[研究·设计]
DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2019.05.002

R1234yf 纯电动汽车双热源热泵仿真研究

叶　立,陈　宇,李慧丽,赵天玮,瞿　成

(上海理工大学 能源与动力工程学院,上海　200093)

摘　要:为降低电动汽车冬季低温取暖的能耗,课题组提出以环境空气和驱动电机冷却水为双热源的热泵空调系统方案。课题组设计了一种以R1234yf为制冷剂的双热源热泵空调系统,使用MATLAB/Simulink和ADVISOR软件对设计的热泵系统进行了建模仿真。模拟外界环境温度在-10~0 ℃时电动汽车在城市工况条件下热泵系统的采暖效果,并与PTC加热器的采暖效果进行比较,分析了热泵系统对电动汽车能耗的影响。结果表明:该双热源热泵空调系统能够降低电动汽车冬季采暖的功耗,且能够满足冬季-10~0 ℃环境下的采暖需求。设计的R1234yf双热源热泵空调系统在制热及节能效果方面优于PTC电加热系统。

关　键　词:电动汽车;热泵空调;R1234yf制冷剂;ADVISOR软件

中图分类号:TK124　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1005-2895(2019)05-0006-07

Simulation Study of R1234yf Dual Heat Source Heat Pump for Pure Electric Vehicle

YE Li, CHEN Yu, LI Huili, ZHAO Tianwei, QU Chen

(School of Energy & Power Engineering, University of Shanghai for Science & Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at reducing the energy comsumption of low temperature heating of electric vehicle in winter, a scheme of heat pump air conditioning system with ambient air and cooling water of driving motor was put forward. A dual heat source heat pump air conditioning system with R1234yf as refrigerant was designed and the designed system was modeled and simulated by using MATLAB/Simulink and ADVISOR software. The heating effect of electric vehicle heat pump system was studied under urban working conditions when the external ambient temperature was simulated at -10~0 ℃. The stimulated results were compared with the heating effect of heat pump system with PTC heater and the influence of heat pump system on energy consumption of electric vehicle was analyzed. The results show that the dual heat source heat pump air conditioning system can reduce the heating power consumption of electric vehicles in winter and meet the heating requirements at -10~0 ℃ in winter. The designed R1234yf double heat source heat pump air conditioning system is superior to PTC electric heating system in heating and energy saving.

Keywords: electric vehicle; heat pump air conditioning; R1234yf; ADVISOR

电动汽车空调是电动汽车排序第2位的耗能大户,因此高效节能的空调系统对于提升电动汽车续航里程以及开拓市场具有非常积极的促进作用。目前电动汽车空调冬季取暖基本采用PTC电加热器获取热量,该系统不属于节能高效的空调系统。另外由于R134a热泵空调系统中的制冷剂R134a不是环保制冷剂,且在工况比较恶劣的条件下系统的制热能效比C_{COP}降低显著[1]。同时,CO_2汽车热泵系统与R134a热泵系统存在同样的问题,如在外部换热器表面结霜和低温环境条件下存在性能恶化的情况[2]。因此,有必要对电动汽车空调系统进行改进。

