

电动汽车新风比例控制和余热回收特性研究

吕辉¹, 文嘉鑫¹, 黄晓婷^{2†}

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广东 广州 510641;

2. 广州城市理工学院汽车与交通工程学院, 广东 广州 510800)

摘 要:针对电动汽车低温环境下制热性能不佳、新风负荷较大的问题,提出了一种新风比例控制和电机余热预热新风相结合的控制策略,可实现新风比例随新风量实时控制和新风预热.首先,基于 AMESim 软件搭建电动汽车集成式热管理系统,通过公开数据对热泵空调模型的换热量予以验证;其次,通过引入二氧化碳浓度反馈控制逻辑,实现新风比例随座舱新风量和空气质量动态调节,构建动态新风模式,对比分析了动态新风模式和固定新风模式在典型工况下的运行特性;然后,在动态新风模式的基础上引入电机余热回收,利用冷却液对车内换热器进风进行预热,构建新风预热模式,并对余热回收特性进行分析;最后,以系统需求制热量、压缩机能耗和性能系数(coefficient of performance, COP)均值作为综合评价指标,量化三种工作模式的性能差异,并分析了新风预热模式对续航里程的影响.仿真结果表明,当环境温度从-5℃上升到10℃,相较于固定新风模式,新风预热模式的系统需求制热量降低了21.49%~47.82%,压缩机能耗降低了25.73~37.20%,COP均值提高了9.53~22.96%.在节能效果方面,新风预热模式的相对续航里程最大为32.39 km,相比固定新风模式提升了9.61%,说明所提控制策略在提高系统制热性能、降低能耗方面具有可行性.

关键词:电动汽车;热管理;二氧化碳浓度;新风比例;余热回收

中图分类号:U469.72

文献标志码:A

Research on fresh air ratio control and waste heat recovery characteristics of electric vehicles

LÜ Hui¹, WEN Jiaxin¹, HUANG Xiaoting^{2†}

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China;

2. School of Automobile and Traffic Engineering, Guangzhou City University of Technology, Guangzhou 510800, China)

Abstract: Aiming to address the poor heating performance and high ventilation load of electric vehicles in low-temperature environments, a control strategy combining fresh air ratio control with motor waste heat recovery is proposed, which can realize the real-time control of fresh air ratio with fresh air volume as well as the fresh air preheating. Firstly, an integrated thermal management system for electric vehicles was set up via AMESim software,

* 收稿日期:2025-06-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52375093), National Natural Science Foundation of China(52375093); 广东省自然科学基金资助项目(2023A1515011585), Natural Science Foundation of Guangdong Province(2023A1515011585)

作者简介:吕辉(1986—),男,广西陆川人,华南理工大学副教授,博士生导师

† 通信联系人, E-mail: huangxt_gcu@126.com

and the heating capacity of the heat pump air conditioning model was verified with public data. Next, by introducing the carbon dioxide concentration feedback control logic, the fresh air ratio could be dynamically adjusted according to the cabin fresh air volume and air quality, forming the dynamic fresh air mode, and the operating characteristics in the dynamic fresh air mode and the fixed fresh air mode under typical working conditions were analyzed. Then, the motor waste heat utilization was introduced to the dynamic fresh air mode, using the coolant to preheat incoming air to the internal heat exchanger, forming the fresh air preheating mode, and the waste heat utilization characteristics were analyzed. Finally, the required heating capacity, the energy consumption of the compressor and the average coefficient of performance (COP) were used as the comprehensive evaluation indicators to measure the performance differences of the three modes. The simulation results show that as the ambient temperature rises from $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, the required heating capacity of the fresh air preheating mode decreases from 21.49% to 47.82%, the energy consumption of the compressor decreases from 25.73% to 37.20%, and the average COP increases from 9.53% to 22.96%, compared with the fixed fresh air mode. In terms of energy-saving effect, the maximum relative driving range of the fresh air preheating mode is 32.39 km, an increase of 9.61%. It indicates that the proposed control strategy is feasible in terms of improving the heating performance of the system and reducing energy consumption.

Key words: electric vehicle; thermal management; carbon dioxide concentration; fresh air ratio; waste heat recovery

燃油汽车的发展加剧了石油能源的消耗,并进一步加剧环境污染问题,具有零排放、高效能等优点的电动汽车被认为是行业转型的重要方向.据国际能源署统计,2024年全球电动汽车保有量达到5 800万辆,预计2030年将达到2.5亿辆^[1].尽管电动汽车迎来了快速发展时期,但仍面临着严重的里程焦虑问题.热泵空调系统是电动汽车能耗最大的辅助系统,已有研究表明,其低温下全负荷工作时会导致电动汽车续航里程下降16.7%^[2].因此,降低低温制热能耗是提高电动汽车续航里程的关键.

对于热泵空调系统,可通过降低负荷和提高制热效率两方面来减少能耗^[3].ZHANG等^[4]提出了一种电动汽车气候控制负荷模型,分析发现冬季时电动汽车的新风负荷占总热负荷的70.7%~83.9%,因此,通过调节新风和回风的比例来降低新风负荷是降低系统能耗的关键手段.CHOI等^[5]提出了一种结合 CO_2 浓度控制和回风废热利用的电动公交热管理系统,该系统采用50%的回风比例,在有效控制 CO_2 浓度和座舱温度的同时,还可利用回风热量加热电池.程崇炬^[6]设计了带有新风系统余热回收的不同方案构型,其中冷凝器方案在30%新风比例下,可将压缩机能耗和COP分别优化9.01%和1.829;鼓风机方案在20%新风比例下可将压缩机能

耗降低13.74%,在30%新风比例下可将COP提升0.053.但该研究基于固定新风比例展开分析,缺乏对新风比例动态调节的性能研究.ZHANG等^[7]的研究表明,当回风比例为46%时,热泵空调系统的供热比相比全新风情况下最大可提高48.4%.LIANG等^[8]提出了一种新风智能控制策略,该策略可根据环境 CO_2 浓度、相对湿度、车内人数等因素智能控制新风比例.研究表明,当环境温度为 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,汽车续航里程最大可提升32.34%.PAN等^[9]通过降低新风负荷,利用年度能耗模型对全国30个城市的节能效果进行评估.当使用正温度系数(positive temperature coefficient, PTC)加热器制热时,可节省14%~46%的能量;当使用热泵制热时,可节省33%~57%的能量.上述研究虽可以实现新风比例调节,但仍是基于环境变量的静态调节策略,尚未考虑汽车行驶过程的实时动态调节.

降低能耗的另一途径是提高热泵空调系统的制热效率.常规热泵空调系统虽然比PTC加热器更加节能,但在极低温环境下无法提供足够的热量^[10].电动汽车驱动电机运行过程中由于损耗会产生热量,这些热量一般通过冷却液吸收并释放到环境中.如果回收这些热量用于制热,形成双热源的热泵空调系统,可以提高系统的制热效率,达到节能

的目的.杜常清等^[11]设计了一种带有电机余热回收的集成式整车热管理系统,与各回路独立的系统相比,驾驶室加热时间缩短了 27.8%,COP 平均提升约 31.3%.张海等^[12]的研究表明,在电机转速为 3 000 r/min、压缩机转速为 4 000 r/min、环境温度为-5℃的工况下,电机余热辅助热泵空调制热模式比同工况下热泵空调单独制热模式的等效 COP 提高了约 48%.LIU 等^[13]提出了一种考虑电机余热、空气、PTC 三种热源的分段加热控制策略.其中,电机余热和空气双热源制热模式的 COP 在-5℃提高了 8.5%.该策略在 0℃和-10℃环境下可分别节省 34.43%和 18.49%的电能.然而,针对电机余热回收的研究多集中在回收路径设计或多热源控制策略切换方面,将电机余热用于预热新风的研究相对较少.

