文章编号:0253-4339(2019) 04-0023-06
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.04.023

复叠式空气源热泵相变蓄能除霜能耗实验研究

曲明璐　张 娆　张童瑶　李天瑞

(上海理工大学环境与建筑学院　上海　200093)

摘　要　本文研究了复叠式空气源热泵在相变蓄能除霜过程中,除霜能量的来源和能耗的分配。通过选取室外温度为-9 ℃,相对湿度为 85%,结霜量为 1.5 kg 的工况进行相变蓄能除霜能耗实验研究,结果表明:除霜能量主要用于融化霜层、蒸发壁面滞留水、加热室外换热器盘管、与室外空气的热交换以及加热融化水,各部分占比分别为 15.7%,15.0%,23.4%,38.0%和 7.9%。除霜过程中,除霜能量主要来自蓄热器向低温级释放的热量、除霜前储存在系统中的热量以及低温级压缩机提供的热量,各部分占比分别为 45.2%,30.4%,24.4%。

关键词　除霜能耗;空气源热泵;复叠式循环;蓄热器
中图分类号:TQ051.5;TU831.5;TK02　　**文献标识码**: A

Experimental Study on the Defrosting Energy Consumption of Cascade Air-source Heat Pump with Phase-change Energy Storage for Defrosting

Qu Minglu　Zhang Rao　Zhang Tongyao　Li Tianrui

(School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract　This study explores the energy consumption during the defrosting process of a cascade air-source heat pump with phase-change energy storage for defrosting and from where it comes. Experiments are carried out at an outdoor temperature of -9 ℃, relative humidity of 85%, and frosting volume of 1.5 kg. The experimental results show that the defrosting energy is mainly used in melting the frost layer, vaporizing the retained water, heating the fins and coils of evaporator, heat transfer with the ambient air, and heating the melted water. The proportion of each part is 15.7%, 15.0%, 23.4%, 38.0%, and 7.9%, respectively. During the defrosting, the defrosting energy mainly comes from the heat released from the thermal accumulator to the lower pressure stage, heat stored in the system before defrosting, and heat provided by the compressor at lower pressure stage. The proportion of each source is 45.2%, 30.4%, and 24.4%, respectively.

Keywords　defrosting energy consumption; air-source heat pump; cascade cycle; thermal accumulator

热泵是一种消耗部分高位能使热量从低位热源流向高位热源的节能环保的供暖供冷装置[1-2]。但空气源热泵在环境温度较低且相对湿度较大的冬季运行时,制热效果并不理想[3-6],针对空气源热泵在低温高湿环境中使用的弊端,可以采用复叠式空气源热泵[7-8]。与常规空气源热泵相同,复叠式空气源热泵运行过程中,当室外机表面温度低于空气露点时,也会出现结霜现象[9-10]。一般复叠式空气源热泵采用低温级旁通除霜的方法,但当室外温度低于某值(临界点为-12~-9 ℃)时,热气旁通除霜法无法除尽蒸发器上的霜层[11-12]。鉴于以上问题,曲明璐等[13]提出了蓄能除霜的方法,以水作为蓄热材料,研究表明,复叠式空气源热泵采用蓄能除霜相较于热气旁通除霜,除霜时间减少 71.4%~77.6%,除霜能耗降低 65.1%~85.2%。Dong Jiankai 等[14]搭建了空气源热泵逆循环除霜实验台,研究表明,除霜所消耗的总能量有 78.1%来自室内,其中 59.4%用于融霜。Song Mengjie 等[15]研究了空气源热泵除霜过程中的能量传递,结果表明,室内供热总能量的 80%用于除霜,超过 40%的能量用于与室外空气换热。

尽管关于空气源热泵蓄能除霜的研究很多,但关于复叠式空气源热泵蓄能除霜能耗的研究较少。本文将研究在室外温度为-9 ℃,相对湿度为 85%,结霜量为 1.5 kg 的工况下,复叠式空气源热泵在相

