

微通道换热器在户式中央空调上应用的实验研究

张荣荣 杨静 陆向迅 蒋建龙 刘孝新 黄宁杰

(三花丹佛斯(杭州)微通道换热器有限公司, 杭州 310018)

摘 要 根据户式中央空调的要求,设计开发了微通道冷凝器和蒸发器。对采用铜管翅片换热器的原机、采用微通道冷凝器和同时采用微通道冷凝器和蒸发器的系统性能分别进行了测试和比较。实验结果表明,采用微通道换热器后换热器重量减少 40.8%,制冷剂充注量减少 50.7%,系统性能提高 6%以上。微通道换热器在家用商用空调领域具有较大的节能、节材潜力。

关键词 微通道换热器 蒸发器 冷凝器 户式中央空调

Abstract Develop the microchannel condenser and evaporator according to the requirement of household central air conditioning. The performance of original system, system with microchannel condenser, system with micro channel condenser and evaporator are tested and compared. The result shows, the weight of heat exchanger can be reduced by 40.8%, the refrigerant charge can be reduced by 50.7%, and system performance can be improved by more than 6%. Microchannel have big potential in energy and material saving.

Key words Microchannel heat exchanger Evaporator Condenser Household central air conditioning

0 引言

随着空调行业节能、节材、环保要求的不断提高。空调换热器也面临着更新换代。特别是在家用商用等空调领域,R22 制冷剂逐步被淘汰,取而代之的是工作压力较高的 R410A 制冷剂,因此换热器需要有相对较高的承压能力。在能效方面,国内外的空调能效要求均有了进一步的提高。从 2006 年 1 月 23 日起,进入美国市场的分体单元机产品季节能效比(SEER)必须从 10 提高到 13^[1]。在中国,《房间空气调节器能效限定值及能效效率等级》要求新的空调能效标准入门等级的提高也在酝酿^[2]。空调行业迫切需要从换热器改进方面考虑,适应新的能效要求。

微通道换热器在汽车空调领域作为冷凝器已得到了广泛的应用,其特点是换热效率高、重量轻、使用寿命长等优点^[3-5]。由于以上特点,微通道换热器在家用和商用空调领域受到越来越多的关注^[6]。目前,微通道冷凝器在一些商用空调上开始得到应用,但微通道蒸发器的应用尚处于起步阶段。本文针对一台户式中央空调系统开发了微通道冷凝器和蒸发器,替换了原机的传统铜管翅片换热器,对替换后的系统性能与原机性能进行了对比分析。

1 实验目的

实验的目的是验证所开发的微通道换热器(MCHX)替换铜管翅片换热器(RTPF)后对机组性能的影响。实验分为 3 个部分:

- (1)原机性能(冷凝器: RTPF,蒸发器: RTPF)
- (2)替换冷凝器后机组性能(冷凝器: MCHX,蒸发器: RTPF)
- (3)替换冷凝器和蒸发器后的机组性能(冷凝器: MCHX,蒸发器: MCHX)

2 测试系统及部件

2.1 机组信息

实验所用的机组为一台分体式户式中央空调系统,机组的额定冷量为 2.5Ton,包括室外单元和室内空气处理单元。压缩机为谷轮 ZP20K5E-PFV,原机的冷凝器和蒸发器都采用铜管翅片式换热器。室外为 C 型冷凝器,室内为 A 型蒸发器。采用外平衡式热力膨胀阀控制制冷剂流量。

2.2 换热器设计

根据原机的能力和尺寸要求,设计了微通道换热器的尺寸。根据原机 RTPF 的设计,冷凝器选用 20.6mm 的扁管,蒸发器选用 25.4mm 的扁管。具体

设计参数如表 1 所示。表 2 为原机铜管翅片换热器的设计参数。

表 1 微通道换热器设计参数

	换热器外形尺寸			扁管与翅片设计				换热器重量
	长度	高度	宽度	翅片密度	翅片高度	扁管宽度	扁管高度	
冷凝器	690mm	585mm	690mm	23/inch	8.1mm	20.6mm	1.3mm	9.64kg
蒸发器	330mm	410mm	436mm	18/inch	8.1mm	25.4mm	1.3mm	4.17kg

