文章编号:0253 - 4339(2017) 01 - 0029 - 05
doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2017. 01. 029

电动汽车热泵空调复合除霜特性的实验研究

林洪良　南金瑞　乔名星　刘 练

(北京理工大学 北京电动车辆协同创新中心　北京　100081)

摘　要　为了解决电动汽车热泵空调在制热过程中结霜导致制热效率降低的问题,本文在现有除霜方法所存在的缺陷的基础上,提出了电动汽车热泵空调复合除霜方法,所谓复合除霜方法就是在除霜开始后,首先进入旁通除霜阶段,然后根据除霜状态,适时进入逆循环除霜阶段。本文对一台额定功率 8.0 kW 的电动客车空调进行改造,并在室外环境温度(2 ±0.5) ℃,相对湿度(80 ±5)%,车内温度为(20 ±0.5)℃的模拟环境条件下进行对比实验,测量压缩机吸排气压力、室外换热器温度、室内温度与消耗功率随时间的变化。结果表明:与逆循环除霜相比,复合除霜压缩机吸、排气压力冲击减小,室内温度波动减小,能耗降低 8.13%;与旁通除霜方法相比,除霜时间减少 60 s,能耗降低 6.56%。

关键词　除霜;热泵;电动汽车

中图分类号:TU831.6; U469.72; U463.85^{+}1　　**文献标识码**: A

Experimental Study of the Characteristic of Composite Defrosting for Heat Pump Air Conditioner of Electric Vehicle

Lin Hongliang　Nan Jinrui　Qiao Mingxing　Liu Lian

(Beijing Institute of Technology, Collaborative Innovation Center of Electric Vehicles, Beijing, 100081, China)

Abstract　To solve the problem that frosting leads to lower efficiency of the heat pump air conditioner for electric vehicle in the heating process, a new method of composite defrosting is proposed after analyzing the deficiency of the existing defrosting method. At the beginning of the defrosting, firstlyenter the bypass defrost stage. Then reverse cycle defrost stagetimelyaccording to the defrost state. An electric bus air conditioning system with a rated power 8.0 kW was transformed,and the comparative test was carried out in the simulated environment of the outdoor at (2 ±0.5) ℃, the indoor at (20 ±0.5) ℃ and the relative humidity of (80 ±5)%. The change of the compressor suction and discharge pressure, the outdoor heat exchanger temperature, indoor temperature and power consumption were measured. The experimental results indicated that, compared with the method of reverse cycle defrosting, the compressor shock of discharge and suction was reduced, the fluctuation of indoor temperature was decreased and energy consumption decreased by 8.13%; compared with the method of hot - gas bypass defrosting, the time of defrosting was decreased by 60 s and energy consumption decreased by 6.56%.

Keywords　defrosting; heat pump; electric vehicle

不同于传统燃油车,电动汽车没有了发动机的冷却水,制热成为其面临的一大问题。目前,热泵空调是电动汽车制热主要研究方向。热泵型空调冬季制热时,室外换热器的盘管温度总是低于周围的环境空气温度,当盘管表面温度低于环境空气的露点温度时,空气中的水分会析出,换热器的翅片表面会产生冷凝水。如果盘管温度继续下降到 0 ℃以下,冷凝水就会凝结成霜附着在翅片上[1-4]。结霜会将翅片之间的间隙局部或全部阻塞,最终导致室外换热器的换热效率低下,甚至导致机组无法继续制热,因此有必要改进除霜技术。

国内外对热泵除霜技术已有大量研究,黄东等[5-6]比较了热气旁通除霜和逆循环除霜在空气-水源热泵中的除霜效果,结果显示热气旁通除霜时间更长,但具有低噪声、室内温度波动小,没有吹冷风感等优点。姚杨等[7]提出了相变储能除霜方法,董建锴等[8]又对其特性进行了实验研究,发现其除霜时间能缩短近 60%。张杰等[9]对三种空气源热泵除霜方式的性能进行实验比较,总结各自优缺点。V. Payne 等[10]通过实验方法验证了滚动式压缩机和往复式压缩机在空气源热泵除霜过程中的不同作用。H. Cho 等[11]研究了压缩机启停除霜和热气旁通除霜在柜式制冷机中的不同应用,实验结果显示,热气旁通除霜可有效提高制冷能力、降低温度波动,但会消耗更多

