研究论文

DOI：10.11949/j.issn.0438-1157.20171277

新型空气-水双热源复合热泵系统除霜特性及能耗

徐俊芳[1,2]，赵耀华[1]，全贞花[1]，王会粉[2]，赵会刚[2]，王皆腾[2]

（[1]北京工业大学建筑工程学院，北京 100022；[2]北京市住房和城乡建设科学技术研究所，北京 100021）

摘要：基于新型空气-水双热源复合热泵系统（AWDSHPS-N），实验研究了 AWDSHPS-N 采用冷凝器出口制冷剂再冷却除霜（D-I）、低温热水除霜（D-II）、低温热水+冷凝器出口制冷剂再冷却除霜（D-Ⅲ）3 种除霜模式进行除霜时对系统整体性能系数（COP）的影响，除霜期间系统运行特性及除霜所消耗的能量，并与逆循环除霜模式进行了对比分析。测试工况下的实验结果表明，除霜模式 D-I 和 D-Ⅲ仅使系统整体 COP 较结霜运行期间的 COP 分别降低了 0.42%和 3.93%；D-II 除霜期间系统的制热功率和 COP 分别较结霜运行期间提高了 27.4%和 17.8%。D-I、D-II 和 D-Ⅲ完成一次除霜能耗仅分别为逆循环除霜能耗的 3.11%、34.78%和 28.26%；采用此 3 种除霜模式时系统整体 COP 较采用逆循环除霜时分别提高了 26.06%、29.79%和 17.02%。

关键词：复合热泵；再生能源；除霜；性能系数；优化；压缩机

中图分类号：TK519 **文献标志码**：A **文章编号**：0438—1157（2018）06—2646—09

Defrosting characteristics and energy consumption of new air-water dual source composite heat pump system

XU Junfang[1, 2], ZHAO Yaohua[1], QUAN Zhenhua[1], WANG Huifen[2], ZHAO Huigang[2], WANG Jieteng[2]

（[1]*College of Architecture and Civil Engineering*, *Beijing University of Technology*, *Beijing* 100022, *China*; [2]*Beijing Science and Technology Institute of Housing and Urban-Rural Development*, *Beijing* 100021, *China*）

Abstract: Based on the operation testing of new air-water double source composite heat pump system (AWDSHPS-N), three defrosting modes were investigated under the same ambient condition, which included the condenser outlet refrigerant recooling defrosting(D-I), the low temperature-hot water defrosting(D-II), the condenser outlet refrigerant recooling and low temperature-hot water defrosting at same time (D-Ⅲ). Total coefficient of performance (COP) of AWDSHPS-N was used to evaluate the influence of the three modes. The influence on the total COP, defrosting operating characteristics and energy consumption of D-I, D-II and D-Ⅲ were discussed and compared with those in the reverse-cycle defrosting mode, under the same ambient condition. The results of test conditions indicated that for D-I and D-II, the total COP can be decreased by 0.42% and 3.93%, respectively, compared with the COP of frosting period. The heating power and COP during D-II defrosting were 27.4% and 17.8% higher than those of frosting operation, respectively. The total COP of AWDSHPS-N choosing D-I, D-II and D-Ⅲ were 26.06%, 29.79% and 17.02% higher than that of verse-cycle defrosting, and the defrosting energy consumption of D-I, D-II and D-Ⅲ were only 3.11%, 34.78% and 28.26% of the reverse-cycle defrosting energy consumption.

2017-09-19 收到初稿，2017-11-06 收到修改稿。

联系人：赵耀华。**第一作者**：徐俊芳（1982—），男，博士研究生，工程师。

基金项目：国家科技支撑计划项目（2012BAA13B02）。

Received date: 2017-09-19.

Corresponding author: Prof. ZHAO Yaohua, yhzhao29@126.com

Foundation item: supported by the National Key Technology Research and Development Program of China（2012BAA13B02）.

Key words: composite heat pump; renewable energy; defrosting; coefficient of performance; optimization; compressor

引 言

因太阳能、空气能、地源热泵等几种可再生能源联合供能系统可扬长避短、优势互补，达到节能高效同时又能提高能源供应的稳定性，使得太阳能与热泵联合应用成为可再生能源领域中的研究热点。Buker 等[1]和 Lerch 等[2]调研分析了各国诸多的太阳能与热泵联合应用项目，根据太阳能集热系统与热泵的连接形式可将系统形式分为并联式、串联式、双热源式三类。在双热源式系统中，除采用双蒸发器方案外，基于可同时实现空气-制冷剂换热和水-制冷剂换热复合换热器的空气-水双热源复合热泵（air-water double source composite heat pump，AWDSHP）技术也是实现几种可再生能源耦合应用的一种解决方案，相关学者已开展了相关的研究[3-9]，AWDSHP 制热运行模式包括同时从周围空气环境和具备条件的低温水源侧吸收热量的空气-水双热源制热模式（AWSHM）、以空气源热泵形式运行的单空气源制热模式（ASHM）和以水源热泵形式运行的单水源制热模式。当 ASHM 和低温水源水温较低时的 AWSHM 在低温、高湿环境中运行时，依然存在与空气源热泵类似的结霜除霜等问题，而对复合热泵结霜除霜、除霜模式的优选、除霜对系统整体性能和除霜能耗方面的研究较少。

目前热泵结霜除霜主要围绕空气源热泵展开，相关研究表明，空气源热泵因室外换热器结霜可使翅片表面热流减少约 40%，热泵性能降低 35%，热泵供热能力降低 29%[10-12]。目前使用最多的除霜模式是逆循环除霜[13-16]，此外还有热气旁通除霜[17-18]、电加热除霜[19]、热水喷淋除霜[20]、热气除霜[21]和制冷剂容量补偿除霜[22]等。热泵除霜期间需要消耗一定的能量，如采用热气除霜的热泵因除霜增加的能耗可占整个采暖季总能耗的 10.2%[23]，而在空气源热泵为除霜供应的热量中仅有 15%～25%被霜层吸收，其余热量加热盘管或散失到环境中[24]。热泵系统采用逆循环除霜时，停止制热循环转为除霜循环，热泵各组件的工作状态变化较大，如蒸发器与冷凝器作用互换等，对热泵系统性能和供热的连续性有较大影响。Chen 等[25]在考虑除霜期间从房间吸热和增加电耗影响的基础上用整体性能系数（coefficient of performance，COP）来评价空气源热泵机组的性能，并分析了环境温度、相对速度和空气流速对系统整体 COP 的影响。

