

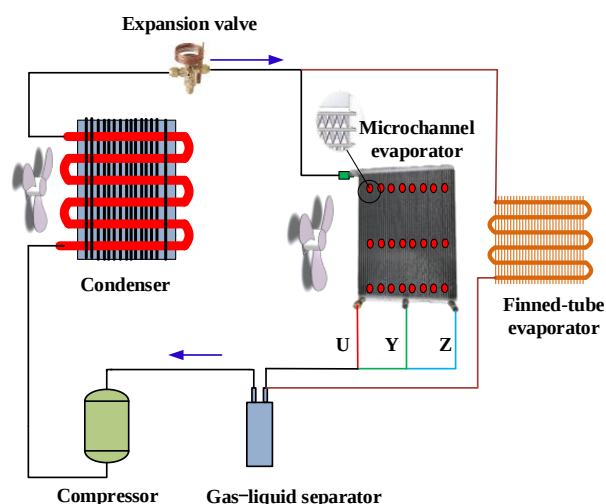
Experimental research on influence of refrigerant charge on heat transfer characteristic of micro-channel evaporator

Jinli LU^{1*}, Tingting YIN¹, Yafang HAN¹, Yajin LIU²

1. School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan, Anhui 243032, China

2. Anhui Conch Kawasaki Engineering Co., Ltd., Wuhu, Anhui 241000, China

Abstract: With the advantages of compact structure, small size, high heat exchange efficiency, and low refrigerant charge, the microchannel heat exchanger has broad application prospects in the fields of electronic components, automobiles, heat pumps, air conditioners, etc. According to the literatures, the microchannel heat exchangers are currently used more in electronic components and automobiles, but less in household air conditioners. Therefore, the microchannel heat exchanger was designed and produced based on aluminum materials and employed as evaporator of cabinet air conditioning. The surface temperature distribution, cooling capacity, input power, and energy efficiency ratio (EER) were researched under the conditions of three inlet types (Z-Inlet, Y-Inlet, U-Inlet) and five refrigerant charges (in the range of 800~1600 g). Furthermore, the results were compared with the finned-tube evaporator which was composed of cooper tubes and aluminum fins. The results showed that the Z-Inlet type had uniform flow rate distribution, uniform surface temperature distribution, and excellent heat transfer performance because of the same length of the flow inside of microchannel evaporator. The Z-Inlet type of microchannel evaporator had the highest cooling capacity and EER. Compared with the other two type (Y-Inlet, U-Inlet), the cooling capacity and EER increased by a maximum of 8.8% and 5.7%, respectively. The cooling capacity and EER of microchannel evaporator were significantly higher than that of finned-tube evaporator, with an average increase of 11%, and a maximum of 13.3% (about 600 W). And the EER increased by an average of 9.36%, and a maximum of 12.4%. In addition, compared with finned-tube evaporator, the refrigerant charge of microchannel evaporator can be reduced by 200 g when the cooling capacity and EER with the maximum value. Therefore, the research results of this work can provide data support for the development and design of microchannel evaporators, optimization of operating parameters, and support the application of microchannel evaporators in the field of air conditioning.



Key words: microchannel evaporator; charge quantity; energy efficiency ratio; finned-tube evaporator; enhanced heat transfer

收稿: 2020-10-21, 修回: 2021-01-26, 网络发表: 2021-02-09; Received: 2020-10-21, Revised: 2021-01-26, Published online: 2021-02-09

基金项目: 安徽省自然科学基金(编号: 1508085QE95); 国家自然科学基金资助项目(编号: 51306002)

作者简介: 鲁进利(1982-), 男, 河南省信阳市人, 博士, 副教授, 工程热物理专业, E-mail: lujinli@sina.cn.

引用格式: 鲁进利, 阴婷婷, 韩亚芳, 等. 制冷剂充注量对微通道蒸发器换热性能影响的实验研究. 过程工程学报, 2022, 22(1): 14-21.

Lu J L, Yin T T, Han Y F, et al. Experimental research on influence of refrigerant charge on heat transfer characteristic of micro-channel evaporator (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2022, 22(1): 14-21, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.220342.

制冷剂充注量对微通道蒸发器换热性能影响的实验研究

鲁进利^{1*}, 阴婷婷¹, 韩亚芳¹, 刘亚进²

1. 安徽工业大学建筑工程学院, 安徽 马鞍山 243032

2. 安徽海螺川崎工程有限公司, 安徽 芜湖 241000

摘要: 以微通道换热器作为柜式空调蒸发器, 设计并加工了微通道蒸发器(MCE, 扁管和翅片均为铝材), 搭建实验测试系统。研究了三种入口形式(Z-Inlet, Y-Inlet, U-Inlet)、五种制冷剂充注量(800~1600 g)下微通道蒸发器的表面温度分布、制冷量(Q)、输入功率(P_{in})和能效比(EER), 并与管翅式换热器(FTE, 铜管-铝翅片)进行对比分析。结果表明, Z-Inlet形式MCE内部制冷剂行程基本相同, 流量分配较均匀, 其表面温度分布比较均匀, 换热效果最佳; Z-Inlet形式MCE的制冷量和EER最高, 与另外两种形式相比, 制冷量和EER最高分别提高了8.8%和5.7%; MCE的制冷量和EER比FTE大, 制冷量平均超出了11%, 最高达13.3% (约600 W), EER平均提升了9.36%, 最大约为12.4%; 此外MCE的EER达到峰值对应的制冷剂充注量与FTE相比减少了200 g。