收稿日期:2016 年 3 月 17 日

的除霜能量。A. K. Adnan 等[12] 和 S. Jain 等[13] 分别设计了空气源热泵液体除湿系统,在防止结霜方面取得了良好的效果。

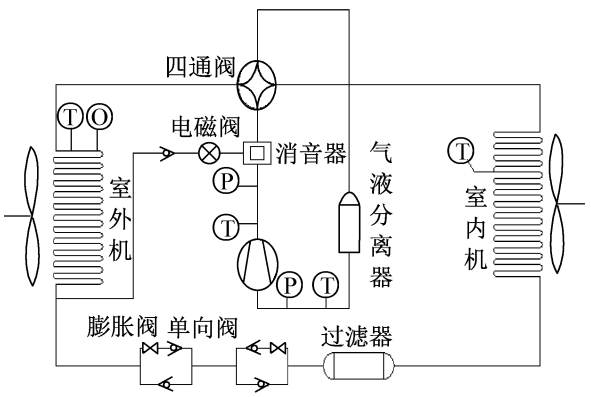
目前由于电动汽车存在电池能量密度低的先天性弊端,所以电动汽车对热泵空调的除霜要求更高,要满足其能耗要低、除霜速度快、舒适性好的需求。相变储能除霜引入储能部件,大大提高除霜速度,但由于其储能效率原因导致能耗过高;逆循环除霜利用逆卡诺循环达到除霜目的,但是机械冲击大,且持续从车室内吸取大量热量,车内温度波动较大;热气旁通除霜依靠压缩机的蓄热和功耗提供除霜热量,由于吸气温度、压缩机输入功率的衰减以及吸、排气压力差较小都会导致排气温度在霜层融化阶段不断下降,使旁通除霜的后劲不足,除霜速度下降明显[14-17]。

针对电动汽车的需求结合逆循环除霜与热气旁通除霜两者的优点,本文提出一种复合除霜的方案,就除霜时间、除霜效果及除霜能耗等与逆循环除霜、热气旁通除霜进行对比实验研究。

1 复合除霜原理及实验设计

1.1 热泵空调复合除霜系统原理

相对于传统的逆循环除霜法与热气旁通除霜法,复合除霜系统结合两者的优点,将两种除霜方法整合在一套除霜系统中,系统原理如图 1 所示。除霜开始后,首先进入旁通除霜模式,然后根据旁通除霜阶段的动态特性变化,选择合理的时机切换到逆循环除霜模式,下面对复合除霜进行具体分析。



T 温度传感器;O 湿度传感器;P 压力传感器

图 1 复合除霜系统原理图

Fig. 1 Schematic of composite defrosting system

1)热气旁通除霜阶段

当满足除霜条件时,电磁阀打开,四通换向阀没有动作,系统进入旁通除霜状态。首先,饱和蒸气经过气液分离器,然后被压缩机吸入变成高温高压的蒸气,部分制冷剂通过旁通电磁阀节流后进入室外换热器,与换热器内部原来的两相制冷剂混合,在压缩机的连续抽吸作用下,流经室外换热器冷凝放热融霜,再次回到气液分离器中,准备下一次循环。

热气旁通除霜依靠压缩机的蓄热和功耗提供除霜热量,待储热耗尽就会出现能量不足、除霜缓慢的现象。复合除霜首先进入热气旁通除霜是为了利用压缩机的储热除霜,降低压缩机吸、排气压力差,增加室外机温度,减小室内温度波动,为进入下一阶段除霜做好准备,避免长时间热气旁通除霜。

