

冷凝器面积对空气源热泵制热性能的影响研究

库慧益¹, 向德宁¹, 侯忠平¹, 林蔚¹, 张楚安¹, 徐帅², 吴学红^{2*}

(1.湖北中烟工业有限责任公司 武汉卷烟厂, 武汉 430050;

2.郑州轻工业大学 能源与动力工程学院, 郑州 450002)

摘要: **目的** 研究低温条件下空气源热泵的烘干性能。**方法** 论文主要采用焓差法研究在换热面积和室外温度(温度为 7、-12、-20 °C, 相对湿度为 65%)不同时, 空气源热泵的制热量、输入功率、能效等性能。**结果** 在 7 °C 环境中, 增加室内侧换热器面积, 热泵的制热量提高了 19%, 系统能效提升了 14%, 但输入功率增加了 5%; 在 -12~-20 °C 环境中, 增加室内侧换热器面积, 热泵的制热量提升了 5%, 系统能效提升明显, 最大可提升 27%, 输入功率最大降低为 17%。**结论** 增加室内侧换热器面积, 系统焓差降低, 但是能提高系统在低温下的循环风量, 制热性能更加优异。

关键词: 热泵干燥; 低温空气源热泵; 换热器面积; 制热效果; 系统能效

中图分类号: TB657 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3563(2024)01-0028-06

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2024.01.004

Effect of Indoor Heat Exchanger Area on the Heating Performance of Air Source Heat Pump Blower

KU Huiyi¹, XIANG Dening¹, HOU Zhongping¹, LIN Wei¹, ZHANG Chuan¹,
XU Shuai², WU Xuehong^{2*}

(1. Wuhan Cigarette Factory, China Tobacco Hubei Industrial Co., Ltd., Wuhan 430050, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

ABSTRACT: The work aims to study the drying performance of air source heat pump at low temperature. The enthalpy difference method was used to study the heating capacity, input power and energy efficiency of air source heat pump under different heat transfer area and outdoor temperature (temperature: 7, -12, and -20 °C and relative humidity: 65%). In 7 °C environment, increasing the area of indoor heat exchanger could increase the heating capacity by 19%, the coefficient of performance of system (S_{COP}) by 14%, but the input power by 5%. In the environment of -12~-20 °C, as the area of indoor heat exchanger increased, the heat output of the blower could be increased by up to 5%, the S_{COP} of the system could be increased by up to 27%, and the input power could be decreased by up to 17%. The enthalpy difference can be reduced by increasing the area of the indoor heat exchanger, so the circulating air flow rate can be increased at low temperature, providing better heating performance.

KEY WORDS: heat pump drying; low temperature air source heat pump; heat exchanger area; heating effect; coefficient of performance of system

我国粮食产量连续 8 年保持在 1.3 万亿斤以上, 但每年因气候等原因来不及干燥、干燥不及时或未达

到储藏水分要求而造成霉变、发芽的粮食高达百分之五以上^[1]。为了提高食品贮存性能, 必须进行适当的

收稿日期: 2023-03-30

基金项目: 中原科技创新领军人才项目(234200510011); 郑州市协同创新专项(校重大重点项目培育)(2021ZDPY0107); 智汇郑州·1125 聚才计划创新创业领军团队项目

*通信作者

干燥。目前谷物干燥技术主要有常压热风干燥、冷凝法除湿干燥、热泵干燥等^[2]。热风干燥是目前常用的技术之一, 热风干燥设备运转简单便捷, 能耗高, 热风温度难以准确控制, 影响干燥成品的品质; 同时由于被干燥物料在常压下直接与热空气接触, 物料容易氧化并导致其中的活性物质被破坏^[3]。冷凝法除湿干燥技术^[4]可以用于粮食干燥, 但运行成本高、效率低且排水不便。相比之下, 热泵干燥是一种高效节能的干燥技术^[5]。该技术利用热泵循环系统将低温低湿的空气吸入热泵蒸发器中, 经过压缩和膨胀等过程, 将空气的温度和湿度升高, 然后将高温高湿的空气送入干燥室中, 以完成物料的干燥过程^[6]。空气源热泵干燥技术随着热泵技术的发展而兴起, 具有高效比, 能够减少大气污染物和温室气体的排放^[7-8]。然而, 当空气源热泵干燥技术应用于寒冷的气候条件下时, 往往会面临排气温度过高、制热量严重减少以及能效较低等缺点^[9]。

