

# 热泵热水器外盘微通道冷凝器与外盘铜管 冷凝器特性比较

巫江虹<sup>1</sup>, 李会喜<sup>1</sup>, 游少芳<sup>2</sup>

(1. 华南理工大学 机械与汽车工程学院, 广东 广州 510641; 2. 青岛海信日立空调系统有限公司, 山东 青岛 266071)

**摘要:** 为解决热泵热水器传统外盘铜管换热器与水箱外壁接触面积小、换热效率低的问题, 将微通道强化换热技术应用于外盘结构的冷凝器, 代替外盘铜管冷凝器。实验分析两种冷凝器的换热特性, 研究分别配置外盘微通道冷凝器和外盘铜管冷凝器的热泵热水器系统性能的差异。实验结果表明: 采用同一热泵主机, 名义工况、水箱静态加热模式下, 微通道冷凝器的压降低于外盘铜管冷凝器压降 87%; 外盘微通道冷凝器制热量高于外盘铜管冷凝器, 夏季工况外盘微通道冷凝器制热量高 37.5%, 名义工况高 8.7%, 最小工况高 19.6%; 通过冷凝器焓分析计算, 在名义工况下, 外盘微通道冷凝器的焓效率高于外盘铜管冷凝器 20%, 其能量利用率较好。

**关键词:** 工程热物理; 微通道; 传热; 焓

**中图分类号:** TK513.5

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-1093(2015)06-1147-06

**DOI:** 10.3969/j.issn.1000-1093.2015.06.027

## Heat Transfer Characteristics of Micro-channel Condenser and Copper Pipe Condenser in Heat Pump Water Heater

WU Jiang-hong<sup>1</sup>, LI Hui-xi<sup>1</sup>, YOU Shao-fang<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, Guangdong, China;

2. Hisense-Hitachi Air-conditioning System Co Ltd, Qingdao 266071, Shandong, China)

**Abstract:** For the small heat transfer contact area and low heat transfer efficiency between traditional outer-coil condenser and water tank, a micro-channel heat transfer technology is considered a prospect alternative to outer-coil condenser. The heat transfer characteristics and performances of two heat exchangers are compared experimentally. The results show that, for same heat pump system (except condenser), the average pressure drop of micro-channel condenser is 87% lower than that of copper pipe condenser in normal condition. The heating capacity of outer-coil micro-channel is relatively larger than those of outer-coil copper pipes, which is up to 37.5% in summer condition, 8.7% in normal condition and 19.6% in minimum condition. Exergy analytical calculation results show that the micro-channel condenser has better exergy efficiency than the other one, which is up to 20%.

**Key words:** engineering thermophysics; micro-channel; heat transfer; exergy

收稿日期: 2014-09-18

基金项目: 广东省战略性新兴产业发展专项(粤发改高技术(2011)981号文); 广东省教育部产学研重点项目(2011A090200018)

作者简介: 巫江虹(1967—), 女, 教授, 博士生导师。E-mail: pmjhwu@scut.edu.cn

## 0 引言

空气源热泵热水器按照冷凝器与水的换热途径可分为沉浸式(内盘)冷凝器和非沉浸式(外盘)冷凝器<sup>[1]</sup>,沉浸式冷凝器优点是导热速度快,热水器加热时间短,但冷凝器在长时间高温状态下直接与水接触,容易导致铜管腐蚀结垢,水质安全性受到影响;非沉浸式冷凝器盘绕在水箱外壁,铜管不易受腐蚀,使用寿命更长,为了达到安全健康用水的目标,现在国际上更倾向于非沉浸式(外盘)冷凝器的设计。

传统外盘铜管冷凝器与水箱外壁线接触,换热接触面积小,换热效率低,且铜管在管壁上缠绕多为单管缠绕,冷凝器压降较大。多孔微通道换热扁管与水箱的接触为平面与平面之间的接触,换热接触面积加大,另一方面采用微通道扁管集流管设计,制冷剂流动通道长度大大减少,冷凝器压降减少,同时还兼具体积小、质量轻、良好的耐压性等优点,是替代热泵热水器传统外盘铜管的理想选择<sup>[2-4]</sup>。