综上可知,研究人员对新风比例调节和电机余热回收分别进行了相关研究,显著降低了热泵空调系统的制热能耗.尽管如此,相关研究仍存在以下一些不足:

- 1)现有文献大多是基于环境变量恒定的静态研究,但汽车行驶过程中车速变化会导致新风量改变,进而使得新风负荷产生动态变化.
- 2)新风比例动态控制会对热泵空调系统运行特性产生影响,需进一步分析系统核心运行参数的变化.
- 3)电机余热可用于预热新风,提高车内换热器的进风温度.然而,目前将新风负荷优化与余热回收相结合的研究尚不多见,开展此类研究具有重要意义.

针对以上问题,本文提出了一种新风比例优化与电机余热回收相结合的控制策略,可实现新风比例随新风量实时控制和新风预热.研究工作能为降低电动汽车热泵系统的制热能耗提供参考和指导.

1 热管理系统模型

本文研究的电动汽车为 5 人座汽车,车辆基本参数如表 1 所示^[14],车辆使用的集成式热管理系统架构如图 1 所示.由于只研究空调的制热性能,因此架构中不包含制冷循环.系统由热泵空调系统、电机热管理系统以及新风系统组成.热泵空调系统部件包括压缩机、车内外换热器、电子膨胀阀和气液分离器,制冷剂采用 R134a.电机热管理系统部件包括驱动电机、暖风芯体、水泵和水壶,冷却液采用 50%水+50%乙二醇溶液.当乘员舱有采暖需求时,制冷剂

首先被压缩机压缩升温,然后在车内换热器放出热量,经过电子膨胀阀节流后,在车外换热器从外界空气吸热,最后重新进入压缩机,完成一次循环.开启余热回收后,水泵驱动冷却液从电机表面吸热,将热量转移至暖风芯体.风扇吹入的空气被暖风芯体预热后送入车内换热器.新风系统根据新风量调节乘员舱的新风、回风比例,以控制车内 CO₂ 浓度不超过上限.

表 1 电动汽车基本参数

Tab.1 The basic parameters of the electric vehicle

参数	数值
整车质量/N	21 200
轮胎半径/m	0.352
迎风面积/m ²	2.68
乘员舱体积/m ³	3
空气阻力系数	0.38
传动比	9.11
传动效率	0.95
滚动阻力系数	0.01
旋转质量修正系数	1.04

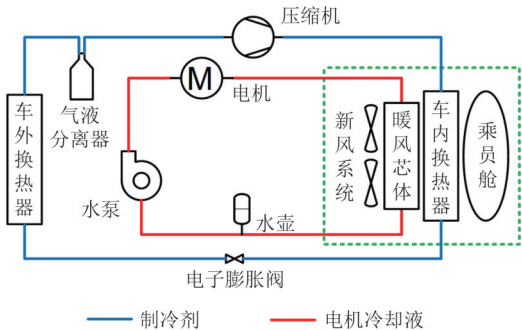


图 1 集成式热管理系统架构

Fig.1 The architecture of the integrated thermal management system

1.1 热泵空调系统模型

1.1.1 压缩机模型

压缩机是热泵空调系统的驱动装置,也是系统能耗的主要来源.它将低温低压气态制冷剂压缩成高温高压状态,其内部的制冷剂质量流量由排量和容积效率决定:

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \rho_{suc} n V_{com}}{60}$$

(1)

式中: $\dot{m}$ 为压缩机制冷剂质量流量,单位为 kg/s; η_v 为压缩机容积效率; ρ_{suc} 为压缩机吸气密度,单位为 kg/m³; n 为压缩机转速,单位为 r/min; V_{com} 为压缩机排量,单位为 m³/r.

压缩机功率由下式计算:

$$W_{com} = \frac{\dot{m}(h_{out} - h_{in})}{\eta_m}$$
 (2)

式中: W_{com} 为压缩机功率, 单位为 W; h_{in} 、 h_{out} 分别为压缩机进、出口比焓, 单位为 kJ/kg; η_m 为压缩机机械效率.

1.1.2 车内外换热器

换热器是制冷剂与外界空气热交换的场所, 其换热能力决定了系统的制热性能. 制冷剂与换热器内壁的对流换热量和外界空气与换热器外壁的对流热量为:

$$Q_{int} = h_{ref}S(T_{ref} - T_{wall})$$
 (3)

$$Q_{ext} = h_{air}S(T_{air} - T_{wall}) + \dot{m}_{cond}\Phi_{vap}$$
 (4)

式中: Q_{int} 、 Q_{ext} 分别为换热器内、外壁的换热量, 单位为 W; h_{ref} 、 h_{air} 分别为制冷剂侧、空气侧对流换热系数, 单位为 W/(m²·K); S 为对流换热面积, 单位为 m²; T_{ref} 、 T_{air} 、 T_{wall} 分别为制冷剂、外界空气、换热器壁的温度, 单位为 K; $\dot{m}_{cond}$ 为冷凝水质量流量, 单位为 kg/s; Φ_{vap} 为汽化潜热, 单位为 kJ/kg.

由于制冷剂在换热器中存在单相和两相态, h_{ref} 也有所不同. 对于单相层流, h_{ref} 可由下式计算:

$$h_{ref} = Nu \frac{\lambda}{D}$$
 (5)

式中: λ 为导热系数, 单位为 W/(m²·K); D 为水力直径, 单位为 m; Nu 为努塞尔数, 取 3.66.

对于单相湍流, h_{ref} 采用 Gnielinski 关联式; 对于两相冷凝过程, 采用 Shah 关联式; 对于两相沸腾过程, 采用水平管 VDI 关联式^[15].

空气侧对流换热系数 h_{air} 的表达式与式 (5) 相同. 对于湍流, Nu 是关于雷诺数和普朗特数的函数:

$$Nu = f(Re, Pr)$$
 (6)

式中: Re 、 Pr 分别为雷诺数和普朗特数.

1.1.3 电子膨胀阀

电子膨胀阀是节流装置, 通过改变阀门开度, 可控制制冷剂质量流量, 达到节流降压的目的. 质量流量由下式计算:

$$\dot{m} = C_q A \sqrt{2\rho_{in}\Delta P}$$
 (7)

式中: C_q 为流量系数; A 为电子膨胀阀流通面积, 单位为 m²; ρ_{in} 为进口制冷剂密度, 单位为 kg/m³; ΔP 为进出口压差, 单位为 Pa.

1.2 电机产热模型

驱动电机运行过程中的生热量 Q_{mot} 可用下式表示:

$$Q_{mot} = P_m (\frac{1}{\eta_m} - 1)$$
 (8)

式中: P_m 为电机机械功, 单位为 W; η_m 为机械效率.

1.3 热管理仿真模型搭建

本文所用的热泵空调系统部件的结构参数如表 2 所示^[16], 电机参数如表 3 所示, 电机特性曲线如图 2 所示^[14]. 基于 AMESim 软件搭建了整车热管理系统模型, 如图 3 所示. 在电机热管理回路中, 通过调节三通阀不同通道的开闭状态, 来实现电机蓄热与余热回收功能的切换. 为简化建模, 用湿空气室模型代替暖风芯体, 电机冷却液可在该位置与车内换热器新风进行热交换, 从而预热新风. 仿真模型采用 AMESim 的状态图功能, 实现不同工作模式的切换.

