

文章编号: 0253-4339(2015) 01-0024-06

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2015.01.024

## 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

王 颖<sup>1</sup> 徐 博<sup>1</sup> 陈江平<sup>1</sup> 葛方根<sup>2</sup> 汪 峰<sup>2</sup> 李 峰<sup>3</sup> 杨 涛<sup>3</sup>

(1 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240; 2 浙江盾安人工环境股份有限公司 杭州 310000;

3 四川长虹电器股份有限公司 绵阳 621000)

**摘 要** 微通道换热器的应用日益普遍。文章通过将微通道换热器引入 3 HP 柜式家用空调,并对系统性能和充注量等进行了对比研究。实验表明:当只更换室内换热器,室内微通道换热器翅片间距为 1.4 mm 时,系统性能达到最优;与原机相比,系统充注量降低 15.9%,制冷量基本相当,制冷 COP 提高 2.2%;制热量比原机提高 3.9%,制热 COP 则提高了 11.2%。当将室内外换热器都更换为微通道换热器后,系统的充注量降低 54%,与原机相比:制冷量提高 0.8%,系统 COP 提高 5.2%;当制冷剂更换为 R290 时,系统最优充注量降为 500 g。

**关键词** 微通道换热器;家用空调;制冷量;R290

**中图分类号**: TB657.5; TM925.12; TU831.4

**文献标识码**: A

## Experimental Research of Microchannel Heat Exchanger on Packaged Air Conditioning System

Wang Ying<sup>1</sup> Xu Bo<sup>1</sup> Chen Jiangping<sup>1</sup> Ge Fanggen<sup>2</sup> Wang Feng<sup>2</sup> Li Feng<sup>3</sup> Yang Tao<sup>3</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Zhejiang Dunan Artificial Environment Co., Ltd., Hangzhou, 310000, China; 3. Sichuan Changhong Electric Appliance Co., Ltd., Mianyang, 621000, China)

**Abstract** The application of microchannel heat exchanger is becoming more and more widely. The application of microchannel heat exchanger (MCHX) on domestic air conditioning system was investigated experimentally. The results show that: 1) when only the indoor heat exchanger was changed into the microchannel heat exchanger, the system had the best performance when the fin pitch of the indoor MCHX was 1.4mm. The charge of refrigerant for the system reduced 15.9%. Meanwhile, the cooling capacity of the new system was 1% lower than the original system while the COP was 2.2% higher; when it worked in heating mode, the heating capacity of the new system was 3.9% higher than the original one while the COP was 11.2% higher than the original one; 2) when all the heat exchangers were changed into the microchannel heat exchangers, the charge of refrigerant for the system was reduced 54%. Meanwhile, the cooling capacity of the new system was 0.8% higher while the COP was 5.2% higher than the original one in refrigerating mode; when the refrigerant was changed into R290, the best refrigerant charge for the new system was 500 g.

**Keywords** microchannel heat exchanger; domestic air conditioner; cooling capacity; R290

微通道换热器与传统管翅式换热器相比,具有重量轻,体积小,换热效率高,结构紧凑等优点。这也使得其广泛应用于车用空调领域,但是其在家用空调领域的应用还并不普遍。近年来,由于微通道换热器的成本和性能优势的凸显,其在家用空调的应用研究也

更加受到关注。

国内外很多的企业和高校都在对微通道在家用空调的应用进行了研究。陈芝久<sup>[1]</sup>对微通道换热器用于家用空调的可行性进行了理论分析。严瑞东等<sup>[2]</sup>对微通道换热器在家用空调使用时的流程分布

基金项目:十二五国家科技支撑项目——微通道平行流换热器制造工艺及装备示范(2012BAF01B06)资助。(The project was supported by the Key Technologies R & D Program of China during the 12th Five-Year Plan Period: manufacturing technology and equipment demonstration of micro-channel parallel heat exchanger (No. 2012BAF01B06).)