本文基于文献[26]中新型空气-水双热源复合热泵系统（AWDSHPS-N）方案及实验台，对 ASHM 在同一的低温高湿环境中制热运行一段时间后分别启动冷凝器出口制冷剂再冷却除霜(D-Ⅰ)、低温热水除霜(D-Ⅱ)、低温热水+冷凝器出口制冷剂再冷却除霜(D-Ⅲ)三种除霜模式进行除霜时的系统运行特性、除霜能耗及除霜运行对系统整体性能的影响进行实验研究，并与传统的逆循环除霜模式进行对比分析，以验证 AWDSHPS-N 所采用除霜模式的先进性。

1 实验装置和方法

1.1 实验系统

本文将文献[26]中的 AWDSHPS-N 实验系统进行了改造，将原来系统中的高温水箱更换为一恒温水浴（型号 BILON-LH-6，控温范围 0～80 ℃，精度±0.5 ℃），改造后的系统如图 1 所示；此外，实验测试系统传感器与仪表、其他热泵组件和实验设备，以及相关参数均与原来系统相同。

1.2 除霜模式

当 AWDSHPS-N 运行时，尤其以 ASHM 在低温高湿环境中运行时，蒸发器表面会出现结霜现象，通过控制 V-1、V-2、V-3 和蒸发器侧水泵工作状态可实现 5 种不同的除霜模式[26]，本文对其中的 3 种除霜模式进行测试分析，具体如下。

（1）低温热水+冷凝器出口制冷剂再冷除霜模式（D-Ⅰ）：V-1、V-2 关闭，V-3 开启；冷凝器出口的制冷剂先流经电磁阀 V-3，流向新型复合蒸发器的除霜段，在除霜段再冷放热除霜后流向单向阀。

（2）低温热水除霜模式（D-II）：V-1、V-2 和 V-3 工作状态同 ASHM 制热运行时一致（V-1、V-3 关闭，V-2 开启），只需启动蒸发器侧循环水泵，使热水流经复合蒸发器释放热量进行除霜。

（3）冷凝器出口制冷剂再冷除霜模式+低温热水除霜模式（D-Ⅲ）：即在 D-Ⅰ 的基础上同时启动了蒸发器侧循环水泵，以进一步提高除霜能力。

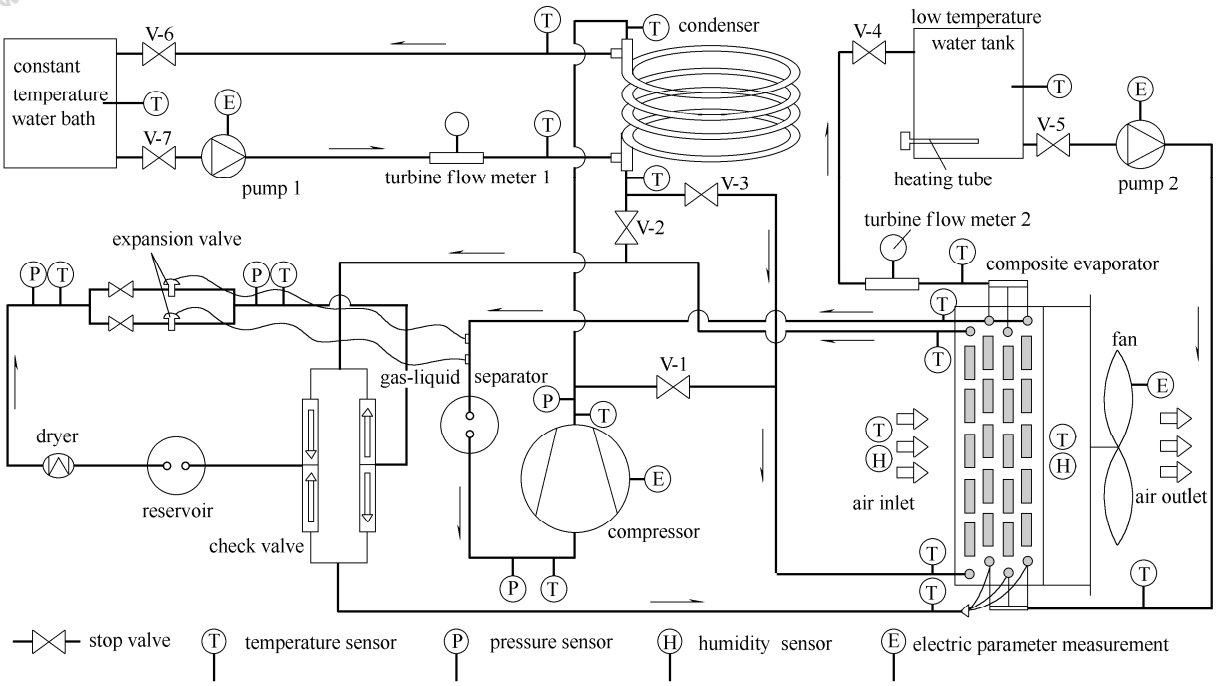


图 1　新型空气-水双热源复合热泵系统图

Fig. 1　Schematic diagram of new air-water double source composite heat pump system

1.3　实验工况

进行 AWDSHPS-N 以 ASHM 运行结霜除霜实验时，根据北京地区某一空气源热泵+地板采暖系统供、回水温度在两个采暖季的运行测试结果[27]将冷凝器进水温度设定 30℃。根据北京地区采暖季室外平均温度[28]和空气源热泵结霜运行的环境条件[29]，将恒温恒湿环境仓内参数，即 AWDSHPS-N 运行的环境温度设定为 0℃，相对湿度设定为 85%。

