

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-10

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20260701001

R454C 电动汽车热泵系统实验研究

张根云¹ 张云龙² 黄浩哲¹ 李玉路¹ 张路宝¹ 施骏业^{2,3} 陈江平¹ 俞彬彬^{2,4}

(1 奇瑞汽车股份有限公司 芜湖 241009; 2 上海交通大学机械与动力工程学院 上海 200240;

3 上海交通大学中关村研究院 溧阳 213300; 4 上海交通大学四川研究院 成都 610213)

摘要 为明确低全球变暖潜值(GWP)非共沸制冷剂R454C在电动汽车多模式热管理系统中的适用性,并揭示温度滑移对系统性能及乘员舱出风均匀性的影响,本文搭建了兼具乘员舱直接蒸发和冷却液二次回路的集成热泵实验台架,开展单乘员舱制冷、单电池冷却、双制冷及低温制热实验,分析充注量、过热度、前端风速和压缩机转速的影响。结果表明:多模式系统充注量应依据各运行模式性能平台重叠区间及压力安全裕量共同确定,本台架推荐值为1 025 g;高温制冷下,强化前端传热对性能提升更显著,并呈边际收益递减。直接蒸发模式中,过热度增大会扩展局部干涸/过热区,并与温度滑移和多流路分配不均耦合,导致出风均匀性下降。相同硬件及控制边界下,R454C在40~43℃制冷工况下的COP较R134a提高13.8%~20.0%,并可维持至-20℃有效低温运行。研究表明:对于具有温度滑移特性的低GWP混合制冷剂,车用热泵的优化应由单参数寻优转向充注量、过热度、传热能力及系统传热路径的协同匹配,可为非共沸低GWP制冷剂在电动汽车热管理系统中的系统设计与控制提供依据。

关键词 电动汽车热泵;R454C;直接蒸发;温度滑移;出风温度均匀性

中图分类号:TB61¹;TB657;U469.72

文献标识码:A

Experimental Study on R454C Electric-Vehicle Heat-Pump System

Zhang Genyun¹ Zhang Yunlong² Huang Haozhe¹ Li Yulu¹ Zhang Lubao¹ Shi Junye^{2,3}

Chen Jiangping¹ Yu Binbin^{2,4}

(1. Chery Automobile Co., Ltd., Wuhu 241009, China; 2. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China; 3. Zhong Guan Cun Research Institute, Shanghai Jiao Tong University, Liyang 213300, China; 4. Sichuan Research Institute, Shanghai Jiao Tong University, Chengdu 610213, China)

Abstract To evaluate the low Global-Warming-Potential (GWP) zeotropic refrigerant R454C in multimode thermal management systems for electric vehicles, an integrated heat pump test bench was developed that combines direct expansion in cabin with a secondary coolant loop to analyze the effects of temperature glide on system performance and cabin outlet-air uniformity. Experiments were conducted under standalone cabin cooling, battery-only cooling, combined cabin-and-battery cooling, and low-temperature heating modes to investigate the effects of refrigerant charge, superheat, frontal air velocity, and compressor speed. The results show that the refrigerant charge of a multimode system should be determined by considering both the overlapping performance plateau ranges of different operating modes and the pressure safety margin, with 1 025 g identified as the recommended charge for the present test bench. Under high-ambient-temperature cooling conditions, enhancing frontal heat rejection exerts a more pronounced effect on system performance, although the benefit exhibits diminishing returns as air velocity increases. In direct-expansion mode, an increase in superheat expands the local dryout and superheated regions. Exaggerated by refrigerant temperature glide and flow maldistribution among parallel circuits, this phenomenon significantly reduces the outlet-air temperature uniformity. Under identical hardware and control boundaries, the COP (coefficient of performance) of R454C at cooling temperatures of 40℃–43℃ is 13.8%–20.0% higher than that of R134a, while effective low-temperature operation is maintained down to -20℃. These results indicate that, for low-GWP refrigerant blends with temperature glide, the optimization of automotive heat pump systems should shift from single-parameter optimization toward coordinated matching of refrigerant charge, superheat, heat transfer capacity, and system heat transfer paths. The findings provide a basis for the system design and control of low-GWP zeotropic refrigerants in electric-vehicle thermal management systems.

