

文章编号:1674-2974(2016)07-0139-07

基站用微通道分离式热管换热性能实验研究*

张泉^{1†}, 吴亚凝¹, 凌丽¹, 娄建民¹, 廖曙光², 沙正勇³

(1. 湖南大学 土木工程学院, 湖南 长沙 410082; 2. 长沙麦融高科股份有限公司, 湖南 长沙 410015; 3. 香江科技股份有限公司, 江苏 扬中 212000)

摘要:分离式热管空调能够有效降低基站能耗,采用微通道换热器作为其蒸发器和冷凝器可提高其换热性能.为了分析充液率对微通道分离式热管换热量、能效比及制冷剂压力、温度的影响,以及两种风量,不同室外温度下最佳充液率范围和换热量的变化,由焓差实验台模拟基站室内外环境,以R22为工质,对该系统进行测试.结果表明:标准工况下,系统最大换热量和EER分别为4.0 kW和11.8,最佳充液率范围为79.3%~105.8%,系统压力随充液率增加而增大,蒸发器进出口温差随充液率的增加先减小,后略有增大;蒸发器侧的风量由3 000 m³/h减少到1 700 m³/h时,最佳充液率范围不变,最大换热量和EER减少了29%,蒸发器出风温度由23.9℃降低到23.0℃.在不同室外温度下,最佳充液率范围随室外温度降低而变小,室内外温差增加能显著提高该系统的换热性能.研究结果对基站用微通道分离式热管的理论模型建立、节能设计与运行控制有一定参考价值.

关键词:热管;微通道换热器;换热;基站;充液率

中图分类号:TU831.6

文献标识码:A

Experimental Investigation on Heat Transfer Characteristic of Micro-channel Separate Heat Pipe in Telecommunication Base Station

ZHANG Quan^{1†}, WU Ya-ning¹, LING Li¹, LOU Jian-min¹, LIAO Shu-guang², SHA Zheng-yong³

(1. College of Civil Engineering, Hunan Univ, Changsha, Hunan 410082, China; 2. Changsha Maxxom High-tech Co Ltd, Changsha, Hunan 410015, China; 3. Jiangsu Xiangjiang Technology Co Ltd, Yangzhong, Jiangsu 212000, China)

Abstract: The separated heat pipe can effectively reduce the energy consumption of telecommunication base station, and the micro-channel heat exchangers can be adopted as the evaporator and condenser. In order to investigate the effect of the filling ratio on the heat transfer rate, EER, refrigerant pressure and temperature, and the variation of optimal filling ratio range and heat transfer rate under two air volumes and different outdoor temperatures, experimental test was carried out in the enthalpy difference laboratory, taken R22 as working fluids. The heat transfer rate and EER were 4.0 kW and 11.8, respectively, and the optimal filling ratio was 79.3% to 105.8%. The pressure of the system increased with the increase of the filling ratio. As filling ratio increased, the temperature difference between the inlet and outlet of the evaporator decreased firstly, and then increased slightly. When the air flow rate was reduced from 3 000 m³/h to

* 收稿日期:2015-09-17

基金项目:湖南省科技计划重点项目(2013WK2001);国家国际科技合作专项(2015DFA61170);湖南省建设科技计划项目(KY2012013)

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

1 700 m³/h, the optimum filling ratio was almost remained, but the air temperature of evaporator outlet decreased and the maximum heat transfer rate decreased by 29%. Finally, the system was tested under different outdoor operating conditions. The test results showed that the range of the optimal filling ratio became narrow with the decrease of the outdoor temperature. The results are useful for modeling, design, and operation control of the micro-channel separate heat pipe.

Key words: heat pipes; micro-channel heat exchanger; heat transfer; telecommunication base station; filling ratio

随着通信技术的快速发展,通信基站的规模、数量不断增加,其运行能耗高的问题日益突出.其中,基站IT设备发热功率高,需全年每天24 h对其工作环境供冷,据统计,空调能耗大约占基站整体能耗的47%.因此,有效降低空调运行成本是基站建设中面临的紧迫问题^[1].热管作为新型、高效的传热设备应用于基站制冷系统中,在保证机房内设备所需工作温度和空气品质的同时,大幅度减少基站能耗^[2].Zhou等^[3]建立的能耗模拟模型表明热管空调能够应用于全国87%的通信基站,其年节能率可超过30%.金鑫等^[4]对分离式热管机房空调性能的实验研究表明,与传统机房空调系统相比,其节能率达62.4%.