收稿日期:2014 年 4 月 13 日

进行了分析。李峰等<sup>[3]</sup>则对微通道换热器对家用空调的充注量影响进行了研究,研究表明:通过改进,对于相同的迎风面积,新型微通道样件的内容积比传统样件内容积降低了 71%,系统充注量降低 28.3%,在降充注方面优势明显。金听祥等<sup>[4]</sup>利用 Devenport C J<sup>[5]</sup>的空气侧传热关联式,分析了微通道换热器翅片各个参数对空气侧换热系数的影响。徐博等<sup>[6]</sup>则对微通道在热泵工况下的结霜问题进行了探究,表明扁管竖直样件可有助于解决微通道排水问题。谭易军等<sup>[7]</sup>则采用仿真方法,对 R290 微通道冷凝器的性能及充注量进行了分析,表明微通道与小管径换热器相比,在制冷剂减充注方面具有更大潜力。Kim M H 和 Bullard C W<sup>[8]</sup>将房间空调器的管片式冷凝器直接更换为微通道换热器,结果显示系统 COP 基本不变,但充注量降低了 35%。Kim J H 等<sup>[9]</sup>将热泵系统的管片式冷凝器更换为微通道换热器,在换热面积减小 23% 的情况下,其系统制冷量减小 2.3%,压缩机耗电减小 3.2%。Rin Yun<sup>[10]</sup>在一个 7 kW 的家用空调系统中将原来的管片式换热器更换为等面积的微通道换热器,结果系统的充注量减小 10%,而系统 SEER 提高 7%。

文章通过将柜式家用空调的管片式换热器更换为微通道换热器,对其系统性能及充注量等参数进行

对比分析,进一步指出了后续的优化方向。

1 实验设备及样件

1.1 换热器样件

文中的实验用微通道换热器由百叶窗翅片和微通道扁管组成,结构简图如图 1 所示。室内换热器采用内插管的分液方式。实验所用 3 HP 柜机空调机组则为长虹 KFR-72LW/DHR(W2-G)+2。根据机组尺寸,实验分别准备了室内和室外两种由铝合金材料制作的微通道样件,用于替换原样机的管片式蒸发器和冷凝器。同时为了研究不同片距对于排水和系统性能的影响,实验准备了片距分别为 1.1 mm,1.4 mm,1.6 mm 三种不同片距( $F_p$ )的室内微通道换热器。微通道样件及原机样件尺寸见表 1。

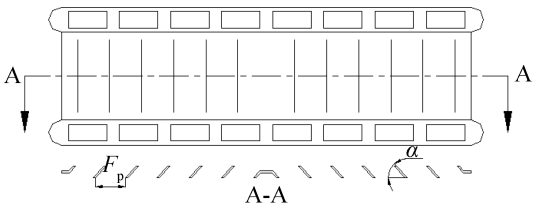


图 1 百叶窗翅片微通道换热器结构简图  
Fig.1 Schematic diagram of louver fin microchannel heat exchanger

表 1 实验样件的结构  
Tab.1 Microchannel samples geometries

| 样件名称                | #1           | #2           | #3           | 微通道冷凝器     | 原机蒸发器        | 原机冷凝器        |
|---------------------|--------------|--------------|--------------|------------|--------------|--------------|
| 样件尺寸/ $\text{mm}^3$ | 380×760×25.4 | 380×760×25.4 | 380×760×25.4 | 720×847×16 | 380×819×27.2 | 724×850×43.3 |
| 翅片间距/ $\text{mm}$   | 1.1          | 1.4          | 1.6          | 1.1        | 1.4          | 1.5          |
| 开窗角度/ $(^\circ)$    | 47           | 47           | 47           | 27         | —            | —            |
| 扁管排数                | 1            | 1            | 1            | 1          | —            | —            |
| 扁管高度                | 1.3          | 1.3          | 1.3          | 1.3        | —            | —            |

