

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-09

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20260521002

## R290 重卡集成热管理系统充注量优化与构型实验研究

刘志勇<sup>1,2</sup> 李磊<sup>3</sup> 陆冰清<sup>1</sup> 王晓君<sup>1</sup> 施骏业<sup>1</sup> 陈江平<sup>1</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;

3 贵州贵航汽车零部件股份有限公司 贵阳 550009)

**摘要** 针对重型卡车热管理的高热负荷与宽温域需求,本文提出一种 R290 集成式热管理系统架构,通过梯度充注实验与 4 种构型对比,确定了最佳充注量与优选构型。结果表明:乘员舱制冷/制热模式的最佳充注量分别为 400~580 g、470~590 g,电池快速冷模式为 530~560 g;制冷工况下,双系统风冷构型性能最优,40 °C 时行车制冷量达 14.8 kW、驻车制冷量达 24.0 kW,完全满足高温需求;制热工况下,单系统水冷/120 mL 构型表现最佳,-30 °C 时行车制热量达 27.0 kW、驻车制热量达 14.7 kW,结合 PTC 辅助可满足极端低温需求。综上,炎热地区推荐双系统风冷构型,寒冷地区推荐单系统水冷/120 mL 构型。研究为重卡 R290 热管理系统设计提供了实验依据。

**关键词** R290;重型卡车;充注量;系统构型

中图分类号: TB61<sup>+</sup>1;U469.72

文献标识码: A

## Experimental Study on Optimization of Charge Amount and Configuration for Integrated Thermal-Management System of R290 Heavy-Duty Trucks

Liu Zhiyong<sup>1,2</sup> Li Lei<sup>3</sup> Lu Bingqing<sup>1</sup> Wang Xiaojun<sup>1</sup> Shi Junye<sup>1</sup> Chen Jiangping<sup>1</sup>

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenic Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. XiZhong New Energy Vehicle Co., Ltd., Hangzhou 310000, China; 3. Guizhou Guihang Automotive Components

Co., Ltd., Guiyang 550009, China)

**Abstract** To address the high thermal load and wide temperature range requirements of heavy-duty trucks, this study proposes an R290 integrated thermal-management system. Through graded refrigerant charge and comparisons of four configurations, the optimal charge amount and preferred configuration are determined. The results indicate that the optimal charge amounts for the passenger compartment cooling and heating modes are 400–580 and 470–590 g, respectively, while the optimal charge amount for the battery rapid cooling is 530–560 g. Under cooling conditions, the dual-system air-cooled configuration shows the best performance, achieving a cooling capacity of 14.8 kW while driving and a cooling capacity of 24.0 kW while parked at 40 °C, thereby fully satisfying high-temperature requirements. Under heating conditions, the single-system water-cooled/120 mL configuration shows the best performance, achieving a heating capacity of 27.0 kW while driving and of a heating capacity of 14.7 kW while parked at -30 °C; combined with PTC (positive temperature coefficient) assistance, it can fulfill the extreme low-temperature requirements. In summary, the dual-system air-cooled configuration is recommended for hot regions, while the single-system water-cooled/120 mL configuration is recommended for cold regions. This study provides the experimental evidence for the design of R290 thermal-management systems in heavy-duty trucks.

**Keywords** R290; heavy-duty trucks; charge amount; system configuration

近年来,全球能源短缺与环境污染问题日益严峻,而化石燃料的持续消耗加剧了这一挑战<sup>[1-2]</sup>。为应对该挑战,汽车工业正逐步从传统的燃油汽车向新能源汽车过渡<sup>[3]</sup>。重型汽车是交通运输中气体排放的主要来源<sup>[4]</sup>。

R290(丙烷)作为一种天然制冷剂,因其具备零 ODP(臭氧损耗潜值, ozone depletion potential)、低 GWP(全球变暖潜值, Global Warming Potential, GWP=

3)以及良好的热力性能,在学术界与工业界受到广泛关注<sup>[5-7]</sup>。

在系统可行性验证方面,Zhao Jiahao 等<sup>[8]</sup>设计并验证了一种基于 R290 的二次回路集成热管理系统。结果表明,该系统制冷剂充注量(0.16 kg)仅为同等系统中 R134a 的 50%,在 -20 °C 下 COP>1,制热量>5 500 W,且余热回收可提升供热量 24%与 COP(性能系数, coefficient of performance)6.43%,其冷却能力

收稿日期:2026-05-21;修回日期:2026-07-01;录用日期:2026-07-07

较R134a高15.7%,并在WLTC测试(worldwide light-duty test cycle,全球轻型车测试循环)中实现了-20℃下63%的续航保持率,展现出优异的宽温域性能。Yang Yunchun等<sup>[9]</sup>提出并验证了一种电动汽车用R290蒸气注入式热泵系统。结果显示,该系统在-20℃下性能系数和制热量可分别提升32.5%和38.1%,证明了天然制冷剂兼具环保与性能优势。在性能优化与控制策略方面,Xu Congqing等<sup>[10]</sup>提出了结合深度强化学习与NSGA-II算法的混合优化策略,并应用于R290蒸气喷射热泵TMS(热管理系统,thermal management system),结果表明,该策略使优化计算时间减少60%以上,系统提升7.7%,制冷与制热响应时间分别缩短132 s和429 s,显著提升了系统综合性能。