分离式热管换热特性受诸多因素影响,其中换热结构和充液率是影响其传热效率的重要因素.陈岚等^[5]通过对水平排管串联型分离式热管进行实验研究,计算出换热量和传热系数,得到最佳充液率范围为70%~114%.熊翰林等^[6]将2根Φ42 mm的U形铜管结构的分离式热管用于显热回收,并对其传热特性进行实验研究,指出充液率为66%~75%时,显热效率最高.洪光、任杰等^[7-8]对采用水平布置蛇管串联结构和套片管式结构的分离式热管进行了实验研究.汤广发等^[9]通过建立稳态数学模型,分析了分离式热管尺寸、工质蒸发温度和热输入量对充液率的影响.可见关于分离式热管的实验研究多采用铜管翅片式结构作蒸发器和冷凝器.微通道结构换热器相比铜管翅片结构具有结构紧凑、压降低、换热能力强、风阻小及充注量低等优点^[10],但目前针对以微通道换热器作为分离式热管蒸发器和冷凝器的研究较少.金鑫等^[11]通过实验研究分析了充液率、高度差、进出口数量等因素对微通道分离式热管换热量的影响.Ling等^[12]通过对微通道结构的分离式热管建立稳态数学模型,分析了质量流量、结构参数等对换热性能的影响.国内外很少有涉及微通道分离式热管充液率对制冷剂压力和温度的影响、不同运行条件下系统最佳充液率确定的实验研

究,然而,这些参数对运行机理的解析、运行控制以及理论模型的验证,具有重要的参考意义.

本文采用微通道换热器作为蒸发器和冷凝器,以R22为工质,在焓差实验台上对应用于基站的分离式热管进行了实验研究,分析了标准工况下充液率对换热量、EER、制冷剂压力、温度的影响,确定了2种蒸发器进风风量下的最佳充液率范围和换热量的变化.通过测试不同工况下系统的换热性能,分析了不同室外温度对系统最佳充液率和EER的影响.

1 实验设备与测试条件

1.1 微通道分离式热管介绍

分离式热管由蒸发器、冷凝器、上升气管、下降液管、风机及相关部件组成,如图1所示.系统工作时,液态工质在蒸发器中与室内热空气换热,蒸发后通过上升气管进入冷凝器,在冷凝器中与室外冷空气换热,冷凝为液态后通过重力作用由下降液管回流到蒸发器中,如此循环往复运行.实验中,冷凝器出口与蒸发器入口高度差为2 m,上升气管管径为19 mm,长度为3.66 m,下降液管管径为16 mm,长度为4.37 m.微通道换热器由扁管、集流管和百叶

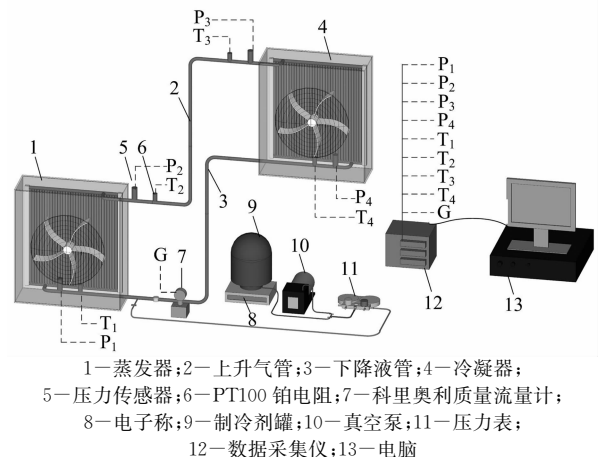


图1 微通道分离式热管结构示意图
Fig.1 Schematic diagram of the micro-channel separate heat pipe

窗翅片组成,结构如图 2 所示.其微通道尺寸为 1.4 mm×0.9 mm,扁管宽度为 25 mm,蒸发器和冷凝器扁管数量分别为 75 根和 80 根,长度分别为 0.78 m 和 0.82 m.百叶窗角度为 30°,尺寸参数见表 1.