1.2 实验设备

如图 2 所示,根据国家标准 GB/T7725 的要求,实验空调在焓差台中进行。焓差法实验台包括蒸发器室和冷凝器室两个房间,每个房间都有一套空调机组,用于控制房间的空气状态。蒸发器室内的风洞可测试风量和出口焓值,用于计算被测空调的制冷能力。实验台的各个被测参数的测试精度如表 2 所示。

2 实验过程及工况

实验首先对原机的性能进行了测试,然后将室内换热器更换为微通道换热器,并对片距不同的微通道

表 2 实验台各参数及测试精度  
Tab.2 Parameters and uncertainties

| 参数                   | 测试范围    | 精度        |
|----------------------|---------|-----------|
| 温度/ $^\circ\text{C}$ | -10~200 | $\pm 0.5$ |
| 压力/ $\text{kPa}$     | 0~4000  | $\pm 8$   |
| 功率/ $\text{W}$       | 0~5000  | $\pm 5$   |
| 空气压降/ $\text{Pa}$    | 0~1000  | $\pm 2.5$ |

换热器在相同工况下进行测试,并对系统性能进行对比。选择一组性能最优的系统,再将室外换热器也更

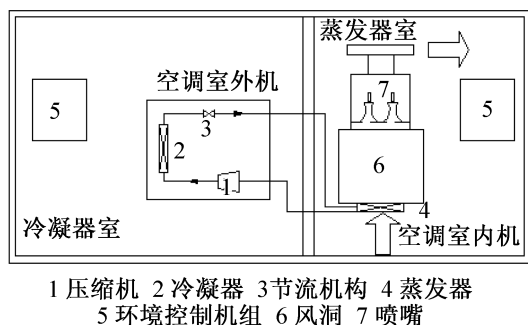


图 2 焓差法实验台

Fig. 2 Schematic of heat exchanger performance test facility

换为微通道换热器,对系统在不同制冷剂充注量的情况下进行性能测试。最后,将制冷剂更换为 R290,并对系统的最优充注量进行探究。由于微通道换热器在制热工况下存在结霜等问题,因此在全微通道情况下,实验只研究系统的制冷性能。根据国家标准 GB/T7705—2004,实验工况如表 3 所示。

表 3 实验工况  
Tab. 3 Test conditions

| 实验项目     | 制冷额定工况 | 制热额定工况 |
|----------|--------|--------|
| 室内干球温度/℃ | 27     | 20     |
| 室内湿球温度/℃ | 19     | 15     |
| 室外干球温度/℃ | 35     | 7      |
| 室外湿球温度/℃ | 24     | 6      |

### 3 实验结果及分析

#### 3.1 不同片距的室内微通道换热器性能对比

将室内换热器更换为微通道换热器后,通过实验观察分析,可以发现:对于翅片间距  $F_p$  为 1.1 mm 的微通道换热器,由于其翅片间距较小,导致系统运行时排水不畅,冷凝水很快积聚在翅片间,导致系统性能快速衰减;而翅片间距 1.4 mm 及 1.6 mm 的微通道换热器在系统运行时排水性较好,能够及时将冷凝水排出,保证系统稳定较好运行。图 3 ~ 图 6 显示了在制冷制热工况下,带有 #2 和 #3 样件的新系统的制冷能力、耗电量、效率及通风量与原机的对比情况。

由图 3 ~ 图 6 可以看出:带 #2 样件的系统性能比带 #3 样件的系统性能更好。与原机相比:制冷时, #2 与 #3 系统制冷量比原机分别降低了 1.0% 与 2.0%, 功耗分别降低了 3.1% 与 3.0%, COP 与原机相比则分别提高了 2.2% 与 1.7%;制热时, #2 与 #3 系统的制热量分别比原机提高 3.9% 与 1.2%, 功耗降低了

