

文章编号:1006-2467(2019)04-0468-05

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.04.011

废热回收型纯电动汽车热泵系统试验研究

李萍, 谷波, 缪梦华

(上海交通大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200240)

摘要: 针对纯电动汽车设计了一套带有废热回收的热泵空调系统,采用2个分回路吸收电池和电机产生的废热,分析了电池和电机废热量产生规律以及对废热回收系统进行了整车试验.结果表明:纯电动汽车在车速变化时,电池散热量迅速增加,即废热增加;当废热回收热泵系统在2℃的工况下运行时,换热量最大可增加至3 797 W,能效比范围为1.82~2.43,增加的废热能满足制热要求;当温度降到-7℃时,换热量最大可增至2 407 W,能效比范围为1.56~2.63,回风温度可达13.2℃,但仍需提供额外热源才能满足制热要求.

关键词: 纯电动汽车; 热泵系统; 废热回收

中图分类号: TK 123

文献标志码: A

Experimental Research on Waste-Heat Recovery Heat Pump System in Electric Vehicles

LI Ping, GU Bo, MIAO Menghua

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: A set of waste-heat recovery heat pump system is designed for electric vehicles, which includes two parts absorbing the waste heat from battery and motor. The generation rule of waste heat from battery and motor is analyzed and the waste heat recovery heat pump system is tested. The results showed that with the speed change of electric vehicle, battery cooling is increasing rapidly, which increases the waste heat; when waste-heat recovery heat pump system operates at 2℃, maximum heat transfer can be increased to 3 797 W, the range of coefficient of performance (COP) is 1.82–2.43, and the increase of waste heat can meet the heating requirements; when the temperature drops to -7℃, maximum heat transfer can be increased to 2 407 W, the range of COP is 1.56–2.63, and the air temperature is 13.2℃, but the system still needs to provide additional heat source to meet the heating requirements.

Key words: electric vehicle; heat pump system; waste-heat recovery

纯电动汽车的动力源为蓄电池,它不依靠传统汽车的内燃机作为动力输出,在冬季,纯电动汽车不能直接获取内燃机余热为车内提供热量^[1].若直接将热泵系统应用于纯电动汽车,热泵系统的耗电将

直接影响纯电动汽车的续航里程^[2].因此,保证冬季热舒适性以及兼顾纯电动汽车的续航里程是目前需要解决的关键问题.相较于其他热泵系统,纯电动汽车热泵系统具有运行工况多变、传热空间限制大、车

收稿日期:2017-09-07

基金项目:国家科技支撑计划资助项目(2013BAG03B01)

作者简介:李萍(1993-),女,上海市人,硕士生,主要研究方向为电动车热管理系统.

通信作者:谷波,男,教授,博士生导师,电话(Tel.):021-34206260;E-mail:gubo@sjtu.edu.cn.

身振动严重等特点^[3].许多学者对纯电动汽车热泵系统性能进行了研究^[4-7],但大部分是单热源热泵系统以及混合动力汽车热泵系统.文献表明:在恶劣环境工况下,单热源热泵系统在冬季会出现制热量不足的情况^[8],而电池和电机的散热却很少被利用.钱程等^[9]研究了双热源热泵系统的性能,结果表明:吸收 500 W 废热后,制热量提高了 24.16%,能效比(COP)和功率都大大提高.但文中的试验工况仍处于环境温度较适中,没有达到恶劣工况,且未对电机散热部分进行废热回收.因此分析电池和电机两部分的废热回收对热泵系统性能影响,以及在恶劣工况下,分析该系统能否较好满足热舒适性十分必要.

本文研究的废热回收型热泵系统包括空气源、电机热源以及电池热源.其中,电机热源和电池热源为废热源.试验中,关闭空气热源,仅依靠废热源提供热量来观察该系统在不同环境温度下的性能参数

和冬季热舒适性满足情况.

