

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09  
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250611002

# 新能源商用车间接式热泵系统性能仿真及控制策略研究

耿溢<sup>1</sup> 施骏业<sup>1</sup> 陈江平<sup>1</sup> 刘志勇<sup>2</sup>

(1 上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240; 2 犀重新能源汽车有限公司 杭州 310000)

**摘要** 将热泵系统作为新能源商用车热管理系统的核心部件,其能效优化与多模式协同控制对整车续航与经济性提升具有重要意义。本文以R134a为循环工质,构建了基于比例积分(PI)控制算法的多变量协同调控架构,通过Amesim仿真的方法,系统研究了热泵系统在不同环境下的动态性能特性。重点围绕40℃高温制冷与-15~0℃宽域低温制热两大典型工况,提出风源热泵、水源热泵及双源耦合热泵等多模式分级控制策略,并建立电机余热梯级利用模型。结果表明:在双目标制冷模式下,系统可在200s内实现电池包与乘员舱温控,压缩机功率稳定于7kW左右,性能系数(COP)达2.5~3.0;低温制热工况下,双源热泵模式制热COP突破2.1,相比传统正温度加热系数(PTC)加热模式节能60%。

**关键词** 电动汽车;商用车;热泵;加热策略

中图分类号:TB657.5;U469.72

文献标识码:A

## Research on Performance Simulation and Control Strategy of Indirect Heat Pump Systems for New Energy Commercial Vehicles

Geng Yi<sup>1</sup> Shi Junye<sup>1</sup> Chen Jiangping<sup>1</sup> Liu Zhiyong<sup>2</sup>

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. XiZhong New Energy Vehicle Co., Ltd., Hangzhou, 310000, China)

**Abstract** The heat pump system, as a core component of the thermal management system in new energy commercial vehicles, plays a critical role in improving vehicle range and economic efficiency through energy efficiency optimization and multi-mode cooperative control. This study employed R134a as the refrigerant and developed a multivariate cooperative control framework based on a proportional-integral (PI) control algorithm. The dynamic performance characteristics of the heat pump system under diverse environmental conditions were systematically investigated using advanced modeling environment for simulations (AMESim). Focusing on two typical operating scenarios: high-temperature cooling at 40 °C and wide-range low-temperature heating (-15 to 0 °C), a hierarchical control strategy integrating air-, water-, and dual-source coupled heat pump modes was proposed, along with a cascaded waste heat utilization model for motors. The results show that in the dual-target cooling mode, the system achieves simultaneous temperature control for the battery pack and cabin within 200 s, with the compressor power stabilized at approximately 7 000 W and a coefficient of performance (COP) ranging from 2.5 to 3.0. Under low-temperature heating conditions, the dual-source heat pump mode achieved a heating COP of 2.1, representing 60% energy savings over traditional PTC heating systems.

**Keywords** electrical vehicle; commercial vehicle; heat pump; heating strategy

新能源汽车的热管理技术是保障其安全性、效率和寿命的关键因素<sup>[1]</sup>。近年来,随着新能源商用车产业的快速发展,电池、电机以及整车热管理的研究逐渐成为热点<sup>[2-3]</sup>。在高性能与长续航的需求驱动下,先进热管理系统的探索备受关注<sup>[4]</sup>。

传统商用车(如燃油车)的采暖系统主要依赖发动机余热回收,其核心原理是通过冷却液循环将发动机运行时产生的热量传递至车内暖风水箱,再由鼓风机将热空气输送至驾驶室。新能源商用车因缺

乏发动机余热,普遍采用正温度加热系数(positive temperature coefficient heater, PTC)电加热技术作为主要采暖方案,技术成熟且响应速度快,但其高能耗问题在冬季运行中尤为突出,显著缩短车辆的续航里程<sup>[5]</sup>。商用车相比乘用车因乘员舱空间更大,所以面临高制热负荷挑战,同时商用车具备的电机和大容量电池产生大量废热,经过散热器向环境散出,不仅提高了整车能耗,也使整车能量利用率较低。热泵通过“热量搬运”而非“热量制造”实现能效跃升,