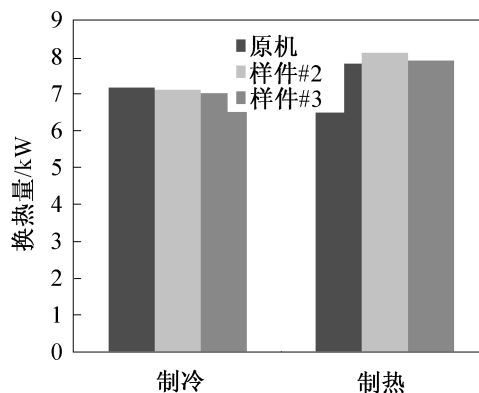


图 3 新系统与原机的换热量对比图

Fig. 3 The heat transfer capacity of different systems

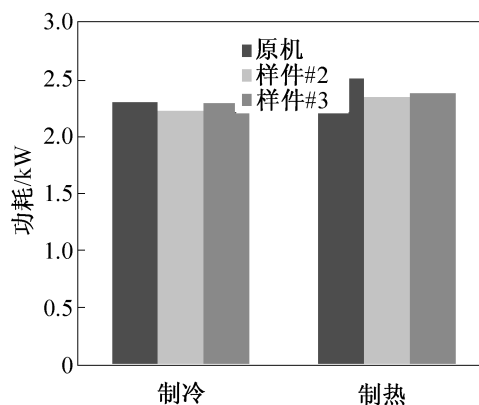


图 4 新系统与原机的功耗对比图

Fig. 4 The energy consumption of different systems

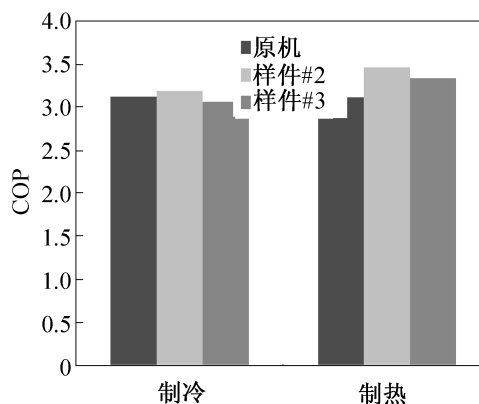


图 5 新系统与原机的 COP 对比图

Fig. 5 The COP of different systems

6.6% 与 5.2%, 系统 COP 则提高了 11.2% 与 7%。同时在更换室内蒸发器后,两个系统 R22 的充注量从 2200 g 降到 1850 g,降低了 15.9%。

这主要是由于微通道换热器与原机的管片式换热器相比,其结构更加紧凑,内容积更小。因此将室内管片式换热器更换为微通道换热器后,系统的充注量减小。制冷时,微通道换热器受到排水问题的影

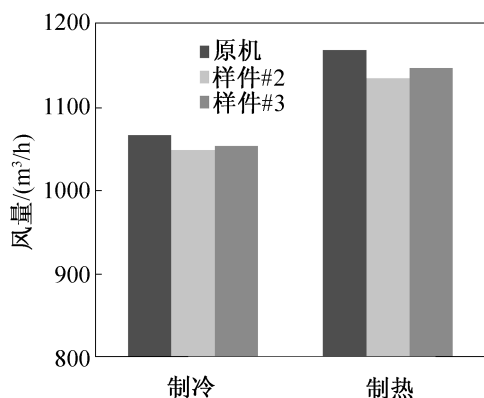


图 6 新系统与原机的通风量对比图

Fig. 6 The air volume of different systems

响,新系统的性能较原机相比,制冷量略微下降,但由于新系统的流量与原机相比更小,其系统功耗更小,因此新系统整体 COP 较原机提高。制热时,微通道换热器作为冷凝器,不存在排水问题,其结构优势更为明显。新系统制热量比原机提高的同时,其系统功耗由于流量减小而同样减小,因此新系统的 COP 较原机有较大提升。而#2 微通道样件与#3 号微通道样件相比,在保证排水顺畅的情况下,翅片间距缩小,换热面积更大,因此其换热量更大,性能更优。