在工质替代方面,Yang Mengying等<sup>[11]</sup>通过建立仿真模型,研究了采用天然制冷剂CO<sub>2</sub>与R290替代R134a的电动汽车热管理系统。研究表明,CO<sub>2</sub>系统因卓越的制热性能更适用于寒冷地区,有助于缓解冬季续航焦虑;而R290系统则在冷却能效上表现更佳,适用于炎热气候,为不同气候区的制冷剂选择提供了指导。Mustaqim等<sup>[12]</sup>使用R290/R600a混合制冷剂来提升空调系统性能。研究表明其相比传统R134a可显著降低52.2%的充注量和4.87%的压缩机功耗,并能提升能效比。在采用内部相分离回路的蒸气压缩制冷循环系统中,该混合制冷剂还能额外提升6.6%的制冷量和6.63%的能效。Y. H. Liu等<sup>[13]</sup>研究了R134a型汽车空调器加装R290和R600a的可行性,结果表明,R290在30℃环境温度下性能最佳,而R600a则能实现最高的能效比,但制冷量较低。虽然两者均存在性能局限,但通过优化系统部件(如蒸发器、压缩机等)有望进一步增强其替代潜力。陈建红等<sup>[14]</sup>通过所建立的新能源汽车空调压缩机性能测试系统发现,在相同温差下,R290的等熵效率和容积效率较传统R134a分别提升10%~15%和6%~9%,但半经验仿真模型对R290功率的预测误差(10%)高于R134a(5%)。

在回路构型设计方面,S. Kwon等<sup>[15]</sup>系统对比了DS-HP R1234yf(direct system heat pump,直接热泵)与IDS-HP R290(indirect system heat pump,间接热泵)系统的性能差异。研究结果显示,IDS-HP R290在-20℃工况下COP可达1.8,较DS-HP R1234yf提升4.9%,且结合PTC(positive temperature coefficient,热敏电阻)辅助加热后,系统综合能效提升6.7%~22.1%,车辆续驶里程改善7.2%~20%,证明了IDS-HP R290在安全前提下的综合性能优势。S. Kwon

等<sup>[16]</sup>通过对比R290在单回路和双回路间接热泵系统中的性能,发现单回路系统在结合电池与电机余热回收后,其制热与制冷工况下的COP分别较双回路系统高8.3%~11.0%和38.0%~49.5%,同时其全生命周期成本与气候影响亦降低9.4%与22%。结果表明,尽管单回路系统制冷剂充注量较大,但其在能效、经济性与环保性上均展现出更优的综合性能。

综上所述,R290在电动汽车热管理领域已展现出良好的应用前景,但现有研究主要集中于电动汽车场景,针对重型卡车的系统性实验研究仍相对有限。重卡热管理系统面临散热负荷大、运行温域宽、布置空间受限等多重挑战,不同构型在制冷与制热工况下的性能差异缺乏系统的实验对比。且R290作为易燃工质<sup>[17]</sup>,其充注量优化对系统安全性与能效具有重要影响。本文针对上述问题,提出一种高度集成的R290重卡热管理系统架构,并选取4种典型系统构型作为对比研究对象。通过实验确定不同运行模式下的最佳制冷剂充注量,系统评估各构型在制冷与制热工况下的性能表现,为重卡R290热管理系统的工程应用提供设计参考。

## 1 系统架构与测试方法

### 1.1 系统架构

本文提出3种适用于重卡的高度集成式R290热管理系统架构,如图1所示。分别为:单系统水冷、双系统风冷/Cond(condenser,冷凝器)及双系统水冷(双LTR,(low temperature radiator,低温散热器))。其中,单系统水冷架构配置86 mL与120 mL这2种排量方案以适配不同热负荷需求。系统核心部件包括电动压缩机、六通换向阀、WCC(water-cooled condenser,水冷冷凝器)、Chiller(板式换热器)、电子膨胀阀、高压加热器以及独立的水泵等。

各构型主要特征为:

1)单系统水冷/86 mL:采用单一冷却液回路,电池与电机共用前端散热器,压缩机排量86 mL。

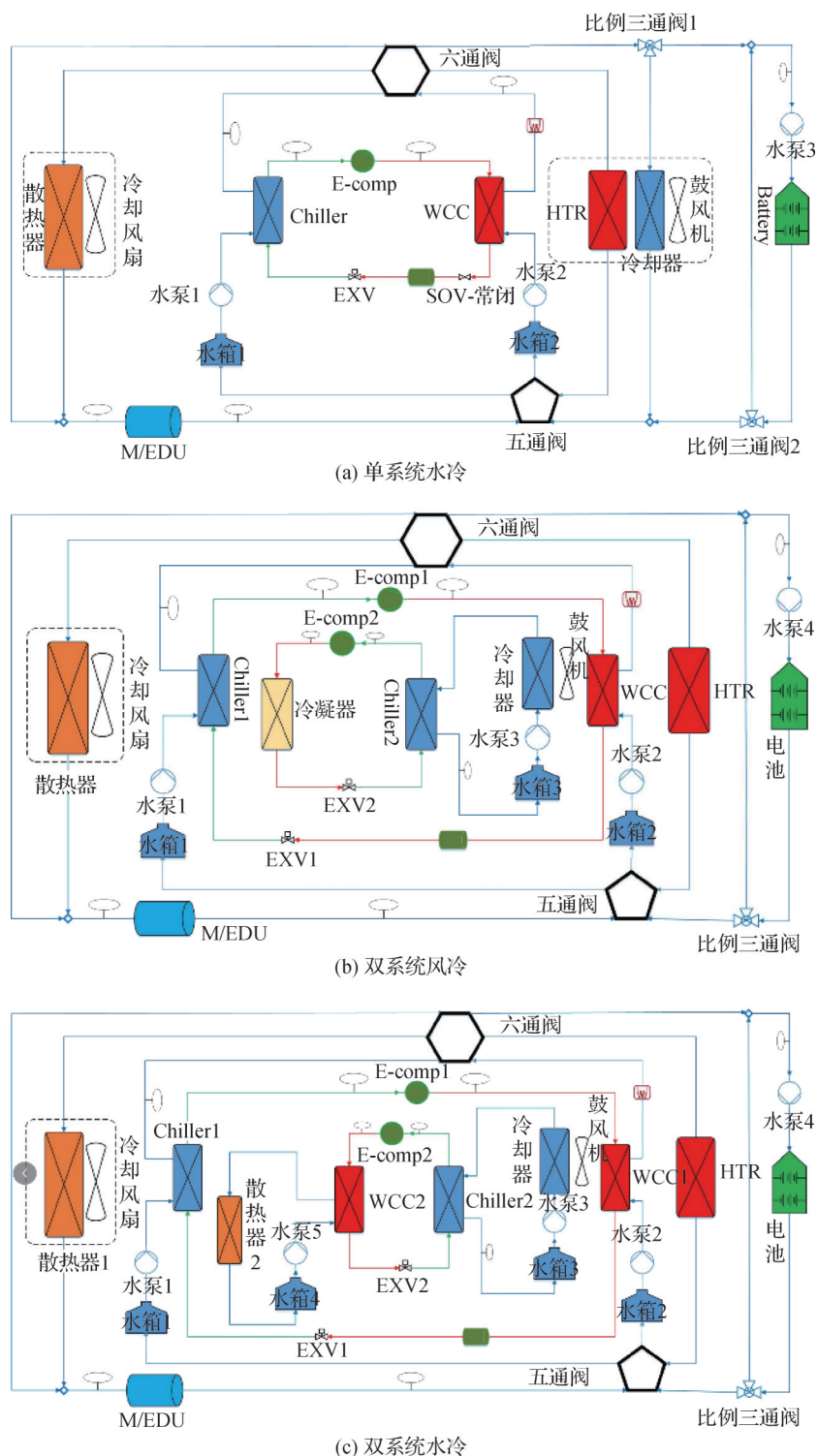
2)单系统水冷/120 mL:单一冷却液回路配120 mL大排量压缩机,以满足重卡热负荷需求。

3)双系统风冷/Cond:设有风冷冷凝器与水冷冷凝器。E-comp2回路用于乘员舱制冷与制热,E-comp1回路用于电池冷却、电池加热等工作模式。

4)双系统水冷(双LTR):无风冷冷凝器,只设有水冷冷凝器。设置独立的高温回路与低温回路,各配独立低温散热器。

### 1.2 实验装置介绍

制冷剂侧采用PT(pressure transmitter)压力传感



WCC水冷冷凝器; EXV电子膨胀阀; SOV电磁阀; LTR低温散热器; M/EDU电机/电驱动总成; E-comp电动压缩机; HTR高压加热器。

图1 系统架构

Fig.1 System architecture

器采集压力,同时以热电偶贴壁方式测量管壁温度,并通过数据采集系统读取信号;防冻液侧采用NTC (negative temperature coefficient)插入式传感器测量流体温度,并辅以热电偶导入采集。系统主要设备技术参数如表1所示,主要测试仪器精度如表2所示。

### 1.3 理论计算

系统制热量:

$$Q_e = m(h_1 - h_2) \quad (1)$$

系统制冷量:

$$Q_e = m(h_3 - h_4) \quad (2)$$

系统制冷性能系数:

表 1 系统设备技术参数

Tab.1 Technical specifications of system equipment

| 设备名称             | 类型  | 主要参数                     |
|------------------|-----|--------------------------|
| R290 压缩机(120 mL) | 涡旋式 | 转速范围:600~9 000 r/min     |
|                  |     | 额定制冷量:18 kW              |
|                  |     | 最大制冷量:25 kW              |
| R290 压缩机(80 mL)  | 涡旋式 | 转速范围:800~11 000 r/min    |
|                  |     | 额定制冷量:14 kW              |
|                  |     | 最大制冷量:19 kW              |
| R290 压缩机(34 mL)  | 涡旋式 | 转速范围:800~8 600 r/min     |
|                  |     | 额定制冷量:3.4 kW             |
|                  |     | 最大制冷量:4.7 kW             |
| 冷凝器              | 板式  | 传热面积:3.54 m <sup>2</sup> |
| 蒸发器              | 板式  | 传热面积:3.02 m <sup>2</sup> |
| 风机               | 水冷式 | 额定扭矩:30 Nm               |
|                  |     | 额定转速:3 100 r/min         |
| R290 电子膨胀阀       | 针阀  | 口径:4.5 mm                |
| R290 储液罐         | 定制  | 有效容积:260 mL              |
| Chiller          | 板式  | 制冷量:24.5 kW              |
| 水泵               | 离心泵 | 质量:5.5 kg                |
| LTR              | 管带式 | 额定散热性能:51 kW             |

$$\text{COP}_{\text{cool}} = Q_e/W_{\text{comp}} \tag{3}$$

系统制热性能系数:

$$\text{COP}_{\text{heat}} = Q_e/W_{\text{comp}} \tag{4}$$

表 3 充注量实验参数

Tab.3 Test parameters of refrigerant charge

| 运行模式   | 环境温度/℃ | 压缩机<br>转速/(r/min) | WCC 水<br>流量/(L/min) | Chiller<br>水流量/(L/min) | 乘员舱空调<br>风量/(m <sup>3</sup> /h) | LTR 风速/(m/s) |
|--------|--------|-------------------|---------------------|------------------------|---------------------------------|--------------|
| 乘员舱制冷  | 38     | 500               | 40                  | 30                     | 550                             | 2            |
| 乘员舱制热  | -10    | 500               | 40                  | 30                     | 30                              | 2            |
| 电池冷却快充 | 38     | 500               | 40                  | 50                     | —                               | 3            |

