

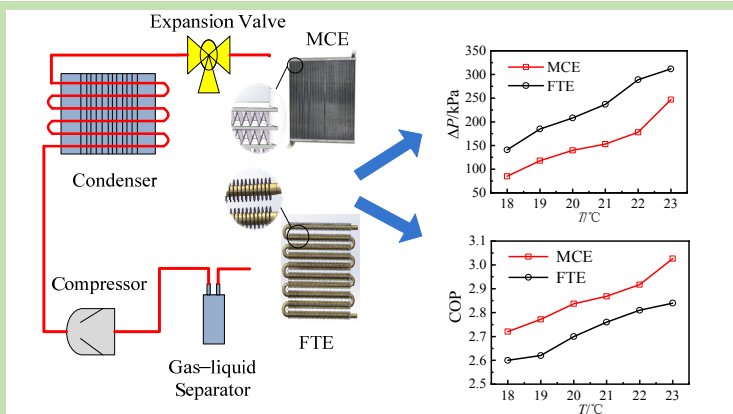
Experimental test on heat exchanger performance of air conditioning with microchannel evaporator

Jinli LU^{1*}, Yajin LIU¹, Yafang HAN¹, Bangjie CHI², Fuping QIAN¹

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

2. Anhui Land Investment Co., Ltd., Anqing, Anhui 246000, China

Abstract: With the advantages of high level of integration, high heat exchange efficiency, and low pressure drop penalty in refrigerant side, the refrigerant charge can be reduced effectively in microchannel evaporator, and the size and weight of heat exchanger also can be reduced, therefore the system energy efficiency can be improved effectively. In this work, an experimental system was designed and set up to research the performance of microchannel evaporators. The



inlet and outlet temperature distribution of microchannel flat tube were measured. And the variations of inlet and outlet temperature difference, pressure drop, input power, cooling capacity, coefficient of performance with environmental chamber were also analyzed. In addition, the experimental results were compared with conventional finned-tube evaporators under the conditions of ambient chamber temperature in the range from 18 to 23°C. The experiment results indicated that microchannel evaporator had better distribution behavior of refrigerant and can improve the temperature uniformity of air-condition vent. The pressure drops of microchannel evaporator and finned-tube evaporator increased with the increasing of environmental chamber temperature. As the reason that refrigerant charge of microchannel evaporator was lower than finned-tube evaporator and the refrigerant flow path was also shorter than finned-tube evaporator, the maximum pressure drop between two evaporators was 111 kPa under the same temperature. The average pressure drop penalty of microchannel evaporator was reduced by 33.9% compared to the finned-tube evaporator. The compressor power consumption can be reduced by using microchannel evaporator. The system input power of microchannel evaporator was lower than that of finned-tube evaporator and the maximum value was 4.12%. Compared with finned-tube evaporator, the cooling capacity of microchannel evaporator increased by 2.95% and the system coefficient of performance improved by 6.69% under the same temperature of environmental chamber from 18 to 23°C. Based on the above researches, these experimental results can provide data support for application of microchannel evaporator.

Key words: microchannel evaporator; cooling capacity; coefficient of performance; input power; finned-tube evaporator

收稿: 2018-10-30, 修回: 2019-01-02, 网络发表: 2019-02-27, Received: 2018-10-30, Revised: 2019-01-02, Published online: 2019-02-27
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(编号: 51306002); 安徽省自然科学基金资助项目(编号: 1508085QE95)
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, 刘亚进, 韩亚芳, 等. 柜式空调微通道蒸发器换热性能测试. 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 (in Chinese). Chin. J. Process Eng., 2019, 19(4): 661-667, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.218313.