如何提升在寒冷条件下的空气源热泵的干燥性能, 国内外学者进行了大量的研究工作。Erbay 等^[10]研究表明通过改进热泵干燥系统冷凝器结构可以解决压缩机存在效率低下的问题。於海明等^[11]研发了一种带喷气增焓装置的空气源热泵系统, 将其用于粮食干燥, 发现喷气增焓技术可显著提高热泵系统在低温下的性能系数。陈坤杰等^[12]研发了一套热泵式低温循环谷物干燥机控制系统, 实现了低温循环式谷物干燥机和热泵系统的一体化控制。王洋等^[13]研究了增大室外侧蒸发器面积对空气源热泵冷热水机组蒸发温度的影响, 结果显示, 当蒸发器面积增大一倍后, 热泵的蒸发温度平均升高了 2.5 °C, 机组在不同地区的结霜时间减少了 5.21%~82.96%。吴治将等^[14]通过改变空气源热泵热水器的 V 形蒸发器的夹角进行优化对比分析, 发现当 2 个换热面的夹角增大时, 蒸发器换热面的迎面风速也相应增大, 机组的运行性能也随之提高。Guo 等^[15]通过实验和数值模拟对空气源热泵的性能进行了探究, 结果表明系统的制热能效随着蒸发器面积的增大而增大。Ibrahim 等^[16]研究冷凝盘管的长度对热泵性能的影响, 确定了与最佳能效匹配的最短冷凝盘管长度。王晓春等^[17]利用数值模拟研究了蒸发器进口风量对热泵性能的影响, 结果表明, 热泵系统制热量与蒸发器入口风速成正比。张小艳等^[18]搭建了以 R417A 为工质的空气源热泵试验台, 发现当冷凝器入口水温一定时, 冷凝器的总换热量和制热系数均随入口水流量的增加而增大。

综上所述, 虽然近年来对空气源热泵干燥性能研究较多, 但研究大多集中在对蒸发器的改进, 这些改进措施系统的结构相对复杂, 初期投资昂贵, 不利于实际应用。同时, 在冷凝器优化方面做得还比较少, 因此本文从热泵热风机的冷凝器面积改进着手, 研究热泵热风机冷凝器面积对其制热性能的影响。

1 实验原理及方法

1.1 实验设备

空气源热泵热风机性能检测系统如图 1 所示。实验系统采用带中间补气的涡旋式压缩机, 额定制热量为 4.5 kW, 额定功率为 1.35 kW。制冷剂选用 R410A, 充注质量为 1 200 g。蒸发器采用翅片管式亲水铝翅片, 翅片间距为 (2.5 ± 0.2) mm, 换热器规格为 620 mm×609 mm×240 mm。

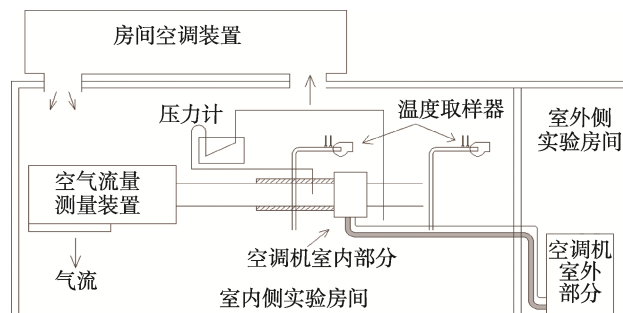


图 1 空气焓差法测量原理
Fig.1 Principle diagram of air enthalpy difference method

冷凝器均采用翅片管式亲水铝翅片, 对照组换热器翅片间距为 (1.2 ± 0.2) mm, 翅片厚度为 0.105 mm, 换热器规格为 560 mm×63.5 mm×441 mm。其结构为 2 排 21 孔, 分 3 个回路, 换热器面积为 14.4 m²。实验组换热器面积选择为对照组换热器的 1.5 倍, 翅片间距、翅片厚度和换热器结构同对照组。