对于电动汽车空调系统的改进,国内外已经进行

收稿日期:2019-01-24;**修回日期**:2019-05-17

基金项目:国家自然科学基金项目(51306122);上海理工大学科技发展项目(2018KJFZ179)。

第一作者简介:叶立(1977),女,四川成都人,副教授,硕士生导师,主要从事强化传质传热、汽车热管理等研究。E-mail:sarah_shine@163.com

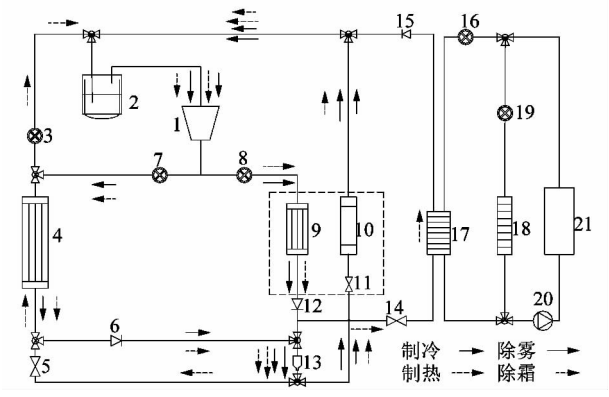
了很多研究。有人提出 PTC 电加热器加驱动电机冷却水制热的方案,用驱动电机冷却水的热量来减少热敏电阻(positive temperature coefficient,PTC)电加热器电量的消耗。Yokoyama 等[3]开发了一种名为 Thermal Link System 的模拟系统来分析电动汽车热管理系统,使热泵系统制热能效比超过 3.3;B-COOL 项目[4]对 2 种小型紧凑型车辆进行了 CO_2 汽车空调试验,发现 CO_2 系统消耗的能量以及制造成本都比 R134a 系统略高;Hosoz 和 Direk 的实验数据表明,当工作流体为 R134a 时,随着室外环境温度的降低,热泵系统性能将显著下降[5]。另外,欧盟已通过限制汽车中高全球变暖潜能值(global warming potential,GWP)制冷剂的规定[6],汽车空调需寻求 R134a 的替代制冷剂。

针对这些问题,课题组提出了一种采用 R1234yf 制冷剂的纯电动汽车的双热源热泵空调系统,对 R1234yf 热泵空调系统在不同外界环境温度下的制热效果和整车能耗进行实验分析,并就车内温度和电池荷电状态(state of charge,SOC)变化与 PTC 电加热进行对比实验研究。

1　电动汽车热泵空调系统方案及实验设定

1.1　热泵空调系统方案设定

为了避免汽车在运行条件比较恶劣时,四通阀的移动块可能会由于长期振动或外部撞击而不起作用,课题组采用内外冷凝器并联布置形式的 3 个换热器作为热泵系统方案,其原理如图 1 所示。



1—电动压缩机;2—气液分离器;3,7,8,16,19—电磁阀;4—外部换热器;5,11,14—膨胀阀;6,12,15—单向阀;9—内部冷凝器;10—内部蒸发器;13—干燥储液罐;17—板式换热器;18—电机冷却换热器;20—水泵;21—电机系统。

图 1　热泵系统方案设计原理图

Figure 1　Schematic diagram of scheme design for heat pump system

由图 1 可知,设计的热泵空调系统可进行制冷,制热,除雾和除霜等多种工作模式的切换。

制冷模式:电磁阀 3,8 和 16 关闭,7 打开,制冷剂由压缩机 1→外部换热器 4→单向阀 6→干燥储液罐 13→膨胀阀 11→内部蒸发器 10→气液分离器 2→压缩机 1。

制热模式:电磁阀 7 关闭,3,8,16 和 19 打开,制冷剂由压缩机 1 至内部冷凝器 9 后,此处有 2 条支路,一条到干燥储液罐 13→膨胀阀 5→外部换热器 4→气液分离器 2→压缩机 1 完成循环;另一条支路分出一部分制冷剂到膨胀阀 14→板式换热器 17→气液分离器 2→压缩机 1,这条支路吸收来自电机冷却水的热量。

除雾模式:电磁阀 3,7 和 16 关闭,8 和 19 打开,制冷剂由压缩机到内部冷凝器 9→干燥储液罐 13→膨胀阀 11→内部蒸发器 10→气液分离器 2→压缩机 1。

除霜模式:外部换热器除霜时,工作模式与制冷模式相同,但该过程时间应尽可能少。

1.2　热泵空调系统对比实验设定

由于制冷剂 R1234yf 与 R134a 在各方面性能较为接近[6],R1234yf 虽然稍微有点逊色,但是在同样的工况下运行,因为 R1234yf 的压缩机排气温度更低,更加有利于压缩机的工作,可以说 R1234yf 是目前 R134a 最佳的直接替代物,所以课题组设计的热泵空调系统选择 R1234yf 作为系统制冷剂。

本热泵空调系统应用于国产某款电动汽车,设计某一工况条件如表 1 所示。

表 1　设计计算条件

Table 1　Design and calculation conditions

工作方式	室外温度/℃	车室温度/℃	车速/(km·h^{-1})	太阳辐射/(W·m^{-2})
冬季制热	-10	18	40	0
夏季制冷	40	24	40	1 000