张茂勇<sup>[5]</sup>公开了一款复合平行流微通道换热器的热泵热水装置,采用铝制微通道平行流冷凝器结构,管道材料节省 30%~40% 以上。浙江康盛股份有限公司<sup>[6]</sup>公开一种热泵式热水器用微通道冷凝器,用两个外盘微通道冷凝器把内胆水箱包裹起来,两个外盘微通道冷凝器之间设有若干条供制冷剂流通的多孔扁管。杨亮等<sup>[7]</sup>建立外盘微通道冷凝器热泵热水器的准稳态系统模型,发现微通道冷凝器的最优流程数为 3,且分液均匀性更好。Park 等<sup>[8]</sup>比较了微通道扁管换热器和圆管换热器的热力性能。与圆管换热器比较,拥有相同热力性能的微通道扁管换热器表面积和体积都较小。

本文探讨了外盘微通道冷凝器和外盘铜管冷凝器在同一套空气源热泵热水器系统中的性能差异,研究将微通道冷凝器应用于热泵热水器的可行性及可能存在问题。

## 1 实验系统和实验方案

微通道空气源热泵热水器的系统原理图如图 1 所示,实验样机如图 2 所示,微通道冷凝器如图 3 所示。系统主要包括转子式压缩机、外盘微通道冷凝器、油分离器、四通换向阀、相变蓄热器、双向热力膨胀阀、干燥过滤器、管翅式蒸发器等<sup>[9-10]</sup>。

为了能从制冷剂侧计算空气源热泵热水器系统制热量,在压缩机的出口安装数显式涡轮流量计,测

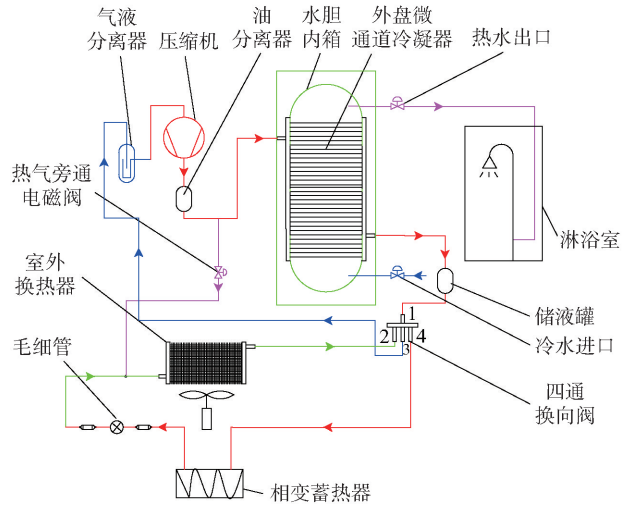


图 1 微通道蓄热型空气源热泵热水器系统原理图

Fig. 1 System of heat pump water heater with micro-channel heat storage



图 2 实验样机实物图

Fig. 2 Photo of experimental prototype

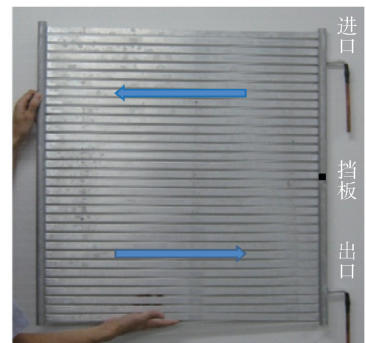


图 3 外盘微通道冷凝器实物图

Fig. 3 Outer-coil micro-channel condenser

量制冷剂流量。在压缩机、外盘微通道冷凝器的进出口、热气旁通阀出口、膨胀阀进出口安装压力测点,分别在压缩机进出口、四通阀和热气旁通阀(截止阀)的进口、管翅式蒸发器的制冷剂进出口、外盘微通道换热器表面均匀布置热电偶,用于温度测量。

图 4 所示为外盘微通道测温点布置图。温度测量采用热电偶,用安捷伦 34970A 数据采集仪进行数据采集。压力测量采用高低压压力表和压力传感器,数据显示采用数字信号巡检仪。各测试项目所用仪器的型号、量程、精度等参数如表 1 所示。