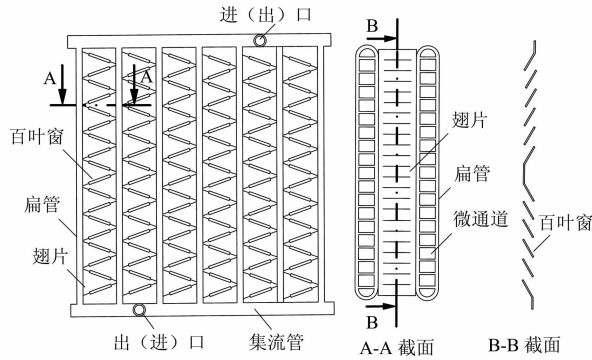


图 2 微通道换热器结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the micro-channel heat exchanger

表 1 百叶窗翅片的主要结构参数

Tab. 1 Geometrical parameters of louver fin mm

百叶窗间距 P_l	百叶窗长度 L_l	扁管间距 P_f	翅片间距 P_f	翅片高度 H_f	翅片厚度 δ_f
1	7	10	1.5	8	0.1

1.2 实验条件与步骤

本实验通过焓差实验台的制冷系统、加热加湿系统及控制系统模拟室内外环境,通过数据采集仪记录温度、湿度、压力、流量、风机运行时的电压和电流、风量等参数,由焓差实验台测定标准流量喷嘴前后静压差得到系统循环风量.如图 3 所示,在测点 1 和 2 测量室内外环境的温湿度,测点 3 测量蒸发器出风温度,测点 4 测量喷嘴处空气干湿球温度.在测点 5,6,7,8 布置压力传感器和 PT100 铂电阻,分别测量蒸发器和冷凝器进出口制冷剂压力和温度.制冷剂循环流量由安装在下降液管上的科里奥利质量流量计进行测试.测量装置与数据采集仪连接,具体安装与连接位置如图 1 所示,其控制精度见表 2.

由于基站 IT 设备常年运行,需要保证一定的室内温度,通过焓差实验台将室内侧干湿球温度控制为 28.0 °C/19.3 °C,室外工况条件见表 3.用真空泵对系统抽真空后,通过充注管路充注制冷剂,实验开始前预先充入 0.8 kg 制冷剂,之后逐次增加,直到 3.6 kg.焓差实验台和数据采集仪设置为每 10 s

记录一组数据,运行 20 min 后系统基本稳定,40 min 后进行下一次充注.

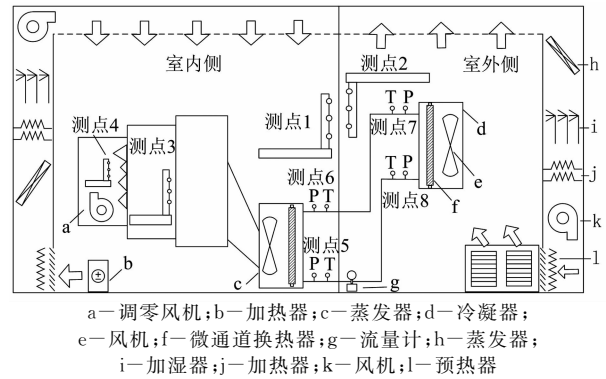


图 3 焓差实验台与实验装置布置示意图

Fig. 3 Elevation view of the enthalpy difference laboratory and experiment devices

表 2 主要参数测量精度

Tab. 2 Measured parameters and the precision

测量装置	测温装置 / °C	Pt100 铂电阻 / °C	风量测量装置 / kPa	压力传感器 / kPa	质量流量计 / (kg·h ⁻¹)	电流测量装置 / A	电压测量装置 / V
测量误差	±0.2	±0.1	±1.5	±7.5	±1.0	±0.2	±2.5

表 3 室外工况条件

Tab. 3 Outdoor operating conditions °C

工况	干球温度	湿球温度
工况 1	23.0	15.3
工况 2(标准工况)	18.0	11.4
工况 3	13.0	7.4
工况 4	8.0	3.4

2 试验结果与分析

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^[13],计算式见式(1).

$$FR = \frac{M}{\rho_l V_e} \quad (1)$$

式中:FR 为充液率;M 为充注量,kg;ρ_l 为制冷剂在 20 °C 时的密度,kg/m³;V_e 为蒸发器容积,m³.