关键词: 微通道蒸发器; 充注量; 能效比; 管翅式蒸发器; 强化传热

中图分类号: TM925.12

文献标识码: A

文章编号: 1009-606X(2022)01-0014-08

1 前言

微通道蒸发器(Microchannel Evaporator, MCE)因其具有紧凑、高效、环保、低成本等优势,越来越多的应用到汽车和商业建筑领域的空调制冷设备中^[1]。近年来逐渐拓展到家用空调设备中^[2]。将微通道蒸发器应用于家用空调时,制约其推广的难点之一是换热器内部制冷剂的分配均匀性^[3]。Panda等^[4]通过数值模拟对10根支管的微通道换热器,入口质量流量分别为36, 55, 75, 90, 105 kg/h时管路制冷剂分布状态进行了研究,结果表明,质量流量为55 kg/h时达到最佳状态,制冷剂流量分配较均匀。微通道换热器的主要研究方向之一是制冷剂从集管到微通道管路的流量分配不均,换热器中的流量分配受每个流动通道内压降的影响,流量分配均匀性可降低压力损失,增强换热性能和效率^[5]。杨潇寒等^[6]对微通道内流体压降进行了研究,对恒定截面通道、变径通道和复杂通道内流体压降的研究现状进行了探讨。吕静等^[7]采用数值模拟对35根扁管组成的微通道蒸发器压降特性进行了研究,结果表明,在流动过程中,通过蒸发器入口从集流管流入微通道扁管中的压降最高,占总体压降的98%以上。Redo等^[8]对矩形集管连接20根扁管的R410a微通道蒸发器进行了实验研究,结果表明,当质量流量从40 kg/h增加到150 kg/h时,制冷剂流量分布变得更加均匀。文献[9,10]对不同制冷剂进行了研究,为制冷剂的选用提供了可参考性。Yu等^[11]通过实验对平行流微通道蒸发器制冷剂的流量分布进行了研

究,分别在集管中安装插入装置与隔板来减少集管进出口面积,当集管进出口面积由305 mm²减小至207 mm²,制冷剂流量分布得到了较大改善,传热速率提高了67.93%。Luo等^[12]采用数值模拟的方法对Z型、C型、H型、U型不同入口引起的流量分配不均进行了研究,结果表明,与Z型、C型相比,H型与U型在换热过程中具有更好的传热性能和更低的压降。

实际应用方面,Garimella等^[13]将MCE应用于吸收式热泵系统中,替换原有的管翅式换热器(Finned-tube Evaporator, FTE),实验结果表明换热器的重量减少了59%。刘海潮等^[14]研究了由微通道蒸发器与微通道冷凝器构成的数据中心回路热管换热器的换热效果,结果表明,微通道冷凝器采用蒸发冷却技术,增大了蒸发器和冷凝器进出口的温度差值,使冷凝器入口空气的温度明显下降。Qi等^[15]研究了使用MCE的冷却系统的压降震荡情况,研究结果表明,在稳定运行的状态下,提供较低的蒸发温度与较高的COP,可避免压降震荡的情况。王颖等^[16]将MCE应用到家用空调器中,实验结果表明,仅更换室内侧换热器与室内、外侧换热器均更换时,制冷剂充注量分别降低15.9%和54%,COP分别提高2.2%和5.2%。Shen等^[17]研究了窗式空调器的制冷剂充注量,室内外换热器均使用微通道换热器替换FTE,两者拥有相近的传热效率,但微通道换热器的制冷剂充注量减少了150 g。Mader等^[18]提出了适用于家用空调系统的MCE与FTE的瞬态模拟方法,发现使用MCE时,制冷剂充注量大大减少。

综上可知,在家用空调中应用MCE作为换热器,可在一定程度上降低制冷剂充注量,提高整机的能效比,但研究结果还不够深入。基于此,本工作选取柜式空调作为研究对象,将室内侧的换热器替换为MCE,相较于之前的研究^[19],本研究对自主设计的Y型、U型、Z型三种形式入口的微通道换热器进行了实验,对不同充注量下MCE的压降、扁管温度以及整机的能效比(EER)进行了测试,并与FTE结果进行对比分析,研究结果可为MCE应用于家用空调提供数据支撑。

2 实验

2.1 实验装置

微通道蒸发器性能测试实验系统如图1所示。实验系统由实验装置、实验测试系统和控制系统组成。实验装置包括蒸发器、气液分离器、压缩机、加热器、冷凝器、

膨胀阀等;实验测试系统由数字万用表、压力传感器、T型热电偶、数据采集系统和数据处理系统组成。实验中所使用的制冷剂为R134a,实验时将蒸发器置于一个温度可控可调的环境舱内,环境舱通过电加热器模拟夏天工况,首先在蒸发器中,制冷剂相变吸收热量,然后在压缩机中压缩并输送进冷凝器冷凝放热,最后在节流装置中节流降压后再次进入蒸发器。