采用 D-II 进行除霜时，相当于 AWDSHPS-N 运行模式由 ASHM 变为 AWSHM，复合蒸发器内管内侧热水中的热量必须经过两层管壁及环隙中制冷剂层才可传递至换热器表面，水侧的热量优先被制冷剂吸收，若低温热水温度较低，水侧热量无法有效传递至蒸发器表面，使得采用 D-II 进行除霜失效。根据前期实验结果，低温热水温度在 20℃以上时单独启用 D-II 方可达到较为理想的除霜效果，且环境温度越低，对低温热水温度要求越高。因此，进行 D-II 除霜实验时的低温水箱水温设置为 25℃。因为 D-Ⅲ相当于 D-I 和 D-II 同时除霜，若低温热水温度能满足 D-II 除霜要求，则不必采用 D-Ⅲ；D-Ⅲ较 D-II 最大的优点是对低温热水温度要求低，进行 D-Ⅲ除霜实验时，考虑工程应用实际中需防止水系统管路及设备结冻，将低温水箱水温设置为 5℃。

2　AWDSHPS-N 整体性能系数和除霜能耗分析方法

2.1　系统整体性能

对于逆循环除霜，热泵除霜所需消耗的能量主要包括压缩机对制冷剂的做功量、除霜初始阶段制冷剂吸收尚处于高温状态的室内换热器翅片管及管路等系统部件固有的热量、从原冷凝端吸收的热量，除霜因消耗能量而降低系统整体性能。结合文献[25]中热泵结霜和除霜期间整体性能系数概念，将 AWDSHPS-N 的整体性能系数（COP_{total}）定义为结霜期间和除霜期间热泵系统制热量之和与系统耗电量之和的比值，见式（1）

$$COP_{total}=\frac{Q_{frost}+Q_{defrost}}{\int_0^{\Delta t}\sum W_{frost}(t)\mathrm{d}t+\int_0^{\Delta t'}\sum W_{defrost}(t)\mathrm{d}t} \tag{1}$$

式中，Q_{frost} 为 AWDSHPS-N 在结霜期间的制热量，J 或 kJ；$Q_{defrost}$ 为 AWDSHPS-N 在除霜期间的制热量，J 或 kJ；对于逆循环除霜模式，因需从原冷凝端吸热，故 $Q_{defrost}$ 的值为负。$\int_0^{\Delta t}\sum W_{frost}(t)\mathrm{d}t$ 为结霜期间系统制热运行总的耗电量，J 或 kJ，对于 ASHM 为压缩机和风机的耗电量之和；对于 AWSHM 为压缩机、风机和蒸发器侧水泵的耗电量之和。$\int_0^{\Delta t'}\sum W_{defrost}(t)\mathrm{d}t$ 除霜期间系统总耗电量，J

或 kJ，对于 D-I 为压缩机和风机的耗电量之和，对于 D-II 和 D-III其值为压缩机、风机和蒸发器侧水泵的耗电量之和；Δt 为结霜阶段运行的时长，s；$\Delta t'$ 为除霜持续的时长，s。

Q_{frost} 和 Q_{defrost} 即为 AWDSHPS-N 在结霜和除霜运行阶段冷凝器输出的热量，按流经冷凝器水流量、冷凝器进出口水温计算，见式（2）

$$Q_{\text{con}} = \int c_{pw} G_{\text{w}} [T_{\text{w,con-out}}(t) - T_{\text{w,con-in}}(t)] \mathrm{d}t \tag{2}$$

式中，Q_{con} 为 AWDSHPS-N 的制热量或冷凝器输出的热量，kJ；G_{w} 为流经冷凝器的水量，$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$；$c_{pw}$ 为水的比热容，$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{℃}^{-1}$；$T_{\text{w,con-in}}(t)$ 和 $T_{\text{w,con-out}}(t)$ 分别为冷凝器进口和出口水温，℃。

2.2　除霜能耗

除霜初始阶段制冷剂从室内换热器翅片管及管路等系统部件蓄存的热量很有限，若不考虑此部分热量，一次除霜期间的总能耗应包括：

① 除霜期间热泵系统的电耗包括压缩机、风机或蒸发器侧水泵的电耗；

② 从原冷凝端吸收的热量，按结霜期间 COP 折算到当量电耗，因 D-I、D-II、D-III在除霜期间冷凝器仍可继续输出热量，因此在计算除霜总能耗时应该减去此部分热量对应的当量电耗；

③ 对 D-II、D-III，除霜时需从低温水箱吸取一定热量，故除霜能耗除①和②外，还应包括制备此热量所需的电耗，按 ASHM 在相应环境工况下制备对应热水温度时的 COP 进行折算。

因此，完成一次除霜的总能耗按式（3）计算

$$Q_{\text{total-defrost}} = \int_0^{\Delta t'} \sum W_{\text{defrost}}(t)\mathrm{d}t - \frac{Q_{\text{defrost}}}{\text{COP}_{\text{frost}}} + \frac{Q_{\text{ev-w,defrost}}}{\text{COP}_{\text{ev-w}}} \tag{3}$$

式中，$Q_{\text{total-defrost}}$ 为完成一次除霜所需的总能耗，J 或 kJ；$Q_{\text{ev-w,defrost}}$ 为采用 D-II、D-III除霜时，一次除霜从低温热水源吸收的热量，J 或 kJ；对于 D-I 和逆循环除霜模式，其值为 0；$\text{COP}_{\text{ev-w}}$ 为 ASHM 在相应环境条件下制备除霜所需热水时的 COP。

3　实验结果与分析

3.1　除霜期间实验现象

图 2 中为 3 次结霜和除霜实验测试期间蒸发器进口和出口空气温度（$T_{\text{air,ev-in}}$ 和 $T_{\text{air,ev-out}}$）、冷凝器进口和出口水温（$T_{\text{w,con-in}}$ 和 $T_{\text{w,con-out}}$）的变化，图 3 为对应的结霜和除霜期间的系统制热功率(W_{con})、压缩机电耗功率(W_{com})和系统 COP 的变化规律，每次实验测试中，ASHM 在低温高湿环境中运行 92 min 后切换为除霜模式，除霜运行 10 min。因结霜前 2 min 内系统运行未稳定，除霜运行 5 min 即可完成融霜[26]，故对 90 min 结霜运行期间和 5 min 除霜运行期间各相关参数进行分析，表 1 为 3 次实验测试中结霜期间和除霜期间相关参数的分析结果。3 次实验测试过程中，ASHM 运行环境工况基本保持不变，结霜期间 $T_{\text{air,ev-in}}$ 保持在(−0.2±0.5)℃范围内，$T_{\text{w,con-in}}$ 在(30±0.2)℃范围，使得三次结霜期间系统

