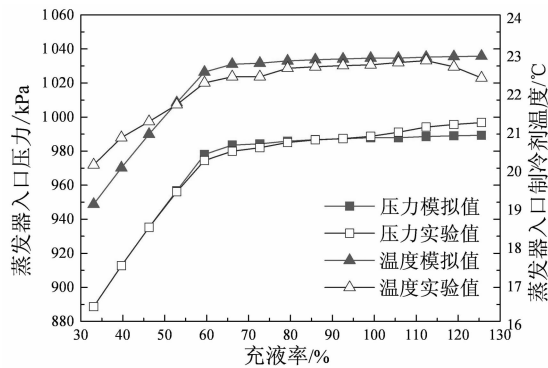


图4 蒸发器入口制冷剂压力、温度的模拟值与实验值对比

Fig.4 Comparison of refrigerant pressure and temperature at the inlet of evaporator between the calculated and experimental results

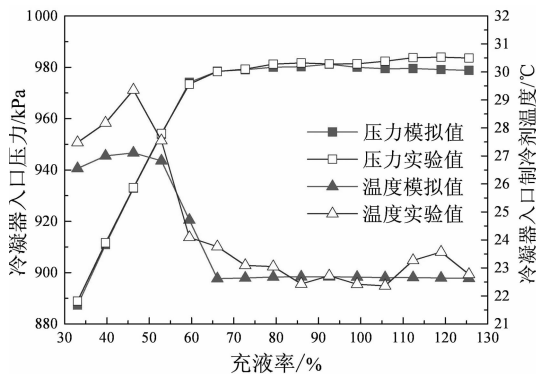


图5 冷凝器入口制冷剂压力、温度的模拟值与实验值对比

Fig.5 Comparison of refrigerant pressure and temperature at the inlet of condenser between the calculated and experimental results

3 结果与讨论

该模型中蒸发器和冷凝器均采用微通道换热器,其微通道尺寸均为 $1.4\text{ mm}\times 0.9\text{ mm}$,扁管数量分别为75根和80根,长度分别为0.78 m和0.82 m,其他结构参数见文献[1].基于模型对微通道分离式热管的换热性能和影响因素等进行了分析,结果如图6~图10所示.

3.1 充液率对换热性能参数的影响

图6所示为标准工况下,不同充液率条件下蒸发器换热系数,可以发现,在充液率为33%时,蒸发器上方存在较长的过热区段,换热系数较小;在充液率为85.9%时,蒸发器换热系数沿管长方向值较大,蒸发器整体处于两相换热区;当充液率增加到165.2%时,蒸发器中有部分制冷剂液体存在,此处

的换热为显热换热,换热系数较小,随后发生了相变换热,换热系数突然增大.这主要是由于制冷剂的相变换热系数远远大于显热换热系数.

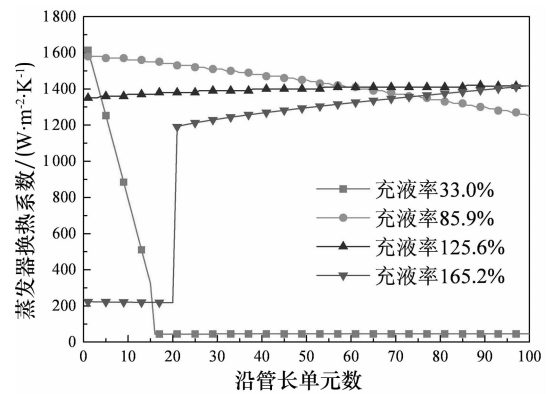


图6 4种不同充液率条件下蒸发器换热系数沿管长的变化

Fig.6 The heat transfer coefficient distribution in the evaporator section under four different refrigerant filling ratios

由图7可知,在充液率为33%时,冷凝器入口段换热系数较小,之后其迅速增大,这是由于入口段有液膜生成,但随着液膜厚度的增加换热系数减小.在充液率为85.9%时,冷凝器入口换热系数较高,即入口即有液膜生成.当充液率增至165.2%时,冷凝器入口至中间段换热系数与最佳充液率无较大变化,到第66个单元时有所减小,直至出口均为过冷液体,进行的是液体冷却换热过程.

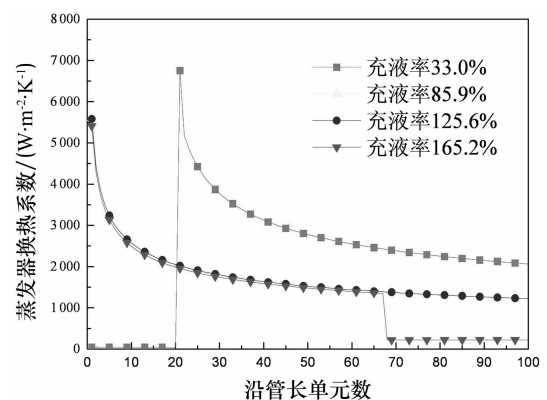


图7 4种不同充液率条件下冷凝器换热系数沿管长的变化

Fig.7 The heat transfer coefficient distribution in the condenser section under four different refrigerant filling ratios