表 2 热泵空调部件参数

Tab.2 The parameters of heat pump air conditioning		
部件	参数	数值
压缩机	排量/(cm ³ ·r ⁻¹)	34
	最高转速/(r·min ⁻¹)	6 000
车外换热器	尺寸/(mm×mm×mm)	700 × 248 × 16
	流程	12-9-6-4
车内换热器	尺寸/(mm×mm×mm)	208 × 336 × 38
	流程	20-20-20-20
电子膨胀阀	最大流通面积/mm ²	2

表 3 电机参数取值

Tab.3 The values of motor parameters	
参数	数值
额定功率/kW	60
最大功率/kW	125
额定扭矩/(N·m)	125
最大扭矩/(N·m)	300
最大转速/(r·min ⁻¹)	12 000
最大效率	0.956

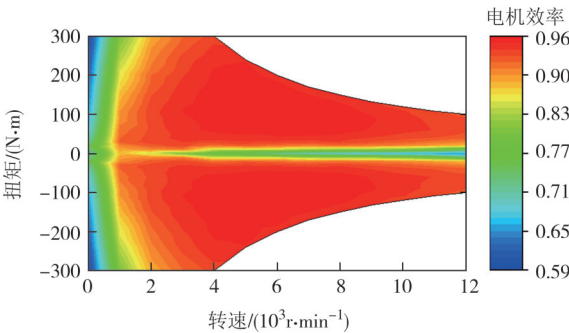


图 2 电机特性图

Fig.2 The diagram of motor characteristic

1.4 模型验证

热泵系统换热器的换热量对系统性能具有明显

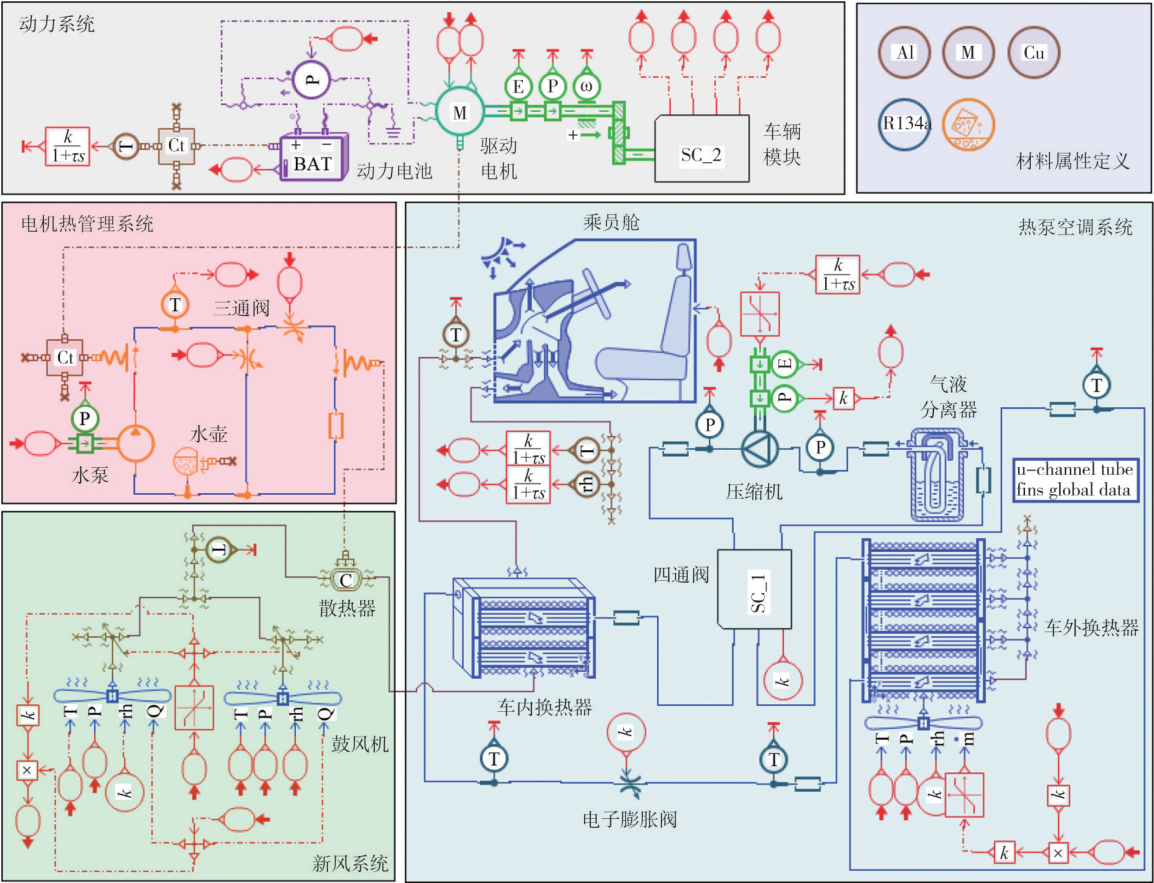


图 3 集成式热管理系统模型

Fig.3 The model of an integrated thermal management system

影响. 采用文献[16]的试验数据对各换热器进行标定, 试验工况和标定结果如表 4 和图 4 所示. 由分析结果可知, 车外换热器、车内换热器的换热量最大相对误差分别为 8.74%、0.49%, 均在 10% 以内, 模型具有较高的精度, 可用于后续分析研究.

表 4 换热器标定试验工况

换热器	工况	
	制冷剂侧	空气侧/冷却液侧
车外换热器	冷凝压力: 1.681 MPa	进口温度: 35 °C
	入口比焓: 458.9 kJ/kg	相对湿度: 40%
	过冷度: 4.2 °C	风速: 1.2、2.5、3.5、4.5、6 m/s
车内换热器	蒸发压力: 0.296 MPa	进口温度: 27 °C
	入口比焓: 274.85 kJ/kg	相对湿度: 50%
	质量流量:	质量流量:
	100.1、126.9、149.6 kg/h	300、400、500 m³/h

2 新风比例与余热回收联合控制策略

2.1 CO₂ 浓度计算

减小新风比例可以有效降低新风负荷, 但比例

过小会导致乘员舱内 CO₂ 浓度升高, 进而导致驾驶员反应迟缓, 引发安全问题^[17]. 美国采暖、制冷与空调工程师学会 (ASHRAE) 推荐 CO₂ 浓度与环境本底浓度之差不超过 700 ppm (1ppm=10⁻⁶)^[18]. 对于一般地区, 环境本底浓度可取为 400 ppm^[19], 因此设定 CO₂ 浓度上限为 1 100 ppm.

座舱内 CO₂ 浓度计算公式如下:

$$\frac{dC_{cab}}{dt} = \frac{HN}{V} + (C_{amb} - C_{cab,0}) \frac{V_{OSA} \alpha}{V}$$
 (9)

式中: C_{cab} 为舱内 CO₂ 浓度, 单位为 ppm; C_{amb} 为环境本底 CO₂ 浓度, 单位为 ppm; $C_{cab,0}$ 为舱内原始 CO₂ 浓度, 此处取为与环境本底浓度相同; H 为人体呼吸产生 CO₂ 速率, 取为 17.5 L/h^[3]; N 为车内人数; V 为座舱容积, 单位为 m³; V_{OSA} 为车体新风量, 与车速有关, 单位为 m³/h; α 为新风比例.

当 $V_{OSA} = 0$ 时, 式(9)的解如下:

$$C_{cab} = C_{cab,0} + \frac{HN}{V} t$$
 (10)

当 $V_{OSA} \neq 0$ 时, 式(9)的解如下:

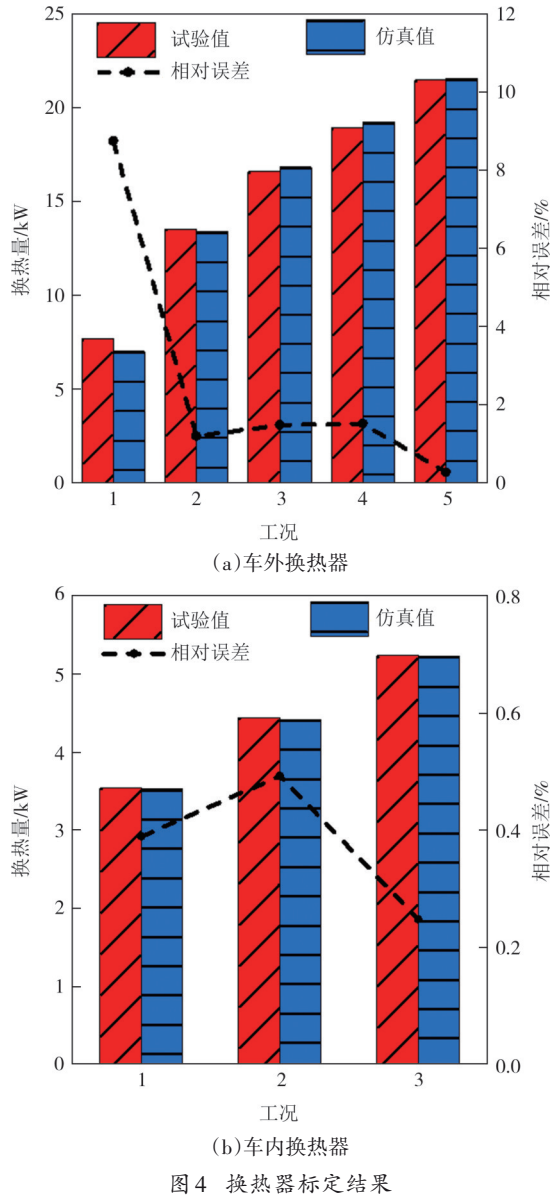


Fig.4 Calibration results of the heat exchangers

$$C_{cab} = \left(C_{cab,0} - C_{amb} - \frac{HN}{V_{OSA}\alpha} \right) e^{-\frac{V_{OSA}\alpha}{V}t} + C_{amb} + \frac{HN}{V_{OSA}\alpha} \quad (11)$$