柜式空调微通道蒸发器换热性能测试

鲁进利^{1*}, 刘亚进¹, 韩亚芳¹, 池帮杰², 钱付平¹

1. 安徽工业大学建筑工程学院, 安徽 马鞍山 243032

2. 安徽置地投资有限公司, 安徽 安庆 246000



摘要: 设计并搭建了柜式空调用微通道蒸发器的性能实验测试平台, 测试了微通道蒸发器扁管进出口端温度分布及蒸发器进出口温差、压差、输入功率、制冷量和系统能效比随环境舱温度(18~23℃)升高的变化, 并与常规管翅式蒸发器进行了对比。结果表明, 微通道蒸发器具有较好的制冷剂流量分配特性, 提高了空调出风口温度分布均匀性; 由于微通道蒸发器制冷剂充注量低于管翅式蒸发器, 且流程也相对缩短, 相同工况下, 微通道蒸发器进出口压差比管翅式蒸发器降低了 33.9%, 输入功率降低了 4.12%, 制冷量提升了 2.95%, 系统能效比最高提高了 6.69%。

关键词: 微通道蒸发器; 制冷量; 能效比; 输入功率; 管翅式蒸发器

中图分类号: TB657.2

文献标识码: A

文章编号: 1009-606X(2019)04-0661-07

1 前言

微通道蒸发器(Microchannel Evaporator, MCE)具有结构紧凑、换热效率高、制冷剂侧压降低等优点, 能有效减小制冷剂充注量, 缩小换热器尺寸及重量, 提高系统能效, 在制冷空调领域具有广泛的应用前景^[1,2]。

Kim 等^[3]实验研究了 MCE 不同进口形式对制冷剂流量分配特性的影响, 发现垂直进口的流量分配优于水平进口。Tuo 等^[4]对单流程 MCE 的换热特性进行了模拟和实验研究, 结果表明增大蒸发器集液管出口的尺寸和蒸发器扁管长度与宽度比可降低制冷剂侧的压降, 并可提高蒸发器的换热效率。Wang 等^[5]实验研究了 MCE 内制冷剂流向(Z 和 U 型)对流量分配的影响, 结果表明 U 型流动分布比 Z 型流动分布更均匀。Shi 等^[6]实验研究了 MCE 不同流型结构对蒸发器性能的影响, 结果表明通过设计合适的分流板, 可获得较低的出口空气温度, 提高蒸发器换热效果。Wei 等^[7]设计了一种新型多孔挡板结构, 模拟结果表明挡板可使制冷剂流量分配不均匀度降低 40%, 提高了换热性能。赵宇等^[8]对两组不同流程结构的蒸发器性能进行了数值模拟与实验测试, 结果表明双流程结构的蒸发器比四流程结构的蒸发器具有更优的传热与压降特性。Ahmad 等^[9]研究了不同液体和气体流率下换热器中两相制冷剂分配特性, 结果表明当扁管具有垂直向下结构时, 质量流量增加可以提高制冷剂分配均匀性。

研究者对 MCE 用于家用空调器时的流动与换热性能进行了研究。严瑞东等^[10]对 MCE 用于家用空调时的流程分布进行了研究, 结果表明流程数越多, 每个流程的扁管数越少, 气液两相不易分层, 温度均匀性越好。

但该工作仅研究 MCE 流程数对换热的影响, 未对空调整机的能效比(Coefficient of Performance, COP)进行研究。Rin^[11]以 7 kW 制冷量的家用空调为研究对象, 将管翅式换热器(Finned-tube evaporator, FTE)更换为等面积的 MCE, 测试结果表明系统制冷剂充注量减小 10%, COP 提高了 7%。王颖等^[12]将 MCE 引入 7.5 kW 制冷量的柜式家用空调, 对系统性能和充注量进行了对比, 结果表明制冷剂充注量由原来的 2200 g 降到 1000 g, 降低了 54.5%。但该工作仅研究 MCE 用于家用空调制冷剂充注量变化, 未对 MCE 工况进行研究。

综上所述, 目前对不同运行工况下 MCE 换热特性研究较少。本工作以柜式空调为研究对象, 将 FTE 替换为 MCE, 测试了 MCE 在不同环境温度下的压降、换热器进出口温度及整机 COP, 并与 FTE 测试结果对比。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

实验测试系统如图 1 所示, 由制冷循环系统、测试系统及环境控制系统组成。其中制冷循环系统主要由冷凝器、冷凝风机、压缩机、膨胀阀、轴流风机及 MCE 组成。测试系统由电压表、电流表、热电偶、压力传感器、数据采集系统组成, 制冷剂为 R134a。环境控制系统由环境舱、稳压器、电加热器和加湿器组成。

MCE 由扁管、集液管和翅片组成。扁管为多孔微通道, 空气侧翅片采用百叶窗翅片, 增大空气与翅片之间接触面积以强化空气侧对流传热。两种换热器的技术参数见表 1, 其中 MCE 的传热面积基于文献^[13]计算得到, 扁管数及直径根据文献^[14]确定。