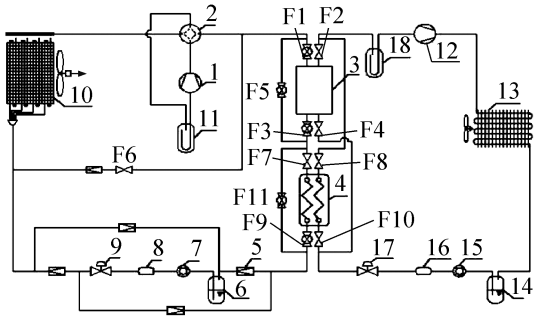
基金项目:国家自然科学基金青年基金(51406119)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No.51406119).)
收稿日期:2018-07-17;修回日期:2018-09-21

变蓄能除霜过程中,除霜能量的来源和能耗的分配。

1 系统原理及结构

1.1 系统工作原理

图 1 所示为复叠式空气源热泵蓄能除霜系统原理,系统主要由高、低温级循环及蓄热器 3 部分组成。高、低温级循环对应的工质分别为 R134a 和 R410A。本实验中该系统主要运行 3 种模式:常规制热模式、蓄热制热模式和蓄能除霜模式。系统详细介绍见文献[16]。



1 低温级压缩机;2 四通换向阀;3 蓄热器;4 蒸发冷凝器;5 单向阀;6 低温级储液器;7 低温级视液镜;8 低温级干燥过滤器;9 低温级电子膨胀阀;10 室外机;11 低温级气液分离器;12 高温级压缩机;13 室内机;14 高温级储液器;15 高温级视液镜;16 高温级干燥过滤器;17 高温级电子膨胀阀;18 高温级气液分离器;F1、F3、F5、F9 球阀;F2、F4、F6、F7、F8、F10 电磁阀。

图 1 蓄能复叠式空气源热泵系统原理

Fig.1 The principle of the energy storage based cascade air source heat pump(CASHP) system

该系统在常规复叠式空气源热泵系统中增加一个相变蓄热器。在室内环境满足要求的前提下,将复叠式空气源热泵制热运行时低温级的部分余热储存在蓄热器内,在蓄能除霜时,蓄热器作为低温级的蒸发器,该热量一部分用于低温级除霜,另一部分用于高温级供热。本系统设计制热量为 8.5 kW。

1.2 蓄热器的设计

1.2.1 相变材料的选择

综合考虑高低温级运行时的蒸发温度和冷凝温度以及相变温度、相变潜热等指标,选择 RT10 为蓄热材料。利用差示扫描量热仪对其进行相变温度和潜热值的测定,RT10 的主要特性参数如表 1 所示。

为满足室内侧供热和室外侧除霜的需要,根据文献[14,17]估算出蓄热器需提供的热量为 3 370 kJ,得出相变材料需 16.7 kg,蓄热器容积为 21.69 L。

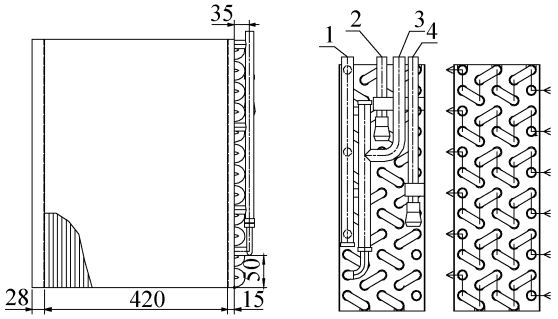
表 1 RT10 热物理特性

Tab.1 Thermophysical properties of RT10

参数	数据
相变材料	RT10
熔融温度/℃	6.17
凝固温度/℃	8.19
熔融相变潜热/(kJ/kg)	134.9
凝固相变潜热/(kJ/kg)	136.1
比热容/(kJ/(kg·K))	2
固/液态密度/(kg/L)	0.88/0.77
导热系数/(W/(m·K))	0.2

1.2.2 蓄热器结构

实验中蓄热器由翅片管式换热器内芯和外壳体组成,如图 2 所示。换热器内芯由高温级和低温级两套盘管构成,为使热量分配均匀,高低温级盘管分排交错排列。换热器内芯固定在外壳体内,外壳体和换热器间充满相变材料。在蓄热器内布置了温度测点,测量高低温级管路和相变材料的温度变化。