1.5 架构性能对比实验测试工况

4 种构型性能对比均为系统最大性能结果,各构型工况参数如表 4 所示。

2 充注量实验结果

外部冷凝器出口过冷度、压缩机进口过热度及吸/排气压力等参数,是判断制冷剂充注量是否合适的重要依据。为确定系统最佳充注量区间,实验选取乘员舱制冷、乘员舱制热及电池冷却快充 3 种工况,通过对比分析数据,得出各工况下的最优充注范围,制冷剂充注量实验结果如图 2 所示。

表 2 主要测试仪器精度

Tab.2 Uncertainty of test instrument

| 名称                  | 量程            | 精度     |
|---------------------|---------------|--------|
| 质量流量计               | 10~120 L/min  | ±0.1%  |
| 高压直流电源(用于压缩机电压控制)   | 1~1 000 V     | ±0.2 V |
| 高压直流电源(用于 PTC 电压控制) | 1~1 000 V     | ±0.2 V |
| PT 传感器              | -40~135 ℃     | ±2.5 ℃ |
|                     | 0.06~3.52 MPa | ±2.2%  |
| 实验室数据采集系统           | -40~125 ℃     | ±0.5 ℃ |
|                     | 0~3 MPa       | ±0.1%  |

式中: $m$  为制冷剂质量流量,kg/s; $h_1$  为冷凝器入口制冷剂蒸气比焓,kJ/kg; $h_2$  为冷凝器出口制冷剂液体比焓,kJ/kg; $h_3$  为 Chiller 出口制冷剂蒸气比焓,kJ/kg; $h_4$  为 Chiller 入口制冷剂比焓,kJ/kg; $W_{\text{comp}}$  为压缩机功率,kW。

1.4 充注量实验测试工况

为研究重卡 R290 热管理系统在不同运行模式下的最佳制冷剂充注量,充注量实验采用单系统水冷/120 mL 压缩机架构,冷却液入口温度根据风侧条件自平衡得到,电子阀控制目标是 Chiller 出口过热度 7 ℃,水泵和风机转速分别用于调节水流量和风量,各构型具体参数如表 3 所示。实验设定初始充注量为 350 g,后续逐级增加充注量,通过压缩机吸气口将制冷剂充注至系统中。

表 4 各构型工况参数

Tab.4 Operating parameters for each configuration

| 工况   | LTR 风速/(m/s) | WCC 水流量/<br>(L/min) | Chiller 水流量/<br>(L/min) |
|------|--------------|---------------------|-------------------------|
| 行车制冷 | 3.3          | 50                  | 30                      |
| 驻车制冷 | 3.0          | 50                  | 50                      |
| 行车制热 | 3.8          | 28                  | 20                      |
| 驻车制热 | 3.4          | 28                  | 60                      |