收稿日期:XXXX-XX-XX;修回日期:XXXX-XX-XX;录用日期:XXXX-XX-XX

其性能系数(coefficient of performance, COP)可达2~4,能效显著优于PTC<sup>[6-8]</sup>,因此,热泵系统通过回收电机余热和电池废热,显著降低了散热系统的负荷,同时提升了整车能量的内部循环利用,最终有效降低了整车能耗。K. Okamoto等<sup>[9]</sup>研究了混合动力汽车在寒冷天气下使用热泵系统的热管理方案,利用热泵辅助发动机余热进行供热,减少因依赖发动机供热导致的燃油经济性下降。热泵利用电动压缩机将环境热量泵入水冷冷凝器,同时为发动机和座舱供热。通过优化冷却液回路控制策略,燃油经济性相比传统混合动力汽车(hybrid vehicle, HV)提升10%。杨忠诚等<sup>[10]</sup>通过实验研究发现,在-10~0℃低温环境下,电动汽车热泵空调系统的制热量和COP随压缩机转速、进风量及环境温度升高而显著提升,相比于传统PTC加热,该热泵系统可使续航里程提高13.5%~20.8%,验证了热泵在低温场景下的节能潜力。夏彬彬<sup>[11]</sup>针对冬季空调系统制热过程中能耗较高的问题,提出了一种集废热回收与多热源整合功能于一体的双热源热泵系统。通过系统性能优化和控制策略的研究,提升整车热管理效率、降低冬季能耗。钱程等<sup>[12]</sup>在纯电动车上搭建双热源热泵系统,分别测试了单双热源在不同压缩机转速和电动机热源下的性能曲线,分析结果得出压缩机转速提高,吸气压力降低,排气压力上升,增大传热温差,使制热量提高。张子琦等<sup>[13]</sup>重点研究了纯电动汽车在冬季运行中的采暖负荷特性及其对续航里程的影响,发现新风负荷是主要的热负荷来源,新风负荷占比随车速和鼓风机风量的增加波动。李万勇等<sup>[14]</sup>提出了1种2次回路低温热泵空调系统解决方案,并在典型电动汽车中测试了该系统在多种低温条件下的防霜性能。结果表明,2次回路热泵空调系统在低温环境下具有更好的传热性能和系统COP,且在严重结霜条件下能够稳定高效运行5 h。Qu Yan等<sup>[15]</sup>提出了一种氢燃料电池汽车的集成热管理系统,通过废热源热泵耦合座舱、燃料电池、动力电池和电机等子系统,实现了14种工作模式,确保各部件的最佳温度控制。吕然<sup>[16]</sup>结合关键零部件的试验测试与一维仿真模拟方法,对整车热管理系统性能进行了深入研究。利用Amesim软件构建了一维仿真模型,并基于零部件性能试验数据对模型进行了优化调整。通过对压缩机、换热器和膨胀阀等核心部件的仿真模型进行数学修正和效率拟合,显著提高了模型的精度和模拟效果。

本文针对新能源商用车的能效优化需求,设计了一套基于热泵空调技术的整车集成式热管理系

统,将驾驶舱温控、动力电池热管理、驱动电机散热及余热回收等多模块进行一体化耦合。通过系统架构重构与多工况模式建模,结合Amesim仿真平台验证其制冷、制热综合效能,揭示热泵技术在商用车多热源协同管理中的节能潜力,为提升整车能量利用率与续航能力提供系统化解决方案。

## 1 整车热管理系统设计

### 1.1 整车热管理系统方案

新能源商用车整车热管理系统通过整合驾驶舱温控、动力电池热管理及驱动电机散热等模块(不同于传统分体式管理)构建一体化协同控制架构。基于热泵空调的高效冷热双向调节能力,提出集成化解决方案:夏季实现驾驶舱制冷与动力系统高效散热,冬季同步完成舱内制热、电池预热及电机余热回收。系统采用二次循环换热,制冷剂侧使用R134a制冷剂,水路侧使用乙二醇水。

图1所示为整车热管理系统,该系统由热泵空调子系统、驱动电机冷却子系统、动力电池温控子系统、乘员舱采暖子系统等循环回路组成。热泵空调回路调控结构通过1个截止阀(SOV),3个电子膨胀阀(EXV)实现模式切换,通过电动压缩机调节制冷剂流速。电驱回路、电池回路和采暖回路分别通过电机水泵、电池水泵和采暖水泵对流量进行调节。通过2个五通阀组(三通阀和四通阀组成)组成水回路,对五通阀进行控制,可实现水回路的切换。热泵空调回路通过板式换热器和电驱回路与电池回路进行热量交换;通过水冷冷凝器与采暖回路进行换热。采暖回路和电池回路各带1个PTC,在特定条件下为系统进行补热。本文研究的商用车热泵系统采用多热源协同供热技术架构,其热源涵盖环境空气、驱动电机余热及动力电池废热,通过双五通阀结构的水回路实现多模式灵活切换。系统基于不同工况需求可自主切换以下5种制热模式:单风源热泵模式、水回路废热回收模式、双源热泵模式、电机余热梯级利用模式、PTC加热模式。

### 1.2 整车热管理系统工作模式

在制冷模式下,制冷剂侧SOV关闭,EXV1全开,通过调节EXV2实现乘员舱制冷,制冷剂在蒸发器中吸收驾驶舱热量,经压缩机压缩后,在风冷冷凝器中向环境散热,部分制冷剂通过EXV3分流至板式换热器,与水侧回路换热,为动力电池和电机提供主动冷却,EXV2和EXV3均可关闭以实现单一制冷。此时五通阀A,2和3节点相连,1和4相连;五通阀B,1和