(a) 主视图 (b) 右视图

1 高温级制冷剂进口;2 高温级制冷剂出口;3 低温级制冷剂进口;4 低温级制冷剂出口。

图 2 蓄热器内换热器结构

Fig.2 The structure of heat exchanger in thermal accumulator

2 相变蓄能除霜实验

2.1 实验介绍

实验在上海理工大学环建楼焓差实验室中进行,实验室主要由室内侧、室外侧和量热室组成,被测低温级室外机组安装在焓差环境实验室外侧,被测高温级室内机组安装在焓差环境实验室内侧。

融霜水通过安置在室外机底部的集水盘收集到称量容器中,用精度为 1 g 的科学电子秤称量质量;室外机进、出口风速和相对湿度均通过风速风温风湿变送器采集,该变送器风速测量精度为 5% ± 0.05

m/s,相对湿度测量精度为±3%;室外机换热铜管的壁面温度通过精度为±0.1 ℃的 T 型铜-康铜热电偶测量,热电偶布置在每个环路的始末位置处,取铜管始末位置壁面温度的平均值作为该环路铜管壁面的平均温度;高低温级吸排气压力均采用精度为 0.1 F.S的压力传感器测量;高低温级制冷剂流量采用精度为 1.6%变送器测量。

2.2 实验方法

实验过程中,室内侧模拟工况:干球温度为(22 ± 0.1)℃,相对湿度为 50%±3%;室外侧模拟工况:干球温度为(-9±0.1)℃,相对湿度为 85%±3%,结霜量控制为 1.5 kg。实验可分为结霜期和除霜期两部分。设定蓄热结束的判断条件为:蓄热器低温级进出口温差维持在 1 ℃以内且蓄热器内各温度测点基本一致。设定除霜条件为:当累积结霜量达到设定工况结霜量时开始除霜。设定除霜结束的判断条件为:换热器最底层环路的出口温度达到 25 ℃且观察到室外机表面上几乎没有滞留的融霜水。

2.3 实验数据处理

2.3.1 除霜能量分配计算

室外机除霜过程中,消耗的总能量主要用于融化霜层、蒸发壁面滞留水、加热室外换热器盘管、与室外空气的热交换及加热融化水。

1) 融化霜层的热量 Q_m:

$$Q_m = mL_{sf} \tag{1}$$

其中:

$$m = \sum_{t=0}^{\Delta t} \Delta M \tag{2}$$

$$\Delta M = \frac{m_a \Delta \tau}{1 + d_{in}}(d_{in} - d_{out}) \tag{3}$$

式中:m 为室外机累积总结霜量,kg;L_{sf} 为霜的融化潜热,334 kJ/kg;ΔM 为室外机换热器结霜量,kg;Δt 为结霜总时间,s;$\Delta \tau$ 为结霜单位间隔时间,$\Delta \tau$ = 5 s;d_{in} 和 d_{out} 为低温级蒸发器进、出口空气含湿量,g/(kg 干空气)。

2) 蒸发壁面滞留水的热量 Q_v:

$$Q_v = m_v L_v \tag{4}$$

其中:

$$m_v = m - m_f \tag{5}$$

式中:m_f 为集水盘中收集到的化霜水质量,kg;m_v 为室外机壁面滞留水的质量,kg;L_v 为水的汽化潜热,2 443 kJ/kg。

3) 加热室外换热器盘管的热量 Q_{Me}:

$$Q_{Me} = c_{pMe}(m_{Cu} + m_{Al})\Delta T_{Me} \tag{6}$$

其中:

$$c_{pMe} = \frac{m_{Cu}c_{pCu} + m_{Al}c_{pAl}}{m_{Cu} + m_{Al}} \tag{7}$$

式中:ΔT_{Me} 为除霜始末四路盘管的平均温度变化,℃;m_{Cu} 为室外机铜管总质量,kg;m_{Al} 为室外机铝翅片总质量,kg;c_{pAl} 和 c_{pCu} 分别为铝翅片和钢管的比热,kJ/(kg·K);c_{pMe} 为铜管和铝翅片的平均比热,kJ/(kg·K)。

4) 与室外空气热交换所散失的热量 Q_a:

$$Q_a = c_{pa}\rho_a V_a(t_{out} - t_{in}) \tag{8}$$

式中:c_{pa} 为空气的定压比热,kJ/(kg·K);t_{in} 和 t_{out} 分别为室外机进、出口空气温度,℃;ρ_a 为空气密度,kg/m^3;V_a 为热压下空气体积流量,m^3/s。