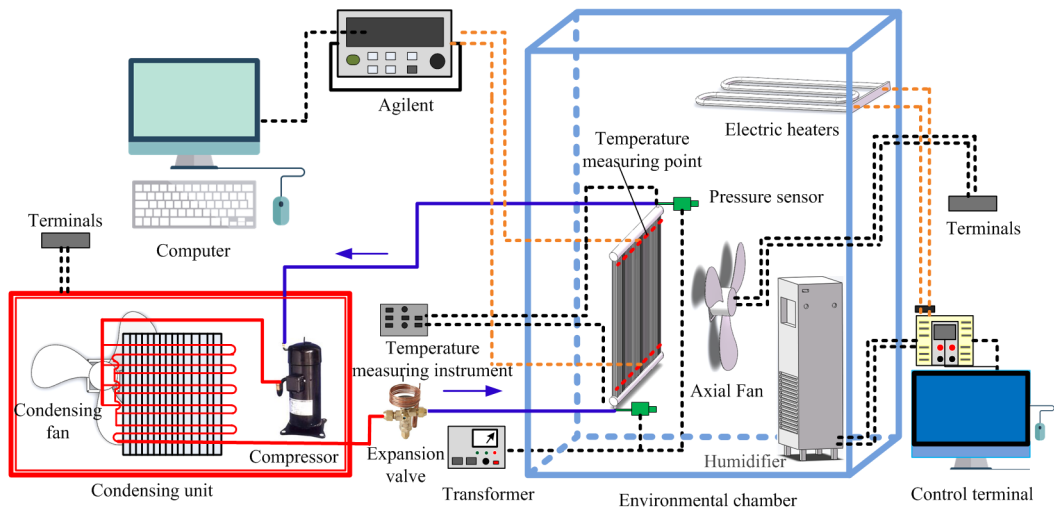


图 1 实验系统图
Fig.1 Schematic of the experimental system

表 1 蒸发器的几何参数		
Table 1 Geometric parameters of evaporator		
Parameter	MCE	FTE
Sample size/mm	712×412×32	700×430×34
Flat tube number/Tube row number	40	28
Channel diameter/mm	1	9
Total heat transfer area/m ²	6.08	5.79

2.2 测试段

MCE 实物、热电偶布置及温度测点布置方式如图

2 所示。以进口处第二根扁管前端作为第一个温度测点，之后依次每偶数扁管前端布置 1 个测点，共 20 个(编号 1~20，每支热电偶对应 2 根扁管的温度，用每支热电偶示值代表 2 个扁管的温度)。扁管末端温度布置方式与前端一致，共 40 个测点。在蒸发器的进出口、环境舱内和外围环境各布置 1 个测点，以便计算系统漏冷量。在 FTE 进、出口各布置 1 个温度测点，用于测量其进出口温度。

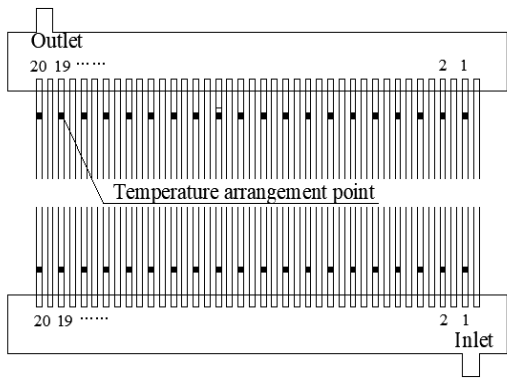


图 2 微通道蒸发器实物和温度测点示意图
Fig.2 Schematic diagram of MCE and temperature test point

表 2 实验工况						
Table 2 Experimental conditions						
Working condition	1	2	3	4	5	6
Environmental chamber temperature/℃	18	19	20	21	22	23
Room temperature	25℃, relative humidity 40%					