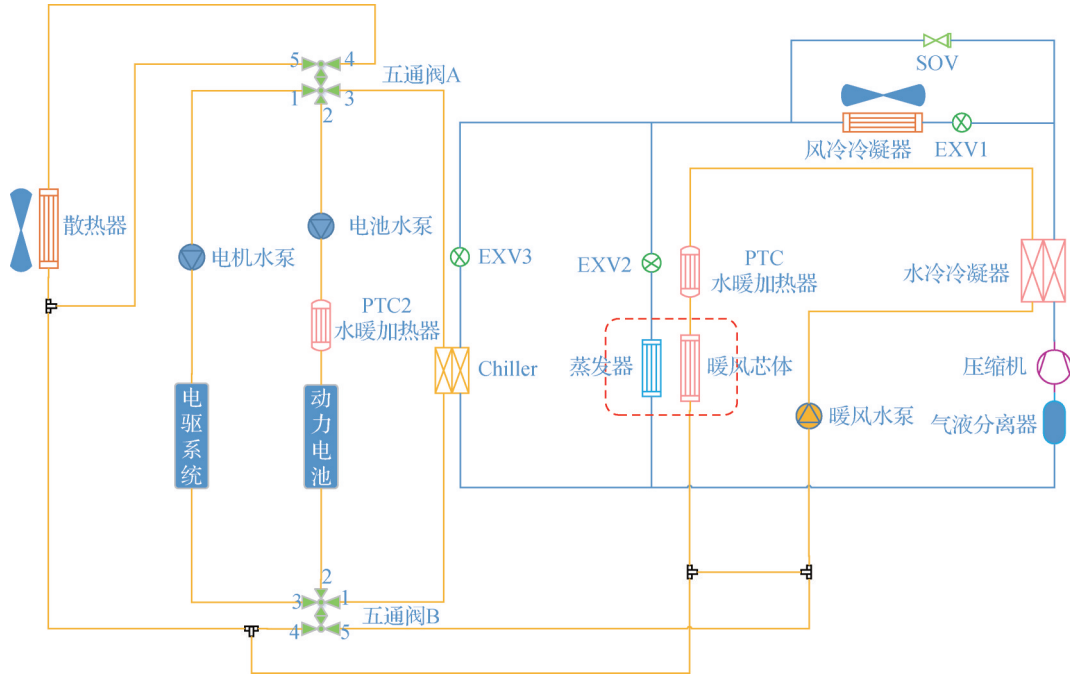


图1 热管理系统架构图

Fig.1 Thermal management system architecture

2节点相连,3和4相连,电池回路通过板式换热器降温,电机回路通过散热器降温。

在热泵制热模式下,打开SOV,关闭EXV1和EXV2,进入水源热泵模式,通过调节EXV3,制冷剂吸收电机或电池废热,制冷剂蒸发后进入压缩机增压升温后进入水冷冷凝器为乘员舱制热。关闭SOV、EXV3,进入风源热泵模式,制冷剂在风冷冷凝器中吸收空气源热量,并通过暖芯释放给乘员舱。关闭SOV、EXV2,全开EXV3,调节EXV1进入双源热泵模式。五通阀A,2和3节点相连,五通阀B,1和2节点相连,此时使用电池余热;五通阀A,五通阀B,1和3节点各自相连,此时使用电机余热。五通阀A,五通阀B,2和5节点各自相连,电池回路串水至采暖回路,同时加热乘员舱和电池水回路。

### 1.3 整车热管理系统控制策略

图2所示为本文设计的整车热泵系统分层控制架构。系统采用上层模式决策与下层执行控制相结合的策略。上层输入基于环境参数、系统关键状态(电池温度、电机温度、制冷剂压力/温度)及用户设定(乘员舱温度、运行模式)。下层控制器接收上层指令,调节制冷剂回路阀门、水泵和五通阀组,依据预设策略选择最优工作模式,通过比例积分(proportional integral, PI)控制算法调节电动压缩机转速、相应EXV阀开度及PTC加热器功率,以实现精确的温度控制、关键循环参数控制(过冷度、过热度)并优化系统能效。水泵及风扇转速暂不考虑以固定

转速运行。

在制冷模式下,通过环境温度、用户设置以及电池温度判断制冷需求,通过控制EXV产生过冷度提供制冷效果,调节压缩机转速实现目标温度的控制。

热泵模式下相比制冷模式更复杂,判断电机余热品位,采用不同制冷剂和回路组合,在保证制热速率的情况下优化系统COP。

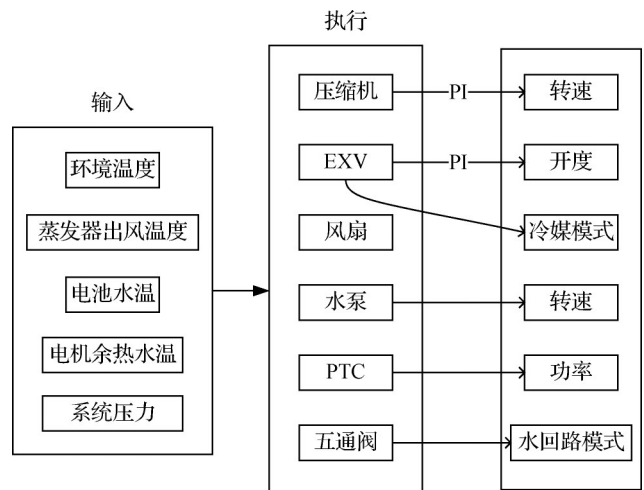


图2 控制架构框图

Fig.2 Control architecture block diagram

## 2 系统建模

根据整车热管理方案,在Amesim软件中搭建了热管理仿真模型,模型主要包括压缩机、水冷冷凝

器、风冷冷凝器、板式换热器、蒸发器、气液分离器以及电子膨胀阀。表1所示为模型中关键零件的主要设计参数。为保障仿真精度,本文所建立的 Amesim 模型关键部件(压缩机、冷凝器、蒸发器、板式换热器)的热力性能参数(换热系数、压降特性)均基于提供的性能曲线及台架实验数据标定,模型验证细节不在赘述。

表1 仿真部件结构参数

Tab.1 Simulation component structural parameters

部件	结构参数
压缩机	排量:55 cm <sup>3</sup> ; 转速:800~10 000 r/min
风冷冷凝器	718×614×20(mm <sup>3</sup> )
蒸发器	298.8×200×38(mm <sup>3</sup> )
水冷冷凝器	210×135×65.68(mm <sup>3</sup> )
板式换热器	210×135×65.68(mm <sup>3</sup> )
EXV1	φ10 mm
EXV2	φ3 mm
EXV3	φ10 mm