3.2 风量对换热性能的影响

在最佳充液率为85.9%时,循环风量对标准工况下微通道分离式热管换热性能的影响如图8所

示,可以看出随着风量的增加,换热量和 EER 均呈逐渐增大的趋势.当风量由 1 500m³/h 增加到5 000 m³/h 时,换热量增加了 1.01 倍,EER 增加了 0.92 倍;在风量为 5 000m³/h 时,系统换热量为 5.02 kW,EER 为 14.2,充分体现了微通道分离式热管的高效换热性能.由图 9 可以看出,空气侧压降和系统工质质量流量都随着风量的增加而增加,与换热量的增加趋势相近.可见,系统换热量的增加是由于工质循环流量的增加引起的.

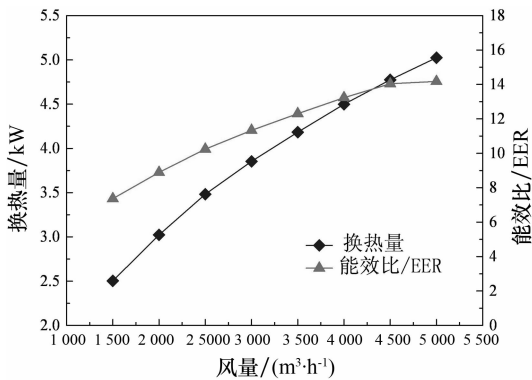


图 8 换热量和能效比/EER 随风量变化
Fig.8 The heat transfer rate and EER for different air flow rate

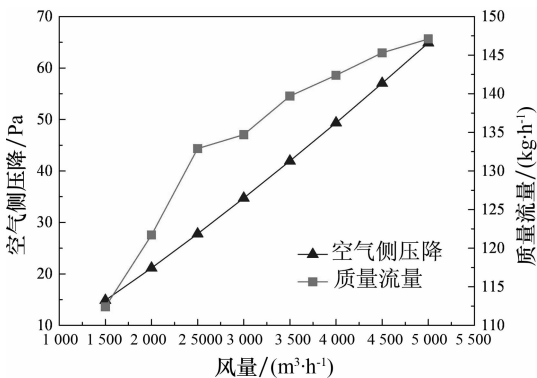


图 9 系统工质质量流量和空气侧压降随风量变化
Fig.9 The mass flow rate and air-side pressure drop for different air flow rate

3.3 蒸发器与冷凝器高度差对换热量的影响

由图 10 可以看出,换热量随蒸发器和冷凝器之间高度差的增加而增大.当充液率为 74%~105.6% 时,高度差为 2.4 m 的分离式热管比高度差为 1.2 m 的分离式热管的平均换热量提高了 9.18%.这是因为上升气管和下降液管之间密度差与高度差的乘积是影响微通道分离式热管循环压头的主要原因之一,可用公式 $(\rho_l - \rho_v)H$ 表示,此式中的 H 就是蒸发器与冷凝器之间的高度差.由此可见,在其他条

件相同的情况下,高差 H 越大所产生的循环压头就越大,工质的循环流量也越大,从而换热能力也越强.换热量随充液率的变化趋势相同,最佳充液率范围基本相同;充液率低于 74% 时,相同充液率条件下,随着高度的增加,系统换热量有所上升,当充液率为 74%~105.6% 时,四种高度差下系统换热量基本保持不变.

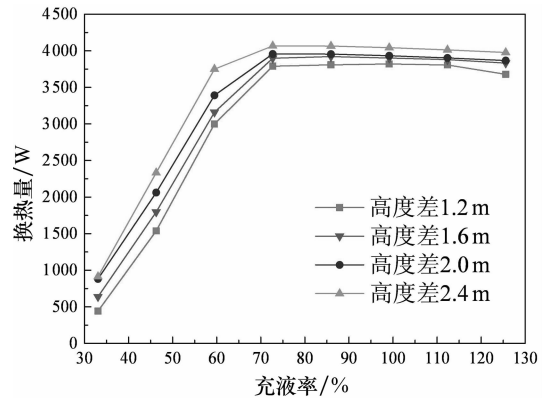


图 10 不同蒸发器冷凝器高度差的换热量曲线
Fig.10 The heat transfer rate for different height difference between evaporator section and condenser section

4 结论

本文以微通道分离式热管为研究对象,建立系统的一维稳态数学模型并进行了实验验证.数值分析了不同因素对蒸发器和冷凝器的传热特性的影响,主要结论如下:

1)模型预测换热量、质量流量、温度和压力等参数的结果与实验结果吻合良好,最大相对误差为 7.9%,可满足工程应用要求.