针对 R1234yf 的压缩循环理论计算,选择了国产某型号的涡旋压缩机作为本热泵系统的压缩机,排量为 34 mL/r,转速范围 600 ~ 7 500 r/min;电动汽车热泵空调系统中的车内外换热器均采用平行流式换热器,而与电机冷却水进行换热的换热器选用板式换热器;选择电子膨胀阀作为文中电动汽车热泵空调系统节流装置。

利用 SIMULINK 软件对整个热泵空调系统进行建模[7-8],如图 2 所示。分别构建了车室负荷模型,电动压缩机模型,电机冷却水模型,室温计算模型和压缩机模糊控制模型等。

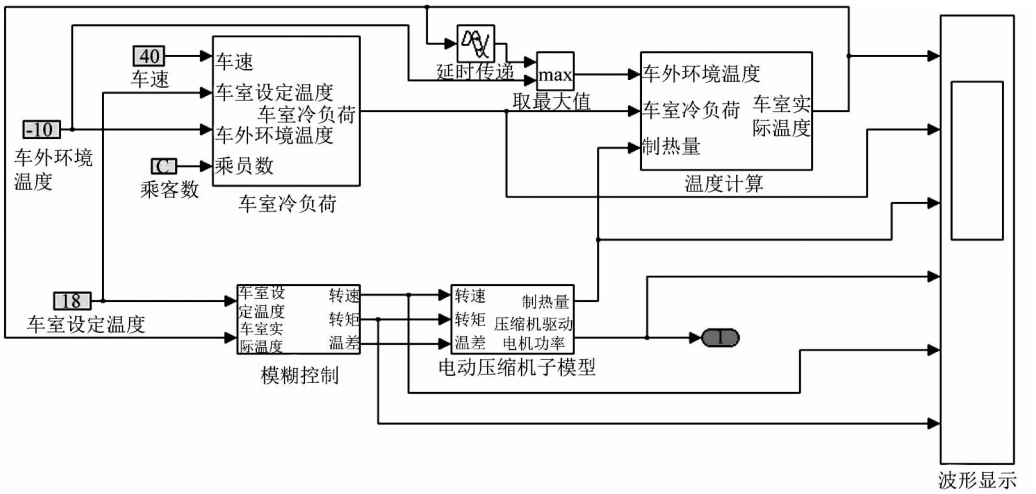


图 2　热泵空调系统 SIMULINK 模型

Figure 2　SIMULINK model of heat pump air conditioning system

转矩 T_{trq} 和转速 ω 是电动压缩机模型的输入变量，转速 ω 经过转动惯量影响模块后达到驱动电机所需的初始转矩和转速，然后利用压缩机驱动电机效率表[9]查得转矩和转速相对应的驱动电机工作效率，再由公式(1)得到压缩机驱动电机所需功率。根据当前转矩和转速，利用电动压缩机效率表[10]，可以查得其对应的压缩机工作效率。

$$P = \frac{T \cdot n}{9.549 \cdot \eta}。\tag{1}$$

式中：P 为压缩机驱动电机的功率，W；T 为当前的转矩值，N·m；n 为当前的压缩机转速，r/min；η 为压缩机驱动电机的工作效率。

根据压缩机的一些参数以及制冷剂热力循环可以计算出每一次蒸气压缩循环所产生的热量，将其与压缩机转速所对应的制冷剂流量相乘后可以得到总的制热量。

车室内空气的热量可以利用理想气体定压公式计算：

$$Q' = 1\ 000 \cdot m \cdot \Delta h = 1\ 000 \cdot \rho \cdot V_v \cdot c_p \cdot \Delta T_i。\tag{2}$$

式中：Q' 为汽车总的热负荷，W；m 为车厢内空气的总质量，kg；Δh 为车厢内空气的焓值的变化；V_v 为车厢的总容积，m^3；ρ 为空气的密度，kg/m^3；c_p 为空气的比热容，kJ/(kg·℃)；ΔT_i 为车厢内空气的温度变化率，℃。

将已经建立电动汽车热泵空调系统 SIMULINK 模型嵌入到电动汽车性能仿真软件 ADVISOR 中。然后结合整车参数以及运行工况等进行性能分析，并把它与 PTC 电加热的性能仿真比较分析；同时分析笔者设计的电动汽车热泵空调系统在双热源条件下的制热性能、能耗和可靠性。