2)逆循环除霜阶段

当机组检测到压缩机输入功率降低、排气温度下降、除霜速度下滑时,关闭电磁阀,动作四通阀,进入逆循环除霜状态。车外换热器便与车内换热器的功能对调,由蒸发器变成了冷凝器,而车内换热器由冷凝器变为蒸发器,在此除霜状态下,高温排气进入室外翅片换热器除霜,系统由原来的制热状态切换为制冷循环,所以制冷剂会从车室内吸收热量用于除霜。

由于前一阶段的除霜基础,在四通阀动作时的机械冲击大大减小,并且降低逆循环时间,减少从室内吸取的能量,室内温度波动会明显改善。

3)除霜逻辑

对于除霜控制方法国内外已经有很多研究,本实验采用工程中使用较多的温度-时间控制方法。对于逆循环除霜和热气旁通除霜,启动除霜的条件为:当结霜导致机组的室外换热器温度低于 -5 ℃时,启动除霜;终止除霜的条件为:当室外换热器的温度达到 30 ℃或者除霜运行时间超过 10 min 时,终止除霜。在逆循环除霜过程中,压缩机转速选择定转速模式,转速为 1 500 r/min;在热气旁通除霜过程中,电磁阀开度固定,将 60% 的热量通过电磁阀流入室外换热器,压缩机为制热逻辑下控制的转速。为保证对比实验的统一性,在复合除霜过程中,起始条件、终止条件、压缩机转速和电磁阀开度均与上述相同,当室外换热器温度变化速率减低 50% 时,终止逆循环除霜模式,进入热气旁通除霜模式。

1.2 复合除霜系统对比实验设计

实验系统主要由压缩机、室内机、室外机、膨胀阀、电磁阀、四通换向阀和除霜控制系统组成,传感器布置见图 1。实验空调系统如图 2 所示,对比实验中四通阀和电磁阀的控制如表 1 所示。实验过程中制冷剂采用 R410A,充注量 10 kg,压缩机额定输入功率为 8.97 kW,额定制热量为 25.36 kW,室内风机与室外风机额定风量分别为 4 000 m^3/h 和 3 600 m^3/h。实验中布置了压力传感器(量程为 5.0 MPa,精度为 ±0.075

Pa)、温度传感器(±0.1 ℃)、湿度传感器(±1.0%)。测试时,模拟室外环境温度(2±0.5)℃,相对湿度(80±5)%(通过加湿器提供蒸气),除霜启动时,霜厚约为3 mm,车内温度为(20±0.5)℃。

表 1 除霜系统控制模式

Tab. 1 Defrosting system control modes

运行模式	复合除霜	热气旁通除霜	逆循环除霜
四通阀	适时换向	不换向	换向
电磁阀	适时关闭	打开	关闭

图 2 实验系统实物图

Fig. 2 The graph of experiment system

2 实验数据及分析

2.1 压缩机吸排气压力变化

压缩机吸排气压力是评价热泵除霜效果的重要参数。除霜从30 s处开始,由图3可知,对于逆循环除霜方案,在除霜开始30 s内,由于四通换向阀的跳转,排气压力急剧下降0.7 MPa,吸气压力上升0.4 MPa,随着除霜的进行,在270 s结束时四通阀再次动作,又出现压力的剧烈波动,形成较大的机械冲击。热气旁通除霜吸排气压力波动较小,但是,随着除霜的进行,压差呈下降趋势,对于霜层较厚处除霜速度明显下降。然而对于复合除霜方式,由于机组首先进入的是热气旁通除霜模式,所以压缩机吸排气压力变化幅度小,当运行到120 s,热气旁通除霜出现除霜速率明显下降时,开启逆循环除霜模式。由于前面的除霜结果,排气压力下降比逆循环除霜小0.3 MPa,吸气压力上升比逆循环除霜小0.2 MPa,在结束时的压力波动也明显减小。