2.1 乘员舱制冷模式充注量结果分析

在乘员舱制冷模式下,随着 R290 制冷剂充注量

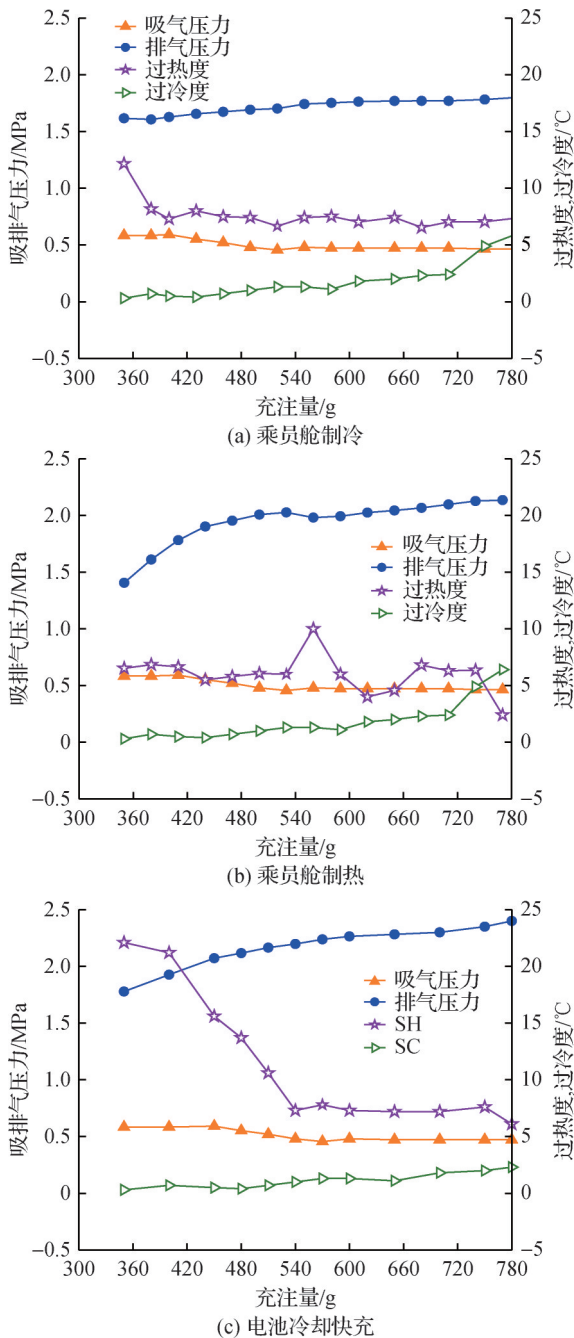


图2 R290制冷剂充注量实验结果

Fig.2 Experimental results of R290 refrigerant charge

从350 g增至800 g,系统性能变化趋势显著。排气压力由1.616 MPa逐渐升至1.807 MPa,吸气压力维持在0.14~0.60 MPa区间,整体压比保持稳定,表明压缩机工作状态良好。过冷度在低充注量阶段(350~500 g)维持在较低水平(0.3~1.0 °C),当充注量超过650 g后,过冷度显著升至2.0 °C以上,并在800 g时达到6.4 °C,表明系统内液体制冷剂存量充足,储液罐已满,冷凝器出口过冷度提升有利于制冷效果的增强。过热度整体呈现波动下降趋势,在实验开始阶段,当制冷剂的充注量较少时,压缩机进口的过热

度较高,过高的过热度将使系统性能下降,随着制冷剂的增加,过热度逐渐降低,从350 g时的12.16 °C降至750 g时的7.04 °C,说明蒸发器供液逐渐充足,但需注意过低的过热度将增加压缩机液击的风险。综合考虑,乘员舱制冷模式下的最佳充注量为400~580 g,充注量区间能够兼顾较高的过冷度和适宜的过热度,系统运行稳定,制冷效果较优。

## 2.2 乘员舱制热模式充注量结果分析

乘员舱制热模式下,R290充注量对系统性能的影响与制冷模式存在明显差异。排气压力从350 g时的1.406 MPa逐步升至770 g时的2.135 MPa,升幅较大,说明制热模式下高压侧对充注量变化更为敏感。吸气压力整体维持在0.27 MPa~0.29 MPa,波动较小,从充注量较少时就进入平台期,系统低压侧相对稳定,此时,系统多余的制冷剂主要储存在储液罐中。过冷度在低充注量阶段(350~500 g)普遍偏低(-0.3~0.2 °C),表明冷凝器出口可能处于两相区,换热不充分;当充注量超过680 g后,过冷度迅速上升至4.0 °C以上,并在740 g时达到5.4 °C,此时冷凝器出口过冷度充足,制热能力得到有效提升。过热度整体呈波动下降趋势,在低充注量区间(350~590 g)维持在5.5~6.84 °C的合理范围,蒸发器换热利用充分;但当充注量超过620 g后,过热度显著降低,770 g时降至2.4 °C,存在液体制冷剂进入压缩机的液击风险。该现象表明,制热模式下系统对充注量波动较为敏感,且过低的过热度可能引发压缩机液击风险。综合分析,乘员舱制热模式的最佳充注量区间为470~590 g。

## 2.3 电池冷却快充模式充注量结果分析

电池冷却快充模式下,R290制冷剂充注量对系统特性的影响显著。排气压力随充注量增加从1.778 MPa持续上升至2.40 MPa,吸气压力从0.416 MPa升至峰值0.60 MPa后略有回落,表明系统存在最佳充注点。过冷度在低充注量阶段(350~650 g)普遍为负值(-0.4~0 °C),说明冷凝器出口基本处于饱和状态,液体制冷剂注入量不足;当充注量达到750 g时,过冷度突增至4.8 °C,表明系统内制冷剂已完全充满,冷凝器出口过冷度充足。过热度随充注量的增加呈显著下降趋势,从350 g时的22.07 °C降至750 g时的7.6 °C,降幅超过14 °C,反映出蒸发器供液逐渐充足,传热效率提升。值得注意的是,当充注量超过540 g后,过热度趋于稳定(7.2~7.8 °C),此时系统进入稳定工作区。综合考虑电池冷却需求及系统稳定性,电池冷却快充模式的最佳充注量为540~650 g,该

区间内系统压比适中、吸气压力达到峰值、过热度稳定在合理范围,能够兼顾制冷效果与运行可靠性。

### 3 热管理系统构型对性能的影响

综合考虑乘员舱制冷、乘员舱制热及电池冷却快充3种工况下的充注量梯度实验结果,确定R290热管理系统的最佳制冷剂充注量区间为540~580 g。在此基础上,为系统评估R290制冷剂在重卡热管理中的适用性,本研究从多个维度对比了4种系统构型,即单系统水冷/86 mL、双系统水冷(双LTR)、双系统风冷/Cond及单系统水冷/120 mL在不同工况下的性能表现。实验数据表明,系统构型对整体热管理能力具有决定性影响。

#### 3.1 行车制冷模式性能分析

行车制冷模式下各构型制冷量对比如图3所示。在行车制冷模式下,随着环境温度从20℃升至40℃,所有构型的制冷量均逐步衰减,但衰减幅度存在显著差异。双系统风冷/Cond构型在各温度点均表现最优:20℃时制冷量达26.3 kW,30℃时为22.4 kW,35℃时为18.8 kW,40℃时仍能维持14.8 kW,全温度区间制冷能力领先。双系统水冷(双LTR)构型次之,40℃时制冷量为14.2 kW,略低于风冷构型。单系统水冷/120 mL构型在低温段表现尚可(20℃时为19.8 kW),但高温衰减较快,40℃时降至15.3 kW。单系统水冷/86 mL构型性能最弱,40℃时仅剩11.0 kW。从需求匹配来看,40℃时行车制冷需求为10.6 kW,双系统风冷构型提供14.8 kW,超出需求39.6%,具备充足的设计余量,且其高温衰减率(43.7%)低于双系统水冷构型(44.3%),显示出更好的高温适应性。