5) 加热融化水的热量 Q_r:

$$Q_r = Q - Q_m - Q_v - Q_{Me} - Q_a \tag{9}$$

其中:

$$Q = \int_0^{t_0} q(h_{in} - h_{out})\,dt \tag{10}$$

式中:Q 为除霜总热量,kJ;q 为制冷剂流量,kg/s;h_{in} 和 h_{out} 分别为室外机进、出口制冷剂焓值,kJ/kg;t_0 为除霜总时间,s。

2.3.2 除霜能量来源计算

1) 蓄热器向低温级的释热量 Q_l:

$$Q_L = \int_0^{t_0} q_l(h_{lout} - h_{lin})\,dt \tag{11}$$

式中:q_l 为低温级制冷剂的质量流量,kg/s;h_{lin} 和 h_{lout} 分别为蓄热器低温级管路进口制冷剂焓值,kJ/kg。

2) 低温级压缩机提供的热量 W_{com}:

$$W_{com} = P\eta \tag{12}$$

式中:P 为压缩机功耗,kW,通过焓差室控制柜的功率表采集得到;η 为压缩机电效率,0.6。

3) 除霜前储存在系统和管路上的热量 Q_{store}:

$$Q_{store} = Q - Q_L - W_{com} \tag{13}$$

2.4 实验结果分析

2.4.1 除霜过程热量分配分析

经过上述实验,得到除霜过程中热量分配的结果,如表 2 所示:结霜量为 1.527 kg,融霜水和壁面滞留水质量分别占结霜量的 87.0%和 13.0%。可知,霜层最后均融化成水随着室外机环路流下,少量融霜水滞留在环路表面。

图 3 所示为除霜各部分能量分配的占比。由图 3 可知在总能耗分配中,用于与室外空气热交换和加热室外换热器盘管的能耗较高。主要因本实验室外机由多环路换热器构成,换热器盘管与室外空气的总传热面积较大,除霜过程中散失到室外空气中和加热

换热器管路的热量较多。另一方面,融霜水从上层环路流下时会带走一定热量,同时下层环路因增加了上层环路流下的融霜水热负荷,使除霜能耗增加。为了降低除霜能耗,可尽快排尽室外换热器壁面融化水,如改变室外机换热器面结构及在各层环路下放置融霜水盘等。

表 2 除霜过程热量分配

Tab.2 Heat distribution in defrosting process

参数	数据
室外侧空气干球温度/℃	−9
室外侧空气相对湿度/%	85
结霜量/kg	1.527
融霜水质量/kg	1.328
壁面滞留水质量/kg	0.199
除霜总热量/kJ	3 239.4
融化霜层的热量/kJ	510.0
蒸发壁面滞留水热量/kJ	486.2
加热室外换热器盘管热量/kJ	734
与室外空气热交换的热量/kJ	1 231.3
加热融化水的热量/kJ	277.9

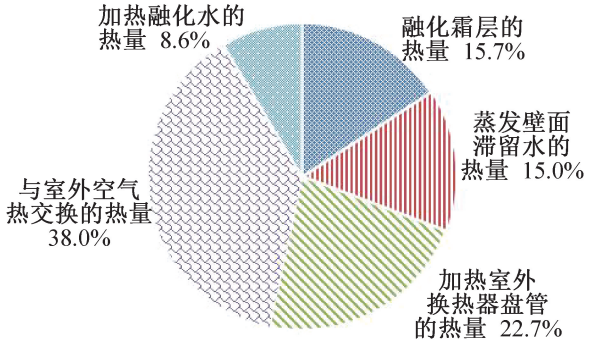


图 3 除霜各部分能量分配的占比

Fig.3 The proportion of energy distribution in each part of defrosting

2.4.2 除霜过程热量来源分析

除霜过程中的热量来源如表 3 所示。除霜结束时,各部分热量占比分别为 45.2%、30.4%、24.4%。

图 4 所示为除霜过程单位时间内热量来源变化。由图 4 可知,除霜启动阶段,压缩机功耗迅速升高,但制冷剂流量较小,故此阶段蓄热器低温级释热量及压缩机做功提供的热量均较小。除霜总能量主要随制冷剂流量的增加而增加,蓄热器低温级释热量也增加,随后功耗稳定在约 1.64 kW。由于蓄热器中的热量同时用于高温级供热,因此蓄热器提供的除霜热量逐渐减小。之后因蓄热器内的相变材料大部分相变成为固态,其传热系数远低于液态时,故 300 s 后蓄热器提供的除霜热量处于较低水平。通过以上分析可知,除霜总热量主要由蓄热器低温级释热量提供。