根据文献[20],在相同的鼓风机挡位下,进入车体的新风量与车速呈线性关系.选用文献[3]已实验标定的车型,该车型在最大鼓风机挡位下车速和新风量的关系如下:

$$V_{OSA} = 1.2897v + 300.87 \quad (12)$$

式中: v 为车速,单位为km/h.

2.2 车体新风负荷计算

新风比例的变化改变了进入车体的新风量,而新风量直接影响汽车的新风负荷.新风负荷可由下式计算:

$$Q_{ven} = V_{OSA}\rho pc(T_{cab} - T_{air}) \quad (13)$$

式中: Q_{ven} 为新风负荷,单位为W; ρ 为空气密度,单位为 kg/m^3 ; c 为空气比热容,取 $1.003 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$; T_{cab} 为乘员舱内温度,单位为 $^\circ\text{C}$.

2.3 新风比例与余热回收联合控制策略

在搭建集成式热管理系统模型的基础上,设计了三种不同的工作模式.固定新风模式作为基准工况,采用恒定的新风比例,该比例不随工况变化而改变,且不引入余热回收功能.动态新风模式采用新风比例动态控制逻辑,可根据车速变化动态调整新风比例,同样未引入余热回收功能.本文所提的联合控制策略采用的模式为新风预热模式,该模式在动态新风模式的基础上进一步引入余热回收功能,用于预热进入车内换热器的新风,进而降低新风负荷,减少能耗.

同时考虑新风比例与余热回收,所采用的控制算法均为比例-积分-微分(proportional-integral-derivative, PID)控制.控制器分为两部分,一是通过控制压缩机转速来调节乘员舱温度,二是通过控制回风风门开度来调节新风、回风比例. PID控制流程图如图5所示.

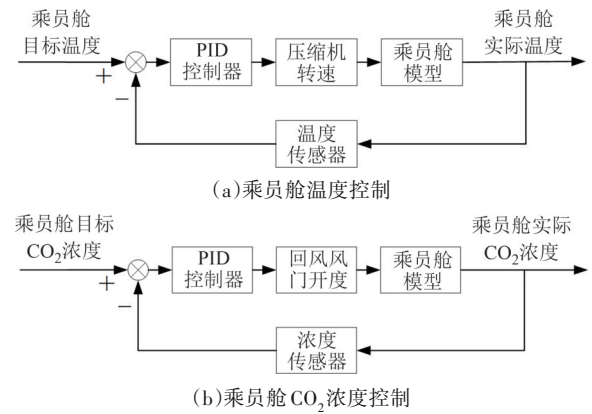


图5 PID控制流程框图

Fig.5 PID control flow chart

新风比例与余热回收联合控制策略如图6所示.在低温环境下,乘员舱室内外温差较大,为加快舱内升温速率,空调制热初期采用全回风模式.在此过程中, CO_2 浓度快速升高,当浓度接近 1100 ppm 时, PID控制器控制回风风门开度,使开度随新风量动态变化.在动态新风比例控制的基础上,引入电机余热回收功能,用于车内换热器新风的预热.由于电机工作效率受环境温度影响,为避免电机长时间工作在低温环境,设置了基于电机出口冷却液温度的余热回收启停控制逻辑.具体而言,当冷却液温度达到 30°C 时,电机冷却回路储存了足量热能,余热回收

功能将开启.当温度低于 20℃时,为保证电机的正常工作,余热回收功能将关闭.

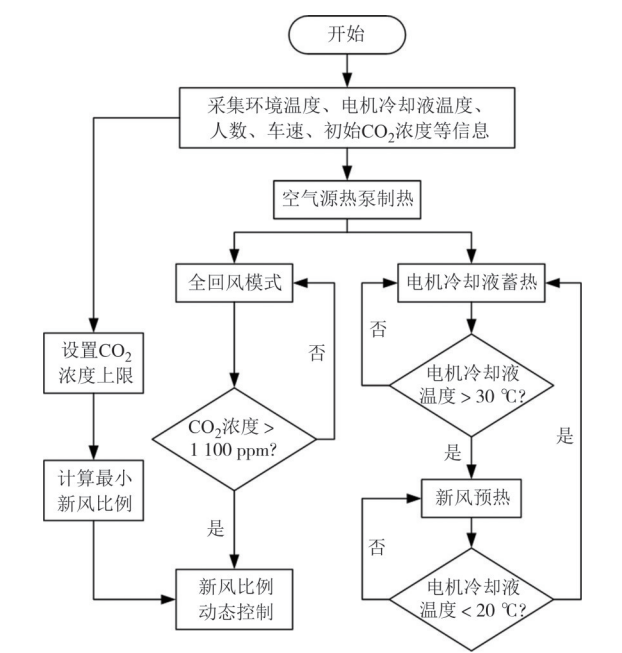


图 6 新风比例与余热回收联合控制策略流程图
Fig.6 Flow chart of joint control strategy of fresh air ratio and waste heat utilization

3 仿真分析与讨论

3.1 仿真工况

根据《中国汽车行驶工况 第1部分:轻型汽车》(GB/T 38146.1—2019)要求,仿真工况选择中国轻型乘用车行驶工况(China light-duty vehicle test cycle for passenger car, CLTC-P)^[21].一个CLTC-P循环为 1 800 s,行驶里程为 14.48 km.由于低温环境下电机冷启动时间长,蓄热过程缓慢,为全面反映电机冷却液温度的变化过程和系统在过渡阶段和稳态的运行特性,将工况设定为 3 个 CLTC-P 循环,总时长为 5 400 s,如图 7 所示.在该工况下,电机产热量如图 8 所示.仿真工况中的其他参数如表 5 所示.

3.2 考虑动态新风比例的制热性能分析

3.2.1 固定新风模式的最小新风比例研究

为研究新风比例对热泵系统制热性能的影响,首先对最小新风比例的影响因素展开研究.由式(9)可知,在CO₂浓度不超过上限的前提下,最小新风比例受车内人数和车速的影响.因此,分别计算了车内人数为 1~5 人、车速为 0~120 km/h 条件下所需的最小新风比例,分析结果如图 9 所示.