### 3 仿真分析

#### 3.1 仿真工况

针对夏季制冷工况,仿真设定覆盖38、40、42℃三级环境温度条件。系统采用分层PI控制架构:蒸发器目标出风温度设定为10℃,电池回路目标温度设定为20℃。在单乘员舱制冷模式下,EXV2以过冷度5℃为控制目标,压缩机基于蒸发器出风温度进行比例、积分、微分控制调节(proportion integration differentiation, PID);当切换至单电池回路制冷时,EXV3执行过冷度为5℃的控制策略,压缩机则追踪电池回路温度设定值;在乘员舱与电池联合制冷工况下,控制系统实施优先级策略,压缩机维持蒸发器出风温度,EXV2继续执行过冷度为5℃的控制,同时EXV3切换为板式换热器出口过热度为3℃的动态调节。

冬季制热工况研究中,系统设定暖芯目标出风温度为45℃,压缩机采用闭环温度跟踪控制。空气源热泵模式在-7、-5、0℃环境温度下运行,EXV1执行过冷度为10℃的控制;水源热泵模式环境温度为-15、-7、-5℃,通过模拟电池发热量模拟废热回收场景,此时EXV3以过冷度为目标,目标值为10℃;在双源热泵联合工作模式下,水回路发热量稳定在2500W并设置-15、-7、0℃梯度环境温度,控制策略调整为

EXV3全开运行,EXV1基于水冷冷凝器出口过冷度为10℃实施动态调节。

#### 3.2 制冷工况结果分析

##### 3.2.1 单乘员舱制冷

图3所示为热泵空调在单乘员舱制冷工况下蒸发器的实际出风温度随时间的变化。由图3可知,在环境温度为38、40、42℃时,蒸发器的出风温度逐渐下降,由于压缩机和EXV同时受PI控制,温度下降分为两个阶段,首先在约50s时降至20℃,此时压缩机转速逐步上升,温度稳定约30s后,此时过冷度较低,EXV开度由于PI调节逐渐开启,此时温度开始快速下降,并在约100s时降低至目标值10℃以下,随后稳定至10℃。在环境温度更高的情况下,由于PI调节介入的更加快速,所以温度下降的情况更早发生。

图4所示为乘员舱单冷压缩机功率随时间的变化。由图4可知,环境温度较高时,所需要的冷负荷较高,压缩机消耗功率更大。在单乘员舱制冷工况下,COP可达约2.3。

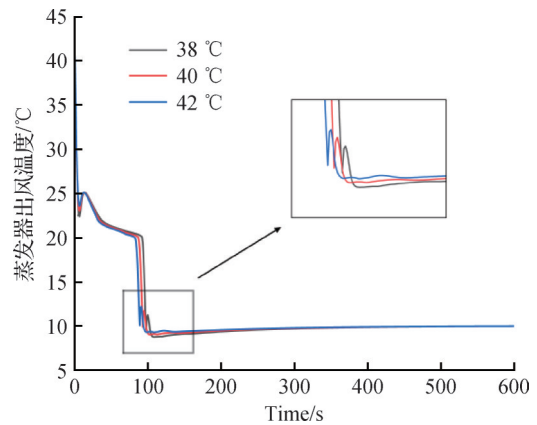


图3 乘员舱单冷蒸发器出风温度随时间的变化  
Fig.3 Variation of cabin single-cooling evaporator outlet air temperature over time

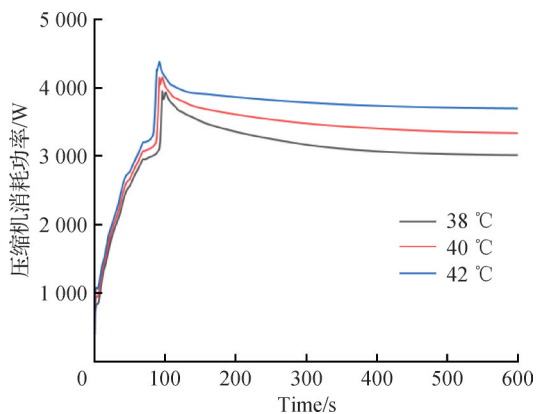


图4 乘员舱单冷压缩机功率随时间的变化  
Fig.4 Variation of cabin single-cooling compressor power over time

### 3.2.2 单电池回路制冷

图5和图6所示为在单电池回路制冷工况下的电池回路温度和压缩机消耗功率随时间的变化。由图5可知,电池回路温度在开始的30 s内持续上升。由于压缩机转速上升以及EXV开度调节,电池回路温度逐渐下降,在约200 s时达到目标值,并由于PI控制的原因导致了一部分超调。由于环境温度的影响,温度更高的情况下水温上升更多,因此虽然温度开始下降的时间较早,但在环境温度更低的情况下,水温更快达到目标值。由图6可知,压缩机消耗功率约为3 000 W,与环境温度成正相关。COP可达约2.6。