1 废热回收型纯电动汽车热泵系统

纯电动汽车采用蓄电池作为车的电力驱动,没有传统发动机作为空调压缩机的动力源,不能提供热源,取暖动力仅由蓄电池提供.因此,纯电动汽车的空调系统需要兼顾制冷与制热功能,并尽可能减少用电量,保证续航里程.为满足以上需求,本文设计了一套带有废热回收型的热泵空调系统.该系统主要基于热泵空调系统,在纯电动汽车原车上进行改造,由于车型空间有限,系统采用单风道系统.该系统需要满足夏季制冷、夏季电池冷却、冬季制热、冬季电机热回收以及冬季除霜除雾等功能.系统包含 3 个回路,如图 1 所示,主回路为空调系统回路,通过四通换向阀来切换制冷以及制热模式;分回路为电池和电机回路,采用电磁阀控制.

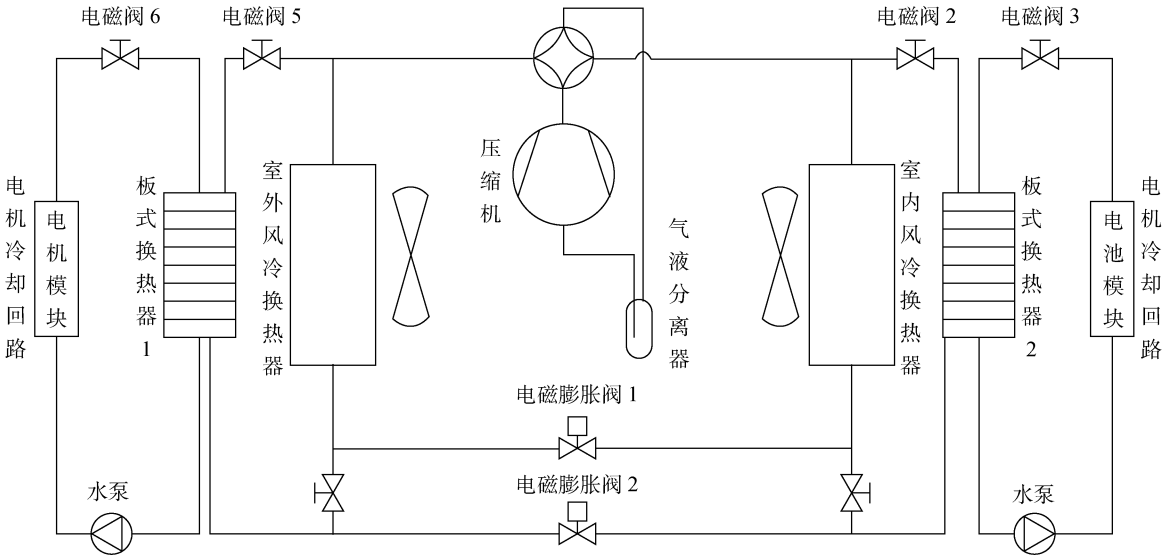


图 1 废热回收型纯电动汽车热泵系统图

Fig. 1 Heat pump system with waste-heat recovery

2 试验

2.1 试验系统

试验在根据 GB/T7725-2004 要求建造的环境舱内进行,如图 2 所示,模拟车速设定为怠速;环境温度设定为 $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$;湿度控制为 50%.考虑到低温工况的特殊性,以最快达到热舒适(即车内温度达到 $23\text{ }^{\circ}\text{C}$)为目的,采用内循环 100%回风.试验测试的物理量有室内机出风温度、室内温度、压缩机转速和压缩机功率;计算性能参数有制热量和 COP.低温环境主要由电机驱动风机进行制冷,风机在电动汽车正前方,当舱内温度达到要求温度并保



图 2 环境舱图

Fig. 2 Environmental chamber

持半小时后开始整车试验. 废热回收型纯电动汽车热泵系统主要包括空气源热泵回路、电机冷却系统以及废热回收系统. 系统采用的制冷剂为 R134a, 充注量为 580 g.