电动汽车的整车模型如图 3 所示，这个模型由软件 SIMULINK 构建而成。整车模型包括整车、电机、传动系统、车轮、电附件、电池以及传动控制。

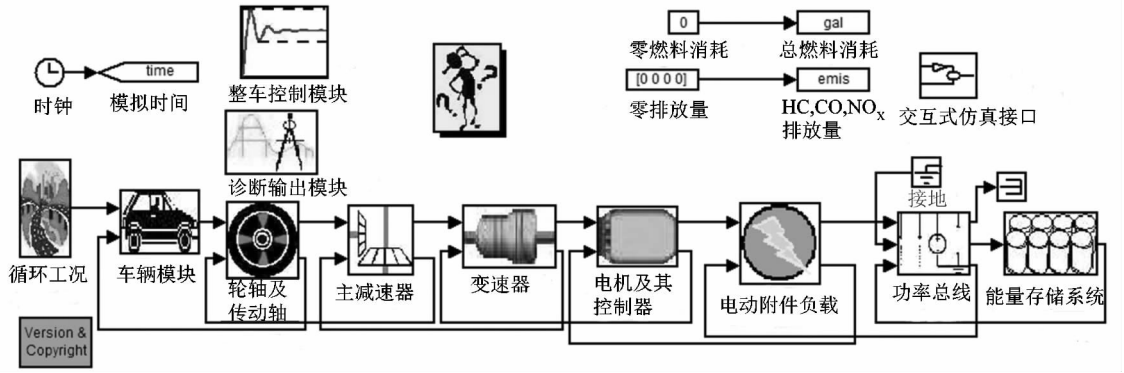


图 3　ADVISOR 中的整车模型

Figure 3　Vehicle model in ADVISOR

2　实验数据及分析

2.1　R1234yf 热泵制热效果分析

在 -10, -5 和 0 ℃的 3 种外界环境温度工况下,利用 ADVISOR2002 对 R1234yf 热泵空调系统进行制热性能的仿真研究,图 4、图 5 和图 6 分别为电动汽车在 3 种不同外界环境温度下,运行热泵空调系统后车室的温度变化曲线,车室的热负荷变化曲线以及热泵空调的制热量曲线。

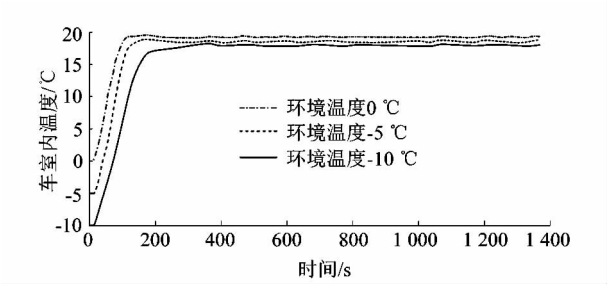


图 4　电动汽车车室内温度的变化曲线

Figure 4　Change curve of indoor temperature of electric vehicle

由图 4 可知,环境温度为 0 ℃的工况是最先达到车室的设定温度,所需时间大约 2 min;而外界环境温度为 -5 ℃时,所需时间为 3 min 左右;当外界环境温度为 -10 ℃时,差不多需要 5 min。之所以会出现这样的结果是因为随着外界环境温度的不断下降,热泵系统从外界空气和电机冷却水中获取能量变得越来越困难,使得热泵空调系统的制热效率也逐渐下降,因此达到设定的温度所花的时间会越来越长。

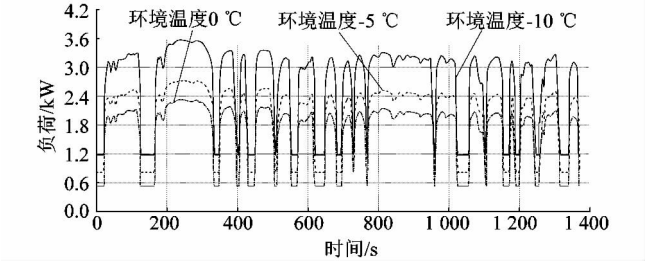


图 5　电动汽车车室内的热负荷曲线

Figure 5　Thermal load curve of electric vehicle interio

由图 5 可知,不同工况下车室热负荷有着较大差异,其中外界环境温度在 -10 ℃时热负荷最高,这是由于换热温差最大。另外可以看到不同工况下的车室热负荷的曲线都是呈现上下波动的,而且波动的幅度较大,这个是根据城市道路行驶工况模拟时车速变化引起的,车速的改变引起车身表面换热系数和漏风量发生变化。对于电动汽车来讲,要想减少空调功率的消耗,做好车身的保温隔热以及密封是很重要的。