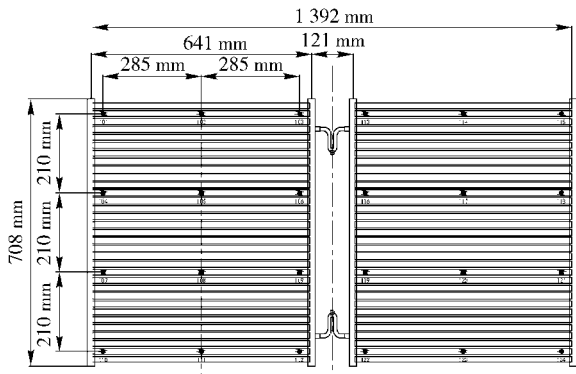


图 4 外盘微通道冷凝器测温点布置图

Fig. 4 Temperature measurement points on outer-coil micro-channel condenser

表 1 测试仪器的参数表

Tab. 1 Parameters of test instrument

测试仪器及型号	量程	精度
HONG SIN * 高压压力表	-0.1 ~ 3.8 MPa	1.6%
HONG SIN * 低压压力表	-0.1 ~ 1.8 MPa	1.6%
昆仑 KLP 系列高压传感器	0 ~ 3 MPa	<0.5% (满量程)
昆仑 KLX5 系列低压传感器	0 ~ 0.6 MPa	<0.5% (满量程)
TT-J-30-SL 热电偶	-200 °C ~ 260 °C	±0.1 °C
KEM 涡轮流量计	0 ~ 900 kg/h	0.5%

为比较空气源热泵热水器分别在静态和动态水循环两种不同加热模式下的系统特性,在水箱的进出口之间安装循环水泵,通过控制水泵的开闭来实现上述两种加热模式的转化。

根据 GB/T 23137—2008《家用和类似用途热泵热水器》<sup>[11]</sup> 国家标准实验方法,制定分别在名义工况(20 °C/15 °C)、夏季工况(33 °C/27 °C)和最小工况(7 °C/6 °C)等 3 个条件下测试热泵热水器的性能。

## 2 外盘微通道冷凝器和外盘铜管冷凝器性能比较分析

热泵热水器焓循环原理如图 5 所示,制冷剂输入外盘冷凝器的焓功率<sup>[12-16]</sup>

$$EX_{cd} = [m_r(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)], \quad (1)$$

式中: $m_r$ 为制冷剂的质量流量(kg/s); $h_2$ 为压缩机出

口制冷剂比焓(J/kg); $s_2$ 为压缩机出口制冷剂比熵(J/(kg·°C)); $T_0$ 为室外空气温度(°C); $h_0$ 为环境温度空气比焓(J/kg); $s_0$ 为环境温度空气比熵(J/(kg·°C))。

制冷剂传递给水箱水的焓功率

$$\Delta EX_{cd} = m_r[(h_3 - h_2) - T_0(s_3 - s_2)], \quad (2)$$

式中: $h_3$ 为冷凝器出口制冷剂比焓(J/kg); $s_3$ 为冷凝器出口制冷剂比熵(J/(kg·°C))。

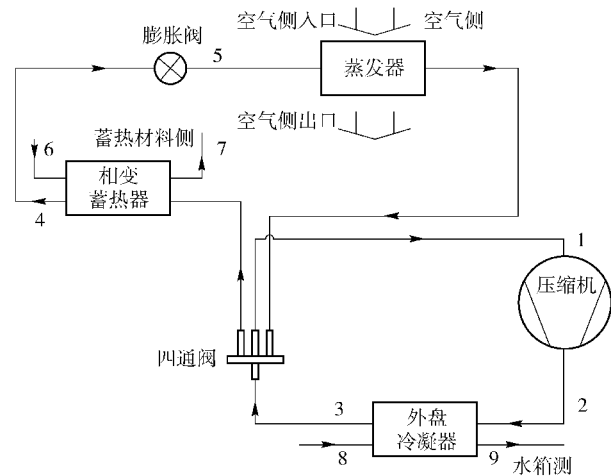


图 5 热泵热水器焓循环原理图

Fig. 5 Exergy loop diagram of heat pump water heater

水箱中水获得的焓功率

$$\Delta EX_w = m_w[(h_9 - h_8) - T_0(s_9 - s_8)], \quad (3)$$

式中: $m_w$ 为水箱水的质量流量(kg/s); $h_8$ 为水箱中的水初始比焓(J/kg); $s_8$ 为水箱中的水初始比熵(J/(kg·°C)); $h_9$ 为水箱中的水结束比焓(J/kg); $s_9$ 为水箱中的水结束比熵(J/(kg·°C))。