当开启冬季制热模式时, 在无热回收模式下, 电磁阀、水泵都关闭, 经压缩机压缩的制冷剂流过四通换向阀、室内冷凝器、干燥过滤器、室内蒸发器侧电子膨胀阀、室外蒸发器, 气液分离器回到压缩机, 从室外空气中吸收热量; 在有热回收模式下, 电磁阀 1、3、6 和水泵打开, 从冷凝器出来的过冷液体分流到空气源热泵回路和电机回路, 分别经由室内蒸发器侧电子膨胀阀和板式换热器侧电子膨胀阀的节流, 流入室外蒸发器和板式换热器中吸收热量, 再回到压缩机中. 同时, 冷却液通过循环, 将模拟电机的热源传到板式换热器中与制冷剂进行热交换.

夏季制冷时, 四通阀换向, 在无热回收模式下, 电磁阀、水泵都关闭, 经压缩机压缩的制冷剂流过四通换向阀、室外冷凝器、干燥过滤器、室内蒸发器侧电子膨胀阀、室内蒸发器、气液分离器回到压缩机, 在室外空气中放出热量; 在有模拟热模式下, 电磁阀 2、4、5 和水泵打开, 从冷凝器出来的过冷液体分流

到空气源热泵回路和电池回路, 分别经由室内蒸发器侧电子膨胀阀和板式换热器侧电子膨胀阀的节流, 流入室内蒸发器和板式换热器中吸收热量, 再回到压缩机中. 同时, 冷却液通过循环, 将电池散发的热源传到板式换热器中与制冷剂进行热交换.

2.2 试验测试仪器

本次整车试验 T 型热电偶共计 69 个, 其中: 环境温度和室内外换热器管道进出口各 2 个; 表面进风温度 5 个; 出风温度 5 个; 换热器表面温度各有 5 个; 压缩机测点 2 个; 电磁阀测点 4 个; 喷射器测点 2 个; 四通阀测点 4 个; 内外循环进风温度 2 个测点; 检测车内达到舒适性的吹脸出风温度、呼吸点温度和脚部点温度若干; 压缩机进出口压力布点 2 个. 试验测试设备及规格具体如表 1 所示.

压缩机的转速、功率和室外风机转速可通过电脑控制, 为减少热损失, 前舱内所用的管路使用保温层进行绝热. 开始试验前, 试验人员穿戴防护服在环境舱内站立 10~15 min, 保证不将自身的热量带入车中. 试验参数都设为稳定参数, 待室内温度到达所设温度并稳定一段时间后, 开始记录测点数据, 数据采集通过 Keithley2700 数据采集器完成.

表 1 试验测试设备及规格
Tab. 1 Experimental test equipment and specifications

名称	功能概述	规格	接口	数量	备注	量程	精度
T 型热电偶	换热器壁温	引线 6 m	均匀缝补, 直接插入换热器翅片间, 加以硅胶固定	30	实际测点 22 个	-40~350 ℃	±0.5 ℃
压差传感器	制冷剂回路高压力		歧管表	1	制冷剂充注用	0~4 000 kPa	±0.03 kPa
	制冷剂侧压降			2			
PT100A	空气侧进出风温度	4 m	用金属丝固定成井字形, 插在每层散热器之间	30	实际测点 27 个	-50~150 ℃	±0.05 ℃
风速仪	换热器进出口风速			1	可远传		±0.01 m/s

3 结果与分析

3.1 电池和电机散热分析

由于在行驶过程中, 汽车会经历不规则的车速变化, 电池的电流及温度也会同时发生变化. 基于 NEDC(New European Driving Cycle, 即新欧洲驾驶周期)工况数据, 来观测实际情况下纯电动汽车车速对电池散热的影响. 图 3 所示为电池发热量与车速的关系, 当处于稳定车速时, 电池发热量与电机发热量也处于稳定状态. 因此, 电池散热在理论上是可回收的, 在一定车速下, 电池与电机散热为一相对固定值. 在试验中, 可用模拟热代替废热热值的大小.