2.3 实验方法和误差

MCE 的进、出口压力由压力传感器测得，输出 4~20 mA 直流电流信号。温度由 Omega T 型热电偶测量，所

有热电偶在使用前由恒温水浴标定。电流、电压均采用 CM80 万用表测量。所有测量数据待系统运行稳定时，多次测量取平均值。实验中压力信号和温度信号均由一

台配有 34970A 型数据采集仪(美国 Agilent 公司)的计算机监测和记录。

温湿度测量仪测得室内温度为 25℃, 相对湿度为 40%。按表 2 工况对 FTE 进行制冷性能测试, 再用 MCE 代替 FTE 测试。

为准确计算制冷量, 参考文献[15], 引入漏冷量 Q_L 和漏冷系数 K_L :

$$Q_L = Q_m + W_1 = U_0 I_0 + W_1 \tag{1}$$

$$K_L = \frac{Q_L}{\Delta T} \tag{2}$$

表 3 漏冷实验测试数据
Table 3 Experimental test data of heat loss

No.	Voltage/V	Electricity current/A	Chamber temperature/℃	Ambient temperature/℃	Power of fan/W
1	42.5	2.961	39.7	22.4	150
2	44.4	3.880	37.2	20.6	150
3	45.9	3.793	38.5	20.3	150
4	41.2	4.032	37.6	21.8	150
Average	43.5	3.671	38.3	21.3	150

基于热平衡原理, 可得系统制冷量 Q 、功耗 W 及 COP:

$$Q = Q_L + Q_m = K_L \Delta T_1 + U_0 I_0 + W_1 \tag{3}$$

$$W = W_2 + W_3 = UI + W_3 \tag{4}$$

$$\text{COP} = Q / W \tag{5}$$

式中, W_2 和 W_3 分别为压缩机功率和冷凝器风机功率(W), U 为压缩机电压(V), I 为压缩机电流(A), ΔT_1 为制冷时环境舱与环境温差(K)。

压力传感器精度为 0.1% FS, 热电偶精度为 $\pm 0.2^\circ\text{C}$, 万用表测量电流时精度为 0.01 A, 测量电压时精度为 0.1 V。根据文献[16]对实验系统各参数进行误差分析, 得到制冷量误差为 $\pm 1.8\%$, 系统 COP 误差为 $\pm 2.0\%$ 。

3 结果与讨论

式中, Q_m 为电加热功率(W), W_1 为蒸发器风机功率(W), U_0 为电加热器电压(V), I_0 为电加热器电流(A), ΔT 为测试舱与环境温差(K)。

启动风机和电加热器, 使测试舱内升温, 当测试舱内与外界换热达到平衡时, 测试舱与外围存在一定的温差, 每隔 10 min 记录一次室内外温度及电加热器电压和电流, 取 4 次平均值, 结果见表 3。由式(1)和(2)计算可得平均漏冷系数为 18.29 W/℃。

图 3 为系统运行 30, 90, 150 和 210 min 时 MCE 进口及出口端温度分布。由图可知, 不同时刻进口端及出口端温度分布基本一致。1, 2 号扁管温度相对较低, 且呈增加趋势, 3~15 号扁管温度较一致, 16~20 号扁管温度略呈降低趋势, 并稍有波动。主要原因是靠近集液管进口处的 1, 2 号扁管内制冷剂流量相对较大; 3~15 号扁管内流量基本一致, 低于 1, 2 号扁管; 靠近集液管端部的 16~20 号扁管, 由于集液管端部和扁管的共同效应导致流体流动不稳定, 扁管内制冷剂流量分配不均匀; 流动达到稳定时, 各扁管内制冷剂分布逐渐趋于稳定。设计的微通道换热器内制冷剂流量分配相对较均匀。换热初始阶段, 不同时刻换热器表面温度相差较大(30 与 90 min 时的温度), 这是由于系统换热尚未稳定。随时间延长, 系统换热逐渐趋于稳定, 温度分布基本一致。