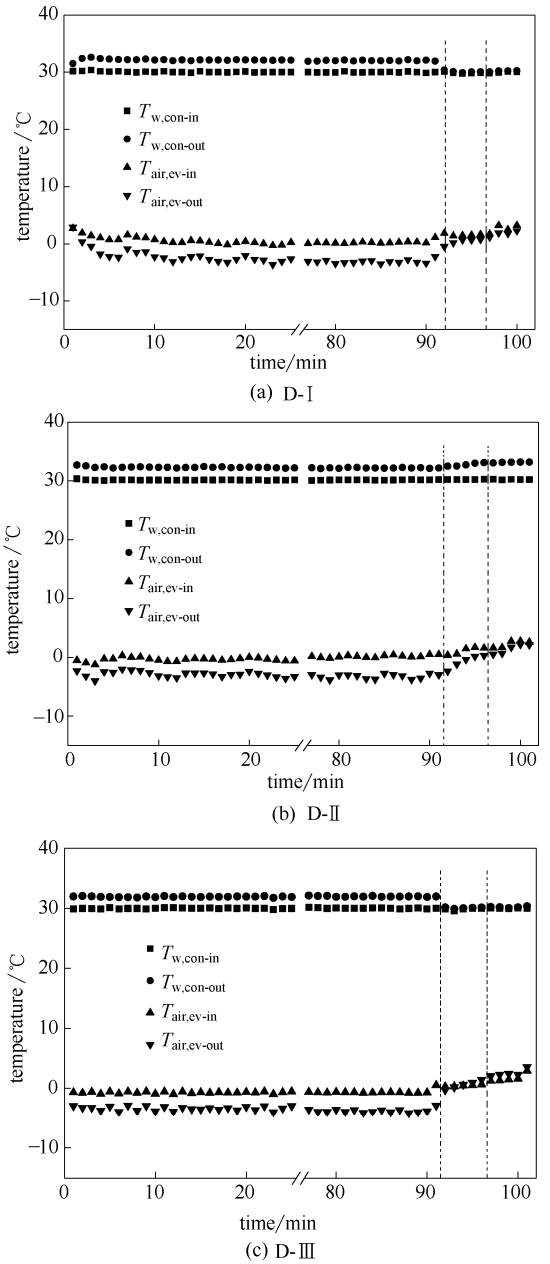


图 2　结霜-除霜期间蒸发器进出口空气温度和冷凝器进出口水温变化

Fig.2　$T_{\text{air,ev}}$ and $T_{\text{w,con}}$ changes during frosting and defrosting

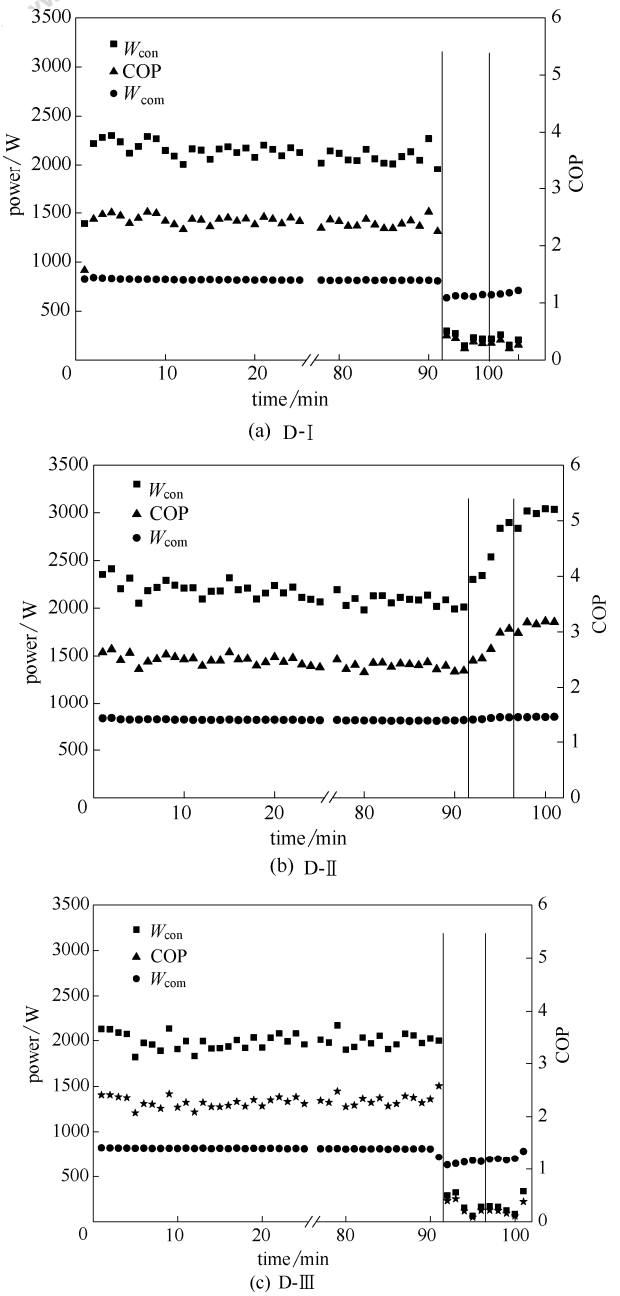


图 3　结霜-除霜期间制热功率、压缩机功耗和系统 COP 的变化

Fig.3　W_{con}, W_{com} and COP changes during frosting and defrosting

运行的 COP 相近，最大值和最小值仅差 5.6%。除霜模式启动后，系统运行状况变化分析如下。

（1）ASHM 由结霜运行状态切换为 D-Ⅰ和 D-Ⅲ进行除霜时，冷凝器进出口水温差由结霜期间的 2℃左右降低至 0.2℃，即热泵系统制热能力降低了 90%，但除霜过程中冷凝器出口水温始终高于进口水温，保证了系统制热的连续性；热泵运行工况的变化使得除霜期间 $T_{air,ev\text{-}in}$ 略有升高，除霜期间复合蒸发器进口湿度较结霜期间也有一定提升；压缩机耗电功率降低至原来的 80%，除霜运行期间热泵系统各组件仍保持为制热运行工况，有利于整个系统的稳定运行。