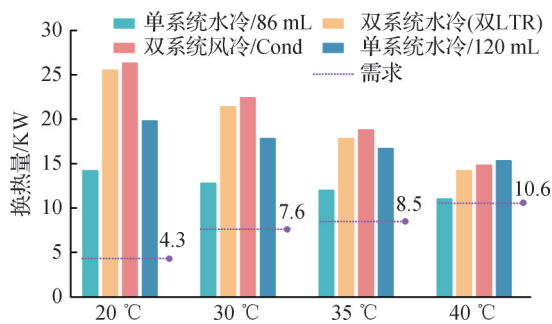


图3 行车制冷模式下各构型制冷量对比

Fig.3 Comparison of cooling capacity among different configurations in vehicle cooling mode

#### 3.2 驻车制冷模式性能分析

驻车制冷模式下各构型制冷量对比如图4所示。在驻车制冷模式下,环境温度从20℃升至40℃,各系统构型的制冷能力均呈下降趋势。其中,双系统

风冷/Cond构型在各温度点表现最为突出:20℃时制冷量达29.4 kW,30℃时为26.8 kW,35℃时为25.5 kW,40℃时仍能维持24.0 kW,全温度区间制冷能力领先于其他构型。双系统水冷(双LTR)构型表现次之,40℃时制冷量为22.9 kW,低于风冷构型。单系统水冷/86 mL构型性能最弱,40℃时仅剩19.1 kW。从需求匹配来看,驻车制冷需求随温度的升高而显著增加,20℃时需求为12.0 kW,40℃时升至24.0 kW。对比各构型与需求值的匹配度,双系统风冷/Cond构型在40℃高温下提供24.0 kW制冷量,恰好满足需求;而其他构型在40℃时均低于需求值,存在制冷能力不足问题。

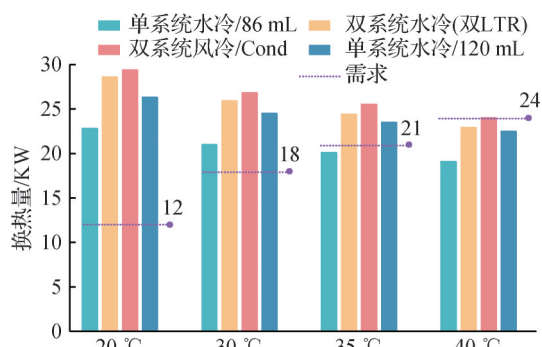


图4 驻车制冷模式下各构型制冷量对比

Fig.4 Comparison of cooling capacity among different configurations in parking cooling mode

#### 3.3 行车制热模式性能分析

行车制热模式下各构型制热量对比如图5所示。与制冷模式不同,行车制热模式下随着环境温度从-30℃升至10℃,各构型制热量均逐渐增加。单系统水冷/120 mL构型在各温度点表现最优:-30℃时制热量达27.0 kW,-20℃时为31.2 kW,-10℃时为33.0 kW,0℃时为34.4 kW,10℃时为36.3 kW,全温度区间内领先。单系统水冷/86 mL构型与双系统水冷(双LTR)构型、双系统风冷/Cond构型制热量变化曲线一致,-30℃时为24.6 kW,10℃时升至32.0 kW。从需求匹配来看,-30℃时制热需求为34.0 kW,单系统水冷/120 mL构型提供27.0 kW,尚未满足需求;但0℃时需求降至13.6 kW,各构型均已远超需求。结合PTC辅助加热(功率为24.0 kW)后,所有构型在-30℃时均可满足需求。综合考虑基础制热能力与辅助加热配合,单系统水冷/120 mL构型在行车制热模式下表现最优。

#### 3.4 驻车制热模式性能分析

驻车制热模式下各构型制热量对比如图6所示。在驻车制热模式下,环境温度从-30℃升至10℃,各

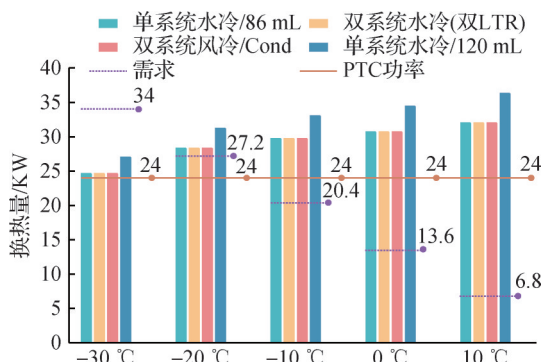


图5 行车制热模式下各构型制热量对比

Fig.5 Comparison of heating output among different configurations in vehicle heating mode

构型制热量随温度的升高而增加。单系统水冷/120 mL构型同样表现最优: -30 °C时制热量达 14.7 kW, -20 °C时为 18.0 kW, -10 °C时为 21.5 kW, 0 °C时为 25.3 kW, 10 °C时为 29.6 kW, 全程领先。单系统水冷/86 mL构型与双系统水冷(双LTR)构型、双系统风冷/Cond构型性能变化基本一致, -30 °C时为 9.8 kW, 10 °C时升至 23.2~24.1 kW。从需求匹配来看, -30 °C时需求为 34.0 kW, 各构型基础制热量均无法满足; 但结合 PTC 辅助加热(24.0 kW)后, 单系统水冷/120 mL构型总制热量可达 38.7 kW, 超出需求。随着温度升高, -10 °C时需求降至 20.4 kW, 单系统水冷/120 mL构型基础制热量 21.5 kW 可独立满足。