空调机组为国产家用柜式空调机组(双鹿空调有限公司),压力传感器(温州中宣仪表有限公司),RW-3040G低温循环的恒温水浴(韩国 Jeitech 公司),TR-72 双通道温湿度记录仪(日本 TANDD 天特株式会社),数据采集仪(美国安捷伦科技公司),ADM81 数字万用表(深圳市凯睿科仪电子有限公司),轴流风机(台州航风机电有限公司),加热装置暖风机(宁波先锋电器制造有限公司)。

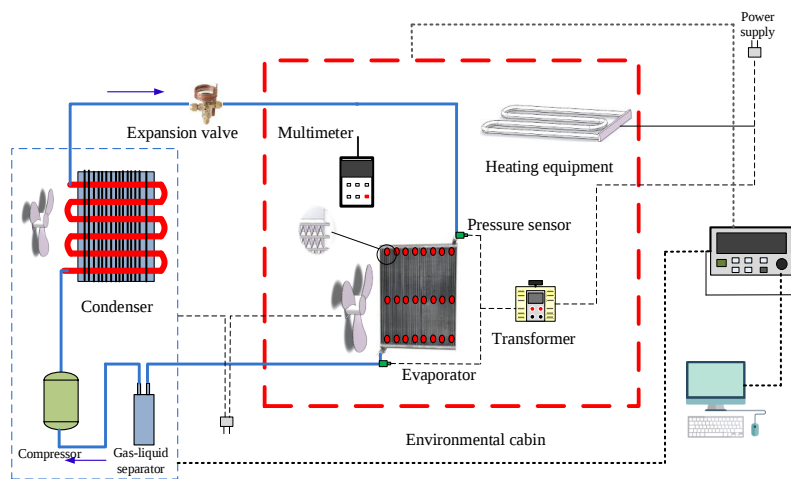


图1 实验系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

2.2 实验段参数

测试段如图2所示,由铝制微通道扁管和上下集管构成,集管外径为30 mm,微通道扁管数量为44个,每个扁管中微通道数量为15,扁管间距为8 mm,扁管之间布置铝制百叶窗翅片,以强化空气侧传热。MCE和FTE的具体参数如表1所示。其中MCE的传热面积和扁管数根据文献^[20,21]计算得到。

为获得MCE三种进口方式(U-Inlet, Y-Inlet, Z-Inlet)时表面温度分布,选取有代表性的微通道扁管,在其进口、中部、出口三个部位固定T型热电偶,如图2所示。其中,1#和2#之间扁管数为9根,3#~5#之间扁管数为10根。U-Inlet, Y-Inlet, Z-Inlet 流动分布示意如图2(b)所示,出口均位于换热器左侧,入口与出口位于同侧的

为U型入口;入口位于下集管中间位置的为Y型入口,入口与出口位于对侧的为Z型入口。

2.3 实验方法和误差

MCE的进、出口压力使用压力传感器测得,压力传感器的满量程为0~1 MPa,仪器精度为 $\pm 0.1\%$ FS。温度使用TT-T-30的T型热电偶(美国Omega公司)测得,并在恒温水浴中进行标定,仪器精度为 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 。输入功率由型号为ADM81手持式钳形数字万用表测得电流电压计算得到,数字万用表测量电压时,量程为600 V,分辨率为0.1 V,精度为 $\pm(0.5\%+3)$;测量电流时,量程为20 A,分辨率为0.01 A,精度为 $\pm(0.8\%+5)$ 。在整体实验过程中,温度信号与压力信号由Agilent 34970A数据记录仪(美国安捷伦公司)采集。

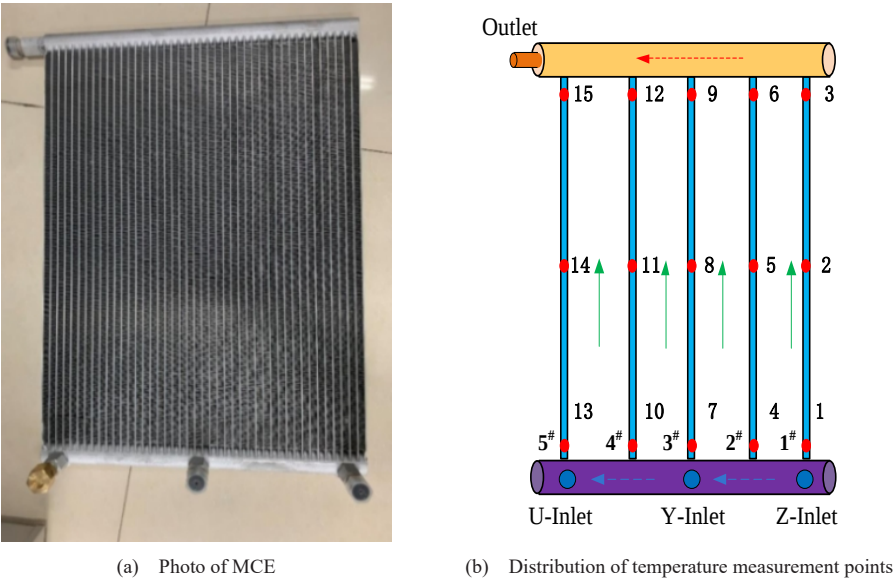


图2 MCE实物图和温度测点示意图

Fig.2 Schematic diagrams of MCE and temperature measurement points

表1 蒸发器几何参数		
Table 1 Geometric parameters of evaporator		
Parameter	MCE	FTE
Sample size/mm	614×432×32	700×430×34
Flat tube/tube row number	44	28
Channel diameter/mm	1	9
Total heat transfer area/m ²	5.94	5.79