（2）ASHM 由结霜运行状态切换为 D-II，除霜期间 $T_{w,ev\text{-}in}$ 实测平均值为 22.5℃，由于除霜期间系统运行条件得以改善，蒸发器温度升高，使得压缩机的耗电功率提升 25W，系统制热功率提升了 27.4%；因系统另外增加了蒸发器侧水泵的能耗，使得系统 COP 提升了 17.8%，低于制热功率的提升比例。

（3）D-Ⅰ、D-II、D-Ⅲ在完成除霜时蒸发器出口温度均高于 0℃，且高于 0℃后继续除霜运行至少 2 min；D-Ⅲ的蒸发器进水温度比 D-II 低 17.1℃，即同低温水源条件下，D-Ⅲ除霜能力更强；D-Ⅲ的 $T_{air,ev\text{-}out}$ 达到 0℃时间早于 D-Ⅰ，且完成除霜时 $T_{air,ev\text{-}out}$ 较 D-Ⅰ高 0.6℃，D-Ⅲ除霜能力强于 D-Ⅰ；即同条件下，D-Ⅲ的除霜能力最强。

3.2　除霜期间系统运行特性

对于逆循环除霜，除霜模式启动后，压缩机的排气压力在 1 min 内迅速降至原来的 37.5%，吸气压力增至原来的 3 倍后又逐渐降至原来的状态[25]，压缩机工作状态变化剧烈。而启动 D-I、D-II、D-Ⅲ

表 1　AWDSHPS-N 结霜-除霜运行状况

Table 1　Operation conditions of AWDSHPS-N during frosting and defrosting

Defrosting mode	Operational phase	$T_{w,con\text{-}in}$/℃	$T_{w,con\text{-}out}$/℃	$T_{air,ev\text{-}in}$/℃	$\Phi_{air,ev\text{-}in}$/%	W_{con}/W	W_{com}/W	COP	$T_{w,ev\text{-}in}$ of defrosting/℃	$T_{air,ev\text{-}out}$ of finishing defrost/℃
D-I	frosting	30.0	32.1	0.2	84.5	2081.90	816.38	2.38		
	defrosting	29.9	30.1		89.6	231.28	651.74	0.32		0.8
D-II	frosting	30.1	32.2	–0.3	85.2	2112.42	813.80	2.42		
	defrosting	30.2	32.9		87.4	2689.95	838.75	2.85	22.5	0.5
D-Ⅲ	frosting	30.0	32.0	–0.7	84.3	2004.34	814.10	2.29		
	defrosting	29.9	30.1		87.5	198.54	655.96	0.26	5.4	1.4

进行除霜时，压缩机排气压力（$P_{com\text{-}out}$）和吸气压力（$P_{com\text{-}in}$）变化见图 4。D-II 除霜期间排气压力略有提升但基本维持稳定，吸气压力因蒸发器温度升高而逐步增大；D-I 和 D-Ⅲ除霜期间的吸气压力仍然稳定在一定范围，排气压力降至原来的约 60%，但降低的幅度只有逆循环除霜降低幅度的 64%。因此采用 D-I、D-II、D-Ⅲ进行除霜对系统稳定运行较为有利。

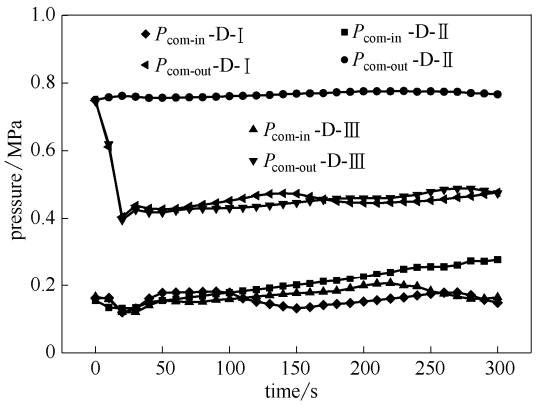


图 4　三种除霜模式除霜期间压缩机进出口压力

Fig.4　Pressure of compressor inlet and outlet for D-I, D-II and D-Ⅲ

D-Ⅰ除霜期间各参数变化规律如图 5 所示，压缩机吸气温度（$T_{R134a,com\text{-}in}$）稳定在一定范围，而排气温度（$T_{R134a,com\text{-}out}$）逐步降低；冷凝器进口制冷剂温度（$T_{R134a,con\text{-}in}$）随 $T_{R134a,com\text{-}out}$ 的降低而降低，且两者在除霜阶段变化趋势一致；冷凝器出口制冷剂温度（$T_{R134a,con\text{-}out}$）在除霜初期降低后保持稳定；除霜初期冷凝器进出口制冷剂温差大于结霜期间，结合图 4 中 D-Ⅰ下压缩机排气压力和表 1 中冷凝器进出口水温差的变化，可推得 D-Ⅰ除霜期间制冷剂中大部分热量散失在除霜段；除霜段进口和出口制冷剂温度（$T_{R134a,de\text{-}in}$ 和 $T_{R134a,con\text{-}out}$）均呈上升趋势，$T_{R134a,de\text{-}in}$ 上升至与 $T_{R134a,con\text{-}out}$ 一致后保持稳定，除霜段进出口制冷剂温差逐步稳定。

对于除霜模式 D-Ⅲ，制冷剂温度变化规律与 D-Ⅰ类似（图 6）；此外，蒸发器进出口水温差在除霜运行稳定后保持一定温差，由于 D-Ⅲ是在 D-Ⅰ基础上启动蒸发器侧低温热水循环，因此同条件下其除霜能力比 D-Ⅰ强，可满足在更低温环境中的除霜要求。