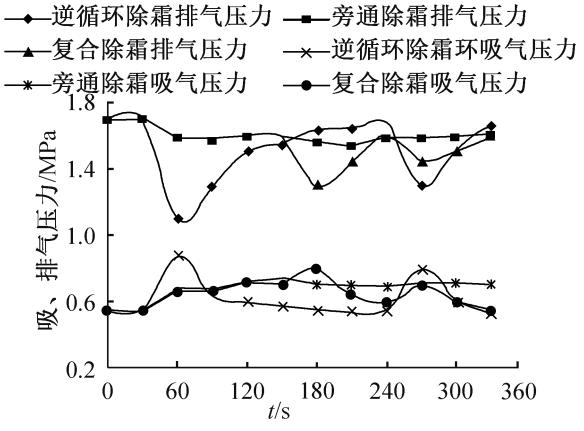


图 3 压缩机吸排气压力变化

Fig. 3 Variation of discharge and suction pressure for different defrost modes

数据分析表明:复合除霜既不会出现压力剧烈波动,也不会随着除霜的进行速率下降。

2.2 室外换热器与车内温度变化

图4和图5所示分别为室外换热器的温度变化与车室内温度变化曲线。控制除霜终止的条件是室外机翅片表面最低温度达到30 ℃,在逆循环除霜中,室外机温度变化较快,在240 s时已经达到30 ℃。由于温度延迟、变化速度快,在270 s之前温度仍有上升,但是由于逆循环除霜的原理是从室内吸取热量,所以在除霜期间会造成车室内的温度下降明显,影响舒适性。对于热气旁通除霜,随着除霜的进行除霜速度明显下降,在330 s左右才达到除霜要求,但在热气旁通除霜期间仍有从压缩机排出进入室内的气体,所以温度下降不明显。复合除霜首先进入热气旁通除霜模式,在120 s左右进入逆循环除霜模式,避免了长时间逆循环除霜造成的车室内温度波动较大的问题,复合除霜在270 s左右达到30 ℃,与逆循环除霜相差小于30 s,且明显优于热气旁通除霜速度,避免了旁通除霜在除霜后期能量不足造成的除霜速度下降的问题。

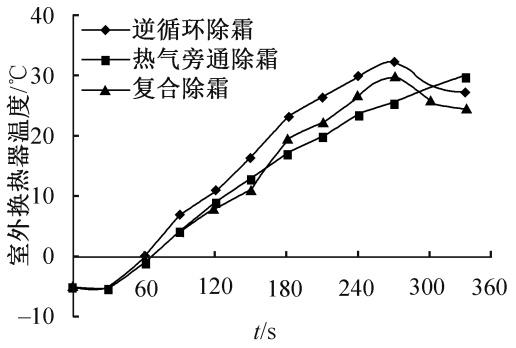


图 4 室外换热器温度变化

Fig. 4 Temperature variation of outdoor coil for different defrost modes

2.3 输入功率变化

图6所示为不同除霜模式下的输入功率变化。

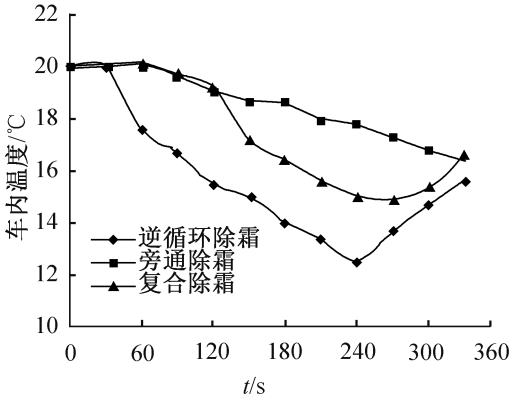


图 5 车室内温度变化

Fig. 5 Variation of indoor temperature for different defrost modes

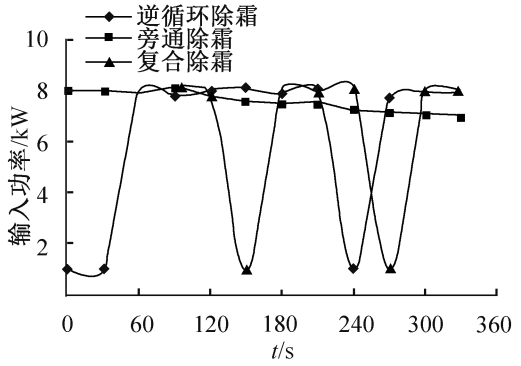


图 6 输入功率变化

Fig. 6 Input power variation for different defrost modes

根据压缩机的理论输入功率公式,

$$W_{comp} = M_m \frac{k}{(k-1)} p_s v_s [(p_d/p_s)^{\frac{k-1}{k}} - 1] \quad (1)$$