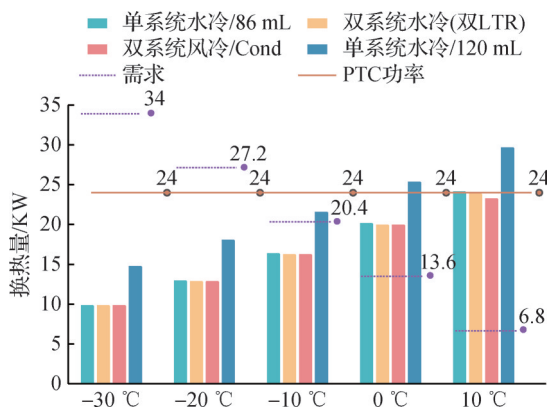


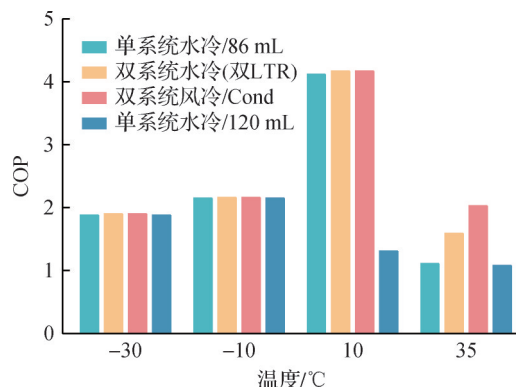
图6 驻车制热模式下各构型制热量对比

Fig.6 Comparison of heating output among different configurations in parking heating mode

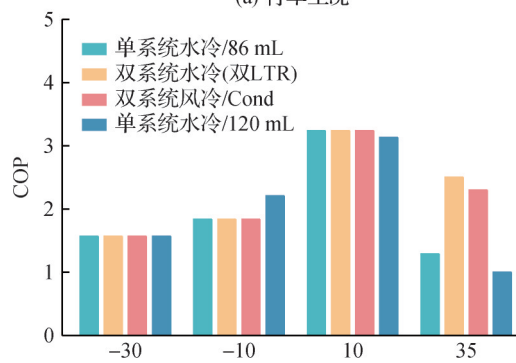
### 3.5 行车与驻车状态下各构型的 COP 对比

行车状态下(图 7(a)), 低温环境下各构型 COP 基本接近; 10 °C 时, 除 120 mL 构型 COP 为 1.31 外, 其余均达 4.12 以上, 表明大排量压缩机在部分负荷下偏离最佳效率点; 高温环境下, 双系统风冷/Cond 的 COP 最高, 为 2.03, 双系统水冷次之, 单系统水冷构型最低, 与行车制冷量排序一致。驻车状态下(图 7

(b)), 低温环境下各构型 COP 基本一致, 10 °C 时各构型相近, 在 3.13~3.24 之间; 35 °C 时双系统水冷 COP 为 2.50, 双系统风冷/Cond 为 2.30, 均显著优于单系统水冷/86 mL 的 1.29, 与驻车制冷能力趋势相符。



(a) 行车工况



(b) 驻车工况

图7 行车与驻车工况下不同环境温度时各构型 COP

Fig.7 COP for each configuration at different ambient temperatures under driving and parking conditions

综合对比 4 种工况下各系统构型的性能表现可知: 双系统风冷/Cond 构型在行车制冷和驻车制冷 2 种模式下制冷量最大, 且高温能效最优, 高温制冷适应性突出; 单系统水冷/120 mL 构型则在行车制热和驻车制热 2 种模式下基础制热量领先, 低温能效与其他构型基本持平, 寒冷场景优势明显。从全工况覆盖角度评估, 不同构型在制冷与制热场景下各具优势。实际应用中需结合车辆运行区域的气候特点进行针对性选择: 炎热地区优先推荐双系统风冷/Cond 构型, 寒冷地区优先推荐单系统水冷/120 mL 构型。

## 4 结论

本文针对重型卡车热管理系统的高热负荷与宽温域运行需求, 提出了一种以 R290 为统一工质的高度集成式热管理系统架构, 并围绕制冷剂最佳充注量与系统构型优选开展了实验研究, 得到如下结论:

1)不同运行模式下 R290 最佳充注量区间存在差异。乘员舱制冷与制热模式的最佳充注量分别为 400~580 g 和 470~590 g,该区间内过冷度显著提升、过热度适宜,系统运行稳定;电池冷却快充模式的最佳充注量为 530~560 g,此时吸气压力达峰值、过热度进入稳定区,兼顾冷却效果与运行可靠性。

2)系统构型对比表明,制冷模式下双系统风冷/Cond 构型表现最优,40 °C 高温行车制冷量达 14.8 kW、驻车制冷量达 24.0 kW,完全满足需求,高温适应性突出;低温环境下各构型 COP 基本接近,制热模式下单系统水冷/120 mL 构型表现最优,-30 °C 低温行车制热量达 27.0 kW、驻车制热量达 14.7 kW,结合 PTC 辅助加热后可满足极端低温需求,基础制热量领先。

3)综合全工况性能,不同构型在制冷与制热场景下各具优势。实际应用中应根据车辆运行区域气候特点进行针对性选择:炎热地区优先推荐双系统风冷/Cond 构型,寒冷地区优先推荐单系统水冷/120 mL 构型。本研究为重卡 R290 热管理系统的制冷剂选型与构型设计提供了实验依据与理论指导。

本文受长三角科技创新共同体联合攻关(基础研究)项目(2025CSJZN00300)资助。(The project was supported by the Yangtze River Delta Science and Technology Innovation Community Joint Research (Basic Research) Project (No. 2025CSJZN00300).)