为研究充注量对MCE换热性能的影响,对充注量 $q_m=800\sim1600\text{ g}$ 范围内的5种充注量进行实验研究。表2给出了实验范围内温度、电流、电压、压力参数的测量精度以及制冷量、输入功率、漏冷系数、EER间接测量参数的误差计算结果,误差分析按照文献[22]所提供的方法进行计算。

表2 误差分析			
Table 2 Error analysis			
Parameter	Absolute error	Parameter	Relative error
T	$\pm0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$	Q	$\pm1.2\%$
I	$\pm0.04\text{ A}$	P_{in}	$\pm1.2\%$
U	$\pm2.2\text{ V}$	K_l	$\pm2.2\%$
		EER	$\pm2.4\%$
		P	$\pm0.1\%$

3 结果与讨论

为准确获得制冷量,需要考虑从环境舱向外界泄漏的冷量,经过实测并基于能量守恒原理得到了环境舱的漏冷系数。计算公式如下:

$$K_l = \frac{Q_{l_0}}{\Delta T} = \frac{Q_{s_0}}{\Delta T} \tag{1}$$

式中, Q_{l_0} 为漏冷量(W), Q_{s_0} 为加热功率(W),通过测量加热器的电压和电流计算得到, ΔT 为环境舱内的温度与室内温度差($^{\circ}\text{C}$), K_l 为漏冷系数(W/ $^{\circ}\text{C}$)。

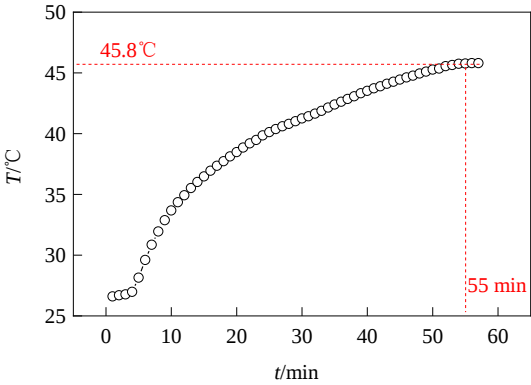


图3 环境舱平均温度

Fig.3 Average temperature of the environmental chamber

由图3可知,环境舱温度在加热时长 $t=55\text{ min}$ 时稳定在 $45.8\text{ }^{\circ}\text{C}$,说明环境舱与外界达到了热平衡。测得室内环境温度 $T_f=23.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,电加热装置的电压和电流分别为 221 V 和 3.7 A 。利用式(1)计算得到漏冷量为 817.7 W ,漏冷系数为 $36.02\text{ W}/^{\circ}\text{C}$,使用漏冷系数计算得到不同入口方式下的漏冷量。在Z-Inlet方式充注量为 $800\sim1600\text{ g}$ 下,漏冷量分别为 $241.3, 176.5, 97.25, 64.84, 18.01\text{ W}$,漏冷量计算合理。

当系统达到稳定时,环境舱的温度保持恒定^[23],换热器的制冷量等于进入环境舱的热量与环境舱热源产生的热量代数和。此时MCE的能效比EER可通过下式计算:

$$Q = Q_1 + Q_s = K_1 \Delta t + U_0 I_0 \quad (2)$$

$$\text{EER} = \frac{Q}{P_{\text{in}}} \quad (3)$$

式中, Q_1 和 Q_s 分别为漏冷量和电加热功率(W), U_0 为电压(V), I_0 为电流(A), Q 和 P_{in} 分别为制冷量和输入功率(W)。

对MCE制冷剂充注量进行实验研究可发现,当充注量为1200 g时,MCE的各项性能较优,因此选择在制冷剂充注量为1200 g下探究不同入口方式下MCE表面温度分布的差异性。MCE三种入口方式的表面温度分布如图4所示。由图可知,受入口方式影响,制冷剂在各扁管内流量分配及行程不同,三种入口方式下MCE表面的温度分布存在一定差异。对于Z-Inlet,制冷剂在微通道扁管及进出口集管内的行程基本一致,但由于受环境温度影响,部分制冷剂在进口集管中温度逐渐升高,因此每个微通道扁管入口温度也略有升高,继而沿着微通道扁管吸收热量温度继续上升;此外,1#微通道扁管