表 2 铜管翅片换热器设计参数

	换热器外形尺寸			铜管与翅片设计					换热器重量
	长度	高度	宽度	翅片密度	铜管排数	排距	管距	铜管直径	
冷凝器	690mm	585mm	690mm	20/inch	2 排	1.4mm	22mm	6.35mm	13.29kg
蒸发器	450mm	350mm	400mm	16/inch	5 排	1.4mm	22mm	6.35mm	10.05kg

新设计的微通道换热器保持外形尺寸和迎风面积与原机基本相同。下图为微通道换热器和铜管翅片换热器的外观对比。可以看出，微通道换热器

的厚度大大减小。冷凝器的重量减少 27.5%，蒸发器的总重量减少 58.5%。



图 1 铜管翅片换热器与微通道换热器的外形对比

2.3. 实验系统及测点布置

系统性能测试在焓差实验室中进行。图 2 为性能实验原理图。焓差实验室分为室内侧和室外侧。系统室内机和室外机空气侧的风量由风洞来测量，

并测试换热器进出口干湿球温度来确定进出风的焓值。系统制冷剂侧，主要测试压缩机吸排气的温度和压力，冷凝器出口的温度和压力，以及蒸发器出口温度和压力。

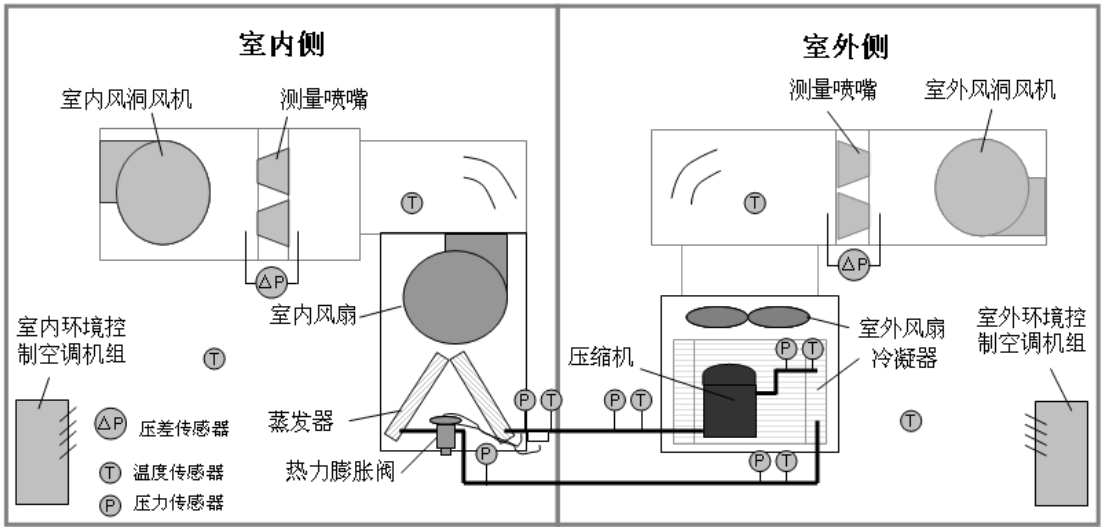


图 2 性能实验原理图

机组的测试工况参考美国空调制冷协会的标准 ARI210/240 设定。其中 A 工况为额定工况，B 工况为低温工况。通过考察这两个工况了解系统在设计工况和非设计工况的运行状况。

表 3 测试工况点

	室内侧进风温度		室外侧进风温度	
	干球/C	湿球/C	干球/C	湿球/C
A 工况	26.7	19.4	35	23.9
B 工况	26.7	19.4	27.8	18.3