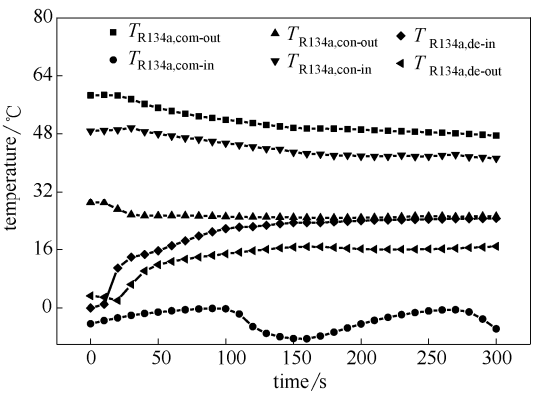


图 5　D-Ⅰ除霜期间制冷剂的温度变化

Fig.5　R134a temperature change of defrosting mode D-Ⅰ

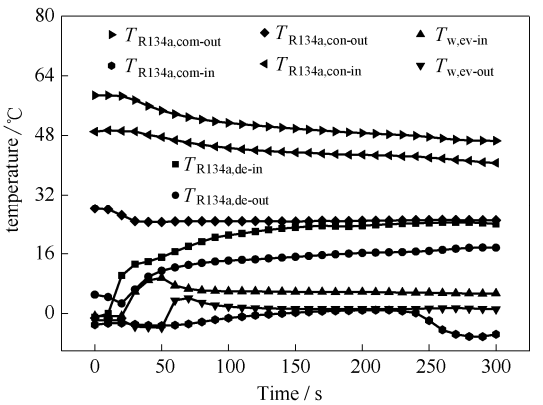


图 6　D-Ⅲ除霜期间制冷剂的温度和蒸发器进出口水温变化

Fig.6　T_{R134a} and $T_{w,ev}$ changes of defrosting mode D-Ⅲ

D-II 除霜期间，蒸发器进出口空气温度呈较缓上升趋势，进出口空气温差越来越小，在 5 min 除霜过程中，出口空气温度始终低于进口温度，说明蒸发器同时从空气侧和低温热水侧吸热，流经蒸发器的低温气流未带走热水释放的热量，见图 7。实验测试中 ASHM 运行 90 min 后切换至 D-II 进行除霜，期间因 V-3 一直处于关闭状况，V-2 至 V-3 间的管路及除霜段内积存的制冷剂流动性极弱，冷凝器出口段高温制冷剂的热量需经 V-2 至除霜段间很长的管道及内侧制冷剂层才能将热量传递至除霜段管道，热阻非常大，致使传递到除霜段的热量微乎其微。此外，ASHM 长时间运行时蒸发段制冷剂不断地吸热使得积存的制冷剂温度很低；同时 D-II 除霜时，低温热水流经复合蒸发器蒸发段使其温度提升，故可认为 D-II 除霜期间，用于融霜的热量来自于流经蒸发器的低温热水中。因此按照黑箱理论，D-II 除霜期间流经蒸发器热水释放的总热量应与蒸发器融霜消耗的热量和热泵系统制热吸热量之和等量。

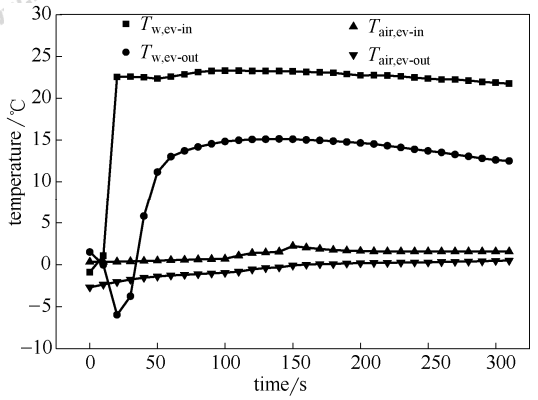


图 7　D-II 除霜期间蒸发器进出口水温和空气温度的变化

Fig.7　$T_{w,ev}$ and $T_{air,ev}$ changes of defrosting mode D-II

3.3　融霜吸收热量分析

根据上述分析，在 D-Ⅱ除霜过程（5 min）中，忽略其他因素影响，低温热水流经复合蒸发器总的放热量（Q_w）等于融霜所消耗的热量（$Q_{defrost-a}$）与系统制热复合蒸发器从水侧的吸热量（Q_{R-w}）之和，见式（4）

$$Q_w = Q_{defrost-a} + Q_{R-w} \tag{4}$$

热泵系统制热时复合蒸发器总吸热量（Q_R）为从低温热水侧吸热量与从空气侧的吸热量（Q_{R-air}）之和，见式（5）

$$Q_R = Q_{R-w} + Q_{R-air} \tag{5}$$

热泵系统制热量为蒸发器总的吸热量（Q_R）和压缩机耗电量（$Q_{com-defrost}$）之和，见式（6）

$$Q_{defrost} = Q_R + Q_{com-defrost} \tag{6}$$

由式（4）～式（6）可得，在 D-Ⅱ除霜过程中，融霜的吸热量（$Q_{defrost-a}$），见式（7）

$$Q_{defrost-a} = Q_w - Q_{defrost} + Q_{com-defrost} + Q_{R-air} \tag{7}$$

其中

$$Q_w = \int c_{pw} G_{w,ev} [T_{w,ev-in}(t) - T_{w,ev-out}(t)]\mathrm{d}t \tag{8}$$

$$Q_{R-air} = \int \rho_{air} S v_{air} [h_{air,ev-in}(t) - h_{air,ev-out}(t)]\mathrm{d}t \tag{9}$$

$$Q_{com-defrost} = \int W_{com}(t)\mathrm{d}t \tag{10}$$

式中，Q_w 为低温热水流经蒸发器释放的总热量，kJ；$G_{w,ev}$ 为蒸发器的水流量，$kg \cdot s^{-1}$，实测值为 0.112 $kg \cdot s^{-1}$；$T_{w,ev-in}(t)$ 和 $T_{w,ev-out}(t)$ 分别为蒸发器进水温度和出水温度，℃；$h_{air,ev-in}(t)$ 和 $h_{air,ev-out}(t)$ 分别为蒸发器进出口空气焓值，kJ；ρ_{air} 为空气密度，$kg \cdot m^{-3}$；v_{air} 为流经蒸发器截面的空气流速，$m \cdot s^{-1}$，实测值为 1.93 $m \cdot s^{-1}$；S 为复合蒸发器截面面积，m^2，其值为 0.21 m^2。