收稿日期:2026-07-01;修回日期:2026-09-07;录用日期:2026-09-07

责任编辑:田甜



移动阅读

Keywords electric-vehicle heat pump; R454C; direct expansion; temperature glide; outlet-air temperature uniformity

随着全球气候治理进程的推进,制冷空调行业正加速从高全球变暖潜能值(Global Warming Potential,GWP)工质向低GWP工质转型。车用空调与热泵系统是电动汽车重要的辅助能耗来源,其制冷剂替代已成为新能源汽车热管理技术发展的关键方向。我国发布的《中国履行〈关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书〉国家方案(2025—2030年)》提出,自2029年7月1日起,汽车行业禁止新申请公告的M1类车辆空调系统使用GWP大于150的制冷剂^[1]。传统R134a的GWP为1430,难以满足未来低碳化要求^[2-4]。

目前的低GWP路线包括氢氟烯烃(hydrofluoroolefin,HFO)、自然工质和混合制冷剂。R1234yf与既有系统兼容性较好,但低温制热受限^[5-6];R290热物性优良^[7-9],但A3可燃性使直接乘员舱回路需要更严格的充注量、泄漏检测和安全防护^[10-11],二次回路又会增加传热温差、泵功耗和复杂度^[12];R744低温制热能力强^[13-16],但跨临界高压提高了部件耐压和控制难度^[16-17]。

混合制冷剂可在环境影响、安全等级、运行压力、单位容积能力和温度滑移之间折中^[18]。R454C由R32和R1234yf组成,GWP低于150、臭氧损耗潜值(ozone depletion potential,ODP)为0,安全等级为A2L^[19-20]。其压力接近常规蒸汽压缩系统,具有车用热泵应用潜力,但仍需评估A2L安全及高压部件适配。

现有研究已证明R454C在住宅热泵和车用二次回路中的应用潜力,但针对乘员舱直接蒸发模式的公开实验仍较少^[21-24]。直接式系统中,制冷剂相变温度滑移、流路干涸位置和分配不均会直接映射为空气侧温度场;间接式系统则由冷却液混合和热惯性削弱空间温差,但增加二次换热损失。与此同时,电动汽车需要在乘员舱制冷、电池冷却、双制冷和低温制热之间切换,各模式的制冷剂库存及控制边界不同,单一工况得到的“最优”参数不具有天然通用性。

本文的差异化创新工作在于:1)在同一集成台架中同时包含乘员舱直接蒸发和冷却液二次回路,比较温度滑移在2类传热路径中的外在表现;2)在多运行模式下联合考察充注量、过热度、前端风速和压缩机转速,并利用蒸发器出口温度场分析直接式系统的出风均匀性机理;3)R454C与R134a在同一系统中的直接极限性能对比。本文给出的推荐充注量、候选过热度范围和节能比例均为本台架边界下的

结果。

1 理论分析

1.1 R454C基础物性

R454C由R32与R1234yf按质量分数21.5%和78.5%组成,GWP为146,安全等级为A2L。其与R134a的主要物性对比如表1所示。

表1 R134a与R454C的物理性质
Tab.1 Physical Properties of R134a and R454C

物理性质	R134a	R454C
ODP	0	0
GWP	1430	146
气相密度/(kg/m ³)	11.2	16.2
液相密度/(kg/m ³)	1317.6	1160.0
临界温度/℃	101.1	82.4
临界压力/MPa	4.06	4.63
标准沸点/℃	-26.1	-45.5
ASHRAE安全等级	A1	A2L

1.2 热力学循环理论分析

本文选取典型制冷和制热工况进行理论循环对比。制冷工况设定为:蒸发温度0℃、出口过热度5℃、冷凝温度50℃、出口过冷度5℃;制热工况设定为:蒸发温度-20℃、出口过热度5℃、冷凝温度45℃、出口过冷度5℃。两工况均取压缩机等熵效率60%、容积效率90%,忽略压降。热力学理论循环分析如表2所示,在上述假设下,R454C具有更高的吸气压力和吸气密度、更低的压比及更高的单位容积制冷量,说明其在达到相同能力时具有降低压缩机排量或转速的潜力;但其在制冷和制热工况下的理论COP(coefficient of performance,性能系数)分别为2.42和2.61,低于R134a的3.03和2.73。因此,不能仅依据运行压力或单位容积能力判定系统能效优劣,实际结果还取决于压缩机效率、换热器匹配、温度滑移利用和控制策略。

R454C在蒸发和冷凝两相区存在约4.7~6.6℃的平衡温度滑移。温度滑移本身既可在制冷剂与空气/冷却液温度变化方向匹配时降低换热不可逆损失,也可能与多流路分配不均和不同位置干涸耦合,形成壁温及出风温度差异。直接蒸发器中的这种差异可直接传递至乘员舱空气侧;二次回路中的冷却液混合则具有平滑作用。后文据此分别讨论系统能