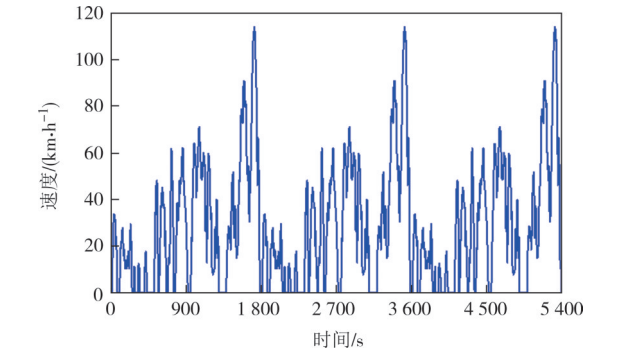


图 7 CLTC-P 循环工况
Fig.7 CLTC-P cycle condition

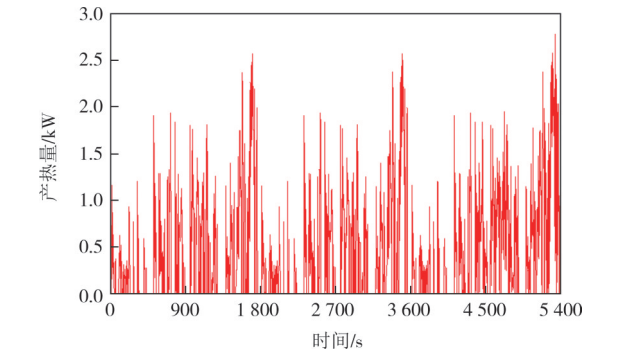


图 8 电机产热量曲线
Fig.8 Motor heat generation curve

表 5 仿真工况参数

Tab.5 Simulation condition parameters	
参数	数值
环境温度/℃	-5、0、5、10
相对湿度/%	50
太阳辐射强度/(W·m ⁻²)	0
车内人数/人	5
乘员舱目标温度/℃	22
乘员舱目标 CO ₂ 浓度/ppm	1 100

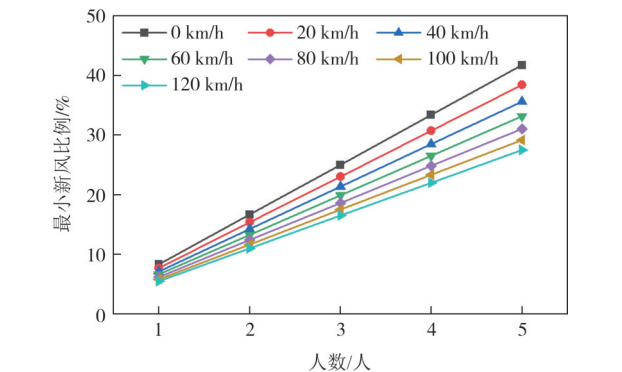


图 9 最小新风比例随人数、车速的变化
Fig.9 Variation of the minimum fresh air ratio with occupant counts and vehicle speed

由图 9 可知,在同一车速下,随着车内人数增加,CO₂浓度上升速率加快,最小新风比例逐渐增

大. 在同一人数下, 随着车速增加, 进入乘员舱的新风量增多, 最小新风比例逐渐减小. 当人数为 5 人、车速为 0 km/h 时, 所需最小新风比例达到最大值, 为 41.67%, 后续研究中将该比例设置为固定新风模式的新风比例.

3.2.2 新风比例控制对比分析

为分析新风比例对车内 CO_2 浓度的影响, 给出了固定新风模式和动态新风模式的新风比例、 CO_2 浓度变化曲线, 如图 10 和图 11 所示.

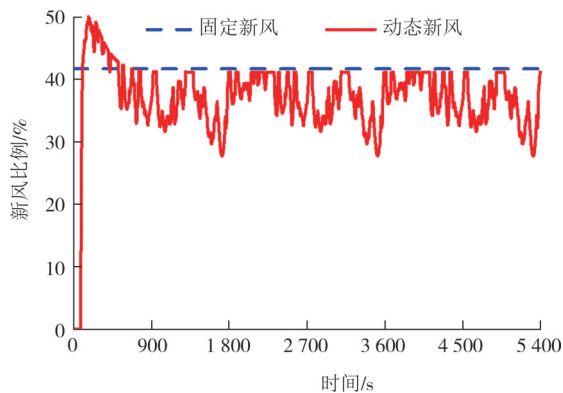


图 10 新风比例变化曲线

Fig.10 Fresh air ratio variation curve

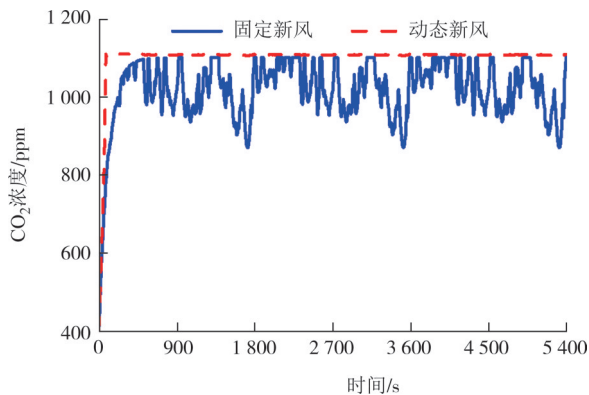


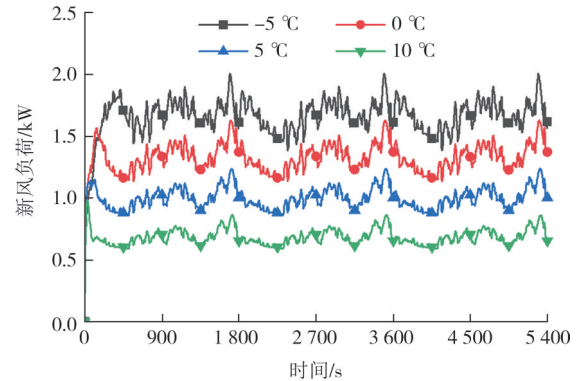
图 11 CO_2 浓度变化曲线

Fig.11 CO_2 concentration variation curve

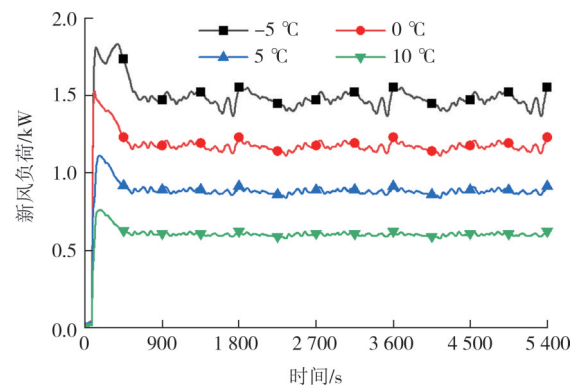
由图 10 和图 11 可知, 在仿真初期, 动态新风模式采用全回风模式, CO_2 浓度快速上升并接近 1 100 ppm. 同时, 为使得浓度不超过上限, 新风比例在短时间内增大. 约 520 s 后, 新风比例下降到 41.67% 以下. 整个分析过程中, 动态新风模式的新风比例不断调整, CO_2 浓度始终维持在 1 100 ppm 左右. 固定新风模式由于采用较高的新风比例, CO_2 浓度较低, 在 870~1 100 ppm 这一区间内变化.

为评估新风比例对新风负荷的影响, 开展了固定新风模式和动态新风模式在不同温度下的新风负

荷分析研究, 分析结果如图 12 所示.



(a) 固定新风模式的新风负荷



(b) 动态新风模式的新风负荷

图 12 新风负荷变化曲线

Fig.12 Ventilation load variation curve

由图 12 可知, 固定新风模式下, 新风量受车速影响, 导致新风负荷波动较大, 不同温度下系统稳定后的平均新风负荷分别为 1.67、1.33、1.01、0.69 kW. 动态新风模式在前 520 s 内受新风比例影响, 出现新风负荷短暂升高的情况. 当系统稳定后, 平均新风负荷分别为 1.47、1.17、0.88、0.60 kW, 降低了 11.98% ~ 13.04%.

3.2.3 典型工况下热泵空调系统运行特性分析

为进一步分析动态新风比例对系统性能的影响, 以环境温度 0℃ 为例, 对比分析固定新风模式和动态新风模式下系统运行特性的变化.

在乘员舱温度变化方面, 固定新风模式和动态新风模式的舱内温度波动情况存在明显差异, 结果如图 13 所示.