表 3 除霜过程中的热量来源

Fig.3 Heat source of defrosting process

来源	数据
蓄热器低温级释热量/kJ	1 462.7
存储在系统中热量/kJ	983.8
压缩机提供除霜热量/kJ	789.5

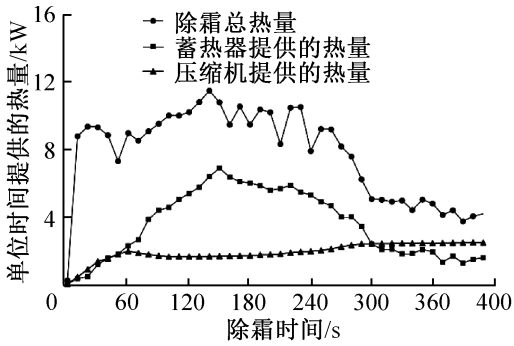


图 4 除霜过程单位时间内热量来源变化

Fig.4 Change of heat source per unit time during defrosting process

3 结论

本文针对复叠式空气源热泵相变蓄能除霜过程中的能量来源和能耗分配进行实验研究。在室外侧温湿度分别为−9 ℃和 85%,结霜量为 1.5 kg 的工况下进行实验,并对实验结果进行了分析与讨论,得到如下结论:

1)在除霜总能耗分配中,用于与室外空气热交换和加热室外换热器盘管的能耗较大,占比分别为 38.0%和 23.4%,可采取优化室外机结构、减小室外换热器体积及使融化水尽快从室外换热器壁面排走等措施来提高除霜效率。

2)在除霜过程中,除霜能量主要来自蓄热器向低温级释放的热量、除霜前储存在系统中的热量及低温级压缩机做功所提供的热量,各部分占比分别为 45.2%、30.4%、24.4%。

本研究可用于指导减少除霜时间,提高除霜效率的方法,同时也为相变蓄能除霜中蓄热器的设计提供了依据。

本文受上海市青年科技英才杨帆计划(14YF1410000)和浙江省制冷与低温技术重点实验室开放基金资助项目(2016001BB)资助。(The project was supported by Shanghai Sailing Program of Shanghai Committee of Science and Technology (No.14YF1410000) and the Funded Projects of Refrigeration and Cryogenic Technology Key Laboratory in Zhejiang Province (No. 2016001BB).)

参考文献

[1] 陆亚俊, 马最良, 姚杨. 空调过程中的制冷技术[M]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社, 1997:217-218. (LU Yajun, MA Zuiliang, YAO Yang. Refrigeration technology in air conditioning engineering[M]. Harbin: Harbin Engineering University Press, 1997: 217-218.)

[2] 张建中, 龚延风. 空气源热泵冷热水机组在南京的应用[J]. 中国建设信息, 2002(1): 27-29. (ZHANG Jianzhong, GONG Yanfeng. Application of cooling and hot water unit with air source heat pump in Nanjing[J]. Information of China Construction, 2002(1):27-29.)

[3] 马最良, 杨自强, 姚杨, 等.空气源热泵冷热水机组在寒冷地区应用的分析[J].暖通空调, 2001, 31(3):28-31. (MA Zuiliang, YANG Ziqiang, YAO Yang, et al. Analysis of using air-source heat pump water chiller-heater units in the cold regions[J]. Journal of HV&AC, 2001, 31(3):28-31.)

[4] 蒋爽, 杜伟, 姜红晓. 低环境温度空气源热泵的设计及其在我国寒冷地区的应用[J]. 制冷与空调(北京), 2012, 12(5): 39-44, 38. (JIANG Shuang, DU Wei, JIANG Hongxiao. Design of low ambient temperature air source heat pump and its application in cold regions of China[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2012, 12(5): 39-44, 38.)