进、出口温差最小为5.5℃,3#微通道扁管进、出口温差最大为6.3℃,各扁管温差相差不大,说明Z-Inlet方式时MCE内制冷剂流量分配比较均匀,因此表面温度分布也比较均匀。对于Y-Inlet,因其结构呈对称分布,由中间入口向两侧制冷剂行程逐渐增大,因而MCE表面温度分布基本呈左右对称分布,中间3#微通道扁管的温度最低,向两侧温度逐渐升高;此时MCE在3#微通道扁管的进出口温差最小为5.9℃,1#微通道扁管的进出口温差最大为6.7℃,局部温差略高于Z-Inlet方式。对于U-Inlet,入口处制冷剂行程最短,沿集管方向,制冷剂行程逐渐变长。因此在入口处的微通道扁管(5#)内制冷剂流量最多,温度最低;沿集管方向,温度逐渐升高。此时MCE在5#微通道扁管的进出口温差最小为4.6℃,4#微通道扁管进出口温差最大为7.0℃,局部温差高于其他两种方式。由此可知,入口形式影响MCE内制冷剂行程和流量分配,进而会影响MCE表面温度分布。实验过程中,微通道换热器出口压力为0.35~0.40 MPa,蒸发器出口处制冷剂均为气态。过热度是制冷系统运行状态的特殊表征,蒸发器内部过热度过大或过小均会使蒸发器无法充分利用,本研究出口过热度在合理范围内。

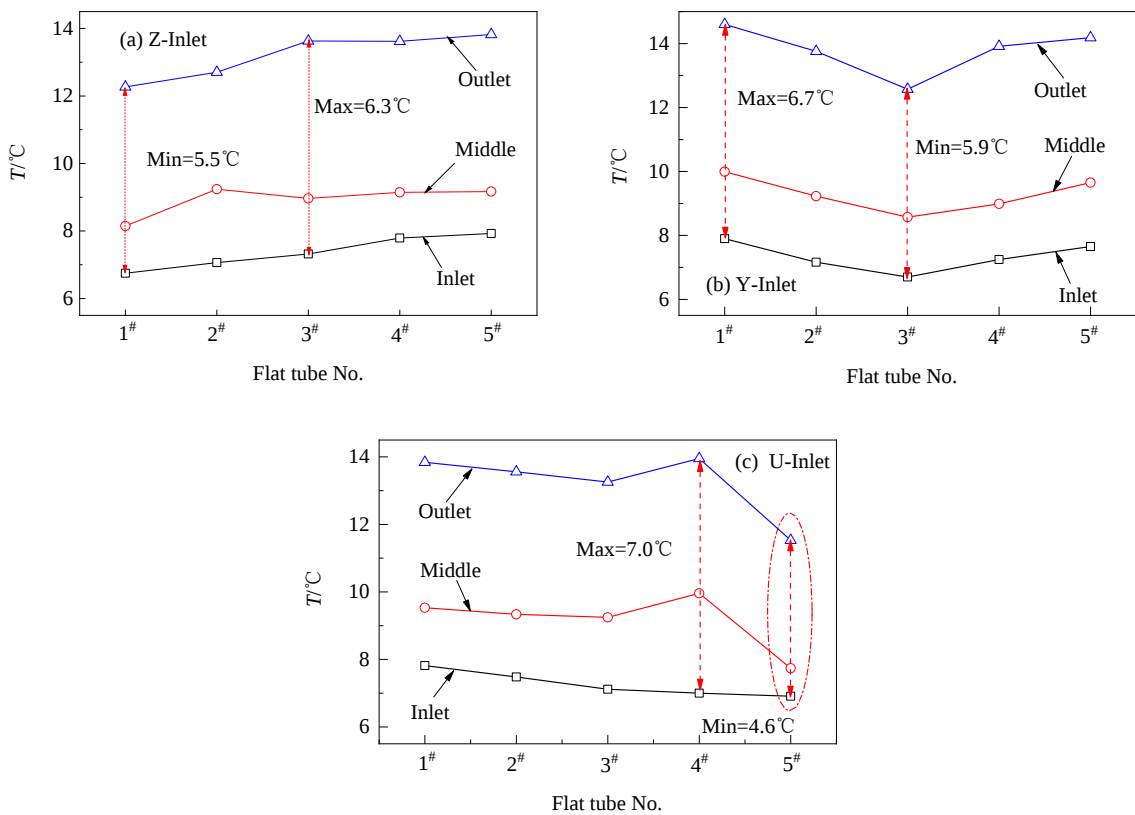


图4 MCE不同入口方式下的扁管温度($q_m=1200$ g)
Fig.4 Flat tube temperature under different inlet types of MCE ($q_m=1200$ g)

MCE 三种入口方式的制冷量随制冷剂充注量变化如图5所示,其中环境温度维持在 23°C ,制冷剂充注量由 800 g 增至 1600 g 。由图可知,随充注量增加,三种入口方式MCE的制冷量均先增大后降低,充注量为 1400 g 时达到峰值。主要原因是随着充注量增加,MCE出口的干度逐渐降低,压缩机处于湿压缩状态,不利于空调制冷。当充注量在 $800\sim 1400\text{ g}$ 范围内,每增加 200 g 制冷剂量,制冷量平均增加率约为 11% 。此外,三种入口方式下,Z-Inlet在充注量为 1400 g 时制冷量为 5271 W ,较Y-Inlet和U-Inlet分别增加了 5.9% 和 8.8% 。主要原因是Z-Inlet方式下MCE内制冷剂分配最为均匀,因此其换热性能达到最佳。