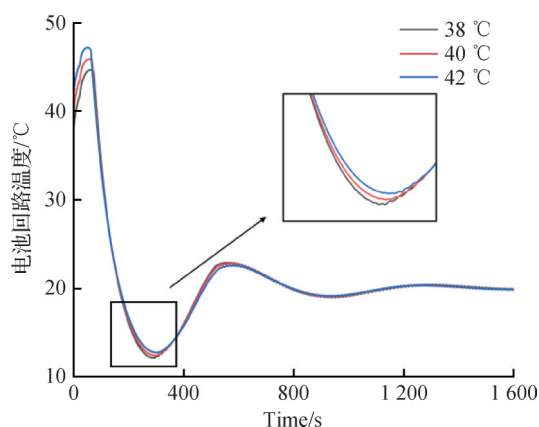


图5 单电池制冷电池回路水温随时间的变化

Fig.5 Variation of single battery cooling circuit water temperature over time

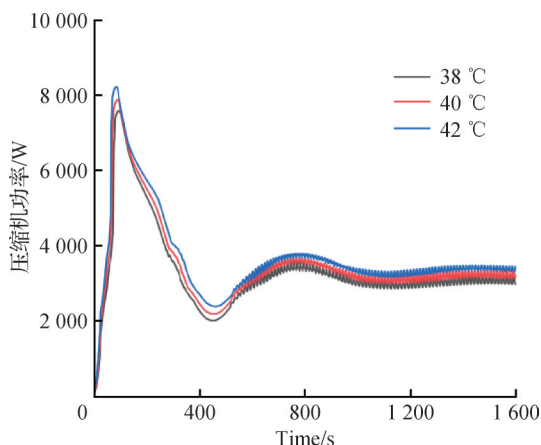


图6 单电池制冷压缩机功率随时间的变化

Fig.6 Variation of single battery cooling compressor power over time

### 3.2.3 乘员舱和电池双制冷

如图7至图9所示为双冷电池回路温度、双冷蒸发器出风温度、双冷压缩机功率随时间的变化。对乘员舱和电池回路同时进行冷却时,在100 s前温度以1.2~1.5 °C/s的速率快速下降,这得益于双蒸发器并行工作带来的增强换热能力,并在约为200 s时达

到目标值并稳定在目标值附近,环境温度不同使得最终的稳定值有2~3 °C的偏差,这主要源于冷凝器散热效率下降引起的制冷剂过冷度降低。在双制冷模式下,双制冷系统在动态调节过程中展现出更优的控制稳定性。如图7曲线所示,双制冷模式通过压缩机转速与电子膨胀阀的控制调节,成功消除了单系统运行时出现的5~7 °C温度超调现象,但距离目标值存在微小偏差。

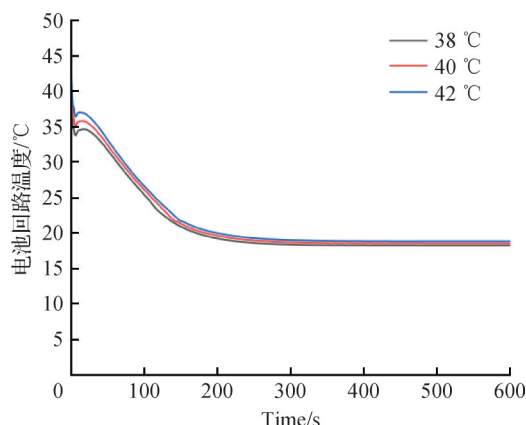


图7 双冷电池回路温度随时间的变化

Fig.7 Variation of dual-cooling battery circuit temperature over time

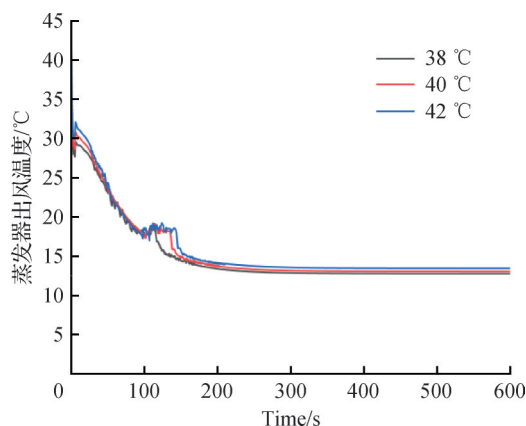


图8 双冷蒸发器出风温度随时间的变化

Fig.8 Variation of dual-cooling evaporator outlet air temperature over time

## 3.3 制热工况结果分析

### 3.3.1 风源热泵工况

图10、图11所示为风源热泵出风温度、压缩机功率随时间的变化。由图10、图11可知,环境温度对风源热泵制热性能的影响呈现显著的正向关联性。在-7~0 °C时,环境温度升高可缩短20.8%的升温时间,降低28.5%的压缩机功耗,并提升15.2%的系统COP。蒸发温度随环境温度升高而改善,从而减少了压缩机压比与结霜风险。但在-7 °C及以下工况中,