节流机构采用电子膨胀阀, 可对热泵工况进行更高精度的调节。实验测量和计算的参数有空气相对湿度、室内外盘管温度、室内机送回风干湿球温度、压缩机吸排气温度, 及其对应的压力、循环风量和焓差等。室内机送回风口干湿球温度和空气相对湿度由取样风机测量计算, 测量精度为 0.01 °C, 室内外盘管温度、压缩机吸排气温度由布置在其上的热电偶测量, T 型铜-康铜热电偶精度为 ± 0.5 °C, 铂电阻 Pt100 精度为 ± 0.1 °C; 压缩机吸排气压力由压力传感器测量, 循环风量和焓差由焓差实验室测量计算, 测得的风量和焓差相乘即可得到热风机的制热量。压力传感器 (CT-336RYB), 精度为 $\pm 1\%$ 。实验装置如图 2 所示。

1.2 实验方法

为了研究室内侧换热器面积对热泵热风机制热性能的影响, 实验在标准焓差实验室中进行(配有工况机、加热器、加湿器), 并依照 GB/T 25857—2022《低环境温度空气源多联式热泵(空调)机组》^[19]中的测试方法进行测试。选用不同面积换热器的室内机, 模拟室内温度为 20 °C, 研究室外温度 (7、-12、-20 °C) 对热泵机组的制热量、输入功率、热泵系统能效 S_{COP} 、循环风量和焓差的影响, 探研室内换热器面积对热泵热风机换热效果的影响特性。实验装置系统原理如图 2 所

示。

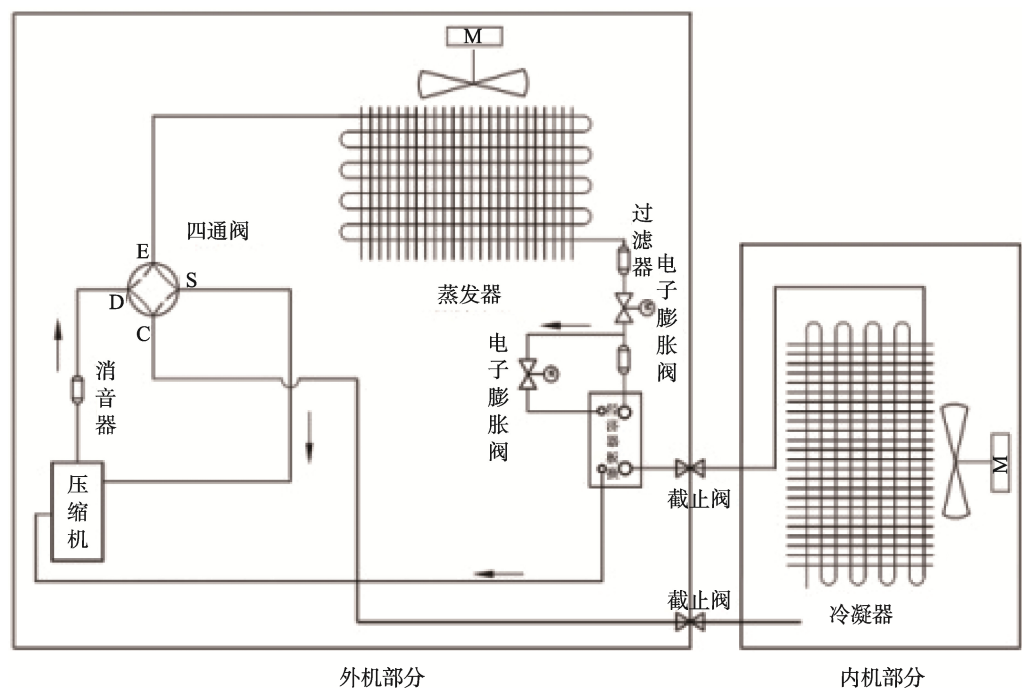


图 2 热泵热风机系统原理
Fig.2 Principle diagram of heat pump hot air blower system

通过改变室内机换热器面积的大小，分析换热器面积对空气源热泵制热效果的影响，室外机的安装如图 3 所示，实验组和对照组的实验装置如图 4a、b 所示。其中，图 4a 为挂机，图 4b 为座机。