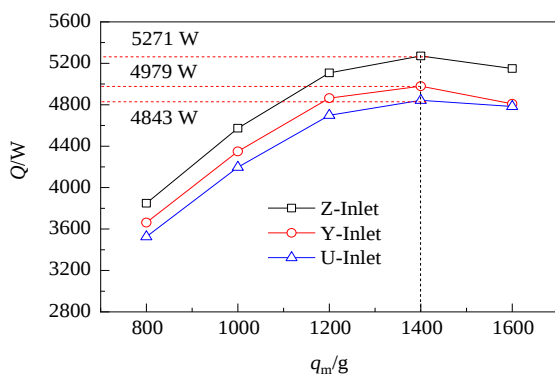


图5 三种入口方式下MCE的制冷量

Fig.5 Cooling capacity of MCE with three inlet models

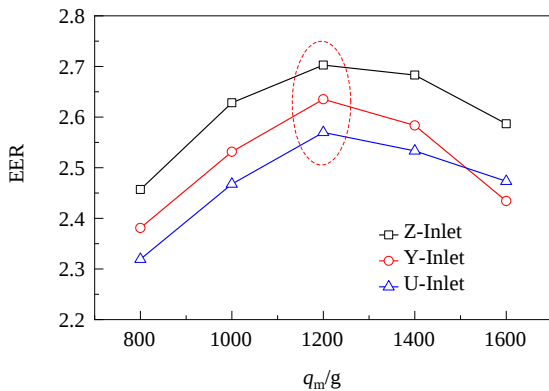


图6 三种入口方式下MCE的EER

Fig.6 EER of MCE with three inlet models

MCE 三种入口形式的能效比(EER)如图6所示,其中环境温度维持在 23°C ,充注量由 800 g 增至 1600 g 。由图可知,三种入口形式的EER随制冷剂充注量增加均呈现先增加后减小的变化规律,且Z-Inlet形式的EER高于其他两种形式,其平均EER为 2.61 ,分别比Y-Inlet和U-Inlet形式高出 4.0% 和 5.7% ,主要原因归结于MCE内制冷剂流量分配均匀性以及MCE表面温度分布,Z-

Inlet制冷剂流量分配更均匀,三种入口形式下输入功率较为接近。此外,由图可发现, $q_m=1200\sim 1400\text{ g}$ 范围内EER会出现峰值,即每种入口形式均会对应一个最佳充注量。

MCE 三种入口形式的最佳制冷剂充注量预测如图7所示,结合图6数据,以每增加 200 g 制冷剂充注量时EER的变化率进行预测,即 $\Delta\text{EER}=(\text{EER}_{i+200}-\text{EER}_i)\times 100\%/\text{EER}_i$,下标 i 为实验中某一充注量。基于拟合曲线可以预测Z-Inlet, Y-Inlet和U-Inlet形式的最佳充注量分别为 1353 , 1335 和 1342 g 。

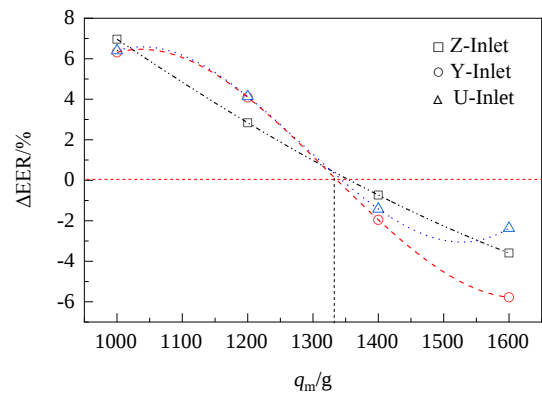


图7 MCE 三种入口最佳制冷剂充注量预测

Fig.7 Prediction of optimal refrigerant charge of MCE with three inlet models

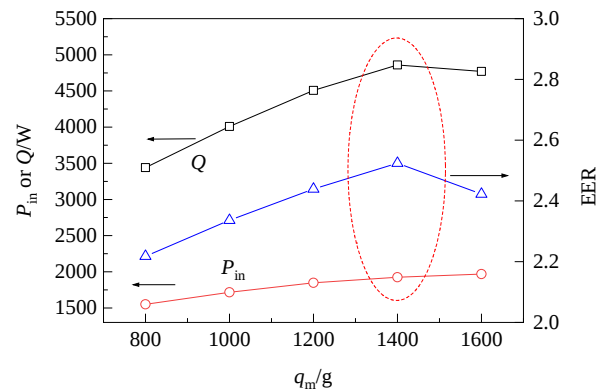


图8 不同制冷剂充注量时FTE的性能参数

Fig.8 Performance parameters of FTE with different refrigerant charges

为对比分析MCE的性能指标,实验测试了FTE在相同制冷剂充注量下的输入功率 P_{in} 、制冷量 Q 及EER,结果如图8所示。由图可知, P_{in} 随充注量增加而增加,每增加 200 g 制冷剂充注量, P_{in} 约增加 100 W ;而制冷量 Q 和EER则随着制冷剂充注量增加先增大后减小。 $q_m\leq 1400\text{ g}$ 时, Q 和EER呈增长趋势,每增加 200 g 制冷剂充注量的平均增长率分别为 12.3% 和 4.4% ; $q_m\geq 1400\text{ g}$ 时,