换热量和 EER 是评价该系统的重要技术指标,系统换热量采用空气侧焓差法计算,见(2).

$$Q = \frac{G_a (h_{in} - h_{out})}{v(1+W)} \quad (2)$$

式中:Q 为换热量,kW;G_a 为空气体积流量,m³/s;h_{in} 和 h_{out} 分别为蒸发器进出口空气比焓,

kJ/kg ; v 为喷嘴处空气比体积, m^3/kg ; W 为喷嘴处空气含湿量, kg/kg .

系统 EER 如式(3)所示.

$$\text{EER} = \frac{Q}{P}. \quad (3)$$

式中: P 为系统运行时消耗的总功率, kW . 空气侧传热系数采用 Kim 等^[14]列出的关系式来计算, 如式(4)所示.

$$h_a = j Re_a Pr_a^{1/3} \frac{\lambda_a}{P_l}. \quad (4)$$

式中: h_a 为空气侧传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; Re_a 为空气侧雷诺数; Pr_a 为空气普朗特数; λ_a 为空气导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; P_l 为百叶窗间距, m .

空气流过百叶窗翅片的 j 因子, 计算式见式(5).

$$j = Re_a^{-0.487} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.257} \left(\frac{P_f}{P_l}\right)^{-0.13} \left(\frac{H_f}{P_l}\right)^{-0.29} \times \left(\frac{B_f}{P_l}\right)^{-0.235} \left(\frac{L_l}{P_l}\right)^{0.68} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0.279} \left(\frac{\delta_f}{P_l}\right)^{-0.05}. \quad (5)$$

式中: θ 为百叶窗角度, $^\circ$; P_f 为翅片间距, m ; H_f 为翅片高度, m ; B_f 为翅片宽度, m ; L_l 为百叶窗长度, m ; P_t 为扁管间距, m ; δ_f 为翅片厚度, m .

2.1 充液率对换热性能的影响

在标准工况下, 微通道分离式热管换热量和 EER 随充液率变化的关系如图 4 所示. 随着充液率的增加, 换热量和 EER 先增大后减小. 实验中发现充液率过低时, 系统无法正常启动, 换热量几乎为 0 kW . 当 $\text{FR}=33.0\%$ 时, 换热量较低, 因为在较低充液率下, 系统易出现干涸现象, 少量液态工质在蒸发器底部快速变为气态, 蒸发器上部无液膜覆盖, 进行的是蒸气被加热的过程, 蒸气热容较小, 换热量较少, EER 较低. 当充液率由 33.0% 增加到 79.3% 时, 换热量迅速上升, 此范围内, 随着充液率增加, 蒸发器中相变换热比例不断提高, 换热量和 EER 明显提高. 可以看出最佳充液率范围为 $79.3\% \sim 105.8\%$, 最佳换热量为 4.0 kW , EER 为 11.8 , 充分体现了微通道分离式热管的高效换热性能. 随着充液率继续增加, 换热量和 EER 呈下降趋势, 这是由于蒸发器中液态工质过多, 液池长度的增加减少了相变换热的比例, 且过高的充液率易使蒸发器入口处工质出现不饱和状态, 影响蒸发器的传热性能. 当充液率增大到一定值, 蒸发器只处于液相区时, 系统

无法运行.