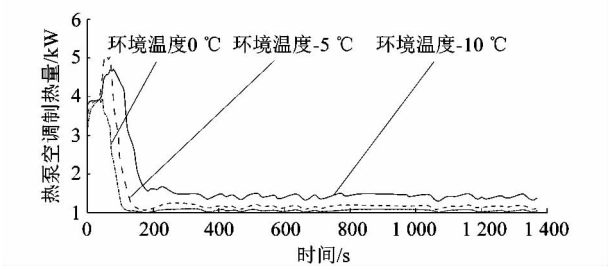


图 6　电动汽车热泵空调的制热量曲线

Figure 6　Heating capacity curve of heat pump air conditioning for electric vehicles

由图 6 分析可得,电动汽车热泵空调系统的制热量曲线先缓慢向上而后达到顶点再逐渐下降,后面维持在较低的水平。在开始后的 60 s 内制热量增长的很缓慢,这是因为电动车启动时热泵空调系统同时开启,而此时电机才开始工作,电机冷却水温度较低,所能提供的热量非常有限,这时候的热量基本上来源于车外空气。另外开始时电动车的车速是比较慢的,使得与外部换热器进行热交换的空气流速较慢,外部换热器的换热效率比较低,制冷剂在外部换热器中蒸发吸收的热量比较少。而整个热泵空调系统中的内部换热器和管路也有个加热的过程,吸收了一部分热量。当车室内温度逐渐达到设定温度 18 ℃时,两者温差减小,模糊控制压缩机的转速降低并维持较低转速,使得热泵空调制热量一直稳定在很低的水平。

2.2　R1234yf 热泵系统与 PTC 电加热制热效果对比

在 -10, -5 和 0 ℃的 3 种外界环境温度工况下,利用 ADVISOR2002 对 R1234yf 双热源热泵空调系统和 4 kW 的高压 PTC 电加热器的制热情况进行仿真,仿真结果如图 7 所示。2 种系统各自对于电动汽车整车电池 SOC(电池荷电状态)的影响的仿真结果如图 8 所示。

从图 7 可以看出,无论在何种工况下,在车子刚开始启动的 1 min 内 PTC 电加热的温升要快于 R1234yf 热泵系统。这是因为 PTC 电加热器本身发热快,热量高,可以快速加热空气;而热泵系统由于车子刚启动不久存在自身部件热容和电机冷却水热量不足的问题。车启动一段时间后,因为热泵系统的制热能效比大于 1,且电机冷却水的温度升高后能提供更多的热量来源,R1234yf 热泵系统的温升快于 PTC 电加热。在 3 种工况下,热泵系统均比 PTC 电加热系统制热更早的达到目标温度。

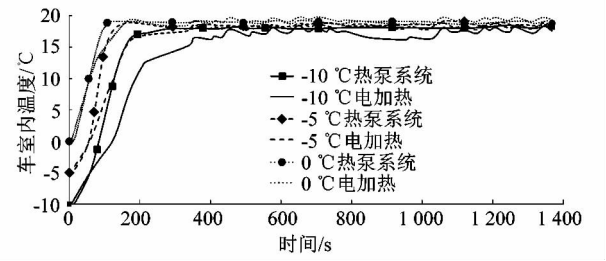


图 7　R1234yf 热泵系统与 PTC 电加热系统制热情况比较

Figure 7　Comparison of heating conditions between R1234yf heat pump system and PTC electric heating system