外盘冷凝器水箱不可逆焓功率损失

$$EX_{cd,1} = \Delta EX_{cd} - EX_w. \quad (4)$$

冷凝器水箱焓效率

$$\eta_{cd} = \frac{\Delta EX_w}{\Delta EX_{cd}}. \quad (5)$$

表 2 所示为外盘微通道热泵热水器和外盘铜管热泵热水器在不同工况下的系统性能参数。结果显示,外盘微通道冷凝器的压降远小于外盘铜管的,在名义工况下,外盘微通道冷凝器的压降比外盘铜管的压降小 78%。这是因为微通道扁管采用集流管设计,制冷剂流动通道长度大大减少。且系统制冷剂充注量也减少了 13.4%。在热泵系统主机相同的条件下,外盘微通道冷凝器制热量高于外盘铜管器,夏季工况高 37.5%,名义工况高 8.7%,最小工况高 19.6%。微通道系统的冷凝压力较铜管系统低,单

位流量下系统能效比较高。当水箱处于循环加热模式,水箱整体水温较均匀,达到出水温度的时间较长,外盘微通道冷凝器水箱循环加热时间较静态加热模式长 21%,水箱的加热时间与系统的制热量成正比。在不同工况和加热模式下,外盘微通道冷凝器热泵热水器和外盘铜管冷凝器热泵热水器的耗功差小于 10%,采用外盘微通道冷凝器的热泵热水器

的制热性能系数(COP)要高于外盘铜管的热泵热水器系统。在名义工况下,外盘微通道冷凝器的焓效率比外盘铜管冷凝器的焓效率高 20%,冷凝器焓效率之差随着环境温度的降低而增大。微通道扁管的水力直径远小于铜管,换热系数与水力直径呈反比关系,故外盘微通道冷凝器的换热器效率优于外盘铜管冷凝器的,其能量利用率更高。

表 2 外盘微通道和外盘铜管热泵热水器系统性能参数表

Tab.2 Performance parameters of heat pump water heater with outer-coil micro-channel and copper pipes

性能参数	夏季运行工况 (33 ℃/27 ℃)			名义运行工况 (20 ℃/15 ℃)			最小运行工况 (7 ℃/6 ℃)		
	微通道静态	微通道循环	铜管静态	微通道静态	微通道循环	铜管静态	微通道静态	微通道循环	铜管静态
压降/MPa	0.04	0.04	0.4	0.05	0.05	0.23	0.04	0.04	0.11
加热时间/min	73	124	93	150	182	158	287	380	329
吸气压力/MPa	0.48	0.45	0.47	0.33	0.33	0.32	0.22	0.21	0.22
排气压力/MPa	1.76	1.70	1.84	1.50	1.50	1.53	1.33	1.25	1.34
压缩比	3.67	3.76	3.91	4.54	4.54	4.78	6.04	6.04	6.09
过热度/℃	7.32	3.65	2.89	5.51	2.26	3.97	3.49	2.72	2.39
充注量/kg	4.5	4.5	5.2	4.5	4.5	5.2	4.5	4.5	5.2
制热量/W	5 369.8	3 405.1	3 903.0	2 807.4	2 289.2	2 582.1	1 521.9	1 102.3	1 272.3
耗功/W	1 304.6	1 311.8	1 310.6	1 092.1	1 189.9	1 089.2	972.9	1 035.2	964.9
COP	4.12	2.60	2.98	2.57	1.92	2.37	1.56	1.06	1.32
焓损失/W	388.26	412.35	465.32	759.49	904.04	1 086.52	827.65	1 139.89	1 322.31
焓效率/%	88.60	90.59	80.40	78.34	83.61	65.28	65.82	74.06	43.95

从图 6 和图 7 看出,外盘铜管冷凝器水箱焓损失从 400 W 上升至 1 500 W,焓效率从 85% 降至 51%。而外盘微通道冷凝器的焓损失基本维持在 700 W 附近,焓效率在 75% 左右波动,其焓损失和焓效率无明显变化趋势。冷凝器表面温度和水之