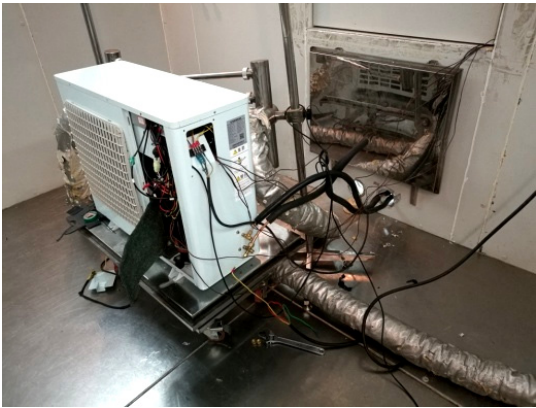


图 3 室外机装置
Fig.3 Installation of outdoor unit

1.3 计算公式

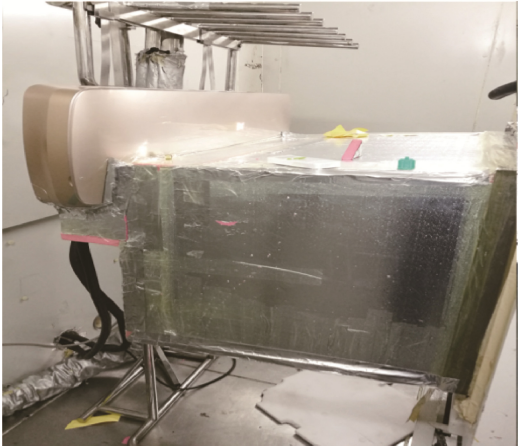
在空气焓差实验室，可测得总耗功为 W ，送风量为 G ，进风口焓值为 h_0 ，空气经处理后焓值为 h_N ，通过理论计算可得到的参数如下。

热泵系统制热量 Q ：

$$Q = G(h_N - h_0) \tag{1}$$

热泵系统能效（ S_{COP} ）计算公式见式（2）。

$$S_{COP} = Q / W \tag{2}$$



a 实验机



b 对照机

图 4 室内机组安装
Fig.4 Assembly of indoor unit

2 结果与分析

2.1 热泵常温工况 (7 ℃) 制热测试结果

从表 1 可以看出,当热泵热风机在常温工况制热时,增加冷凝器面积,制热量增加 19%,这是因为增加室内侧换热器面积,热泵热风机制热的循环风量增加,制冷剂与循环风的换热更加充分。与此同时,压缩机的输入功率也随之增加,增加幅度为 5%,由于制热量的增加幅度大于压缩机输入功率的增加幅度,热泵系统的制热性能提高了 14%。

从表 1 还可以看出,增加室内侧换热器的面积,制热量增加,循环风量增加,系统的焓差减小。这是因为制热量是循环风量和焓差的乘积,制热量增加的幅度比循环风量增加的幅度大。因此,系统的焓差减小。

2.2 热泵名义工况 (-12 ℃) 制热测试结果

从表 2 可以看出,当热泵热风机在名义工况制热时,增加室内冷凝器面积,制热量增加了 5%,压缩

机的输入功率降低了 17%,制热性能提高了 27%。这是因为当热泵热风机在温度较低的室外环境中工作时,由于循环风量增加,空气和冷媒的换热更加充分,换热效果较好,冷凝温度降低,系统压缩比减小,压缩机的输入功率下降,系统性能提升。

从表 2 还可以看出,增加室内侧换热器的面积,循环风量增加 39%,系统的焓差减小 26%。这是因为制热量增加的幅度没有循环风量增加的幅度大,所以系统的焓差下降。

2.3 最小运行工况 (-20 ℃) 制热测试结果

从表 3 可以看出,当热泵热风机在常温工况制热时,增加室内换热器的面积,制热量降低了 1.5%,压缩机的输入功率降低了 15.1%。由于制热量的降低幅度小于压缩机输入功率的降低幅度,导致系统的制热性能提高了 15%。

从表 3 还可以看出,增加室内侧换热器的面积,循环风量增加 39%,但是系统的焓差减小 26%。这是因为制热量减小,而循环风量增加,因此,系统的焓差下降。

表 1 在常温工况 (干球温度为 7 ℃、湿球温度为 6 ℃) 下的制热性能对比
Tab.1 Comparison between the heating performance under normal temperature working conditions
(dry-bulb temperature is 7 ℃ and wet-bulb temperature is 6 ℃)

实验及偏差	制热量/kW	输入功率/kW	S _{COP}	循环风量/(m ³ ·h ⁻¹)	焓差
对照组 (座机)	4.37	1.77	2.47	563.6	24.39
实验组 (挂机)	5.22	1.85	2.82	781.3	20.39
实验组与对照组的偏差/%	119	104.5	114	139	83.6