从图 6 可知:#2 与#3 系统的通风量比原系统略小,但相差不大。制冷时最大相差  $18 \text{ m}^3/\text{h}$ ;制热时最大相差  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ 。这主要是由于百叶窗微通道换热器相较于管片式换热器对风流动的阻力更大。

### 3.2 室内外全微通道换热器情况下的整机性能测试

图 7 ~ 图 9 显示了室内为#2 微通道换热器,室外也更换为微通道换热器后,在制冷工况下,系统的制冷能力、功耗及 COP 在不同充注量情况下的对比图。

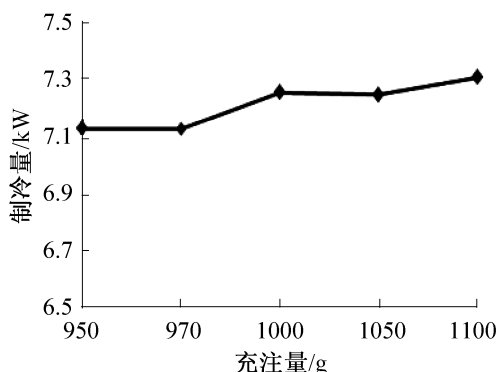


图 7 制冷量随不同充注量的变化曲线

Fig. 7 Variations in the cooling capacity with refrigerant charge

由图 7 ~ 图 9 可以看出:系统充注量从 950 g 增

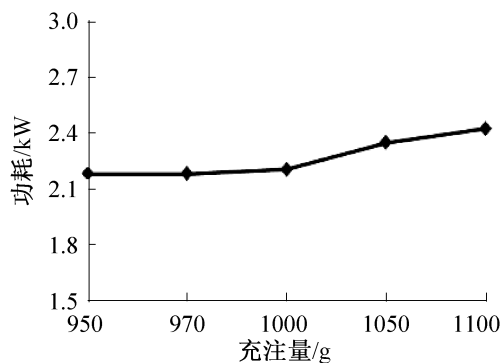


图 8 耗电量随不同充注量的变化曲线

Fig. 8 Variations in the energy consumption with refrigerant charge

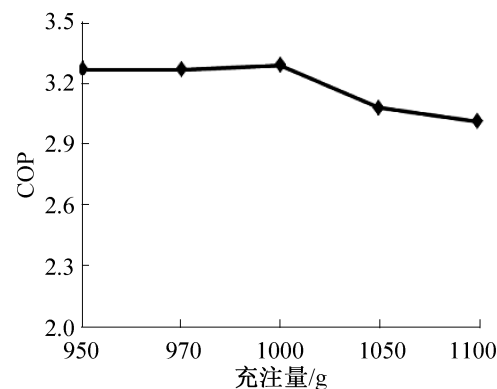


图 9 COP 随不同充注量的变化曲线

Fig. 9 Variations in COP with refrigerant charge

加到 1000 g 时,系统性能随着充注量的增加而逐渐提升。但当充注量大于 1000 g 时,系统制冷量虽然随着充注量增加而有所提升,但系统功耗大幅提升,系统 COP 逐渐降低。

这主要是由于随着制冷剂的增加,系统流量增加,系统制冷量和功耗都会相应增加。当制冷剂不足时,制冷量的提升高于系统功耗,系统的 COP 提高;当制冷剂偏多时,制冷量提升则并不明显,功耗则会增加,系统 COP 下降。

分析可得出:当室内室外都更换为微通道换热器后,系统的最佳充注量从原来的 2200 g 降低到 1000 g,降低了 54.5%。当充注量为 1000 g 时,与原机性能相比,使用全微通道换热器的系统制冷量提高 0.8%,功耗下降 4.1%,系统 COP 则提高 5.2%。