2)在不同充液率下,蒸发器和冷凝器的换热系数沿工质流动方向的变化趋势不同.充液率小于 80.2% 时,因蒸发器中出口段存在较长的蒸气换热区,换热系数较小.充液率为 80.2%~105.6% 时,蒸发器和冷凝器中换热系数均较大.而充液率大于 105.6% 时,蒸发器进口段存在过冷液体换热区,冷凝器出口段存在液体工质换热区,换热系数较小,影响系统换热效果.

3)随着蒸发器进风风量的增加,系统换热量和 EER 均增大.当风量为 5 000m³/h 时,换热量为 5.02 kW,系统 EER 为 14.2.

4)随着蒸发器与冷凝器之间高差的增大,微通道分离式热管的换热能力增大.高度差为 2.4 m 的

分离式热管比高度差为 1.2 m 的分离式热管的平均换热量提高了 9.18%。

参考文献

- [1] 张泉, 吴亚凝, 凌丽, 等. 基站用微通道分离式热管换热性能实验研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2016, 43(7): 139—145.
ZHANG Q, WU Y N, LING L, *et al.* Experimental investigation on heat transfer characteristic of micro-channel separate heat pipe in telecommunication base station[J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences), 2016, 43(7): 139—145. (In Chinese)
- [2] SUN X Q, ZHANG Q, MARIO A, *et al.* A study on the use of phase change materials (PCMs) in combination with a natural cold source for space cooling in telecommunications base stations (TBSs) in China[J]. Applied Energy, 2014, 117(6): 95—103.
- [3] 张红. 分离式热管换热器最佳工作状态的研究[J]. 石油化工设备技术, 1996, 17(3): 13—17.
ZHANG H. Stress analysis and safety evaluation to the super-high pressure exchanger tube[J]. Petro-chemical Equipment Technology, 1996, 17(3): 13—17. (In Chinese)
- [4] LIU D, TANG G F, ZHAO F Y, *et al.* Modeling and experimental investigation of looped separate heat pipe as waste heat recovery facility[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(17/18): 2433—2441.
- [5] LING L, ZHANG Q, YU Y B, *et al.* Experimental study on the thermal characteristics of micro channel separate heat pipe respect to different filling ratio[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 102: 375—382.
- [6] 朱玉琴, 曹子栋. 分离式热管倾斜蒸发段传热特性的试验研究[J]. 动力工程, 2001, 21(2): 1153—1155.
ZHU Y Q, CAO Z D. Experimental investigation on heat transfer characteristics of separate type heat pipe with inclined evaporator[J]. Power Engineering, 2001, 21(2): 1153—1155. (In Chinese)
- [7] 金育义, 臧润请, 顾永明. 分离式热管在不同高度差下传热性能的实验研究[J]. 应用能源技术, 2009(4): 45—47.
JIN Y Y, ZANG R Q, GU Y M. Experimental investigation of heat transferring capacity of separate type heat pipe which under different level difference[J]. Applied Energy Technology, 2009(4): 45—47. (In Chinese)
- [8] KUANG Y W, WANG W, ZHUAN R, *et al.* Simulation of boiling flow in evaporator of separate type heat pipe with low heat flux[J]. Annals of Nuclear Energy, 2015, 75: 158—167.
- [9] JIAO B, QIU L M, ZHANG X J, *et al.* Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(11): 1417—1426.
- [10] 汤广发, 刘娣, 赵福云, 等. 分离型热管充液率运行边界探讨[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2005, 32(1): 63—68.
TANG G F, LIU D, ZHAO F Y, *et al.* Research on the envelope of initial filling ratio for separate heat pile[J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences), 2005, 32(1): 63—68. (In Chinese)
- [11] LING L, ZHANG Q, YU Y B, *et al.* Study on thermal performance of micro-channel separate heat pipe for telecommunication stations: experiment and simulation[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 59: 198—209.
- [12] KIM M H, BULLARD C W. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(3): 390—400.
- [13] KIM S M, MUDAWAR I. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels—Part II Two-phase heat transfer coefficient[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 64(7): 1239—1256.
- [14] FRIEDEL L. Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow[C]//Proceedings of European Two-Phase Flow Group Meeting. Ispra, Italy, 1979: 134—141.
- [15] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flows[J]. International Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359—368.
- [16] 李勇, 阎昌琪, 孙立成, 等. 自然循环条件下竖直管内层流凝结换热特性研究[J]. 核动力工程, 2010, 31(5): 67—71.
LI Y, YAN C Q, SUN L C, *et al.* Laminar flow condensation heat transfer characteristics in vertical tube under natural circulation condition[J]. Nuclear Power Engineering, 2010, 31(5): 67—71. (In Chinese)
- [17] 余鹏, 唐辉强. 基于设计选型及现场实测风机单位风量耗功率的分析[J]. 四川建筑科学研究, 2012, 38(3): 327—329.
YU P, TANG H Q. Analysis of fan energy consumption per unit air volume power based on design selection and field measurement[J]. Sichuan Building Science, 2012, 38(3): 327—329. (In Chinese)