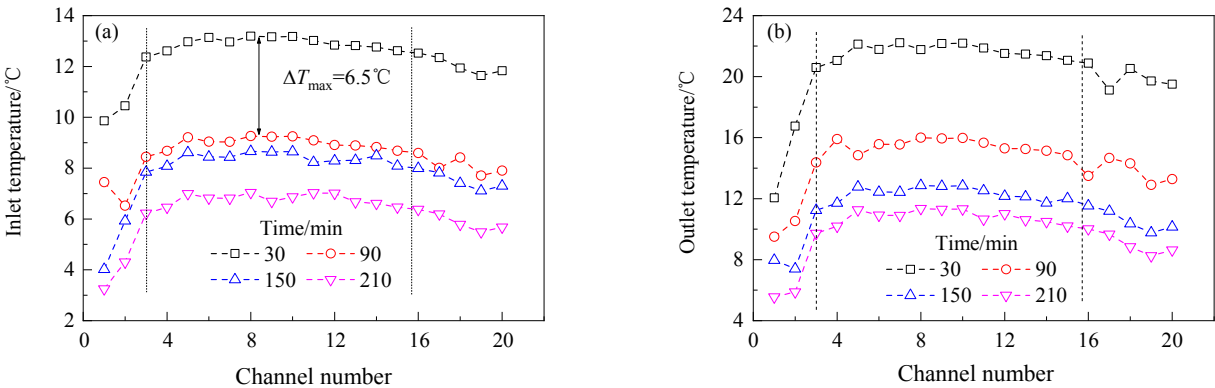


图 3 不同时刻微通道蒸发器进、出口端的温度分布
Fig.3 Inlet and outlet temperature distributions of microchannel evaporator at different time

图4为MCE和FTE进出口温差随环境舱温度的变化。由图可知,MCE的进出口温差略大于FTE,分布规律存在差异。MCE环境舱温度为19~21℃时,进出口温差波动较小,表明此时换热器出口的制冷剂处于相变阶段;温度升高时,进出口温差明显升高,此时出口的制冷剂相变完全。FTE进出口温差基本呈增加趋势,表明其出口为两相状态,当温度进一步升高时,温差增加的速度变大,表明出口干度进一步增加。MCE增大了环境舱与制冷剂的接触面,增强了换热效果,且制冷剂充注量低于FTE,导致其进出口温差大于FTE。随环境舱内温度升高,MCE进出口温差变化幅度不大,环境舱温度从19℃增至22℃时,进出口温差增幅仅为6.0%,而相同工况下FTE进出口温差变化幅度较大(由4.2℃增至4.7℃,增幅11.9%)。当测试舱内温度逐渐增加时,MCE制冷能力的稳定性比FTE好。

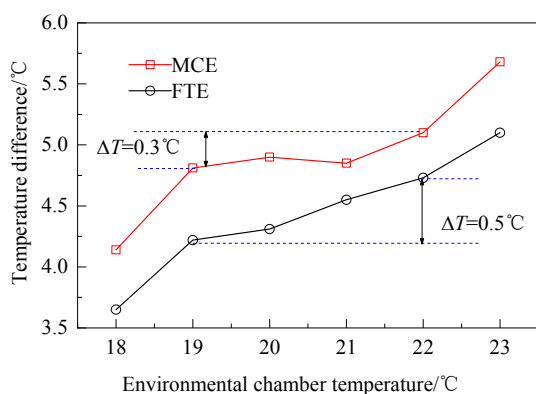


图4 蒸发器的进出口温差

Fig.4 Temperature differences of inlet and outlet of evaporator

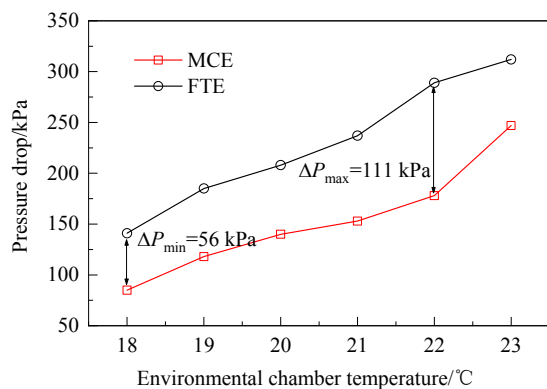


图5 蒸发器的进出口压降

Fig.5 Pressure drops of inlet and outlet of evaporator

图5为MCE和FTE的进出口压降随环境舱内温度的变化。由图可知,二者进出口压差均随环境舱温度的升高而升高,主要原因为随环境舱温度升高,换热器表面所处环境温度上升,使其内部制冷剂干度增大,制冷