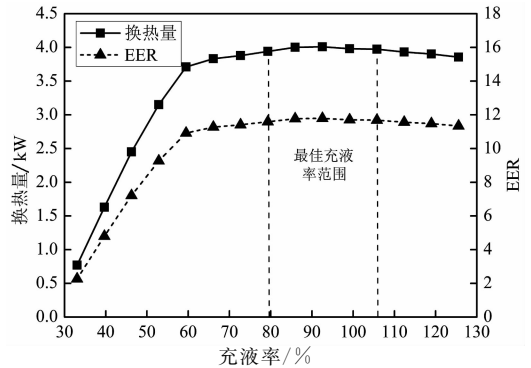


图 4 换热量和 EER 随充液率的变化
Fig. 4 The heat transfer rate and EER with different filling ratio

2.2 充液率对制冷剂侧压力和温度的影响

在标准工况下, 蒸发器和冷凝器进出口制冷剂压力及质量流量随充液率的变化情况如图 5 所示. 由图可以看出, 系统质量流量随着充液率增加而增大. 充液率从 33.0% 增加到 59.5% 时, 蒸发器进口压力由 888.6 kPa 上升到 974.5 kPa , 蒸发器和冷凝器内的压降很小, 这是由于在低充液率下, 流量较小, 微通道扁管内工质流动速度较小, 压降较小. 随充液率的继续增加, 系统压力增加较缓, 但当流量增大时, 蒸发器和冷凝器中工质压降也逐渐增大, 且蒸发器中工质压降高于冷凝器中压降.

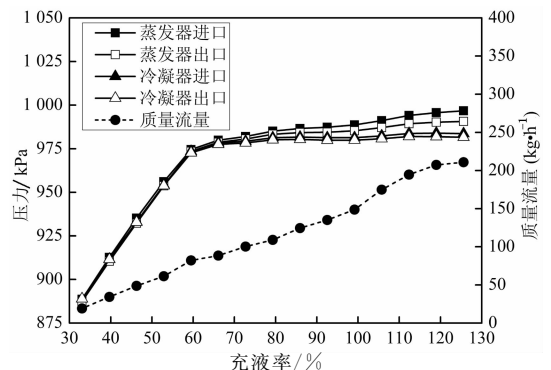


图 5 质量流量、蒸发器和冷凝器进口压力与充液率的关系

Fig. 5 The mass flow rate, inlet and outlet refrigerant pressures of evaporator and condenser with different filling ratio

图 6 为不同充液率下, 蒸发器进出口制冷剂温度、进口过冷度和出口过热度随充液率变化曲线, 可以看出, 蒸发器进出口温差随充液率增加先减小后增大. 充液率为 33.0% 时, 蒸发器进出口温差最大为 $7.1 \text{ }^\circ\text{C}$, 出口过热度为 $9.1 \text{ }^\circ\text{C}$, 这是由于工质在蒸发器中主要进行显热交换. 随着充液率的增加, 蒸发

器进口出现过冷,出口温度和过热度均降低.在充液率为 79.3%~105.8%时,进口温度和出口温度曲线完全重合,进口过冷度和出口过热度基本为 0℃,说明此充液率范围内蒸发器中工质全部进行潜热换热,系统处于最佳运行状态.随着充液率继续增加,进口过冷度略有上升,进出口温差略有增大,此时进入蒸发器的工质已处于过冷态,先进行显热换热,温度升高达到饱和后,进行潜热换热,直至流出蒸发器.工质在蒸发器和冷凝器进出口的状态从换热机理上验证了系统最佳充液率的范围为 79.3%~105.8%.

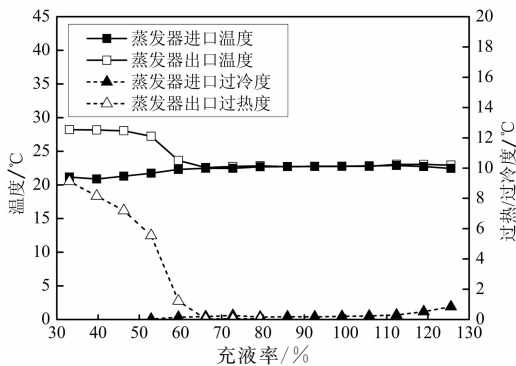


图6 蒸发器进出口温度、进口过冷度和出口过热度随充液率的变化

Fig. 6 Variation of temperatures at evaporator inlet and outlet, super cooling at the evaporator inlet and superheat at the evaporator outlet with different filling ratio

2.3 风量对换热性能的影响

基站内负荷以显热为主,宜采用大风量、小焓差的空调系统.由于基站IT设备部分开启时负荷会有所减小,此时可减小室内循环风量.为测试标准温度工况、较低风量下微通道分离式热管的换热特性,将室内侧循环风量由 3 000 m³/h 降低到 1 700 m³/h,此时,平均空气侧传热系数降低了 25%,由 112.4 W/(m²·K) 降低到 83.9 W/(m²·K),可见,风量是影响换热器空气侧传热系数的主要因素之一.