增加 200 g 制冷剂充注量时 Q 和 EER 的降低率分别为 1.8% 和 4%。呈现该现象的主要原因是当制冷剂充注量过大时,蒸发器的过热度会下降或无过热度,压缩机处于湿压缩状态,导致设备处于不利工况下运行。 $q_m = 800 \sim 1600$ g 范围内,制冷剂充注量每增加 200 g, EER 变化率分别为 5.3%, 4.4%, 3.5%, -4.0%, 通过数据拟合预测得到 FTE 最佳充注量约为 1520 g, 较 MCE 均值约超出了 180 g。因此,在相同条件下, MCE 的应用可降低系统的制冷剂充注量。

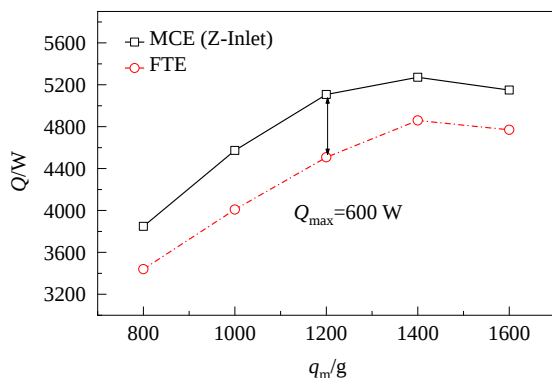


图9 MCE与FTE的制冷量对比

Fig.9 Comparison of cooling capacity between MCE and FTE

图9为Z-Inlet形式MCE与FTE的制冷量在相同充注量条件下的对比结果。由图可知,二者随充注量的变化规律基本一致,均呈现先增加后降低的规律,在 $q_m = 1400$ g后出现峰值。MCE整体的制冷量大于FTE,平均超出了11%,最高达13.3% (约600 W)。主要归结于MCE较大的比表面积和较强的表面传递能力,相同制冷剂充注量时制冷量更高,这与文献[24]结论一致。

MCE与FTE在不同制冷剂充注量下的EER对比如图10所示。可以发现,二者EER随制冷剂充注量增加的变化规律基本一致,均先增大后减小;在相同充注量条件下, MCE的EER比FTE高, EER平均提升了9.36%,最大约为12.4%, MCE的EER达到峰值对应的制冷剂充注量与FTE相比减少了200 g。其主要原因是MCE的百叶窗翅片与扁管焊接在一起,减小了接触热阻,且MCE表面翅片的换热面积要比FTE换热面积大, MCE换热系数高,流动阻力小,换热效果较FTE好。MCE通过蒸发吸热从蒸发器内带走更多的热量,系统制冷量增大, FTE压缩机功耗略大于MCE,在压缩机功耗降低以及制冷量增大的双重作用影响下, MCE的EER相较于FTE更高。因此, MCE与FTE相比,具有较高的EER和较低的制冷剂充注量,可以有效地降低资源和能源的

消耗。

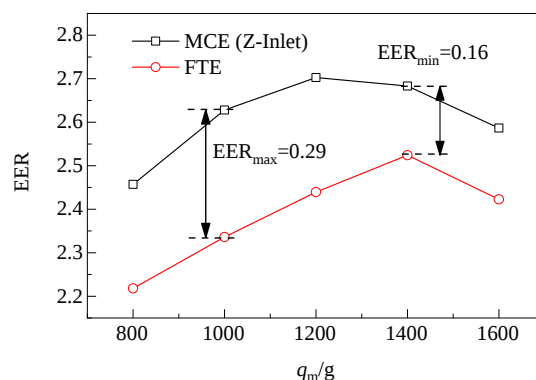


图10 MCE与FTE的EER对比

Fig.10 EER comparison of MCE and FTE

4 结论

搭建了MCE传热特性实验测试系统,实验研究了入口形式、制冷剂充注量等对MCE的制冷量、功耗、EER等性能参数的影响,并与FTE进行了对比分析,得到如下结论:

(1) 入口形式对MCE的表面温度分布和制冷剂在扁管微通道内的分配存在影响,本实验条件下, Z-Inlet形式MCE内部制冷剂行程基本相同,所以流量分配较均匀,其表面温度分布也比较均匀,局部温差较低,换热效果最佳。

(2) 相同的制冷剂充注量变化范围内,三种入口形式的制冷量、EER变化规律基本一致,均呈现先增大后减小的规律,但每种形式对应的最佳充注量不同,且最大制冷量和EER不相同; Z-Inlet形式MCE的制冷量和EER最高,与另外两种形式相比,制冷量和EER最高分别提高了8.8%和5.7%。

(3) 相同的制冷剂充注量变化范围内, MCE的制冷量和EER比FTE大,平均超出了11%,最高达13.3% (约600 W), EER平均提升了9.36%,最大约为12.4%;此外MCE的EER达到峰值对应的制冷剂充注量与FTE相比减少了200 g。MCE的应用可进一步提高传热性能,减少资源和能源的消耗。

参考文献

- [1] 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(S1): 10-15.
Ge Y, Jiang W T. The research progress and application of the micro-channel heat exchanger [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2016, 35(S1): 10-15.
- [2] Lorenzo C, Saad Y A, Kumar M S. Experimental study of oil retention in microchannel type evaporators of air-source heat