剂由最初的液相为主逐渐变为气液两相流,阻力增加,压降不断变大。当环境舱内温度相同时,MCE进出口压降小于FTE,主要原因是MCE为多个扁管微通道并联,缩短了制冷剂在换热器内的流程,且MCE内制冷剂的充注量小于FTE。实验条件下,两者压降差最小为56 kPa,最大为111 kPa,进出口平均压降降低了33.9%,表明相同工况下采用MCE可降低压缩机功耗。

图6为FTE和MCE系统输入功率随环境舱温度的变化。由图可知,二者输入功率均随环境舱温度的升高而升高。当环境舱温度低于21℃时,二者增幅较平缓;当环境舱温度高于21℃时,增幅呈明显增大趋势。结合图4和5可知,21℃可视为MCE内制冷剂完全相变的临界点,当环境舱温度超过21℃后,制冷剂需相变完全甚至过热才能带走环境舱内的热量;而FTE的制冷剂行程较长,且充注量较大,进出口压差较大,维持环境舱在一定温度需输入更多能量。相同工况下,FTE的输入功率大于MCE,最大约4.12%。

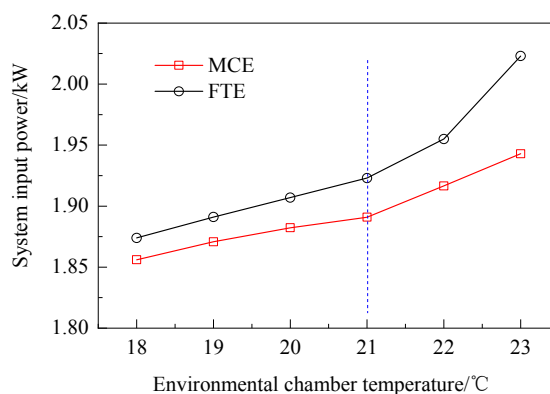


图6 系统输入功率随温度的变化

Fig.6 Change of system input power with temperature

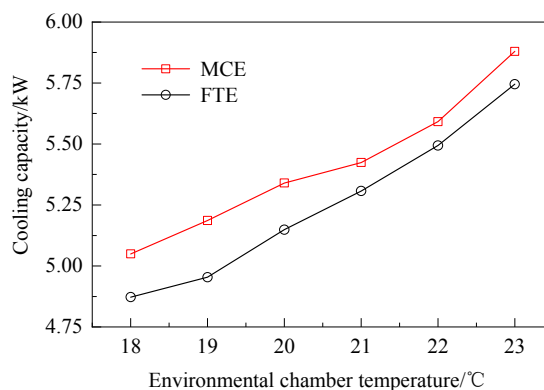


图7 微通道蒸发器和管翅式换热器的制冷量随环境舱温度的变化

Fig.7 Variation of cooling capacities of MCE and FTE with environmental chamber temperature

图7为FTE和MCE的制冷量随环境舱温度的变化。由图可知,两种蒸发器的制冷量均随环境舱内温度升高而增大。由文献^[17]可知,当负荷增大时,蒸发器进口压力增大,导致进口的制冷剂干度降低,即液相制冷剂比例增加,从而使单位质量制冷剂的制冷量变大,在负荷增加的情况下制冷量逐渐变大。环境舱内温度由18℃升至23℃时,由于MCE换热面积比FTE大,制冷剂相变更加完全,MCE平均制冷量比FTE提升了2.95%。

图8为两种蒸发器时系统COP随环境舱温度升高的变化。由图可知,随环境温度增加,两种蒸发器的COP均增加,与文献^[11,12]一致。主要原因为FTE流程较长,制冷剂充注量较大,沿程阻力较大,导致输入功率增大;MCE的制冷剂为单流程,阻力相对较小,而制冷剂充注量较小,相同工况下输入功率较小,且制冷量大。相同工况下MCE的COP均大于FTE,23℃时MCE的COP达3.03,FTE仅2.84,增加了6.69%。环境舱温度为18~23℃时,MCE的COP平均提高了4.73%。