根据图 7 热水除霜过程中复合蒸发器进出口空气温度和进出口水温变化，可得到在热水除霜过程中，用于融霜总的热量为 1226.11 kJ。

3.4　不同除霜模式除霜能耗分析

D-Ⅰ、D-Ⅱ、D-Ⅲ进行除霜时蒸发器风机处于开启状态，除保证结霜和除霜期间系统制热的运行连续性和稳定性之外，D-Ⅰ和 D-Ⅲ除霜期间需要气流将除霜段冷凝热带至翅片其他部位，D-Ⅱ除霜期间保证了蒸发器可同时从水侧和空气侧吸热。若在 AWDSHPS-N 系统中压缩机的进出口加设四通换向阀，并对系统管路做相应的调整，亦可实现逆循环除霜模式，除霜时为使压缩机出口高温高压制冷剂在室外机释放的热量最大限度用于融霜，减少散失到低温环境中的热量，应关停蒸发器风机。

Dong 等[30]的实验结果表明空气源热泵逆循环除霜期间，融霜所消耗的总能量中有 71.8%来自于原冷凝端，其中热泵供应总能量的 59.4%～60.1%消耗用于融霜，若按此计算，AWDSHPS-N 采用逆循环除霜模式，除霜期间需至少从原冷凝端吸收 1464.8kJ 热量，压缩机的电耗为 575.31kJ。

经测试，AWDSHPS-N 以 ASHM 在 0℃（温度）、85%（湿度）的环境条件下，冷凝器出口温度为 5.4℃和 22.5℃时的 COP_{ev-w} 分别为 4.03 和 3.16。根据式（1）和式（3），以及表 1 中结霜运行期间系统的 COP，可得到 D-Ⅰ、D-Ⅱ、D-Ⅲ及逆循环除霜模式的除霜总电耗、90 min 结霜运行和 5 min 除霜期间的系统 COP_{total}，以及 COP_{total} 比结霜期间性能系数（COP_{frost}）提升的比例[$\eta_{\Delta COP}$，式（11）]，结果见表 2。

$$\eta_{\Delta COP} = \frac{COP_{total} - COP_{frost}}{COP_{frost}} \times 100\% \tag{11}$$

由表 2 可知：① D-Ⅰ、D-Ⅲ及逆循环除霜分别使系统 COP_{total} 较 COP_{frost} 降低了 0.42%、3.93%和 22.39%，D-Ⅰ和 D-Ⅲ使系统 COP_{total} 降低的幅度仅分别为逆循环除霜的 1.88%和 17.55%；② 采用 D-Ⅱ使系统 COP_{total} 较 COP_{frost} 提升了 0.83%，除霜期间制热能力和系统 COP 均得到一定改善；③ 采用 D-Ⅰ、D-Ⅱ和 D-Ⅲ对应的系统 COP_{total} 较采用逆循环除霜的 COP_{total} 分别提高了 26.06%、29.79%和 17.02%；④ D-Ⅰ、D-Ⅱ和 D-Ⅲ完成一次除霜所需的总能耗分别为逆循环除霜的 3.11%、34.78%和 28.26%。

表 2 AWDSHPS-N 的整体性能系数和除霜能耗

Table 2 COP_{total} of AWDSHPS-N and energy consumption during defrosting

Defrosting mode	Operational phase	Q_{con}/kJ	$\int_0^{\Delta t}\sum W(t)\mathrm{d}t$ /kJ	COP	$\eta_{\Delta COP}$	$Q_{ev-w,defrost}$ /kJ	Total power consumption of 5 min defrosting /kJ
D-Ⅰ	frosting	11283.63	4731.83	2.38	–0.42	0	36.87
	defrosting	13.88	42.70				
	total	11297.51	4774.54	2.37			
D-Ⅱ	frosting	11407.04	4718.53	2.42	0.83	1463	412.55
	defrosting	806.99	283.12				
	total	12214.03	5001.66	2.44			
D-Ⅲ	frosting	10816.05	4719.53	2.29	–3.93	536.41	335.28
	defrosting	59.56	228.29				
	total	10875.61	4947.82	2.20			
reverse-cycle defrosting	frosting	11407.04	4718.53	2.42	–22.39	0	1186.6
	defrosting	-1464.8	575.31				
	total	10526.69	5064.29	1.88			

4 结 论

本文对 AWDSHPS-N 的 3 种除霜模式除霜期间系统运行特性，及对系统整体性能的影响和完成一次除霜的能耗进行实验研究，结论如下。

（1）AWDSHPS-N 除霜过程中用于融霜热量可从低温热水除霜模式（D-II）除霜期间运行数据中获得；同条件下，D-Ⅲ除霜能力较 D-I、D-II 强。

（2）ASHM 在环境温度为(−0.2±0.5)℃、湿度为 85%±10%，冷凝器进口温度为(30±0.2)℃条件下运行 90 min 后再进行 5 min 除霜运行时，采用水温为 22.5 ℃的 D-II 进行除霜期间系统的制热功率和 COP 分别较结霜期间可提升了 27.4%和 17.8%；采用水温为 5.4 ℃的 D-Ⅲ完成除霜时蒸发器出口空气温度最高；采用 D-I、D-II 和 D-Ⅲ对应系统 COP_{total} 较采用逆循环除霜的 COP_{total} 分别提高了 26.06%、29.79%和 17.02%；完成一次除霜所消耗的总能量分别为逆循环除霜的 3.11%、34.78%和 28.26%。

（3）D-I、D-II、D-Ⅲ除霜在保证系统制热的连续性外，在对热泵系统整体性能的影响和完成一次除霜的能耗均较逆循环除霜有很大的优势。

符 号 说 明

c_p—— 比热容，kJ·kg^{-1}·℃$^{-1}$

G—— 水质量流量，kg·s^{-1}

h—— 空气焓值，kJ ·kg^{-1}

P—— 制冷剂压力，MPa

Q—— 热泵系统制热量，kJ

S—— 复合蒸发器截面积，m^{-2}

T—— 温度，℃

v—— 速度，m·s^{-1}

W—— 耗电功率，W

下角标

air—— 空气

com—— 压缩机

con—— 冷凝器

de—— 复合蒸发器除霜段

defrost—— 除霜

ev—— 蒸发器

frost—— 结霜

in—— 入口

out—— 出口

R, R134a—— 制冷剂 R134a

total—— 整体

w—— 水

References

[1] BUKER M S, RIFFAT S B. Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: a systematic review [J].Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, **55**: 399-413.

[2] LERCH W, HEINZ A, HEIMRATH R. Direct use of solar energy as heat source for a heat pump in comparison to a conventional parallel solar air heat pump system. [J]. Energy and Buildings, 2015, **100**: 34-42.