由图 13 可知, 固定新风模式和动态新风模式均可使乘员舱温度达到 22℃. 在固定新风模式下, 系统稳定后舱内温度在 20~24℃ 之间波动, 难以稳定在 22℃ 附近. 这是由于进风风门无法隔绝多余新风量, 车内换热器风扇持续引入过量冷空气, 导致系

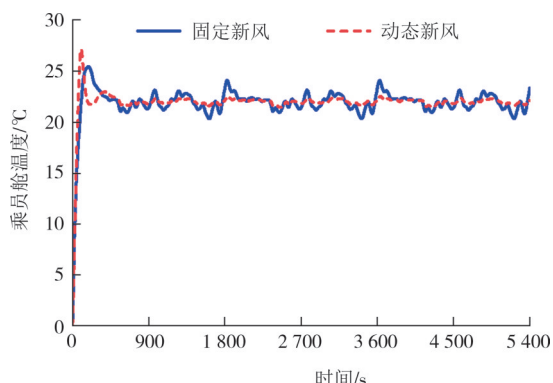


图13 环境温度0℃的乘员舱温度变化曲线

Fig.13 Cabin temperature variation curves at 0℃ ambient temperature

统热负荷增加且不断变化.然而,动态新风模式根据新风量动态调整新风比例,能有效降低新风负荷,使得舱内温度波动减小,从而稳定在22℃附近.

为进一步解释乘员舱温度变化背后的系统响应规律,对压缩机转速、出入口压力和出入口温度进行对比分析,分析结果如图14~图16所示.

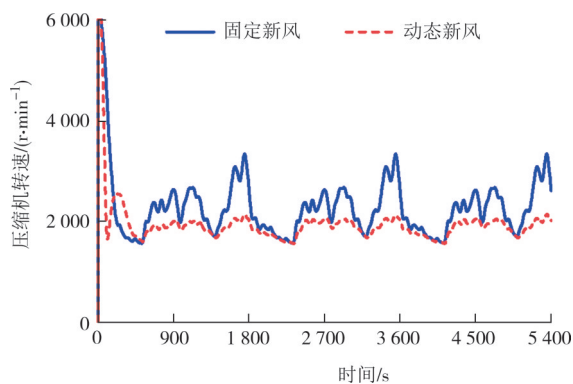


图14 环境温度0℃的压缩机转速变化曲线

Fig.14 Compressor speed variation curves at 0℃ ambient temperature

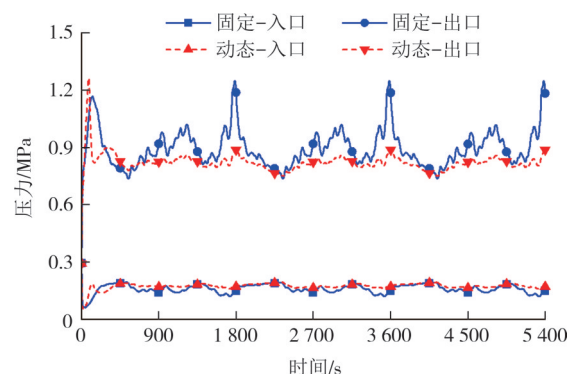


图15 环境温度0℃的压缩机出入口压力变化曲线

Fig.15 Compressor outlet/inlet pressure variation curves at 0℃ ambient temperature

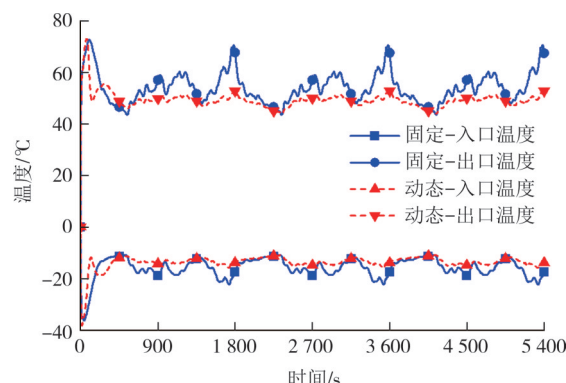


图16 环境温度0℃的压缩机出入口温度变化曲线

Fig.16 Compressor outlet/inlet temperature variation curves at 0℃ ambient temperature

由图14可知,在固定新风模式下,压缩机需频繁调整转速以应对不断变化的热负荷,转速波动范围较大.而动态新风模式由于可以灵活控制新风负荷,系统负荷保持在相对稳定的水平,压缩机转速更为平稳.

由图15可知,固定新风模式下,压缩机出口压力较高且波动明显,最高达到1.25 MPa,反映出系统负荷的剧烈变化.同时,入口压力相对较低,导致压缩比提高,增加压缩机运行负担.动态新风模式下,压缩机出口压力相对较低且更为平稳,入口压力则略高于固定新风模式,表明压缩机压缩比有所降低,有助于减少压缩机负载,提高能效比.

由图16可知,压缩机出入口温度呈现出与出入口压力相似的规律.固定新风模式下,压缩机出口温度波动大且整体较高,最高达到70℃.入口温度则较低,最低达到-22℃.相比而言,动态新风模式的压缩机出入口温度变化更为平稳,进出口温差更小,表明在低温环境下可有效降低压缩机负荷.

综上可知,动态新风控制不仅可改善舱内温度控制效果,提高乘员的热舒适性,还可缓解压缩机性能参数的波动,进而降低能耗.

3.3 考虑新风预热的制热性能分析

电机运行过程中,由于内部损耗,部分输入功转化为热能.在3.2节的基础上,通过余热回收技术,将余热用于新风预热,提高车内换热器进风温度,进一步降低新风负荷.

3.3.1 余热回收特性分析

为探究不同温度下电机余热的利用潜力,开展了电机冷却液出口温度的变化以及余热利用时长分析研究,研究结果如图17和表6所示.

由图17可知,电机冷却液温度在不同环境温度

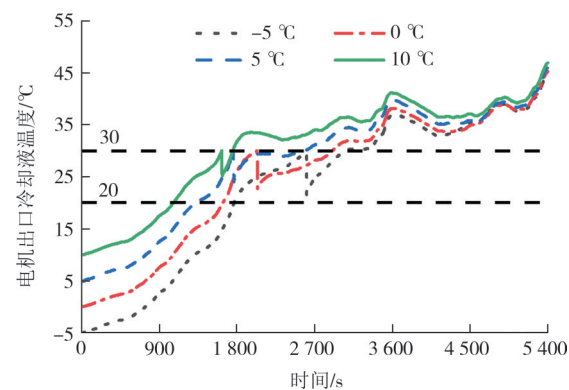


图 17 电机出口冷却液温度变化曲线

Fig.17 Motor outlet coolant temperature variation curves

表 6 电机余热利用时长

Tab.6 Duration of motor waste heat utilization

环境温度/℃	开始时刻/s	余热利用时长/s
-5	2 606	2 794
0	2 034	3 366
5	1 759	3 641
10	1 625	3 775

下均呈现上升趋势,但上升速率受环境温度显著影响.环境温度越低,电机冷却液温度达到余热回收条件的时间越长.开启余热回收后,新风预热消耗的热量小于电机产热量,因此冷却液温度持续保持在 20℃以上.

表 6 进一步量化了不同环境温度下的余热利用时长.在-5℃环境下,余热利用时长为 2 794 s, 占总仿真时长的 51.74%.而在 10℃环境下,余热利用时长延长至 3 775 s, 占总仿真时长的 69.91%.表 6 结果说明,尽管在低温环境下冷却液温升较慢,但仍具备一定的余热利用能力,可在一定程度上降低系统对压缩机的依赖.随着环境温度上升,余热利用时长延长,冷却液温度能长时间维持在可回收区间.

为探究余热回收对系统特性的影响,对动态新风模式和新风预热模式在不同温度下的进风温度和压缩机转速展开研究,研究结果如图 18 和图 19 所示.

由图 18 可知,不同环境温度下,在开始余热回收之前,新风预热模式的进风温度变化曲线与动态新风模式基本相同,此时进风温度由环境温度决定.随着电机冷却液温度达到余热回收条件,新风预热模式的进风温度逐渐高于动态新风模式.