### 3.3 更换 R290 制冷剂后的整机性能测试

图 10 ~ 图 12 显示了当制冷剂更换为 R290 时,在制冷工况下,系统的制冷能力、功耗及 COP 在不同充注量情况下的对比图。

由图 10 ~ 图 12 可以看出,当制冷剂更换为 R290

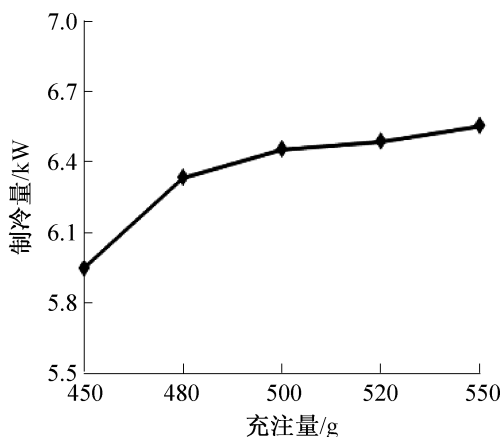


图 10 制冷量随不同充注量的变化曲线

Fig. 10 Variations in the cooling capacity with refrigerant charge

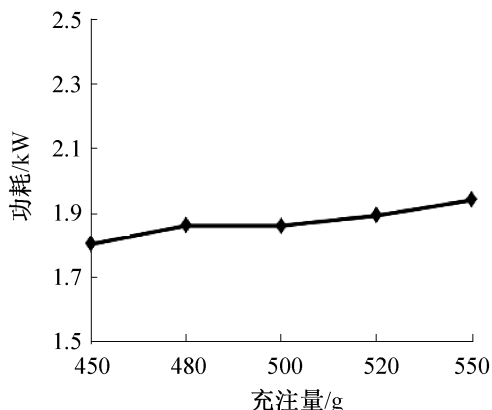


图 11 耗电量随不同充注量的变化曲线

Fig. 11 Variations in the energy consumption with refrigerant charge

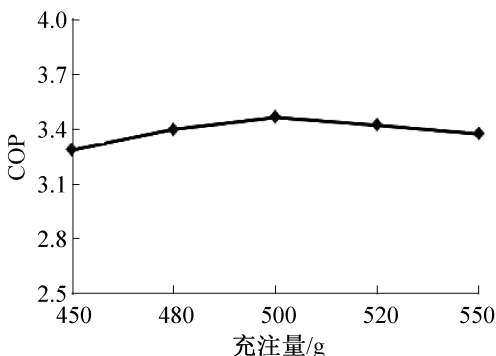


图 12 COP 随不同充注量的变化曲线

Fig. 12 Variations in COP with refrigerant charge

时,系统充注量从 450 g 增加到 500 g 时,系统制冷量提高 8.5%,功耗增加 3.0%,系统 COP 提高 5.4%,充注量从 500 g 增加到 550 g 时,系统制冷量增加了 1.5%,功耗则增加 4.3%,系统 COP 降低了 2.6%。

整个系统在 500 g 时达到最优充注量。

此时与原机相比,系统制冷量下降 10.3%,功耗下降 19.1%,系统 COP 提高 10.9%。这主要与 R290 制冷剂的特性有关,R290 与 R22 相比,密度更小,汽化潜热更大。由于压缩机的转速一定,因此 R290 系统流量会较 R22 小,导致系统制冷量下降,但同时其功耗下降更大,因此系统 COP 较 R22 有较大提升。

## 4 结论

文章通过将微通道换热器应用在 3 HP 家用柜机空调,在不同充注量情况下对其进行性能检测,并与原机进行了对比,从结果可以看出:

1) 对于室内微通道换热器,翅片间距对其排水性能及系统整体性能有较大影响。对于实验所给系统,当翅片间距 1.4 mm 时,系统性能达到最优;

2) 使用微通道换热器可以有效降低系统充注量:当只更换室内换热器时,系统的充注量由原来的 2200 g 降到 1850 g 左右,降低 15.9%;当将室内外的管片式换热器都更换为微通道换热器后,系统的充注量由原来的 2200 g 降到 1000 g 左右,降低大约 54.5%,当制冷剂更换为 R290 后,系统最优充注量达到 500 g;