式中: W_{comp} 为压缩机理论输入功率,kW; M_m 为压缩机质量流量,kg/s; k 为多变指数,一般取 1.277 5; p_s 为压缩机吸气压力,Pa; v_s 为压缩机的吸气比容,m^3/kg; p_d为压缩机排气压力,Pa。

逆循环除霜由于在进入除霜时调节四通阀,压缩机暂时停机,所以功率很低。然后开启压缩机,功率迅速回升,在除霜结束时也要调节四通阀,其在除霜期间所消耗的能量全部用来除霜,且从车室内吸收大量热量。在热气旁通除霜时,输入功率呈下降趋势,是因为没有吸收外部热量,只依靠压缩机的能量,流回气液分离器中的液体增加,制冷剂流量减少。从上式可知压缩机的输入功率与制冷剂流量呈正比,所以除霜速度明显下降。复合除霜也会出现四通阀跳转,但时间很短,对整体耗功率影响不大,所以除霜速度快,部分热量流入室内换热器中,室内温度波动小。计算除霜所消耗能量为:

$$Q_d = P_d t - Q_i \quad (2)$$

式中: P_d 为除霜功率,s,W; t 为除霜时间,s; Q_i 为传入室内的热量,J。

逆循环除霜 $Q_i = 0$, 对于旁通除霜与复合除霜:

$$Q_i = (P_h t_h - cm|\Delta T|)/\eta \quad (3)$$

式中: P_h 为车室热负荷,W; t_h 为旁通除霜阶段时间,s; c 为室内空气比热容,J/(kg·℃); m 为空气总质量,kg; ΔT 为旁通除霜阶段温度变化,℃; η 为制热能效比。

根据实验数据,由表 2 计算数据可知复合除霜比热气旁通除霜节能 6.56%,比逆循环除霜节能 8.13%。

表 2 除霜能耗

Tab. 2 Energy consumption for different defrost modes

运行模式	复合除霜	热气旁通除霜	逆循环除霜
能耗/ kJ	1 752	1 875	1 907

3 结论

本文针对现有除霜技术的不足,提出了复合除霜方案,搭建实验台模拟室外环境温度(2 ± 0.5) ℃,相对湿度(80 ± 5)%,除霜启动时,霜厚约为 3 mm,车内温度为(20 ± 0.5)℃,进行复合除霜、热气旁通除霜与逆循环除霜对比除霜实验,分析了实验数据,得到以下结论:

1)复合除霜方式结合了热气旁通除霜及逆循环除霜的各自特点,不仅可以减少单独逆循环除霜造成供热温度的波动,也可以避免单独旁通除霜所造成的除霜后劲不足的缺点,提高除霜速度。

2)在除霜过程中,可以根据旁通除霜阶段的化霜状况,选择合适的时机切换到逆循环除霜模式,充分利用了压缩机的蓄热。利用电磁阀可以进一步减少除霜过程中的功耗损失,比旁通除霜节能 6.56%,比逆循环除霜节能 8.13%。

3)在除霜过程中,复合除霜方式的四通阀换向次数与逆循环除霜方式相同,但机组的压力波动幅度远远小于逆循环除霜方式,因此产生的机械冲击要小得多,有利于延长系统的使用寿命。

参考文献

[1] 邱宏, 王友. 空气源热泵空调的一种新型除霜控制模式[J]. 流体机械, 2009, 37(9): 51-54. (QIU Hong, WANG You. New type of defrost control mode for air-source heat pump air-conditioner system[J]. Fluid Ma-

chinery, 2009, 37(9): 51-54.)