[5] 马国远, 邵双全. 寒冷地区空调用的热泵研究[J]. 太阳能学报, 2002, 23(1):17-21. (MA Guoyuan, SHAO Shuangquan. Research on air conditioning heat pump in cold regions[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2002, 23(1):17-21.)

[6] YAO Yang, JIANG Yiqiang, DENG Shiming, et al. A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(17/18):3745-3756.

[7] 张红瑞, 刘学来, 李永安, 等. 节能高效空气源复叠热泵系统[J]. 暖通空调, 2010, 40(11): 108-112. (ZHANG Hongrui, LIU Xuelai, LI Yongan, et al. Energy efficient cascade air source heat pump system[J]. Journal of HV&AC, 2010, 40(11):108-112.)

[8] 傅明星, 张兴群. 双级复叠式空气源热泵冷热水机组的应用研究[J]. 流体机械, 2008, 36(10): 82-85. (FU Mingxing, ZHANG Xingqun. Application research of air source heat pump cascade unit[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(10):82-85.)

[9] 曲明璐, 余倩, 李封澍, 等. 空气源热泵除霜问题的研究现状及进展[J]. 建筑节能, 2016, 44(8):1-5. (QU Minglu, YU Qian, LI Fengshu, et al. Research and progress of defrosting for air source heat pumps[J]. Building Energy Efficiency, 2016, 44(8):1-5.)

[10] 曹小林, 曹双俊, 段飞, 等. 空气源热泵除霜问题研究现状与展望[J]. 流体机械, 2011, 39(4):75-79. (CAO Xiaolin, CAO Shuangjun, DUAN Fei, et al. Current situation and development prospect of air source heat pump defrosting research[J]. Fluid Machinery, 2011, 39(4):75-79.)

[11] 范巍. 复叠式空气源热泵热水器除霜控制方法实验研究[D]. 上海:上海理工大学, 2013. (FAN Wei. Defrosting control methods experimental research based on the cascade type air-source heat pump water heater[D]. Shanghai: University of Shanghai for Science and Technology, 2013.)

[12] 张杰, 兰菁, 杜瑞环, 等. 几种空气源热泵除霜方式的性能比较[J]. 制冷学报, 2012, 33(2):47-49. (ZHANG Jie, LAN Jing, DU Ruihuan, et al. The performance comparison of several defrosting modes for air source heat pump [J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(2): 47-49.)

[13] 曲明璐, 李天瑞, 樊亚男, 等. 复叠式空气源热泵蓄能除霜与常规除霜特性实验研究[J]. 制冷学报, 2017, 38(1):34-39. (QU Minglu, LI Tianrui, FAN Yanan, et al. Experimental study on characteristics of energy storage defrosting and conventional defrosting for cascade air source heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38(1):34-39.)

[14] DONG Jiankai, DENG Shiming, JIANG Yiqiang, et al. An experimental study on defrosting heat supplies and energy consumptions during a reverse cycle defrost operation for an air source heat pump[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 37:380-387.

[15] SONG Mengjie, XU Xiangguo, MAO Ning, et al. Energy transfer procession in an air source heat pump unit during defrosting[J]. Applied Energy, 2017, 204:679-689.

[16] 曲明璐, 樊亚男, 李天瑞, 等. 复叠式空气源热泵双螺旋盘管蓄热器蓄放热特性实验研究[J]. 制冷学报, 2017, 38(3):23-29, 49. (QU Minglu, FAN Yanan, LI Tianrui, et al. Experimental study on characteristics of spiral tube heat storage tank for CASHP[J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38(3):23-29, 49.)

[17] 余倩. 复叠式空气源热泵相变蓄能除霜系统低温环境

运行特性研究[D]. 上海:上海理工大学,2017. (YU Qian. Experimental study on the defrosting performance of cascade air source heat pumps with phase change energy storage defrosting method under low outside temperature [D]. Shanghai: University of Shanghai for Science and Technology,2017.)

通信作者简介

曲明璐,女,副教授,硕士生导师,上海理工大学环境与建筑学院,13795377789,E-mail: quminglu@126.com。研究方向:空气源热泵,建筑设备热质交换过程。

About the corresponding author

Qu Minglu, female, associate professor, master supervisor, School of Environment & Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13795377789, E-mail: quminglu@126.com. Research fields: air source heat pump, heat and mass transfer process of building equipment.