由图 19 可知,余热回收开启前,车内换热器进风温度的提升完全依赖压缩机,导致压缩机转速较高.余热回收开启后,由于新风在进入车内换热器

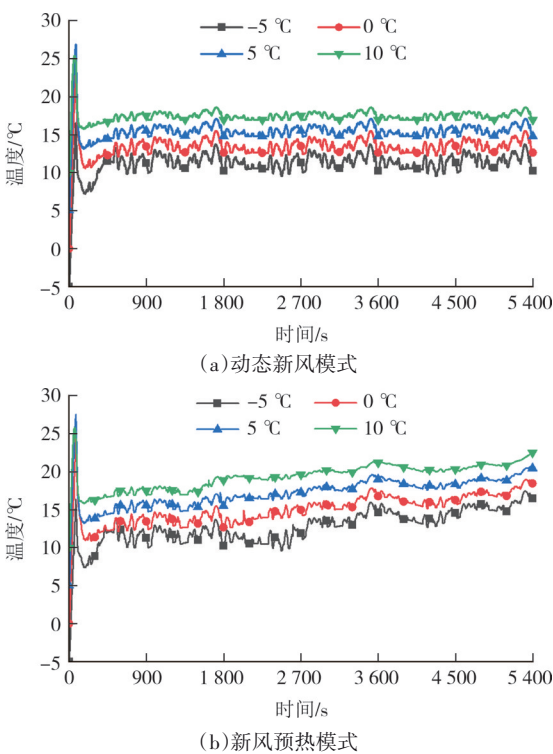


图 18 车内换热器进风温度变化曲线

Fig.18 Inlet air temperature variation curves of the internal heat exchanger

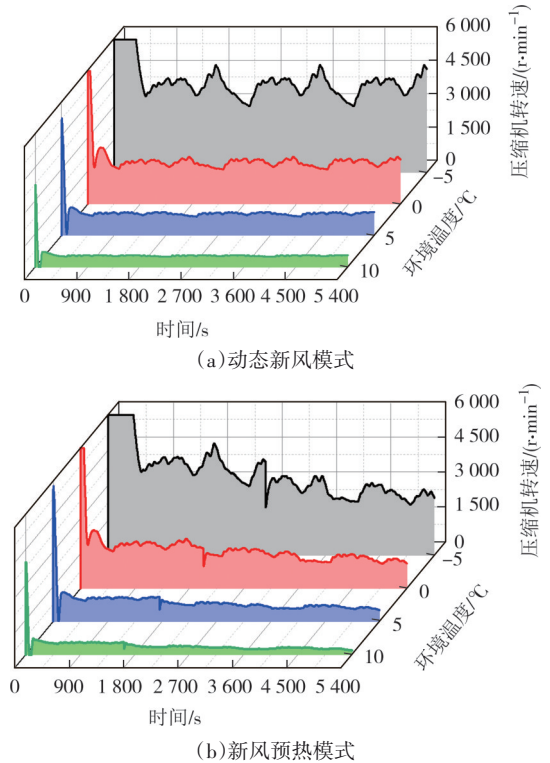


图 19 压缩机转速变化曲线

Fig.19 Compressor speed variation curves

之前已获得部分热量,减小了压缩机的制热负荷,进而使得转速降低.

为进一步验证新风预热模式的低温适应性,特别地,给出了环境温度-10℃下乘员舱温度的变化曲线,如图20所示。

由图20可知,在-10℃的环境下,动态新风模式和固定新风模式均无法使乘员舱温度达到目标温度。而在新风预热模式下,尽管初期无法满足乘员舱制热需求,但随着电机出口冷却液温度达到余热回收条件,车内换热器进风温度提高,乘员舱温度可达到目标值22℃,这表明构建的新风预热模式在低温下具有较好的适应性。

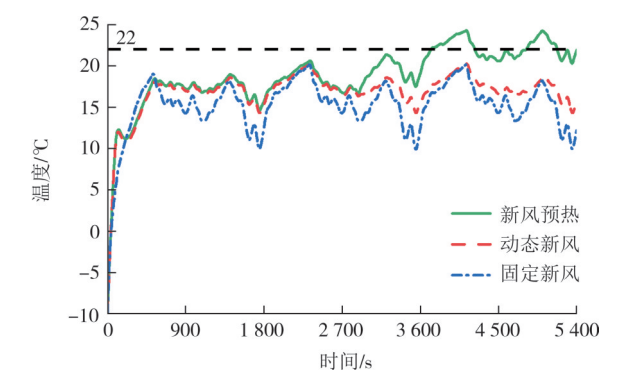


图20 环境温度-10℃的乘员舱温度变化曲线
Fig.20 Cabin temperature variation curves at -10℃ ambient temperature

3.3.2 热泵空调系统综合性能对比分析

为综合评价三种工作模式的系统制热性能,选择需求制热量、压缩机能耗和COP均值作为分析指标,分析结果如表7所示。其中,COP是系统制热量与压缩机功率的比值,计算公式如下:

COP = \frac{Q_{heat}}{W_{com}} (14)

式中:Q_{heat}为系统制热量,单位为W。

由表7可知,随着环境温度降低,三种工作模式的需求制热量升高,压缩机能耗增加,COP均值降低。在同一温度下,新风预热模式的需求制热量和压缩机能耗低于固定新风模式和动态新风模式,而COP均值高于另两种模式,说明通过新风比例控制和余热回收可有效降低系统制热负荷,降低能耗。进一步对比数据,当环境温度从-5℃上升至10℃,新风预热模式的节能效果最为显著。相较于动态新风模式,新风预热模式的需求制热量降低了14.35%~42.76%;压缩机能耗降低了14.01%~29.44%;COP均值提高了5.75%~14.09%。相较于固定新风模式,新风预热模式的需求制热量相比降低

表7 不同工作模式的评价指标
Tab.7 Evaluation indicators of different working modes

环境温度/℃	工作模式	需求制热量/W	压缩机能耗/kJ	COP均值
-5	固定新风	2 052	4 108	2.70
	动态新风	1 881	3 548	2.91
	新风预热	1 611	3 051	3.32
0	固定新风	1 617	2 346	3.87
	动态新风	1 480	1 964	4.21
	新风预热	1 196	1 651	4.61
5	固定新风	1 208	1 174	5.76
	动态新风	1 106	1 012	6.11
	新风预热	806	798	6.72
10	固定新风	826	500	9.23
	动态新风	753	445	9.56
	新风预热	431	314	10.11

了21.49%~47.82%,压缩机能耗降低了25.73%~37.20%,COP均值提高了9.53%~22.96%。

3.3.3 新风预热模式对续航里程的影响分析

热泵空调系统是电动汽车能耗最大的辅助系统,尤其是长时间工作在低温环境,系统能耗将会显著增加。为了评估新风预热模式的节能效果,下面对电动汽车的续航里程展开分析。

汽车能耗可由下式计算:

E_{tot} = E_{mot} + E_{com} (15)

式中:E_{tot}、E_{mot}、E_{com}分别为汽车总能耗、电机能耗、热泵空调系统能耗,单位为kW·h。

该车型搭载的电池容量为58.88 kW·h,则续航里程的计算公式如下:

r = \frac{58.88}{E_{tot}} \times 14.48 \times 3 (16)

式中:r为电动汽车续航里程,单位为km。

以固定新风模式的续航里程作为基准值,将本文使用的电动汽车在不同负载、不同环境温度下的续航里程与基准值的差值称为相对续航里程^[22],如图21所示。

由图21可知,在各环境温度下,相对续航里程随车内人数的增加而减少,但环境温度越低,续航里程提升越显著。当车内人数为1人、环境温度为-5℃时,相对续航里程最大为32.39 km,相比固定新风模式提升了9.61%,说明新风预热模式在低温下具有较好的节能效果。当环境温度逐渐升高时,相对续航里程整体水平下降,这是由于较高温度下汽车的新风负荷减小,新风预热模式的节能效果下降,但仍有