- pump systems [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 91: 158–166.
- [3] Wu G M, Yan Z T, Zhuang D W, et al. Design method and application effects of embedded-clapboard distributor on refrigerant distribution among multi-tubes of micro-channel heat exchangers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 119: 420–433.
- [4] Panda K, Hirokawa T, Huang L. Design study of microchannel heat exchanger headers using experimentally validated multiphase flow CFD simulation [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 178: 115585.
- [5] Siddiqui O K, Zubair S M. Efficient energy utilization through proper design of microchannel heat exchanger manifolds: a comprehensive review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 74: 969–1002.
- [6] 杨满寒, 付涛涛, 姜韶堃, 等. 微通道内流体压力降研究进展 [J]. *过程工程学报*, 2018, 18(4): 680–688.
- Yang X H, Fu T T, Jiang S K, et al. Progress in pressure drop of fluid in microchannels [J]. *The Chinese Journal of Process Engineering*, 2018, 18(4): 680–688.
- [7] 吕静, 李昶, 石冬冬, 等. 二氧化碳微通道蒸发器压降特性的模拟验证 [J]. *化工学报*, 2017, 68(5): 1866–1873.
- Lü J, Li C, Shi D D, et al. Simulate verification of CO₂ microchannel evaporator pressure drop [J]. *CIESC Journal*, 2017, 68(5): 1866–1873.
- [8] Redo M A, Jeong J, Giannetti N, et al. Characterization of two-phase flow distribution in microchannel heat exchanger header for air-conditioning system [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2019, 106: 183–193.
- [9] Dhumane R, Ling J, Aute V, et al. Performance comparison of low GWP refrigerants for a miniature vapor compression system integrated with enhanced phase change material [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 182: 116160.
- [10] Yang Z, Hrnjak P S. Effects of fluid properties on two-phase flow and refrigerant distribution in the vertical header of a reversible microchannel heat exchanger—comparing R245fa, R134a, R410A, and R32 [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 70(1): 966–976.
- [11] Yu D J, Liu J W, Lü H B, et al. Effect of header configuration on refrigerant distribution in parallel flow microchannel evaporators [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University (Science)*, 2019, 24(3): 273–280.
- [12] Luo Y, Zhang J Z, Li W. A comparative numerical study on two-phase boiling fluid flow and heat transfer in the microchannel heat sink with different manifold arrangements [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 156: 119864.
- [13] Garimella S, Colomina J W. Design of cross-flow condensers for ammonia–water absorption heat pumps [C]//*Proceeding of the 1998 ASHRAE Winter Meeting*, 1998: 1553–1564.
- [14] 刘海潮, 邵双全, 张海南, 等. 回路热管微通道换热器蒸发冷却实验 [J]. *化工学报*, 2018, 69(S2): 161–166.
- Liu H C, Shao S Q, Zhang H N, et al. Evaporative cooling experiment of microchannel heat exchanger in loop heat pipe [J]. *CIESC Journal*, 2018, 69(S2): 161–166.
- [15] Qi J, Wen J T, Narayanan S. Characteristics of pressure drop oscillation in a microchannel cooling system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 160: 113849.
- [16] 王颖, 徐博, 陈江平, 等. 微通道换热器用于家用柜机空调时整机性能的对比实验研究 [J]. *制冷学报*, 2015, 36(1): 24–29.
- Wang Y, Xu B, Chen J P, et al. Experimental research of microchannel heat exchanger on packaged air conditioning system [J]. *Journal of Refrigeration*, 2015, 36(1): 24–29.
- [17] Shen B, Fricke B. Development of high efficiency window air conditioner using propane under limited charge [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 166: 114662.
- [18] Mader G, Fosel G P F, Larsen L F S. Comparison of the transient behavior of microchannel and fin-and-tube evaporators [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34(5): 1222–1229.
- [19] 鲁进利, 刘亚进, 韩亚芳, 等. 柜式空调微通道蒸发器换热性能测试 [J]. *过程工程学报*, 2019, 19(4): 661–667.
- Lu J L, Liu Y J, Han Y F, et al. Experimental test on heat exchanger performance of air conditioning with microchannel evaporator [J]. *The Chinese Journal of Process Engineering*, 2019, 19(4): 661–667.
- [20] Kim M H, Bullard C W. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 25(3): 390–400.
- [21] 刘巍, 朱春玲. 内部结构对微通道平行流蒸发器性能的影响 [J]. *南京航空航天大学学报*, 2012, 44(6): 893–897.
- Liu W, Zhu C L. Effects of inner structure on performance of micro-channel parallel flow type evaporator [J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2012, 44(6): 893–897.
- [22] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3–17.
- [23] 刘舒. 微通道换热器在制冷压缩冷凝机组中的应用研究 [D]. 长沙: 中南大学, 2010: 43–55.
- Liu S. Research of applying microchannel heat exchanger to refrigeration compressor condensing unit [D]. Changsha: Central South University, 2010: 43–55.
- [24] 王高伟. 微通道蒸发器制冷系统的性能试验与数值分析研究 [D]. 南京: 南京师范大学, 2017: 18–48.
- Wang G W. Performance test and numerical analysis of microchannel evaporator refrigeration system [D]. Nanjing: Nanjing Normal University, 2017: 18–48.