蒸发器侧换热量、EER 和蒸发器出风温度随充液率的变化情况如图 7 和图 8 所示.可以看出,2 种风量下,换热量和 EER 随着充液率增加均先增大后略有减小,蒸发器出风温度随充液率增加先减小,之后略有增大.在低充液率范围内,2 种风量下蒸发器出风温度相接近,风量对换热量和 EER 的影响较小.这是因为低充液率下制冷剂侧换热效果较差,总传热系数主要受制冷剂换热系数影响,风量对换热量的影响较小.随着充液率的增加,风量对换热量和

EER 的影响逐渐增大,这是因为随着充液率增加,制冷剂侧传热系数快速增大,总传热系数主要受空气侧传热系数影响.在充液率为 79.3%~105.8%时,不同风量下的换热量和 EER 均处于较高值,蒸发器出风温度达到较低值,系统处于最佳运行状态.当风量由 3 000 m³/h 降低到 1 700 m³/h 时,系统最大换热量和 EER 降低了 29%,最低出风温度由 23.9℃ 降低到 23.0℃,可见降低风量后,系统最佳充液率范围未改变,但换热性能有明显降低.

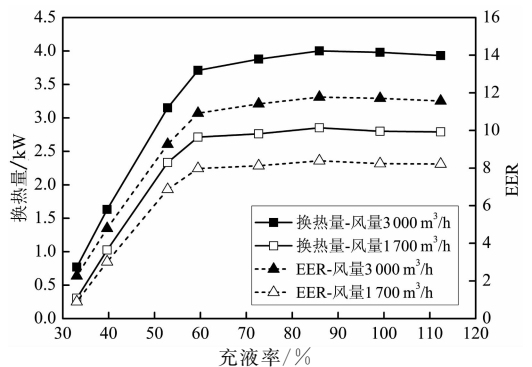


图7 不同风量下 EER 随充液率的变化
Fig. 7 Variation of EER with filling ratio under different air flow rate

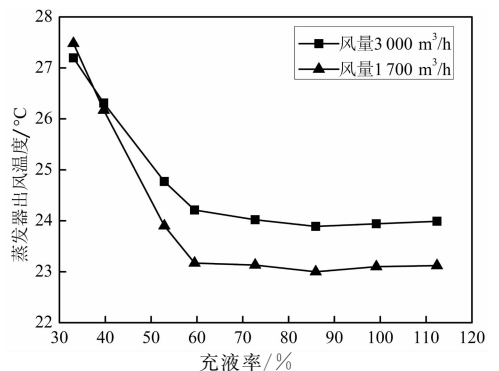


图8 不同风量下蒸发器出风温度随充液率的变化
Fig. 8 Variation of air temperature at evaporator outlet with filling ratio under different air flow rate

2.4 不同室外工况对换热性能的影响

为了保证微通道分离式热管在不同室外工况下处于最佳的运行模式,实验中对系统在室外工况 1~4 下进行换热性能测试,确定系统的最佳充液率及研究室外环境温度对换热性能的影响.不同室外工况下,微通道分离式热管换热量随充液率的变化如图 9 所示.由图可知,在不同的工况下,换热量随充液率增加均呈先增大后减小的趋势,且在低充液率下,室外温度的降低对换热量的影响较小.在工况

1下,充液率为59.5%~112.4%时,换热量基本不变,最大换热量只有1.6 kW。在工况2和3下,系统进入最佳运行状态时的充液率分别为79.3%和85.9%。当充液率增加至99.1%时,系统在工况4下的换热量达到最大值7.4 kW。可见,随着室外温度的降低,充液率对换热量的影响逐渐增大,为保证系统处于最佳运行状态所需的充注量越来越大,但在充液率为99.1%时,系统在4种工况下均处于最佳运行状态。