效和出风均匀性。

2 台架实验

2.1 系统原理与实验装置

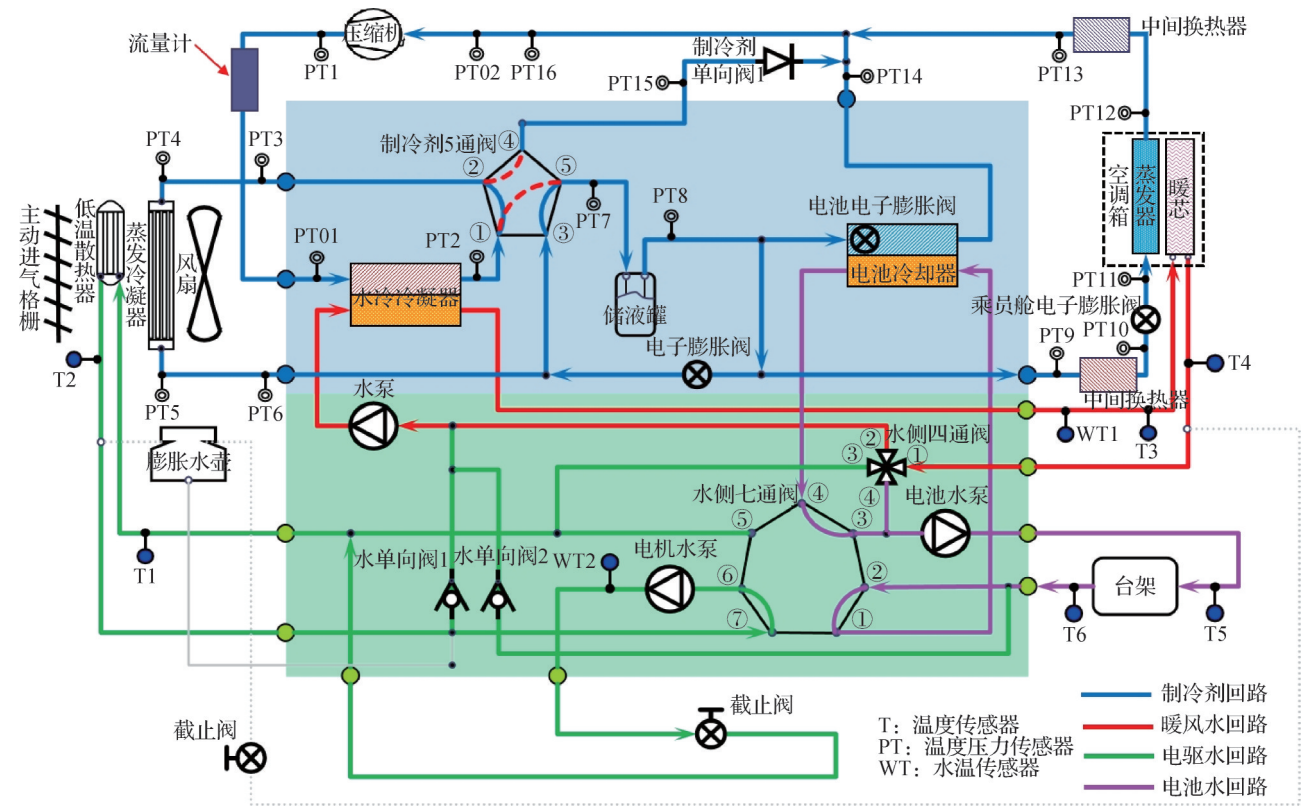
为研究 R454C 在电动汽车集成热管理系统中的制冷、制热及出风温度均匀性,搭建了图 1 所示实验台架。环境模拟舱可调节室内外空气温度、湿度、流速和冷却液流量。系统由制冷剂回路和冷却液回路组成,通过多通阀切换单乘员舱制冷、单电池冷却、乘员舱与电池双制冷及乘员舱制热等模式。单乘员舱制冷采用制冷剂-空气直接蒸发回路;单电池冷却、双制冷中的电池支路和制热模式采用制冷剂-冷却液-空气二次回路。该混合架构可在相同硬件平台上对比 2 种传热路径。

实验采用压缩机、电子膨胀阀和水泵等部件的手动稳态控制,以隔离各参数的影响。台架未连接真实电池包,而以水温控制系统模拟电池出口冷却液温度。因此,本文结果反映稳态部件级规律,不包含整车动态负荷、电池热惯性及道路工况扰动。