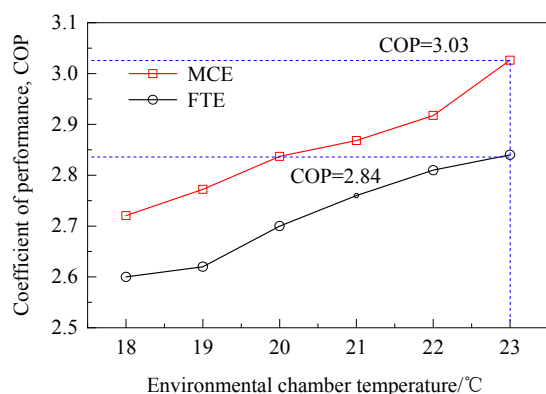


图8 微通道蒸发器和管翅式换热器的能效比
Fig.8 Coefficient of performance of MCE and FTE

4 结论

设计并搭建了微通道蒸发器(MCE)制冷性能实验测试系统,对柜式空调中应用MCE时的压降和能效比(COP)进行了测试,与采用管翅式换热器(FTE)的结果进行了对比,得到以下结论:

(1) 除靠近集液管进口处及最远端的扁管外,其余扁管内制冷剂分布较均匀,MCE提高了空调出风温度的均匀性。

(2) 因MCE内制冷剂的充注量小于FTE,使其进出口温差高于FTE,但升幅比FTE低,测试舱内温度逐渐增加时,MCE制冷能力的稳定性比FTE好。

(3) MCE的进出口压差低于FTE,平均降低约33.9%,相同工况下采用MCE可降低压缩机功耗。

(4) 相同工况下FTE系统的输入功率高于MCE系统,但其制冷量及COP比MCE低,实验条件下采用MCE可使系统COP平均提高4.73%,最高提高6.69%。

参考文献

- [1] Li H, Hrnjak P. Effect of channel geometry on flow reversal in microchannel evaporators [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 115: 1–10.
- [2] 杨潇寒,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.
- [3] Kim N H, Kim D Y, Byun H W. Effect of inlet configuration on the refrigerant distribution in a parallel flow minichannel heat exchanger [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(5): 1209–1221.
- [4] Tuo H F, Hrnjak P S. Effect of the header pressure drop induced flow maldistribution on the microchannel evaporator performance [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(8): 2176–2186.
- [5] Wang C, Yang K, Tsai J, et al. Characteristics of flow distribution in compact parallel flow heat exchangers, part I: typical inlet header [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(16): 3226–3234.
- [6] Shi J Y, Qu X H, Qi Z G, et al. Investigating performance of microchannel evaporators with different manifold structures [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 292–302.
- [7] Wei M, Fan Y L, Luo L G, et al. CFD-based evolutionary algorithm for the realization of target fluid flow distribution among parallel channels [J]. Chemical Engineering Research and Design, 2015, 100: 341–352.
- [8] 赵宇,祁照岗,陈江平.微通道平行流蒸发器流程布置研究与分析[J].制冷学报,2009,30(1): 25–29.
Zhao Y, Qi Z G, Chen J P. Flow configuration in micro-channel parallel flow evaporator [J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(1): 25–29.
- [9] Ahmad M, Berthoud G, Mercier P. General characteristics of two-phase flow distribution in compact heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(1/2): 442–450.
- [10] 严瑞东,徐博,陈江平,等.微通道换热器两相分配特性对空调系统性能的影响[J].制冷学报,2013,34(3): 20–23.
Yan R D, Xu B, Chen J P, et al. The impact on air conditioning system of two-phase distribution in microchannel heat exchanger [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(3): 20–23.
- [11] Rin Y. Comparison of performance of a residential air conditioning system using microchannel and fin-and-tube heat exchanger [C]//Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 2006, (R108): 1–8.
- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] 殷辉. 微通道换热器的 R404A 制冷系统性能研究 [D]. 天津: 天津商业大学, 2013: 24–25.
- Yin H. Performance study on the R404A system with microchannel heat exchanger [D]. Tianjin: Tianjin University of Commerce, 2013: 24–25.
- [16] Falsetti C, Jafarpoorchebab H, Magnini M, et al. Two-phase operational maps, pressure drop, and heat transfer for flow boiling of R236fa in a micro-pin evaporator [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 107: 805–819.
- [17] 李晓宇, 刘斌, 殷辉. 微通道蒸发器与常规蒸发器的制冷特性比较 [J]. 制冷与空调, 2015, 29(6): 733–738, 748.
- Li X Y, Liu B, Yin H. Comparison of the refrigeration properties between microchannel evaporator and conventional evaporator [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2015, 29(6): 733–738, 748.