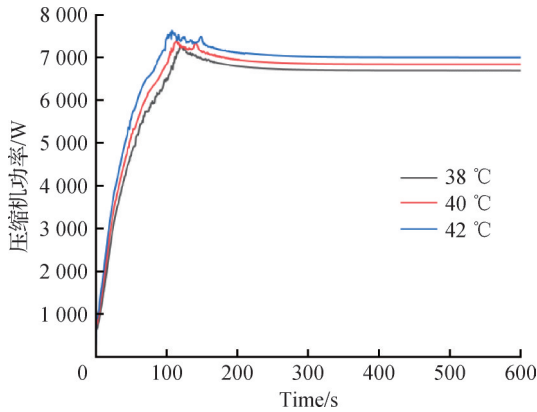


图9 双冷压缩机功率随时间的变化

Fig.9 Variation of dual-cooling compressor power over time

风源热泵的效果以及COP会出现明显下降,因此需引入多源协同或辅助加热策略以拓展其适用温域。

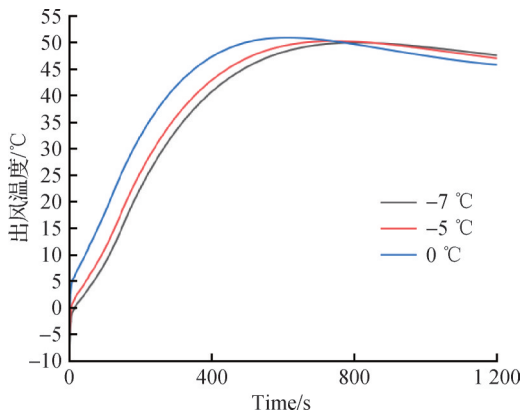


图10 风源热泵出风温度随时间的变化

Fig.10 Variation of air-source heat pump outlet air temperature over time

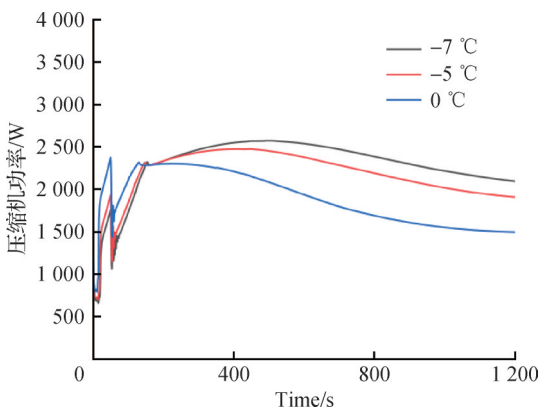


图11 风源热泵压缩机功率随时间的变化

Fig.11 Variation of air-source heat pump compressor power over time

### 3.3.2 水源热泵工况

图12、图13所示为水源热泵出风温度、压缩机功率随时间的变化。由图12可知,由于商用车电机的电池发热量大且水回路流量大,具有更多的余热利

用空间。相比于风源热泵,水源热泵效果更加良好,温度上升速率更快,对于更低的环境温度具有良好的适应性。在环境温度为-15 °C时依旧可以通过热泵达到目标温度。由图13可见,相同温度下水源热泵压缩机功率与风源热泵差距较小,且风源热泵压缩机功率更低,因此在环境温度较高,余热较少时使用风源热泵具有更好的效率和经济性。

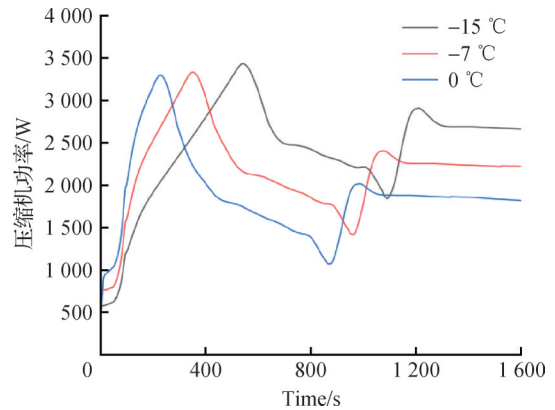


图12 水源热泵出风温度随时间的变化

Fig.12 Variation of water-source heat pump outlet air temperature over time

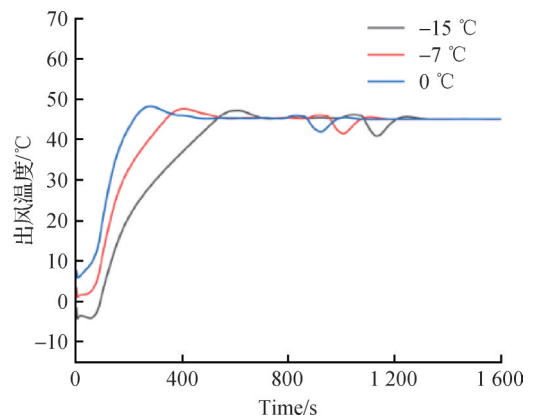


图13 水源热泵压缩机功率随时间的变化

Fig.13 Variation of water-source heat pump compressor power over time

### 3.3.3 双源热泵工况

图14、图15所示为双源热泵出风温度、压缩机功率随时间的变化。由图14可见,在较低的环境温度下,双源热泵同样可以达到目标出风温度,相比于水源热泵,双源热泵具有更快响应时间,对于水源温度的波动,双源热泵以多种热源使得温度上升更加平稳。由图15可知,在环境温度为-15 °C时,双源热泵压缩机功率相比水源热泵降低28%。