[2] 王志毅, 陈松, 杨创辉. 风冷热泵冷热水机组空气侧换热器交叉除霜研究[J]. 制冷学报, 2008, 29(4): 34-37. (WANG Zhiyi, CHEN Song, YANG Chuanghui. Cross defrosting on air side heat exchanger of air to water heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2008, 29(4): 34-37.)

[3] 付文成, 郭宪民, 陶祥成. 一种新型空气源热泵除霜方式的实验研究 [J]. 制冷学报, 2009, 30(3): 16-20, 24. (FU Wencheng, GUO Xianmin, TAO Xiangcheng. Experiment on a novel defrost cycle for air source heat pumps[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(3): 16-20, 24.)

[4] 石文星, 李先庭, 邵双全. 房间空调器热气通法除霜分析及实验研究 [J]. 制冷学报, 2000, 21(2): 29-35. (SHI Wenxing, LI Xianting, SHAO Shuangquan. Exeprimental research on hot vapor bypass defrosting metod[J]. Journal of Refrigeration, 2000, 21(2): 29-35.)

[5] Huang D, Li Q X, Yuan X L. Comparison between hot-gas bypass defrosting and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump[J]. Applied Energy, 2009, 86(9): 1697-1703.

[6] 黄东, 袁秀玲. 风冷热泵冷热水机组热气旁通除霜与逆循环除霜性能对比[J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(5): 539-543. (HUANG Dong, YUAN Xiuling. Comparison of dynamic characteristic between the hot-gas bypass defrosting method and reverse-cycle defrosting method on an air-to-water heat pump[J]. Journal of Xi′an Jiaotong University, 2006, 40(5): 539-543.)

[7] 姚杨, 姜益强, 马最良, 等. 蓄能相变材料及使用该材料的蓄能式空气源热泵除霜系统: 200510009975.1[P]. 2005-10-26.

[8] 董建锴, 姜益强, 姚杨, 等. 空气源热泵相变蓄能除霜特性实验研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2011, 38(1): 18-22. (DONG Jiankai, JIANG Yiqiang, YAO Yang, et al. Experimental study of the characteristic of defrosting for air source heat pump with phase change energy storage[J]. Journal of Hunan University (Natural Science), 2011, 38(1): 18-22.)

[9] 张杰, 兰箐, 杜瑞环. 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. The performance comparison of several defrosting modes for sir-source heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(2): 47-49.)

[10] Payne V, O′neal D L. Defrost cycle performance for an air-source heat pump with a scroll and a reciprocating compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(2): 107-112.

[11] Cho H, Kim Y, Jang I. Performance of a showcase refrigeration system with multi-evaporator during on-off cycling and hot-gas bypass defrost[J]. Energy, 2005, 30(10): 1915-1930.

[12] Adnan A K, Moustafa E, Omar M R. Proposed energy-efficient air-conditioning system using liquid desiccouldt[J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(10): 791-806.

[13] Jain S, Bansal P K. Performance analysis of liquid desiccouldt dehumidification systems[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(5): 861-872.

[14] 梁彩华, 张小松. 显热除霜方式的理论分析与实验研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(4): 559-561. (LIANG Caihua, ZHANG Xiaosong. Theoretical analysis and experiment study on the sensible heat defrost[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(4): 559-561.)

[15] 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.

[16] Byun J S, Loeb J, Jeon C D. Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(2): 328-334.

[17] Hewitt N, Huang M J. Defrost cycle performance for a circular shape evaporator air source heat pump [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(3): 444-452.

作者简介

南金瑞,男,副教授,博士,北京理工大学,北京电动车辆协同创新中心,13240946922,E-mail: nanjinrui@bit.edu.cn。研究方向:车载总线、汽车电子、新能源车辆整车控制技术、电动空调系统及能量管理技术等。

About the author

Nan Jinrui, male, Ph. D. /professor, Beijing Institute of Technology, Collaborative Innovation Center of Electric Vehicles in Beijing, + 86 13240946922, E-mail: nanjinrui@bit.edu.cn. Research fields: vehicle bus, auto electronics, control technology of new energy vehicles, electric air conditioning system and energy management technology.