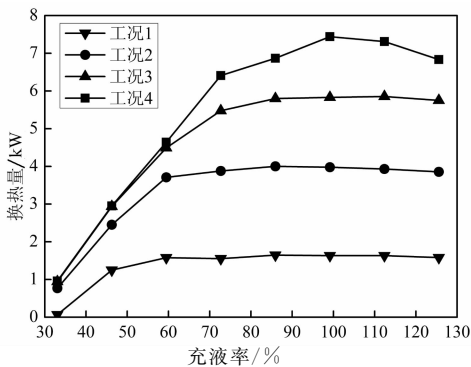


图9 不同室外工况下换热量随充液率的变化
Fig. 9 Variation of heat transfer rate with filling ratio under different outdoor operating conditions

在最佳充液率99.1%时,EER随室内外温差的变化如图10所示。室内外温差为5℃时,热管已经可以运行,换热量较低,EER为4.8。这是因为冷凝器侧进风温度较高,制冷剂与空气温差小,在冷凝器中液化的工质较少,进入蒸发器后快速蒸发,进而过热蒸气与空气进行显热交换,换热效果较差;另一方面,系统循环动力较小,质量流量较小,也是导致换热量小的原因之一。

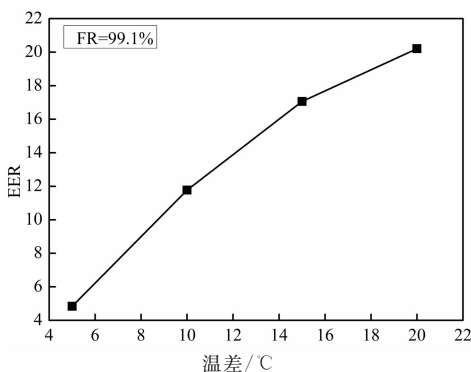


图10 EER与不同温差的关系

Fig. 10 Variation of EER with temperature difference

当温差从5℃增加到10℃时,EER由4.8增加到11.8,这是因为随着冷凝器进风温度的降低,冷凝器出口液态工质增多,在蒸发器中发生相变换

热的液态工质逐渐充足,换热量增大,大大提高了系统的EER。温差从10℃增大到20℃时,EER增加了71.6%,可达到20.7,充分体现了微通道分离式热管在较低室外温度下较高的节能性。由图10还可以看出,随着室内外温差的增加,EER的增大趋势逐渐减弱,这是因为随着室外侧温度的降低,冷凝器中工质被冷却为过冷态,进入蒸发器中的液态工质充足,温度降低,此时,换热量增大的主要原因由潜热换热工质的增多变为进入蒸发器中的工质与室内侧空气温差增大。

3 结论

通过在焓差试验台对微通道分离式热管进行基站标准工况及不同室外温度下的实验,得到如下结论。

1) 在标准工况下:①随着充液率的增加,微通道分离式热管换热量和EER先增大后减小,最大换热量和EER分别为4.0 kW和11.8,最佳充液率范围为79.3%~105.8%。该系统应用于基站时具有高效换热性能。②系统压力和压降随充液率的增加而增大,蒸发器中工质压降高于冷凝器中工质压降。蒸发器进出口温差随充液率增加先减小后增大,在最佳充液率下,温差为0℃,进口过冷度和出口过热度基本为0℃。结果对建立系统数值模型具有参考意义。③风量由3000 m³/h降低到1700 m³/h,最佳充液率范围没有明显变化,在最佳充液率范围内,换热量和EER降低了29%,最低出风温度由23.9℃降低到23.0℃,试验结果能够为该系统运行控制提供参考。

2) 不同室外温度下:室外温度越低,充液率对换热量的影响越大,系统可取的最佳充液率范围越小,在最佳充液率为99.1%时,室内外温差从10℃增加到20℃,EER由11.8增加到20.7。可见该系统利用自然冷源的时间较长,且室外温度的降低可显著提高系统节能性。