机组的性能主要考察系统的制冷量和 COP。系统的制冷量为空气侧冷量，通过测试蒸发器侧风量和进出口干湿球温度得到。

$$Q = G \cdot (h_2 - h_1)$$

式中，Q 为制冷量 (kW)，G 为风量 (m³/s)，h₁ 和 h₂ 为换热器进出口空气焓值。

机组的耗电量为整机的耗电量，包括压缩机和室内外风机的耗电量，通过测量电压和总电流得到

$$N = U \cdot I$$

式中，N 为电功率 (kW)，U 为电压 (V)，I 为电流 (A)。机组 COP 为

$$COP = Q / N$$

3 实验结果与分析

3.1 制冷能力与效率对比

从系统的制冷量来看，替换成微通道冷凝器以后，系统的冷量没有明显的改善，但系统的性能有所提高，在 A 工况下 COP 提高 1.2%，而在 B 工况下，COP 提高 5%。实验中，冷量略有下降的原因是因为在系统制冷剂充注过程中希望能找到一个最佳 COP 而牺牲了一定的制冷量。对于季节能效比 SEER 来说，SEER 主要取决于 B 工况的 COP，因此，替换成微通道冷凝器以后机组的季节能效比提高较多。

蒸发器替换成微通道换热器后，系统的制冷能力明显提高。分析试验结果发现，系统制冷量增加的有两个原因：一是微通道的传热能力比铜管翅片要强。另一个原因是采用微通道蒸发器替换原机 5 排铜管的蒸发器后，风侧阻力下降，风量上升。在设计工况下 (A 工况) COP 提高 7.9%，制冷能力提高 5.9%，在低负荷工况 (B 工况) 下，COP 提高 8.5%，制冷能力提高 6.7%。因此，替换微通道

换热器后，对系统性能改善更为明显。

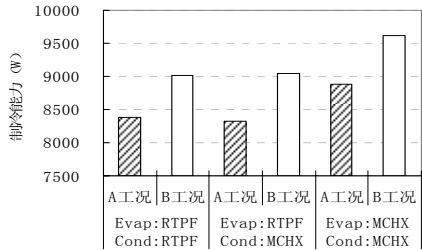


图 3 系统制冷能力比较

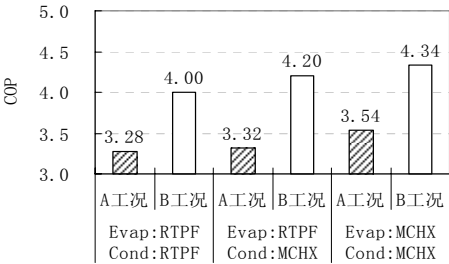


图 4 系统 COP 比较

3.2 运行状态对比

图 5 和图 6 为系统的蒸发压力和冷凝压力比较。可以看出，采用微通道冷凝器以后，系统的冷凝压力下降较大，而对蒸发压力影响不大。替换微通道蒸发器后，系统蒸发压力明显提高。而对冷凝压力的影响不大。替换微通道换热器以后冷凝压力下降蒸发器压力提高，有助于压缩机性能的提高。

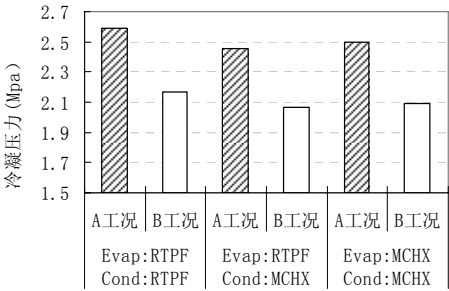


图 5 冷凝压力比较

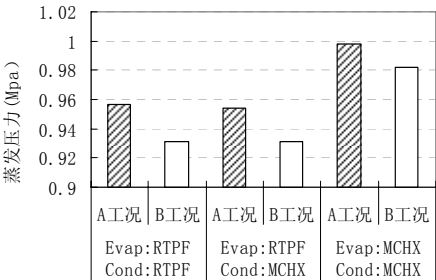


图 6 蒸发压力比较

从吸排气温度上, 替换微通道冷凝器后, 排气温度有所下降, 同时替换微通道冷凝器和蒸发器后, 排气温度有更进一步的下降。这是因为冷凝压力下降和蒸发压力提高后, 压缩比降低, 排气温度也随之下降。这对压缩机的运行有利。从吸气温度上看, 更换微通道蒸发器后, 吸气温度提高很多, 这是因为系统蒸发压力提高所致。