### 3.3.4 电机余热梯级利用模式

表2所示为电机余热梯级利用模式。电机余热梯级利用模式通过调控余热传输路径实现高效余热

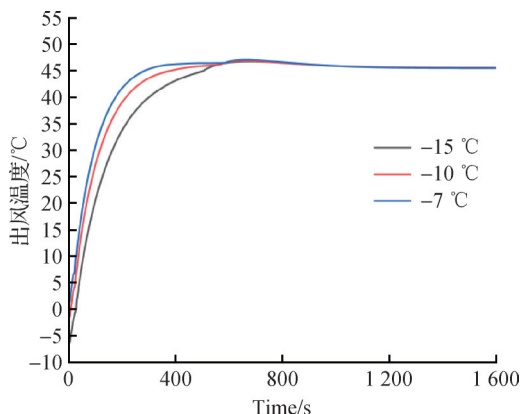


图 14 双源热泵出风温度随时间的变化

Fig.14 Variation of dual-source heat pump outlet air temperature over time

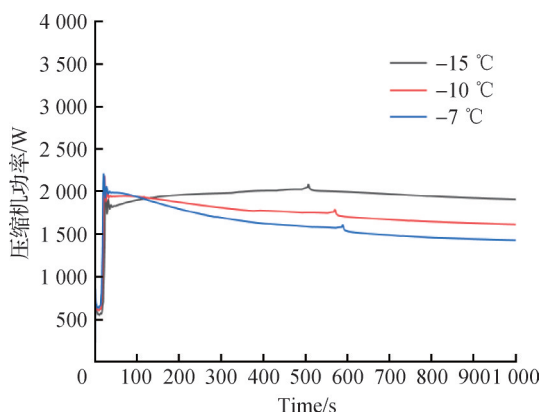


图 15 双源热泵压缩机功率随时间的变化

Fig.15 Variation of dual-source heat pump compressor power over time

利用。其核心在于根据环境温度及电机余热状态,自适应切换余热直接供热与热泵提效两种工作逻辑。图 16、图 17 所示为余热利用模式出风温度、电池回路水温随时间的变化。由图 16 和图 17 可知,在环境温度为 0 °C 时,通过利用电机余热在加热乘员舱的基础上提升电池回路的水温,同时对电池和乘员舱进行加热。因为只验证该模式可行性,此时以乘员舱出风温度为优先级,未考虑电池回路温度控制,电池回路温度不断上升,可见该模式可同时满足乘员舱加热和电池回路加热,通过后优化水泵转速可控制电池回路水温上升。

### 3.3.5 热泵工况总结

表 3 所示为环境温度为 -7 °C 时制热模式的性能对比。由表 3 可知,环境温度为 -7 °C 时,热泵的功耗仅约为 PTC 功耗的 1/3。其中,风源热泵应用场景较小,仅在环境温度较高时可用,水源热泵应用场景较多,但需要余热为可用状态,且在余热不足状况下性能低于风源热泵,双源热泵通过空气源与水源的协

表 2 电机余热梯级利用模式

Tab.2 Motor waste heat cascaded utilization system

	高温工况直接供热	低温工况热泵提效
环境温度	>5 °C	<5 °C
电机回路温度	>65 °C	<65 °C
热泵模式	停止运行	双源热泵
水回路模式	电机回路串联采暖水路	电机余热回收采暖回路与电池回路并联

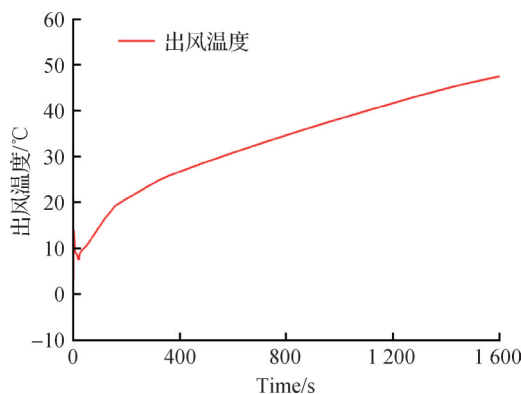


图 16 余热利用模式出风温度随时间的变化

Fig.16 Variation of waste heat utilization mode outlet air temperature over time

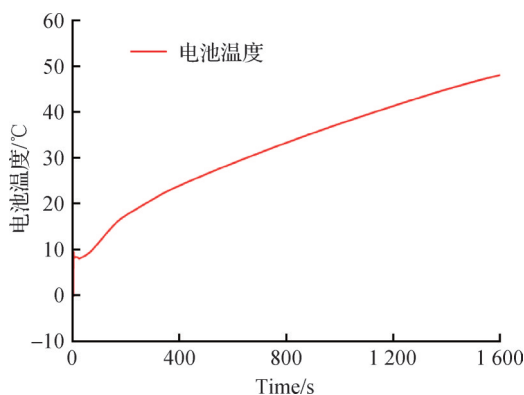


图 17 余热利用模式电池回路水温随时间的变化

Fig.17 Variation of waste heat utilization mode battery circuit water temperature over time

同增效,较单一风源/水源热泵能效提升 10.5%~18.2%,应用场景覆盖面大。

表 3 环境温度为 -7 °C 时制热模式性能对比

Tab.3 Performance comparison of heating modes at -7 °C ambient temperature

制热模式	功耗/W	COP	适用场景
风源热泵	2 100	1.78	环境温度较高(-7 °C 以上)
水源热泵	2 200	1.9	电机余热稳定(水温>60 °C)
双源热泵	1 365	2.1	宽温域(-20~10 °C)
PTC	6 200	1	极端低温或系统故障应急

### 3.4 续航里程对比

为了验证热泵系统相比于PTC加热对于续航带来的影响,选取表3中双源热泵与PTC加热乘员舱模式下的功耗进行续航估算,热泵工况相比于PTC工况,还包括余热回路的水泵功耗以及风扇功耗,风扇功耗较小因此忽略,水泵功耗仿真得出为156 W。电动汽车理想状态下相对续航里程计算式如下,该计算式考虑压缩机耗功和水泵功耗与PTC功率所带来的续航损耗,具体续航里程式为<sup>[10]</sup>:

$$R_1 = \frac{Ahv}{\frac{Ahv}{R} + W_{AC}}$$

式中: $R_1$ 为开启空调后的续航里程,km; $A_h$ 为电池容量,kW·h; $v$ 为行驶速度,km/h; $R$ 为汽车不开启空调时的续航里程,km; $W_{AC}$ 为空调能耗,kW。