表 2 热泵在名义工况 (干球温度为-12 ℃、湿球温度为-14 ℃) 下的制热性能对比
Tab.2 Comparison between the heating performance of heat pump under nominal working conditions
(dry-bulb temperature is -12 ℃ and wet-bulb temperature is -14 ℃)

实验及偏差	制热量/kW	输入功率/kW	S _{COP}	循环风量/(m ³ ·h ⁻¹)	焓差
对照组 (座机)	3.17	2.13	1.49	564.1	17.28
实验组 (挂机)	3.33	1.76	1.89	784.7	12.71
实验组与对照组的偏差/%	105	83	127	139	74

表 3 热泵在最小运行工况 (干球温度为-20 ℃、湿球温度为-24 ℃) 下的制热性能对比
Tab.3 Comparison between the heating performance of heat pump under minimum operating conditions
(dry-bulb temperature is -20 ℃ and wet-bulb temperature is -24 ℃)

实验及偏差	制热量/kW	输入功率/kW	S _{COP}	循环风量/(m ³ ·h ⁻¹)	焓差
对照组 (座机)	2.91	2.05	1.42	564.2	15.81
实验组 (挂机)	2.865	1.734	1.65	786.3	10.895
实验组与对照组的偏差/%	98.5	85	115	139	69

3 结语

本文从提高空气源热泵热风机的制热性能出发,分析了冷凝器换热面积和环境温度对空气源热泵制热性能的影响,实验结果表明:

1) 当热泵热风机在常温工况制热时,增加室内侧换热器的面积,热泵热风机的制热量提高了 19%,输入功率增加了 5%,总体上系统的 S_{COP} 提升了 14%。

2) 热泵热风机在名义工况和最小运行工况制热时,增加室内侧换热器面积,热泵热风机的制热量最高可提高 5%,输入功率最大降低 17%,系统的 S_{COP} 最大可提升 27%。因此,热泵热风机在低温工况制热时,增加室内侧换热器面积,更有助于提升制热效果。

3) 热泵热风机在低温工况制热时,增加室内侧换热器面积,焓差有所降低,循环风量提高,制热效果良好。因此,空气源热泵热风机在低温环境中制热时,增加室内侧换热器的面积,更有利于提高系统的制热量和制热能效。

参考文献:

- [1] 姚渠,尹君,李瑞敏,等.我国粮食干燥技术发展现状与趋势[J].粮食加工,2022,47(3):77-79.
YAO Q, YIN J, LI R M, et al. Development Status and Trend of Grain Drying Technology in China[J]. Grain Processing, 2022, 47(3): 77-79.
- [2] 闫俊海,高龙,刘寅,等.低温干燥冷藏调湿多功能储粮系统及特性分析[J].粮油食品科技,2022,30(6):169-175.
YAN J H, GAO L, LIU Y, et al. The Characteristic Analysis of Multifunctional Grain Storage System with Low Temperature Drying, Refrigeration and Humidification[J]. Science and Technology of Cereals, Oils and Foods, 2022, 30(6): 169-175.
- [3] 马博,李传峰,吴明清,等.热风干燥技术在农产品干燥中的应用和发展[J].新疆农机化,2020(5):30-34.
MA B, LI C F, WU M Q, et al. Application and Development of Hot Air Drying Technology in Agricultural[J]. Xinjiang Agricultural Mechanization, 2020(5): 30-34.
- [4] 岳治强.利用冷凝热的冷冻除湿在种质库中的应用[J].冷藏技术,2017,40(2):30-32.
YUE Z Q. Application of Refrigeration Dehumidifying Using Condensing Heat in Germplasm Repository[J]. Journal of Refrigeration Technology, 2017, 40(2): 30-32.
- [5] YAHYA M, FAHMI H, HASIBUAN R, et al. Development of Hybrid Solar-Assisted Heat Pump Dryer for Drying Paddy[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2023, 45(3): 102936.
- [6] 杨鲁伟,魏娟,陈嘉祥.热泵干燥技术研究进展[J].制冷技术,2020,40(4):2-8.
YANG L W, WEI J, CHEN J X. Research Progress of Heat Pump Drying Technology[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2020, 40(4): 2-8.
- [7] 吴迪,胡斌,王如竹,等.我国空气源热泵供热现状、技术及政策[J].制冷技术,2017,37(5):1-7.
WU D, HU B, WANG R Z, et al. Present Situation, Technology and Policy of Air Source Heat Pump Heating in China[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2017, 37(5): 1-7.
- [8] 何林,曾奕,肖彪,等.空气源热泵在北方煤改电工程中的节能运行试验研究[J].制冷技术,2017,37(3):24-28.
HE L, ZENG Y, XIAO B, et al. Experimental Study on Energy Saving Operation of Air Source Heat Pump Applied in Coal to Electricity Engineering in North China[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2017, 37(3): 24-28.
- [9] 田长青,石文星,王森.用于寒冷地区双级压缩变频空气源热泵的研究[J].太阳能学报,2004,25(3):388-393.
TIAN C Q, SHI W X, WANG S. Research on two-Stage Compression Variable Frequency Air Source Heat Pump in Cold Regions[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2004, 25(3): 388-393.
- [10] ERBAY Z, HEPBASLI A. Application of Conventional and Advanced Exergy Analyses to Evaluate the Performance of a Ground-Source Heat Pump (GSHP) Dryer Used in Food Drying[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 78: 499-507.
- [11] 於海明,刘浩鲁,张正伟,等.基于喷气增焓技术的谷物干燥机热泵装置设计与试验[J].农业机械学报,2020,51(5):363-369.
YU H M, LIU H L, ZHANG Z W, et al. Design and Test of Grain Dryer Heat Pump Based on Vapor Injection Technology[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(5): 363-369.
- [12] 陈坤杰,左毅,李和清,等.热泵式低温循环谷物干燥机控制系统设计与试验[J].农业机械学报,2021,52(5):316-323.