### 参考文献

- [1] 许楠, 睢岩, 岳凤来, 等. 面向工况信息、车辆动力系统与智能控制的能量管理研究综述[J]. 汽车工程学报, 2023, 13(4): 444-455. (Xu Nan, Sui Yan, Yue Fenglai, et al. A comprehensive review of energy management research focusing on trip information, vehicle powertrain and intelligent control[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2023, 13(4): 444-455.)
- [2] Deng Banglin, Cai Wenyu, Zhang Wanxin, et al. A comprehensive investigation of EGR (exhaust gas recirculation) effects on energy distribution and emissions of a turbo-charging diesel engine under World Harmonized transient cycle[J]. Energy, 2025, 316: 134506.
- [3] Knorr F, Sanchez D G, Schirmer J, et al. Methanol as antifreeze agent for cold start of automotive polymer electrolyte membrane fuel cells [J]. Applied Energy, 2019, 238: 1-10.
- [4] Duan Xiongbo, Feng Lining, Liu Haiibo, et al. Experimental investigation on exhaust emissions of a heavy-duty vehicle powered by a methanol-fuelled spark ignition engine under world Harmonized Transient Cycle and actual on-road driving conditions[J]. Energy, 2023, 282: 128869.
- [5] Li Kang, Peng Luyao, Mohtaram S, et al. Refrigerant charge optimization and thermal performance evaluation of an R290-based secondary loop system for electric vehicles [J]. Energy, 2025, 336: 138570.
- [6] 沈军, 黄宇杰, 钟权, 等. 混合物 R1234yf/R290 和 R1234ze (E)/R290 的可燃极限研究[J]. 制冷学报, 2025, 46(4): 22-28. (Shen Jun, Huang Yujie, Zhong Quan, et al. Research on the flammability limits of R1234yf/R290 and R1234ze (E)/R290 mixtures[J]. Journal of Refrigeration, 2025, 46(4): 22-28.)
- [7] Wu Jing, Zhou Guoliang, Wang Mingyu. A comprehensive assessment of refrigerants for cabin heating and cooling on electric vehicles[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 174: 115258.
- [8] Zhao Jiahao, Xiong Shusheng, Luo Zihao, et al. Study on performance characteristics of a novel R290-based integrated thermal management system for electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 278: 127224.
- [9] Yang Yunchun, Shao Wencong, Yang Tianyang, et al. Performance analysis of an R290 vapor-injection heat pump system for electric vehicles in cold regions [J]. Science China Technological Sciences, 2024, 67(12): 3673-3681.
- [10] Xu Congqing, Ruan Xianzhen, Wu Jianghong, et al. Optimization study of an R290 electric vehicle thermal management system using a synergistic deep reinforcement learning and genetic algorithm [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2026, 78: 107649.
- [11] Yang Mengying, Chen Ying, Zheng Zecan, et al. Energetic performance and driving range comparison among CO<sub>2</sub> and R290 in the new energy vehicle thermal management systems[J]. Energy, 2025, 338: 138861.
- [12] Mustaqim, Fajar B, Utomo T S, et al. Preliminary study on vapor compression refrigeration cycle with an internal phase-separating loop using a R290/R600a mixture in air conditioner[J]. AIP Conference Proceedings, 2019, 2062: 020025.
- [13] Liu Y H, Teng T P. Retrofitting hydrocarbon refrigerants in automobile air conditioning systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2026, 282: 128910.
- [14] 陈建红, 陶乐仁, 黄理浩, 等. R290 替代 R134a 新能源汽车压缩机仿真分析和实验研究[J]. 制冷学报, 2026, 47(2): 43-50. (Chen Jianhong, Tao Le, YueRen, et al. Simulation analysis and experimental study on substituting R134a with R290 in electric vehicle compressors [J]. Journal of Refrigeration, 2026, 47(2): 43-50.)
- [15] Kwon S, Lee D, Chung J Y, et al. Performance comparison of a direct heat pump using R1234yf and indirect heat

pumps using R1234yf and R290 designed for cabin heating of electric vehicles[J]. Energy, 2024, 297: 131311.

- [16] Kwon S, Lee D, Ham S H, et al. Performance comparison of thermal management systems for electric vehicles using single- and dual-loop indirect heat pumps with propane [J]. Energy Conversion and Management, 2025, 327: 119535.
- [17] Li Kang, Wu Lin, Mohtaram S, et al. Performance study of automotive heat pump system with different refrigerants and leakage combustion characteristics of R290 [J]. International Journal of Refrigeration, 2025, 180: 65–78.

#### 通信作者简介

施骏业,男,专职科研,博士,上海交通大学机械与动力工程学院,021-34206775, E-mail: jyshi@sjtu.edu.cn。研究方向:新能源汽车热管理系统、微通道换热器技术等。

#### About the corresponding author

Shi Junye, male, full-time researcher, Ph. D., School of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 86-21-34206775, E-mail: jyshi@sjtu.edu.cn. Research fields: thermal management system for new energy vehicles, microchannel heat exchanger technology, etc.

(责任编辑:王亚薇)