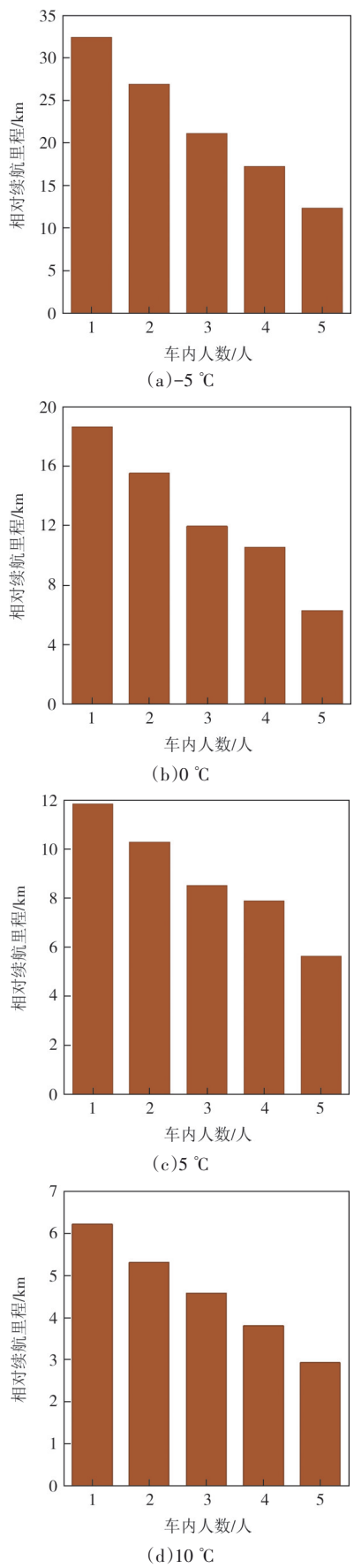


图 21 电动汽车相对续航里程

Fig.21 The relative driving range of electric vehicles

一定的节能效果.

4 结论

为降低热泵空调系统低温制热能耗,本文提出了一种新风比例实时优化策略,同时可利用电机余热预热新风,主要研究结论如下:

1)在不超过 CO₂浓度上限的前提下,最小新风比例受车内人数和车速的影响.当车内人数为 5 人、车速为 0 km/h 时,最小新风比例达到最大值,为 41.67%.

2)动态新风模式可降低新风负荷,当环境温度从-5 °C 上升到 10 °C,新风负荷相比固定新风模式降低了 11.98% ~ 13.04%. 新风负荷降低可提高乘员舱温度控制效果,使得压缩机入口压力和温度上升,出口压力和温度下降且更平稳.

3)新风预热模式可提高车内换热器的进风温度,降低系统对压缩机的依赖.与固定新风模式相比,新风预热模式的系统需求制热量降低 21.49% ~ 47.82%,压缩机能耗降低 25.73%~37.20%, COP 均值提高 9.53% ~ 22.96%.

4)新风预热模式在低温下具有较好的节能效果.当车内人数为 1 人、环境温度为-5 °C 时,新风预热模式的相对续航里程最大为 32.39 km,相比固定新风模式提升了 9.61%,说明所提控制策略在提高系统制热性能、降低能耗方面具有可行性.

参考文献

[1] International Energy Agency. Global EV Outlook 2025 [R/OL]. [2025-06-10]. <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2025>.

[2] LEE J T, KWON S, LIM Y, et al. Effect of air-conditioning on driving range of electric vehicle for various driving modes [J]. SAE Technical Paper Series, 2013, 1: 2013-1-0040.

[3] 张子琦. 电动汽车热泵空调系统及降能耗策略研究[D]. 上海:上海交通大学, 2018.

ZHANG Z Q. Research on heat pump air conditioning system and strategies for climate control load reduction in electric vehicles [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2018. (in Chinese)

[4] ZHANG Z Q, LI W Y, ZHANG C Q, et al. Climate control loads prediction of electric vehicles[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 110:1183-1188.

[5] CHOI M G, KOUSHAEIAN M, ABDULLAH, et al. Integrated

- battery thermal management and CO₂ control in electric buses using recirculated air and waste heat recovery [J]. *Results in Engineering*, 2024, 24:102883.
- [6] 程崇炬. 高性能电动汽车热管理系统设计与控制优化研究[D]. 长春:吉林大学, 2024.
- CHENG C J. Research on the design and control optimization of thermal management system for high-performance electric vehicles [D]. Changchun:Jilin University, 2024. (in Chinese)
- [7] ZHANG G Y, ZOU H M, QIN F, et al. Investigation on an improved heat pump AC system with the view of return air utilization and anti-fogging for electric vehicles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 115:726-735.
- [8] LIANG Y Q, WANG J B, WANG S. Intelligent control strategy of fresh air volume in cabin under heating condition and evaluation of its energy saving effect [J]. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2023:1-31.
- [9] PAN L Y, LIU C C, ZHANG Z Q, et al. Energy-saving effect of utilizing recirculated air in electric vehicle air conditioning system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 102:122-129.
- [10] LEE H S, LEE M Y. Steady state and start-up performance characteristics of air source heat pump for cabin heating in an electric passenger vehicle [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 69: 232-242.
- [11] 杜常清, 孙嘉豪, 李文浩, 等. 纯电动汽车热管理系统集成设计及多级模糊控制策略研究[J]. *汽车技术*, 2025(2):17-25.
- DU C Q, SUN J H, LI W H, et al. Integrated design of thermal management system for pure electric vehicles and research on multi-level fuzzy control strategy [J]. *Automobile Technology*, 2025(2):17-25. (in Chinese)
- [12] 张海, 张宸瑜, 郭木生. 电动汽车空调制热系统设计及研究[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2021, 48(12):36-43.
- ZHANG H, ZHANG C Y, GUO M S. Design and research of air conditioning heating system for electric vehicles [J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2021, 48(12): 36-43. (in Chinese)
- [13] LIU X A, ZHANG F T, ZHANG Z C, et al. A three-heat source segmented heating control strategy based on waste heat recovery technology for electric vehicles [J]. *Energy Conversion and Management*, 2024, 300: 117932.
- [14] YANG Q, ZENG T, ZHANG C Z, et al. Modeling and simulation of vehicle integrated thermal management system for a fuel cell hybrid vehicle[J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 278:116745.
- [15] 季宏增, 蔡景羊, 裴金晨, 等. 电动汽车热泵PTC耦合制热策略研究[J]. *汽车工程*, 2022, 44(10): 1563-1570.
- JI H Z, CAI J Y, PEI J C, et al. Research on heat pump PTC coupling heating strategy for electric vehicle [J]. *Automotive Engineering*, 2022, 44(10): 1563-1570. (in Chinese)
- [16] 邝锡金. 基于二次回路冷却的电动汽车电池热管理系统控制策略研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2020.
- KUANG X J. Research on control strategy for a battery thermal management system for electric vehicles based on secondary loop cooling[D]. Chongqing:Chongqing University, 2020. (in Chinese)
- [17] CHANG T B, SHEU J J, HUANG J W, et al. Development of a CFD model for simulating vehicle cabin indoor air quality [J]. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2018, 62:433-440.
- [18] Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality: ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2016 [S]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2016.
- [19] NG M O, QU M, ZHENG P X, et al. CO₂-based demand controlled ventilation under new ASHRAE Standard 62.1-2010: a case study for a gymnasium of an elementary school at West Lafayette, Indiana [J]. *Energy and Buildings*, 2011, 43(11):3216-3225.
- [20] KNIBBS L D, DE DEAR R J, ATKINSON S E. Field study of air change and flow rate in six automobilesAbstract [J]. *Indoor Air*, 2009, 19(4):303-313.
- [21] 中国汽车行驶工况 第1部分:轻型汽车: GB/T 38146.1—2019 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2019: 6-17.
- China automotive test cycle—part 1: light-duty vehicles: GB/T 38146.1—2019 [S] Beijing: Standards Press of China, 2019: 6-17. (in Chinese)
- [22] 王建彬, 梁远情, 汪爽. 制冷工况下汽车座舱新风比例智能控制策略及节能效果评价[J]. *汽车工程*, 2023, 45(1): 147-156.
- WANG J B, LIANG Y Q, WANG S. Intelligent control strategy of fresh air ratio in automobile cabin under air-conditioning condition and energy-saving effect evaluation [J]. *Automotive Engineering*, 2023, 45(1):147-156. (in Chinese)