取汽车平均行驶速度为40 km/h,续航里程为370 km,电池容量为260 kW·h。经过计算后热泵相比PTC可以使续航提高16.1%。

## 4 总结

本文对新能源商用车热泵系统的性能和控制策略进行了仿真测试,在制冷和制热模式下通过PI调控压缩机转速和EXV开度,主要结论如下:

1)制冷模式下,环境温度约为40 °C时,约100 s时可以达到目标出风温度,约200 s时可以将电池回路温度控制在20 °C,压缩机功率为3~7 kW,COP为2.4~3。

2)构建了基于电机余热梯级利用的新能源商用车热泵多模式制热架构,通过风源热泵、水源热泵及双源耦合热泵的动态协同控制,实现乘员舱与电池包的高效热管理。在低温工况下,系统优先将50 °C以上的高品位电机余热直供乘员舱采暖,中低温余热(0~50 °C)则通过热泵提效后用于制热,使余热贡献率达52%,系统综合COP提升至2.1。该余热主导的多源协同策略使制热功耗相比纯PTC模式降低60%,可以提高商用车冬季续航约16%。

3)针对不同的车辆行驶状态,可以选择不同的制热模式,在长途驾驶的大负荷工况下,直接使用电机废热可用于乘员舱制热,在车辆怠速工况下可使用热泵,显著降低了能效。

### 参考文献

[1] YAN Xue, SUN Shouheng. Impact of electric vehicle development on China's energy consumption and greenhouse gas emissions [J]. Clean Technologies and

Environmental Policy, 2021, 23(10): 2909–2925.

- [2] SUN Shouheng, WANG Weicai. Analysis on the market evolution of new energy vehicle based on population competition model [J]. Transportation Research Part D: Transport and Environment, 2018, 65: 36–50.
- [3] BROWN S, PYKE D, STEENHOF P. Electric vehicles: The role and importance of standards in an emerging market [J]. Energy Policy, 2010, 38(7): 3797–3806.
- [4] LIU Zongwei, HAO Han, CHENG Xiang, et al. Critical issues of energy efficient and new energy vehicles development in China [J]. Energy Policy, 2018, 115: 92–97.
- [5] 李萍, 谷波, 缪梦华. 废热回收型纯电动汽车热泵系统实验研究[J]. 上海交通大学学报, 2019, 53(4): 468–472. (LI Ping, GU Bo, MIAO Menghua. Experimental research on waste-heat recovery heat pump system in electric vehicles [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2019, 53(4): 468–472.)
- [6] FERRARIS W, BETTOJA F, CASELLA M, et al. Heat pump for BEVs: architectures and performance analysis [J]. SAE International, 2020: 30–37.
- [7] ARUMUGAM P, ANANDAN R, SHARMA A, et al. Study of indirect heat pump for an electric vehicle [J]. SAE International, 2023, 000(9): 23–28.
- [8] HIGUCHI Y, KOBAYASHI H, SHAN Zhiwei, et al. Efficient heat pump system for PHEV/BEV [J]. SAE International, 2017: 2017-01-0188.
- [9] OKAMOTO K, AIKAWA H, OHMIKAWA M, et al. Thermal management of a hybrid vehicle using a heat pump [J]. SAE International, 2019, 000(4): 2019-01-0502.
- [10] 杨忠诚, 苏林, 于荣, 等. 电动汽车热泵系统低温工况的制热性能实验研究[J]. 制冷学报, 2021, 42(1): 53–59. (Yang Z hongcheng, Su Lin, Yu Rong, et al. Experimental research on heat pump heating performance at low temperature for electric vehicles [J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(1): 53–59.)
- [11] 夏彬彬. 纯电动汽车废热回收双热源热泵系统研究与设计[D]. 上海: 上海交通大学, 2016. (Xia Binbin. Research and design of a dual-heat source heat pump system with waste heat recovery for pure electric vehicles [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2016.)
- [12] 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.)
- [13] 张子琦, 李万勇, 张成全, 等. 电动汽车冬季负荷特性研究[J]. 制冷学报, 2016, 37(5): 39–44. (ZHANG

Ziqi, LI Wanyong, ZHANG Chengquan, et al. A study on heat load character of EV in cold climate [J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(5): 39-44.)

- [14] LI Wanyong, LIU Yusheng, LIU Rui, et al. Performance evaluation of secondary loop low-temperature heat pump system for frost prevention in electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 182: 115615.
- [15] QU Yan, LI Dongchen, WANG Ruiqian. Study on integrated thermal management system of hydrogen fuel cell vehicles based on heat pump air conditioning [J]. Journal of Cleaner Production, 2024, 434: 139951.
- [16] 吕然. 新能源汽车热管理系统能量梯级管理策略研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2023. (LYU Ran. Research on cascade energy management strategy of thermal management system for new energy vehicles [D]. Changchun:

Jilin University, 2023.)

#### 通信作者简介

陈江平,男,教授,博士生导师,上海交通大学机械与动力工程学院,021-34206775, E-mail: jpchen70@aliyun.com。研究方向:车用空调与热系统研究、制冷剂替代技术、车用换热器、车辆热管理等。

#### About the corresponding author

Chen Jiangping, male, professor, Ph.D. supervisor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, 86-21-34206775, E-mail: jpchen@sjtu.edu.cn. Research fields: research for automotive air conditioning and thermal refrigerant replacement technology, mobile air conditioning system, mobile thermal management.