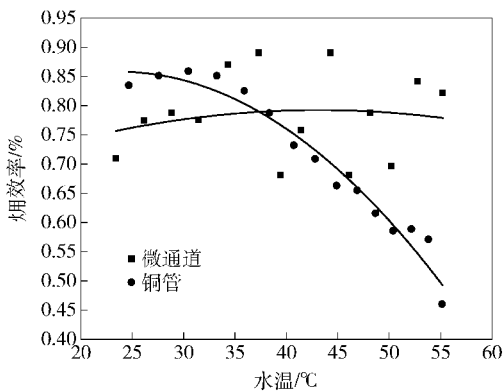


图 6 名义工况外盘微通道和外盘铜管冷凝器静态加热焓效率变化趋势

Fig.6 Changing trends of exergy efficiency of condenser with outer-coil micro-channel and copper pipes in normal condition

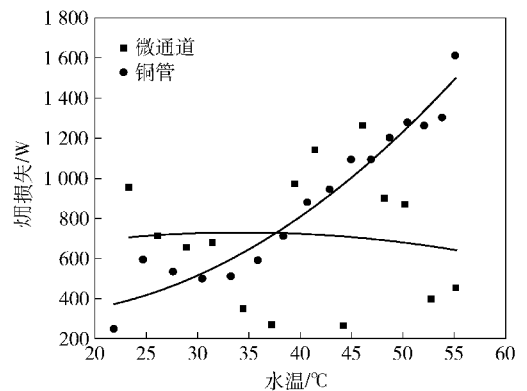


图 7 名义工况外盘微通道和外盘铜管冷凝器静态加热焓损失变化趋势

Fig.7 Changing trends of exergy loss of condenser with outer-coil micro-channel and copper pipes in normal condition

间的传热温差随着水温的升高而不断减小,外盘铜管冷凝器的制冷剂进出口温差不断减小(见图 8),水从冷凝器得到的热量是不断减少的。随着水温的上升,外盘铜管冷凝器的焓效率是不断

降低而熵损失是不断增大的。外盘微通道冷凝器的进出口温差基本维持在 10 °C 左右,没有明显的变化趋势。图 9 所示,在水箱水温变化范围 (23 °C ~ 55 °C) 内,外盘铜管冷凝器的制热量从 3 500 W 降至 1 800 W,下降了 105%。外盘微通道冷凝器的制热量从 3 050 W 降至 2 500 W,下降了 22%。微通道冷凝器在水箱高水温 (35 ~ 55 °C) 时的换热效率较高,在水箱低水温 (23 ~ 35 °C) 时两种冷凝器的换热性能相差不大。相对于外盘铜管冷凝器,外盘微通道冷凝器随着水温的升高能保持较高的制热量。故微通道冷凝器的整体换热效率优于铜管冷凝器,极大地缩短了热水器加热时间。

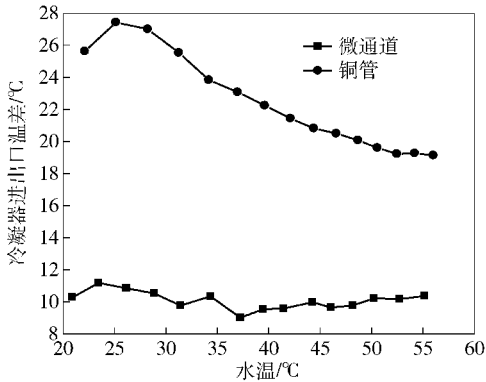


图 8 名义工况外盘微通道和外盘铜管冷凝器进出口温差变化趋势

Fig. 8 Changing trends of temperature difference between inlet and outlet of condenser with outer-coil micro-channel and copper pipes in normal condition

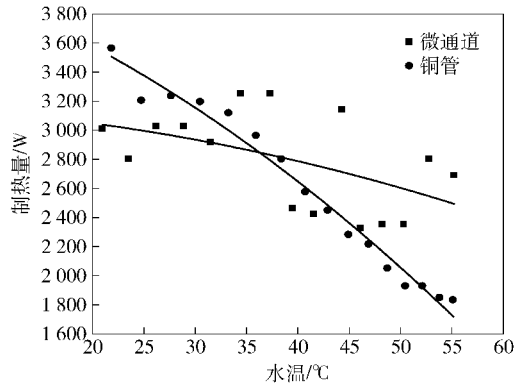


图 9 名义工况外盘微通道和外盘铜管冷凝器静态加热系统制热量变化趋势

Fig. 9 Changing trends of heating capacity of heat pump system with outer-coil micro-channel and copper pipes in normal condition