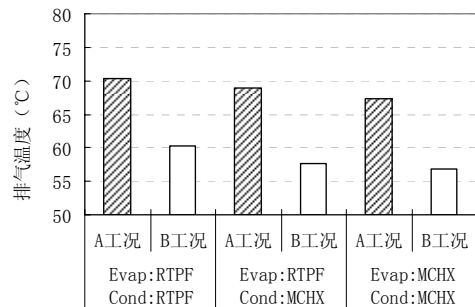


图 7 排气温度比较

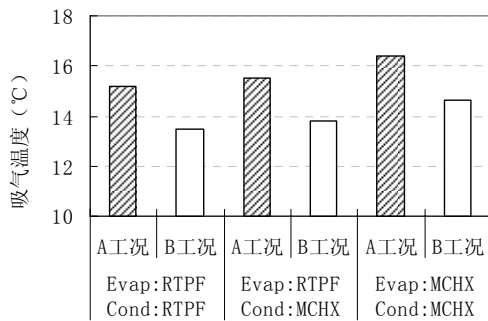


图 8 吸气压力比较

3.3 系统充注量

如图 9 所示为系统在 B 工况下达到最优 COP 时的充注量。可以看出, 当替换微通道冷凝器后, 系统的充注量减少 50.7%, 同时替换微通道冷凝器和蒸发器后, 制冷剂充注量减少 58.1%。由于系统运行时, 大部分制冷剂沉积在冷凝中, 因此, 替换微通道冷凝器后对制冷剂充注量影响更为明显。

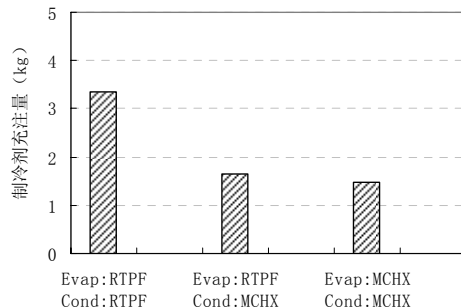


图 9 充注量比较

4 结论

设计开发了适用于户式中央空调的微通道冷凝器和蒸发器, 对配有铜管翅片换热器的原机、替换冷凝器以及同时替换冷凝器和蒸发器的系统进行了实验。通过实验对比可以发现:

(1) 采用当前微通道冷凝器设计替换原机铜管翅片冷凝器后, 季节能效比提高明显。采用微通道冷凝器最大的好处是制冷剂充注量大大减少。材料成本也大幅度下降。

(2) 采用当前的微通道蒸发器设计后, 系统性能有进一步的上升。重量进一步减少, 微通道换热器节能节材的效果更加显著。

(3) 目前的微通道换热器是参照已有的机组的结构设计, 仍具有一定的优化余地。从降低成本的角度, 如果保持原机的性能, 微通道冷凝器和蒸发器还可以采用更小的尺寸, 进而可以带来机组框架结构上成本的降低。从提高性能的角度, 微通道蒸发器还有一定的空间来增大换热面积。而原机的蒸发器已采用 5 排铜管, 很难再增加换热器传热面积。

参考文献

- [1] Department of Energy. 13 SEER Standard for Central Air Conditioners and Heat Pumps
- [2] 国家电网, <http://www.cheaa.com/Special/BaoDao/080507/>
- [3] 王铁军等, 平行流冷凝器在 12m 客车空调中的应用研究. 制冷学报, 2008, 29 (6)
- [4] 包涛等, 多元平行流冷凝器传热流动性能研究. 制冷学报, 2005, 26 (3)
- [5] 包涛等, 平流式冷凝器与管片式冷凝器在冷藏车中的应用分析比较. 制冷空调与电力机械, 2005, 26
- [6] SATISH G. KANDLIKAR, A Roadmap for Implementing Minichannels in Refrigeration and Air-Conditioning Systems—Current Status and Future Directions, Heat Transfer Engineering, 28(12):973–985, 2007