- CHEN K J, ZUO Y, LI H Q, et al. Design and Experiment of Heat Pump Low-Temperature Circulating Grain Dryer Control System[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(5): 316-323.
- [13] 王洋, 江辉民, 马最良, 等. 增大蒸发器面积对延缓空气源热泵冷热水机组结霜的实验与分析[J]. 暖通空调, 2006, 36(7): 83-87.
- WANG Y, JIANG H M, MA Z L, et al. Experiment and Analysis of Delaying Frost of Air-Source Heat Pump Water Chiller-Heater Units by Increasing the Evaporator Area[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2006, 36(7): 83-87.
- [14] 吴治将, 张学伟. 空气源热泵热水器性能优化实验研究[J]. 建筑热能通风空调, 2017, 36(8): 39-41.
- WU Z J, ZHANG X W. Experimental Study on Performance Optimization of Air Source Heat Pump Water Heater[J]. Building Energy & Environment, 2017, 36(8): 39-41.
- [15] GUO J, WU J Y, WANG R, et al. Experimental Research and Operation Optimization of an Air-Source Heat Pump Water Heater[J]. Applied Energy, 2011, 88(11): 4128-4138.
- [16] YOUNES R, IBRAHIM O, FARDOUN F, et al. Air Source Heat Pump Water Heater: Dynamic Modeling, Optimal Energy Management and Mini-Tubes Condensers[J]. Proceedings of the Ice - Energy, 2013, 64: 1102-1116.
- [17] 王晓春, 王强, 刘燕龙. R290 空气源热泵蒸发器换热性能分析[J]. 制冷与空调, 2016, 16(2): 49-52.
- WANG X C, WANG Q, LIU Y L. Analysis on Heat Exchange Performance of R290 Air Source Heat Pump[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2016, 16(2): 49-52.
- [18] 张小艳, 郝沛, 张亚平. R134a 在水平环形通道内的凝结换热性能[J]. 环境工程, 2017, 35(10): 161-165.
- ZHANG X Y, HAO P, ZHANG Y P. Condensation Heat Transfer Performance for R134a in Horizontal Annular Channels[J]. Environmental Engineering, 2017, 35(10): 161-165.
- [19] 谭成斌. 低环境温度空气源多联式热泵(空调)机组制热性能的评价方法[J]. 制冷与空调, 2014, 14(6): 4-7.
- TAN C B. Heating Performance Rating Method of Low Ambient Temperature Air Source Multi-Connected Heat Pump (Air Conditioning) Unit[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2014, 14(6): 4-7.