图 10 为名义工况外盘微通道扁管表面平均温度分布情况,外盘微通道冷凝管表面温度在上半层分布较均匀,下半层温度分布跨度较大。从表 3 可以看出,前 3 层的温度维持在 52 ~ 49 °C 之间,第 4 层的平均温度降为 36.3 °C。主要是因为在上半层制冷剂是通过相变冷凝进行换热,所以温度变化较小,制冷剂是以气态的方式进入,换热器中的流量分布较为均匀。在下半层制冷剂是以显热方式换热,温度变化较明显。

### 3 结论

1) 在热泵系统主机相同的条件下,采用外盘微通道冷凝器水箱的制热量要高于采用外盘铜管冷凝

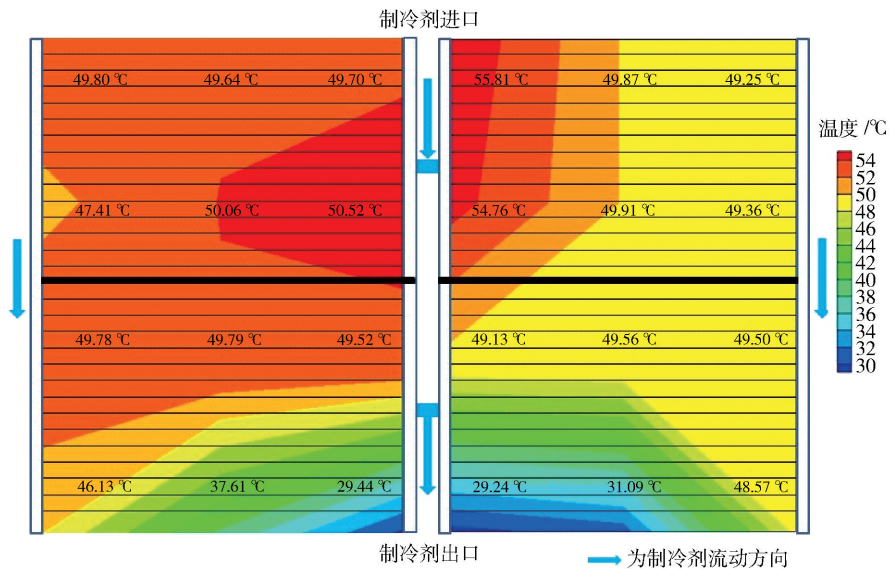


图 10 名义工况外盘微通道静态加热扁管表面平均温度分布

Fig. 10 Surface temperature distribution of outer-coil micro-channel condenser in normal condition

表 3 微通道冷凝器表面平均温度

Tab. 3 Average surface temperature of micro-channel condenser

温度点	高度/mm	平均温度/°C	与进口温差/°C
第 1 层	0	51.61	6.56
第 2 层	210	51.34	6.83
第 3 层	420	49.40	8.77
第 4 层	630	36.30	21.87

器的水箱,夏季工况提高 37.5%、名义工况提高 8.7% 和最小工况提高 19.6%,而二者的耗功基本相同,采用外盘微通道冷凝器的热泵热水器的 COP 要高于传统的热泵热水器系统。

2) 名义工况下,外盘微通道冷凝器的压降较外盘铜管冷凝器的小 78%,外盘微通道和外盘铜管冷凝器的平均压降分别为 0.05 MPa 和 0.23 MPa。

3) 外盘铜管冷凝器的进出口传热温差随着室外温度的降低而降低,焓效率  $\eta_{cd}$  随着水温的升高而降低,焓损失  $EX_{cd,1}$  随着水温的升高而升高。微通道冷凝器进出口传热温差随着室外温度变化没有明显波动,且外盘微通道冷凝器的  $\eta_{cd}$  和  $EX_{cd,1}$  随着水温度升高没有明显的增大或者减小的趋势。