参考文献

- [1] SUN X, ZHANG Q, MEDINA M A, *et al.* Performance of a free-air cooling system for telecommunications base stations using phase change materials (PCMs): In-situ tests[J]. Applied Energy, 2015, 147: 325-334.
- [2] TIAN Hao, HE Zhi-guang, LI Zhen. A combined cooling so-

- lution for high heat density data centers using multi-stage heat pipe loops[J]. *Energy and Buildings*, 2015, 94: 177–188.
- [3] ZHOU Feng, CHEN Jie, MA Guo-yuan, *et al.* Energy-saving analysis of telecommunication base station with thermosyphon heat exchanger[J]. *Energy and Buildings*, 2013, 66: 537–544.
- [4] 金鑫, 瞿晓华, 祁照岗, 等. 分离式热管型机房空调性能实验研究[J]. *暖通空调*, 2011, 41(9): 133–136.
JIN Xin, QU Xiao-hua, QI Zhao-gang, *et al.* Performance experiment of separate heat pipe air conditioning units for electronic equipment rooms [J]. *HV& AC*, 2011, 41(9): 133–136. (In Chinese)
- [5] 陈岚, 苏俊林, 伍贻文. 分离式热管充液率实验研究[J]. *上海理工大学学报*, 2003, 25(3): 285–288.
CHEN Lan, SU Jun-lin, WU Yi-wen. Experimental study on the working fluid filling rates of a special separate type heat pipe[J]. *Journal of University of Shanghai for Science and Technology*, 2003, 25(3): 285–288. (In Chinese)
- [6] 熊翰林, 李满峰, 王占伟, 等. 基于显热回收的分离式热管传热特性的实验研究[J]. *低温与超导*, 2011, 39(9): 53–56.
XIONG Han-lin, LI Man-feng, WANG Zhan-wei, *et al.* Experimental thermal performance study on the separated heat pipe heat exchanger based on the sensible heat recovery[J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2011, 39(9): 53–56. (In Chinese)
- [7] 洪光, 张春辉, 罗晴, 等. 常温小温差下的分离式热管换热器充液率研究[J]. *节能*, 2011, 30(1): 24–27.
HONG Guang, ZHANG Chun-hui, LUO Qing, *et al.* Experimental study on optimal liquid filling ratio of separate heat pipe under a small temperature difference[J]. *Energy Conservation*, 2011, 30(1): 24–27. (In Chinese)
- [8] 任杰, 田晓亮, 周温泉, 等. 动力型两相平行流热管充注量及启停特性研究[J]. *青岛大学学报: 工程技术版*, 2014, 29(1): 47–51.
REN Jie, TIAN Xiao-liang, ZHOU Wen-quan, *et al.* Study on the refrigerant charge and start-stop characteristic of dynamic two phase parallel flow type separate heat pipe[J]. *Journal of Qingdao University: Engineering Technology*, 2014, 29(1): 47–51. (In Chinese)
- [9] 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 Guang-fa, LIU Di, ZHAO Fu-yun, *et al.* Research on the envelope of initial filling ratio for separate heat pipe[J]. *Journal of Hunan University: Natural Sciences*, 2005, 32(1): 63–68. (In Chinese)
- [10] KHAN M G, FARTAJ A. A review on microchannel heat exchangers and potential applications[J]. *International Journal of Energy Research*, 2011, 35(7): 553–582.
- [11] 金鑫, 瞿晓华, 祁照岗, 等. 微通道型分离式热管传热性能实验研究[J]. *制冷学报*, 2011, 32(3): 15–19.
JIN Xin, QU Xiao-hua, QI Zhao-gang, *et al.* Experimental investigation on heat transfer of microchannel separate heat pipe [J]. *Journal of Refrigeration*, 2011, 32(3): 15–19. (In Chinese)
- [12] LING Li, ZHANG Quan, YU Yue-bin, *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.
- [13] 曹子栋, 沈月芬, 庄正宁. 分离式热管换热器充液率的试验研究[J]. *化工机械*, 1994 (5): 256–258.
CAO Zi-dong, SHEN Yue-fen, ZHUANG Zheng-ning. Experimental study on the working fluid filling rates of separate type heat pipe exchanger[J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 1994(5): 256–258. (In Chinese)
- [14] KIM M, 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.