3) 使用微通道换热器对于系统性能有一定提升:将室内侧管片式换热器更换为微通道换热器后,系统的制冷量降低 1%,系统制冷 COP 提高 2.2%;制热时,系统的制热量比原机提高 3.9%,COP 则提高了 11.2%。当室内外换热器全部更换为微通道换热器后,在 1000 g 的最优充注量下,系统制冷量提高 0.8%,COP 则提高 5.2%;更换为 R290 制冷剂后,在 500 g 的最优充注量下,系统制冷量下降 10.3%,COP 提高 10.9%。

从结果可以看出:微通道换热器应用于家用空调仍具有较大优势。更进一步,带有微通道换热的新系统性能仍有很大的优化提高空间:1) 通过对蒸发器结构及翅片参数的进一步优化,可进一步提高微通道换热器效率换热效率,提高系统性能;2) 对分液结构进行优化,提高制冷剂进入蒸发器的均匀性,也可使系统性能进一步提高。

## 参考文献

- [1] 陈芝久. 平行流换热器用于家用空调的可行性分析 [C]//石家泰. 上海市制冷学会 2003 年学术年会论文集. 上海: 上海市制冷学会, 2003: 307-309.
- [2] 严瑞东, 徐博, 陈江平, 等. 微通道换热器两项分配特性对空调系统性能的研究[J]. 制冷学报, 2013, 34

- (3): 20-24. (Yan Ruidong, Xu Bo, Chen Jiangping, et al. The impact on air condition system of two-phase distribution in microchannel heat exchanger[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(3): 20-24. )
- [3] 李峰. 新型微通道换热器在家用空调中实验研究[C]//姜风. 2012年中国家用电器技术大会论文集. 北京:《电器》杂志社, 2012: 314-317.
- [4] 金听祥, 成剑, 林幌, 等. 平行流换热器换热性能影响因素的分析[J]. 家电科技, 2009(1): 49-50. (Jin Tingxiang, Cheng Jian, Lin Huang, et al. The analysis of factors influence the heat transfer of parallel flow heat exchanger[J]. China Appliance Technology, 2009(1): 49-50. )
- [5] Devenport C J. Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin[J]. AICHE Symposium Ser, 1983, 79(25): 19-27.
- [6] Bo Xu, Qing Han, Jiangping C, et al. Experimental investigation of frost and defrost performance of microchannel heat exchangers for heat pump systems[J]. Applied Energy, 2013, 103(1): 180-188.
- [7] 谭易君, 庄嵘, 涂小苹, 等. R290微通道冷凝器性能优化及其充注量分析[J]. 制冷与空调, 2013, 13(3): 97-100. (Tan Yijun, Zhuang Rong, Tu Xiaoping, et al. Performance optimization of R290 microchannel condenser and analysis on its refrigerant charge[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2013, 13(3): 97-100. )
- [8] Kim M H, Bullard C W. Performance evaluation of a window room air conditioner with microchannel condensers[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2002, 124(3): 47-55.
- [9] Kim J H, Groll E A. Performance comparison of a unitary split system using microchannel and fin-tube outdoor coils[J]. ASHRAE Transactions, 2003, 109(2): 219-229.
- [10] Rin Yun. Comparison of performance of a residential air conditioning system using microchannel and fin-and-tube heat exchanger[C]//International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2006: 1-8.

#### 作者简介

王颖,男,硕士研究生,上海交通大学,机械学院制冷与低温研究所,18818215015, E-mail: wy\_77045571@126.com。研究方向:微通道换热器,车用、家用空调系统。

#### About the author

Wang Ying, male, master, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, +86 18818215015, E-mail: wy\_770455712@126.com. Research fields: microchannel heat exchanger, automotive and domestic air conditioning system.