[3] ÇAKIR U, ÇOMAKLI K, ÇOMAKLI Ömer, *et al*. An experimental exergetic comparison of four different heat pump systems working at same conditions: as air to air, air to water, water to water and water to

air [J].Energy, 2013, **58**(3): 210-219.

[4] WANG G, QUAN Z H, ZHAO Y H, *et al*. Experimental study on a novel PV/T air dual-heat-source composite heat pump hot water system [J]. Energy and Buildings, 2015, **108**: 175-184.

[5] 王岗,全贞花,赵耀华,等.太阳能-空气复合热源热泵热水系统[J]. 化工学报, 2014, **65**(3): 1033-1039
WANG G, QUAN Z H, ZHAO Y H, *et al*. Solar-air composite heat source heat pump hot water system[J]. CIESC Journal, 2014, **65**(3): 1033-1039.

[6] LIU Y, MA J, ZHOU G H. The coupling performance of a solar-air heat pump[J]. Procedia Engineering, 2011, **15**(1): 4058-4062.

[7] LIU Y, ZHOU G H, MA J. Experimental Investigation on a solar air heat pump by heat source[J].Energy Procedia,2012, **14**: 1590-1594.

[8] LIU Y, MA J, ZHOU G H, *et al*. Performance of a solar air composite heat source heat pump system [J]. Renewable Energy, 2016, **87**(6): 1053-1058.

[9] 徐鹏, 全贞花, 赵耀华, 等. 新型太阳能光伏-热泵复合建筑供能系统及其性能实验研究[J]. 建筑科学,2015,**31**(6):99-105.
XU P, QUAN Z H, ZHAO Y H, *et al*. New-type solar photovoltaic and heat pump combined building energy supply system and experimental study of its performance[J]. Building Science, 2015, **31**(6): 99–105.

[10] BRIAN P L T, REID R C, SHAH Y T. Frost deposition on cold surfaces [J]. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, 1970, **9**(3):375-80.

[11] SANDER C T. Testing of air coolers operating under frosting conditions, in heat and mass transfer in refrigeration systems and in air-conditioning [J]. International Institute of Refrigeration, 1972: 383-396.

[12] WANG W, XIAO J, GUO Q C, *et al*. Field test investigation of the characteristics for the air source heat pump under two typical mal-defrost phenomena [J]. Applied Energy, 2011, **88**(12): 4470-4480.

[13] SONG M J, DENG S M, PAN D M, *et al*. An experimental study on the effects of downwards flowing of melted frost over a vertical multi-circuit outdoor coil in an air source heat pump on defrosting performance during reverse cycle defrosting[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, **67**(1/2): 258-265.

[14] O'NEAL D L, PETERSON K T, ANAND N K, *et al*. Refrigeration system dynamics during the reverse cycle defrost [J]. ASHRAE Trans., 1989, **95** (2):689-698.

[15] QU M L, XIA L, JANG Y Q, *et al*. A study of the reverse cycle defrosting performance on a multi-circuit outdoor coil in an air source heat pump(I): Experiments [J]. Applied Energy, 2012, **91**(1): 122-129.

[16] SONG M J, XIA L, DENG S M. A modeling study on alleviating uneven defrosting for a vertical three-circuit outdoor coil in an air source heat pump unit during reverse cycle defrosting [J]. Applied Energy, 2016, **161**(1): 268-278.

[17] HU B, WANG X L, CAO F, *et al*. Experimental analysis of an air-source transcritical CO_2 heat pump water heater using the hot gas bypass defrosting method[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, **71**(1): 528-535.

[18] JI Y J, BASE H H, LEE S L, *et al*. Continuous heating of an air-source heat pump during defrosting and improvement of energy efficiency[J]. Applied Energy, 2013, **110**(5): 9-16.

[19] YIN H J, YANG Z, CHEN A.Q, *et al*. Experimental research on a novel cold storage defrost method based on air bypass circulation and electric heater [J]. Energy, 2012, **37**(1): 623-631.

[20] ABDEL-WAHED R M, HIFNI M A, SHERIF S A. Hot water defrosting of a horizontal flat plate cooling surface[J]. International Journal of Refrigeration, 1983, **6**(3): 152-154.

[21] AMEEN F R, CONEY J E R, SHEPPARD C G W. Experimental study of warm-air defrosting of heat-pump evaporator [J]. International Journal of Refrigeration, 1993, **16**(1): 13-18.

[22] WANG Z Y, WANG X.M, DONG Z M. Defrost improvement by heat pump refrigerant charge compensating[J], Applied Energy,2008, **85** (11) : 1050-1059.

[23] BAXTER V D, MOYERS J C. Field-measured cycling, frost and defrosting losses for a high efficiency air source heat pump[J].ASHRAE Trans., 1985, **91**(2B-2): 537-554.

[24] NIDERER D H. Frost and defrosting effect on coil heat transfer[J]. ASHRAE Trans., 1976, **83**(1): 467-473..

[25] CHEN Y G, GUO X M. Dynamic defrosting characteristics of air source heat pump and effects of outdoor air parameters on defrost cycle performance[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, **29**(13): 2701–2707.

[26] 徐俊芳, 赵耀华, 王皆腾, 等. 新型空气-水双热源复合热泵系统性能和除霜实验[J]. 化工学报, 2017, **68**(11): 4301-4308.
XU J F, ZHAO Y H, WANG J T, *et al*. System performance and defrosting test of the new air-water double source composite heat pump system[J]. CIESC Journal, 2017, **68**(11): 4301-4308.

[27] XU J F, WANG J T ,ZHAO Y H, *et al*. Analysis on operation condition of a village air source heat pump heating system project in beijing[C]//2015 4th International Conference on Energy and Environmental Protection.Shenzhen, 2015: 1141-1147.

[28] GB50736—2012. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. GB50736 — 2012. Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings[S].

[29] MACHIELSEV C H M, KERSCHBAUMER H G. Influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers standards and dimensionless coefficients for the system designer [J]. International Journal of Refrigeration, 1989, **12**(5): 283-290.

[30] DONG J K, DENG S M, JIANG Y Q, *et al*. An experimental study on defrosting heat supplies and energy consumptions [J].Applied Thermal Engineering, 2012, **37**(5): 380-387.