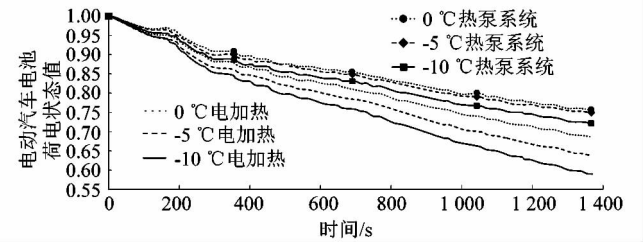


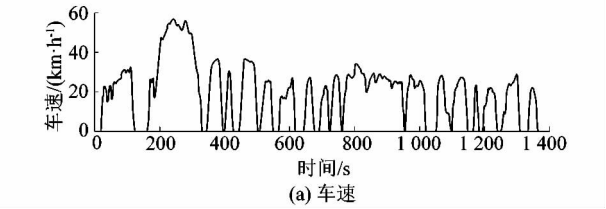
图 8　电动汽车电池电池荷电状态的变化

Figure 8　Changes in battery SOC of electric vehicles

从图 8 可以看出，外界环境温度越低，加热系统消耗的电池能量越多，电池荷电状态下降曲线也越陡峭些。另外，对比热泵系统和 PTC 电加热系统，无论哪种工况下，PTC 电加热系统的耗电量是要高于热泵系统的。而且工况温度越低，2 个系统的电池能量消耗差距也越大。环境温度为 -10 ℃时，热泵空调系统比 PTC 电加热系统节约电池能耗 14% 左右；环境温度为 0 ℃时，节能 5% 左右。这也验证了热泵系统比 PTC 电加热系统的能耗更低。

2.3　电动汽车 R1234yf 热泵空调系统对整车能耗的影响

文中就热泵空调系统对整车能耗的影响进行仿真结果分析。图 9 为不开启热泵，图 10 ~ 12 为开启热泵系统在不同工况下整个电动汽车的循环工况。由于各曲线后面逐渐趋于稳定，故截取仿真时长 1 400 s，约为 24 min。