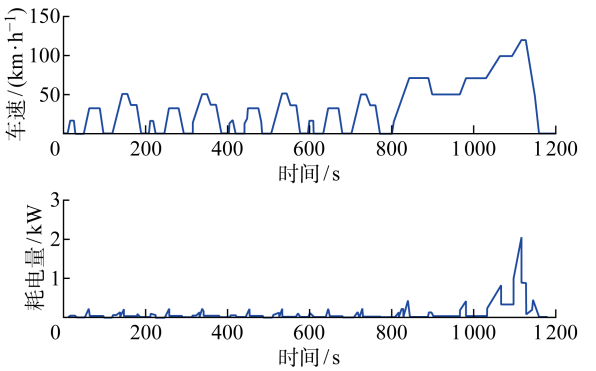


图 3 电池散热与车速关系

Fig. 3 Relationship between heat dissipation and vehicle speed

3.2 废热对系统影响分析

对压缩转速 N_{com} 为 2 000、3 500 以及 5 000 r/min 时,环境温度分别为 2 ℃ 和 -7 ℃ 下进行性能试验,电动机废热以模拟热代替.无模拟热时,控制车速为 40 km/h,空调回路开度为 100%,电动机回路关闭;模拟热开启时,控制空调回路开度为 0,电动机回路开度为 100%,车速与模拟热值相对应.

2 ℃ 时的试验结果如图 4 所示,当冬季制热模式开启,吸收废热后,制热量 Q_{cond} 会增加,最大达 3 797 W,压缩机功率增加,COP 增加,范围为

1.82~2.43.加上模拟热后出风温度明显上升,最高接近 50 ℃.在无模拟热时,5 000 r/min 转速下,舱内回风温度 20 ℃ 左右;在加有 1 000 W 模拟热时,舱内回风温度能达到 25 ℃,能很好满足制热需求.

当环境温度降到 -7 ℃ 后,试验结果如图 5 所示,吸收废热后,制热量增加,最大可达到 2 407 W,压缩机功率及 COP 增加,COP 范围为 1.56~2.63.加上模拟热后出风温度有上升趋势,最高可达 30 ℃,舱内回风温度也有上升,最高可达 13.2 ℃;加有 1 000 W 的模拟热仍难以满足制热需求,在极端工况下需提供额外热源保证车内舒适度.