微通道换热器在热泵热水器系统中性能优异,但微通道换热器的铝合金材质与系统铜管之间、与水箱外壁的材质之间的电化学腐蚀是外盘微通道应用需解决的问题。

### 参考文献 (References)

- [1] 江斌. 多功能热泵热水器与新型冷凝换热器性能的研究 [D]. 北京: 中国科学技术大学, 2010: 37-38.  
JIANG Bin. Research on the multifunctional heat pump water and the performance of the new condensers [D]. Beijing: University of Science and Technology of China, 2010: 37-38. (in Chinese)
- [2] 陈永平, 肖春梅. 微通道冷凝研究的进展与展望 [J]. 化工学报, 2007, 58(9): 2153-2160.  
CHEN Yong-ping, XIAO Chun-mei. Review of condensation in microchannels [J]. CIESC Journal, 2007, 58(9): 2153-2160. (in Chinese)
- [3] Chang Yong Park, Hrnjak P. Experimental and numerical study on micro-channel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(5): 822-831.
- [4] 陈殿苹. 微通道扁管内绕弯成形过程的数值仿真及知识发现 [D]. 上海: 上海交通大学, 2010.  
CHEN Dian-ping. Numerical simulation and knowledge discovery of micro-channel flat-tube rotary bending in-plate [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2010. (in Chinese)
- [5] 张茂勇. 一种采用微通道平行流降膜冷凝器的热泵热水装置:

中国, CN201724388U [P]. 2011-01-26.

ZHANG Mao-yong. A new microchannel parallel flow falling film condenser heat pump hot water unit: China, CN201724388U [P]. 2011-01-26. (in Chinese)

- [6] 浙江康盛股份有限公司. 热泵式热水器用微通道冷凝器: 中国, CN201706810U [P]. 2011-01-12.  
Kang Sheng Microchannel Coils Co. Ltd. Micro-channel condenser of heat pump water heater: China, CN201706810U [P]. 2011-01-12. (in Chinese)
- [7] 杨亮, 邵亮亮, 张春路. 外绕微通道冷凝器空气源热泵热水器仿真与优化 [J]. 制冷学报, 2014, 35(1): 66-70.  
YANG Liang, SHAO Liang-liang, ZHANG Chun-lu. Modeling and optimization of air source heat pump water heaters using wrap-around micro-channel condenser [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(1): 66-70. (in Chinese)
- [8] Park Y, Jacobi A M. A second-law-based comparison of the air-side thermal-hydraulic performance of flat-tube and round-tube heat exchangers [C] // International Congress of Refrigeration. Washington, DC: International Institute of Refrigeration, 2003.
- [9] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕. 工程热力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2001.  
SHEN Wei-dao, JIANG Zhi-min, TONG Jun-geng. Engineering thermodynamics [M]. Beijing: Higher Education Press, 2001. (in Chinese)
- [10] 吴业正. 小型制冷装置设计指导 [M]. 北京: 中国机械出版社, 2004.  
WU Ye-zheng. The guidance of small refrigeration equipment design [M]. Beijing: China Machine Press, 2004. (in Chinese)
- [11] 全国家用电器标准化技术委员会. GB/T 23137—2008 家用和类似用途热泵热水器 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.  
China Household Electrical Appliances Standardization Technical Association. GB/T 23137—2008 Heat pump water heater for household and similar application [S]. Beijing: China Standardization Press, 2008. (in Chinese)
- [12] 马一太, 王志国, 查世彤. 压缩式热泵系统焓效率定义方法初探 [J]. 热能动力工程, 2003, 18(6): 556-558.  
MA Yi-tai, WANG Zhi-guo, CHA Shi-tong. Preliminary study on compression exergy efficiency heat pump system efficiency definition method [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2003, 18(6): 556-558. (in Chinese)
- [14] 张银潇, 李科群, 汤盛. 一台典型空气源热泵热水器产品的焓分析 [J]. 能源技术, 2010, 3(2): 106-109.  
ZHANG yin-xiao, LI Ke-qun, TANG Sheng. Thermodynamic analysis of the air source heat pump [J]. Energy Technology, 2010, 3(2): 106-109. (in Chinese)
- [15] 阳季春, 周湘江, 季杰. 一种新型太阳能多功能热泵系统焓分析 [J]. 流体机械, 2010, 38(4): 80-84.  
YANG Ji-chun, ZHOU Xiang-jiang, JI Jie. Exergy analysis on a novel solar assisted multifunctional domestic heat pump [J]. Fluid Machinery, 2010, 38(4): 80-84. (in Chinese)
- [16] 王欣红, 毕月虹, 张华. 土壤源热泵系统的焓分析 [J]. 太阳能学报, 2009, 30(6): 732-737.  
WANG Xin-hong, BI Yue-hong, ZHANG Hua. Exergy analysis of the ground-source heat pump system [J]. Acta Energetica Solaris, 2009, 30(6): 732-737. (in Chinese)