(a) 车速

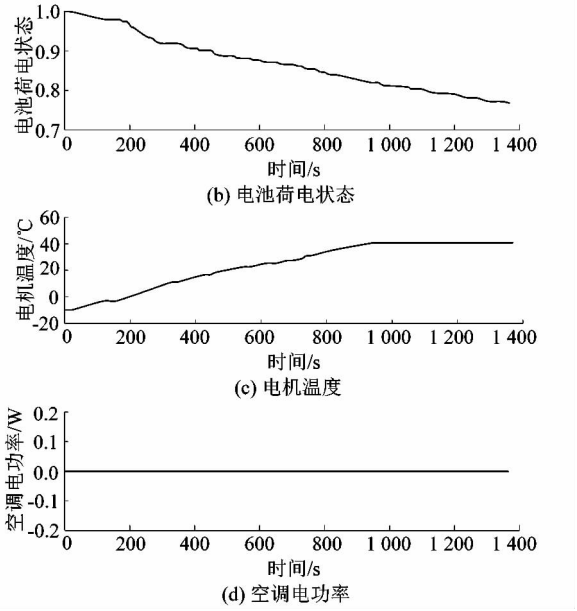


图 9　-10 ℃工况下未开启热泵空调系统

Figure 9　-10 ℃ unopened heat pump air conditioning system

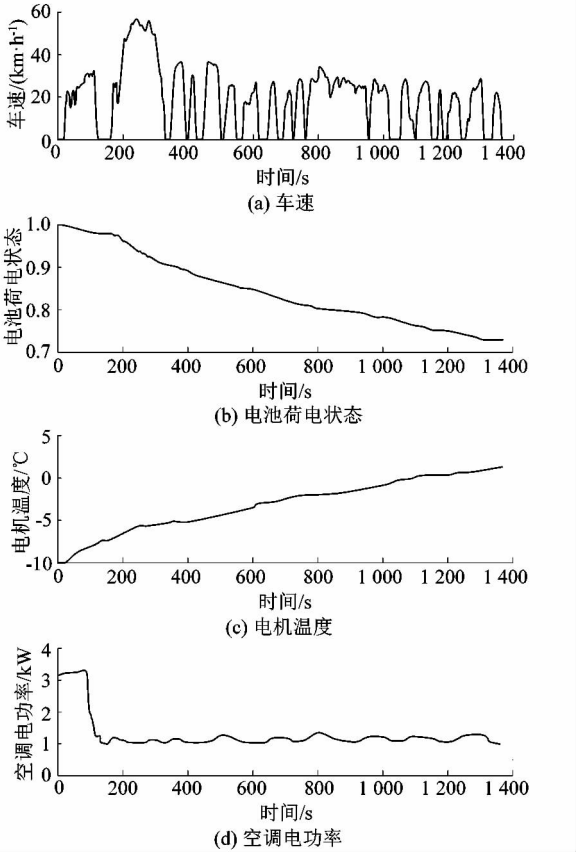


图 10　-10 ℃工况下开启热泵空调系统

Figure 10　-10 ℃ open heat pump air conditioning system

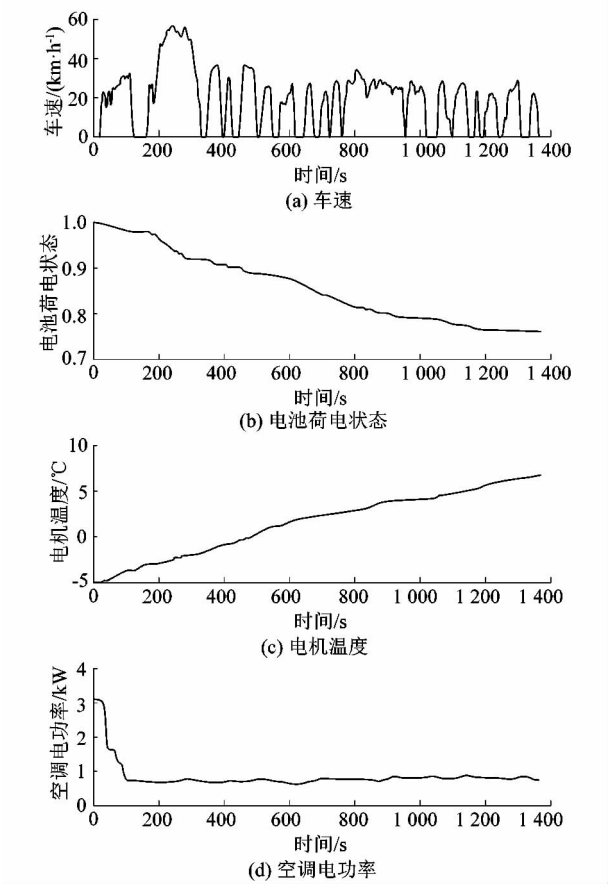


图 11　-5 ℃工况下开启热泵空调系统

Figure 11　-5 ℃ open heat pump air conditioning system

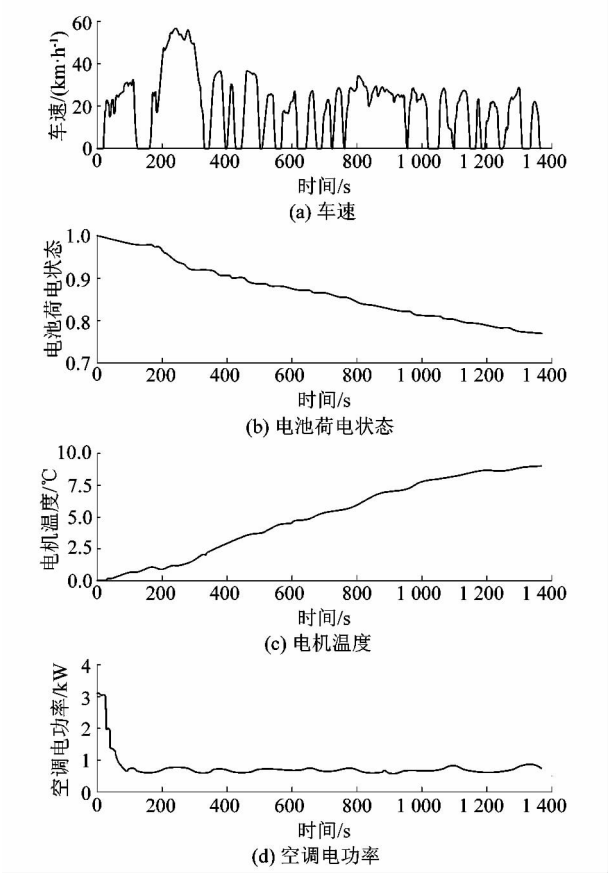


图 12　0 ℃工况下开启热泵空调系统

Figure 12　0 ℃ open heat pump air conditioning system

图 9 是不开启热泵空调的仿真结果。整个仿真过程结束,电动汽车电池的电池荷电状态值下降了 0.24,驱动电机的温度由 -10 ℃上升到了 40 ℃,这里未开启热泵空调系统,所以电附件中的空调消耗的电功率为 0。