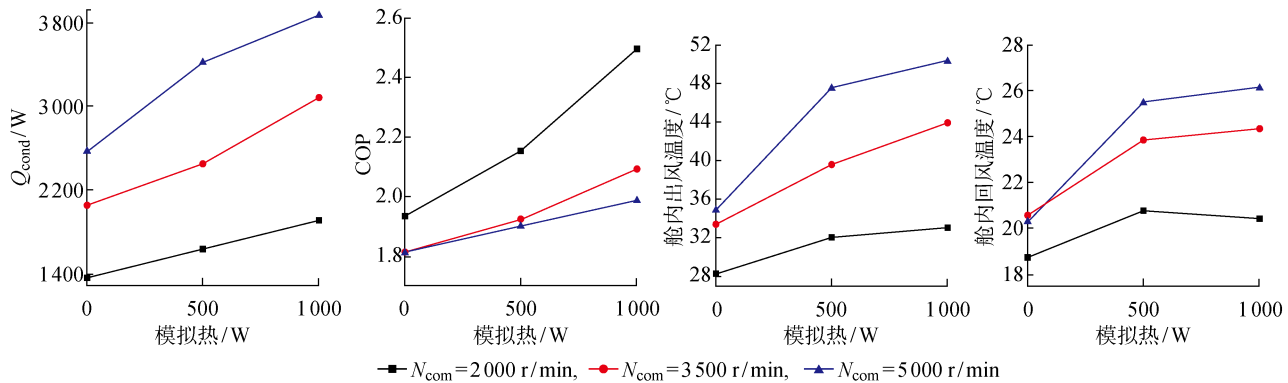


图 4 2 ℃ 时的试验结果
Fig. 4 Test results at 2 ℃

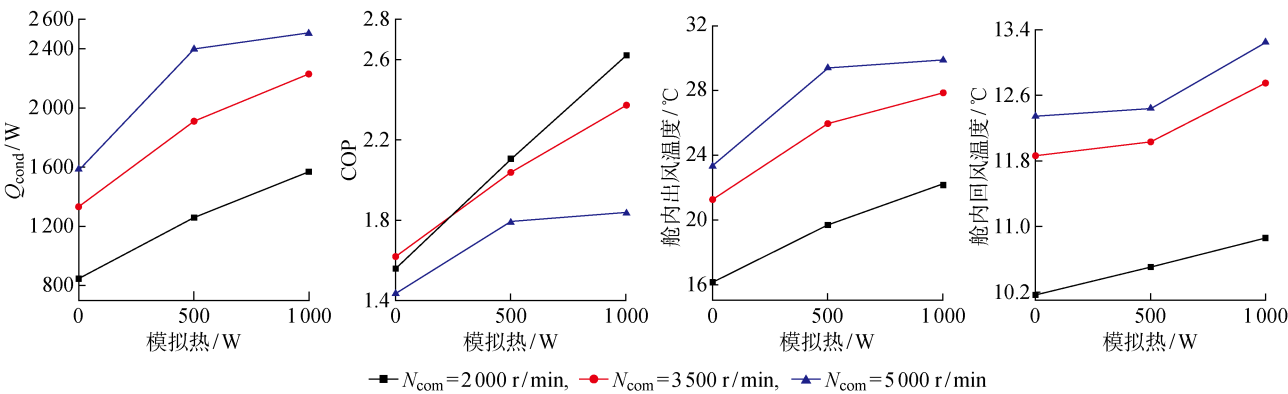


图 5 -7 ℃ 时的试验结果
Fig. 5 Test results at -7 ℃

3.3 试验测量不确定度分析

试验根据测试标准 QC/T 657-2000,采用焓差法测量换热量 Q 以及压缩机耗功 W ,可由焓差法测量不确定度 u_{B}^2 的计算模型,求得 Q 和 W .

$$u_{\text{B}}^2(Q) = \left(\frac{\partial Q}{\partial q_{\text{mr}}}\right)^2 u_{\text{B}}^2(q_{\text{mr}}) + \left(\frac{\partial Q}{\partial h_2}\right)^2 u_{\text{B}}^2(h_2) + \left(\frac{\partial Q}{\partial h_3}\right)^2 u_{\text{B}}^2(h_3) = (h_2 - h_3)^2 u_{\text{B}}^2(q_{\text{mr}}) + q_{\text{mr}}^2 u_{\text{B}}^2(h_2) + q_{\text{mr}}^2 u_{\text{B}}^2(h_3) \quad (1)$$

$$u_{\text{B}}^2(W) = \left(\frac{\partial W}{\partial q_{\text{mr}}}\right)^2 u_{\text{B}}^2(q_{\text{mr}}) + \left(\frac{\partial W}{\partial h_2}\right)^2 u_{\text{B}}^2(h_2) + \left(\frac{\partial W}{\partial h_1}\right)^2 u_{\text{B}}^2(h_1) = (h_2 - h_1)^2 u_{\text{B}}^2(q_{\text{mr}}) + q_{\text{mr}}^2 u_{\text{B}}^2(h_2) + q_{\text{mr}}^2 u_{\text{B}}^2(h_1) \quad (2)$$

式中: h_1 为压缩机吸气状态焓值; h_2 为压缩机排气状态焓值; h_3 为冷凝器出口状态焓值; h_2 为蒸发器入口状态焓值; q_{mr} 为制冷剂流量.