从图 10~12 可以看到,在仿真过程的前 300 s,由于电动汽车车速的提升以及汽车热泵空调的开启,所需的电功率很大,使得电动汽车电池的电量消耗得很厉害,电池荷电状态的曲线较为陡峭;后面随着车速稳定,车室内温度的提升,使得热泵空调消耗的功率逐渐较少,电池荷电状态曲线下降变得较为平缓。在开启热泵系统时,当外界环境为 -10 ℃时,电池荷电状态值下降了 0.27,驱动电机的温度由 -10 ℃上升到了 1 ℃;当外界环境为 -5 ℃时,电池荷电状态值下降了 0.23,驱动电机的温度由 -5 ℃上升到了 6 ℃;当外界环境为 0 ℃时,电池荷电状态值下降了 0.21,驱动电机的温度由 0 ℃上升到了 8 ℃。由此得知电动汽车热泵空调利用电机冷却水作为热量来源,不仅降低了电动汽车电池的电池荷电状态消耗,同时也使驱动电机温升减小,更加有利于电机的工作效率。

3　结论

以国产某型号纯电动汽车为匹配对象,利用 MATLAB/Simulink 软件对设计的热泵系统进行建模,将构建的电动汽车热泵空调系统模型导入仿真软件 ADVISOR 中,实现对 R1234yf 热泵系统的联合仿真。模拟分析外界环境温度在 -10~0 ℃情况下,电动汽车在城市工况条件下热泵系统同 PTC 加热器的采暖效果和能量消耗,得到以下结论:

1) 以驱动电机冷却水和空气为双热源的热泵空调系统制热的温升效果优于 PTC 电加热系统,消耗的电池能量较少。

2) R1234yf 热泵系统利用电机冷却水的热量在提高系统制热效率的同时,也降低了电机的温升,提高了驱动电机的工作效率。

3) 由车室热负荷曲线可以知道,提高车身围护结构的保温可以减少空调功率的消耗。

模拟结果验证了 R1234yf 双热源热泵空调系统方案设计的可行性。

参考文献：

[1] POMME V. Reversible heat pump system for an electrical vehicle [C]//Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings. Sawston, Cambridge, England: Woodhead Publishing, 1997:314.

[2] MEYER J, YANG G, PAPOULIS E. R134a heat pump for improved passenger comfort[EB/OL]. (2004-03-08) [2019-1-20]. https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2004-01-1379/.

[3] YOKOYAMA Y, OSAKA T, IMANISHI Y, et al. Thermal management system for electric vehicles[J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2011, 4(1):1277 – 1285.

[4] MALVICINO C, SECCARDINI R, MARKOWITZ M, et al. B-COOL project-ford ka and fiat panda R-744 MAC systems[EB/OL]. (2009-04-20) [2019-01-20]. https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2009-01-0967/.

[5] HOSOZ M, DIREK M. Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47(5):545 – 559.

[6] The European Parliament and the Council of the European Union. Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases (Text with EEA relevance) [EB/OL]. (2015-01-01) [2019-04-15]. http://data.europa.eu/eli/reg/2006/842/oj.

[7] 李鸿亮，熊玮. R134a 汽车空调能耗系统 Simulink 仿真模型[J]. 武汉科技大学学报，2012，35(1):69 – 72.

[8] 朱福根，熊树生，周超，等. 汽车空调控制系统的低成本设计研究[J]. 机电工程，2017，34(3):315 – 320.

[9] 赵宇. R1234yf 汽车空调系统性能研究[D]. 上海：上海交通大学，2013:11.

[10] 曹云波. 基于 ADVISOR 纯电动汽车电动空调模块开发及仿真分析[D]. 长春：吉林大学汽车工程学院，2009:30.