进而计算求得如表 2 所示的在无模拟热的各工

表 2 不同工况下各参数的相对不确定度

Tab. 2 Relative uncertainty of various parameters under different operating conditions

环境温度/℃	相对不确定度/%		
	Q	W	COP
2	0.283	0.338	0.496
−7	0.299	0.467	0.583

况下 Q、W 和 COP 的相对不确定度。

4 结 论

(1) 纯电动汽车电池发热量与车速相关,当电动汽车改变车速时,电池发热量会急剧增加;当汽车处于稳定车速时,电池的发热量稳定。

(2) 当环境温度为 2℃时,采用废热回收模式,COP 提高,范围为 1.81~2.43,出风温度最高能达到 50℃,能较好满足制热需求。

(3) 当环境温度为 −7℃时,热泵系统制热量和压缩机功率仍旧增加,COP 范围为 1.56~2.63,舱内回风温度最高可达 13.2℃。但仅靠废热回收的热量以及热泵系统产生的制热量不能满足车内舒适度的要求。

参考文献:

[1] 刘健豪,吴兵兵,张欢欢,等. 电动汽车热泵空调系统设计及应用[J]. 安徽电子信息职业技术学院学报, 2016, 15(4): 7-10.

LIU Jianhao, WU Bingbing, ZHANG Huanhuan, *et al.* Design and application of heat pump air conditioning system in electric vehicle [J]. **Journal of Anhui Vocational College of Electronics & Information Technology**, 2016, 15(4): 7-10.

[2] LEE H, WON J, LIM T, *et al.* Experimental study on performance characteristics of the chiller in electric-driven heat pump system of an electric vehicle [EB/OL]. [2017-09-07]. <http://www.dbpia.co.kr/Journal/ArticleDetail/NODE07125369#>.

[3] QI Z G. Advances on air conditioning and heat pump

system in electric vehicles—A review[J]. **Renewable & Sustainable Energy Reviews**, 2014, 38: 754-764.

[4] 谢卓,陈江平,陈芝久. 电动车热泵空调系统的设计分析[J]. 汽车工程, 2006, 28(8): 763-765.

XIE Zhuo, CHEN Jiangping, CHEN Zhijiu. On the design of heat pump air conditioning system for electric vehicles [J]. **Automotive Engineering**, 2006, 28(8): 763-765.

[5] 孙旭东. 基于废热回收的纯电动车热泵系统的设计与试验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.

SUN Xudong. Design and experimental study of electric vehicle heat pump system based on waste heat recovery [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2014.

[6] 韩光杰. 电动汽车热泵空调系统[J]. 汽车实用技术, 2016(6): 109-111.

HAN Guangjie. Heat pump air conditioning system for electric vehicles [J]. **Automobile Applied Technology**, 2016(6): 109-111.

[7] 周光辉,李海军,李旭阁,等. 纯电动汽车超低温热泵型空调系统性能试验研究[J]. 制冷与空调, 2016, 16(7): 73-77.

ZHOU Guanghui, LI Haijun, LI Xuge, *et al.* Experimental study on heat pump air conditioning system for pure electric vehicle at ultra low temperature [J]. **Refrigeration and Air-conditioning**, 2016, 16(7): 73-77.

[8] 李丽,魏名山,彭发展,等. 电动汽车用热泵空调系统设计与实验[J]. 制冷学报, 2013, 34(3): 60-63.

LI Li, WEI Mingshan, PENG Fazhan, *et al.* Design and experiment of a heat pump air-conditioning system for electric vehicles [J]. **Journal of Refrigeration**, 2013, 34(3): 60-63.

[9] 钱程,谷波,田镇,等. 纯电动汽车双热源热泵系统性能分析[J]. 上海交通大学学报, 2016, 50(4): 569-574.

QIAN Cheng, GU Bo, TIAN Zhen, *et al.* Performance analysis of dual source heat pump in electric vehicles [J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2016, 50(4): 569-574.

(本文编辑:黄伟)