表 2 热力学理论循环分析

Tab.2 Thermodynamic cycle analysis

参数	典型制冷工况		典型制热工况	
	R134a	R454C	R134a	R454C
冷凝压力/MPa	1.32	2.02	1.16	1.80
高压温度滑移(无压降)/°C	0	6.31	0	6.58
蒸发压力/MPa	0.29	0.516	0.13	0.255
低压温度滑移(无压降)/°C	0	5.10	0	4.71
压比	4.55	3.91	8.92	7.06
吸气比焓/(kJ/kg)	403.1	392.4	390.6	380.8
吸气密度/(kg/m³)	14.1	23.1	6.6	11.7
排气比焓/(kJ/kg)	449.1	443.6	468.1	455.4
排气温度/°C	72.1	77.7	87.5	84.6
冷凝器出口比焓/(kJ/kg)	263.9	268.8	256.4	260.6
单位质量制冷量/(kJ/kg)	139.2	123.6	212.5	194.8
单位容积制冷量/(kJ/m³)	1958	2 862	1 403	2 275
单位容积压缩功/(kJ/m³)	646.8	1 184	513.3	870.1
COP	3.03	2.42	2.73	2.61



PT1: 压缩机排气口; PT2: 水冷冷凝器出口; PT3: 五通阀; PT4: 压缩机上侧接口; PT5: 压缩机下侧接口; PT6: 五通阀; PT7: 储液罐进口; PT8: 储液罐出口; PT9: 高温热交换器进口; PT10: 高温热交换器出口; PT11: 蒸发器进口; PT12: 蒸发器出口; PT13: 低温热交换器出口; PT14: 水冷蒸发器出口; PT15: 五通阀; PT16: 压缩机吸气口; PT01: 水冷冷凝器进口; PT02: 压缩机吸气; WT1: 暖芯进水; WT2: 电机入口; T1: 低温散热器进口; T2: 低温散热器出口; T3: 暖芯进口; T4: 暖芯出口; T5: 水冷蒸发器出口; T6: 七通阀进口。

图 1 热泵系统台架架构

Fig.1 Architecture of the heat pump test bench

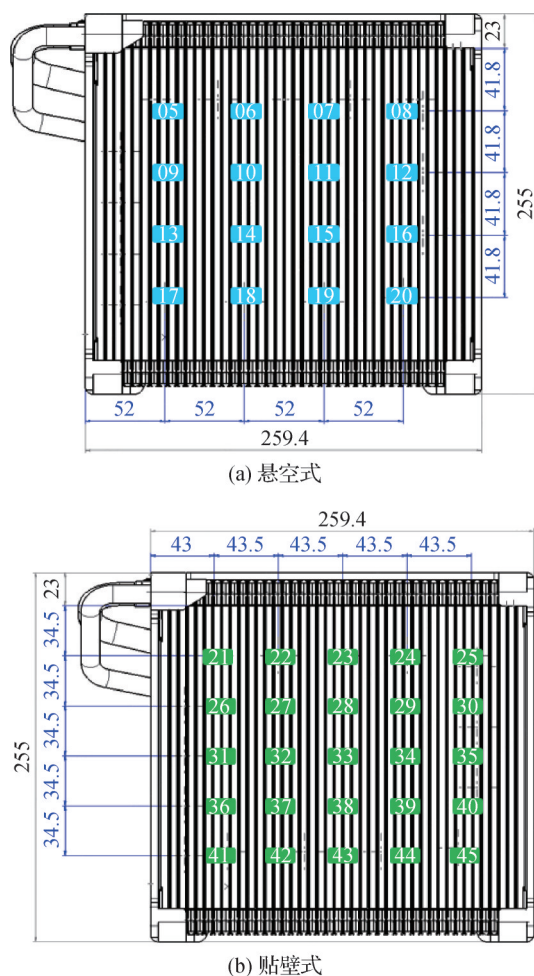


图2 蒸发器温度传感器布点 (单位: 毫米)

 Fig.2 Temperature-sensor arrangement of the evaporator
(Unit: mm)

2.2 测试精度与实验工况

实验前对设备进行校准: 温度、压力、制冷剂流量、冷却液流量、电流、电压和电子秤精度分别为 $\pm 0.1 \text{ K}$ 、 $\pm 0.01\%$ 、 $\pm 0.01 \text{ kg/h}$ 、 $\pm 0.01 \text{ kg/h}$ 、 $\pm 0.2 \text{ A}$ 、 $\pm 1 \text{ V}$ 和 $\pm 0.5 \text{ g}$ 。工况矩阵如表3所示。序号1确定合理充注区间, 序号2~5考察前端风速、压缩机转速和蒸发器/冷却器(Chiller)出口过热度。稳定后连续采集数据, 判据为10 min内温度波动 $\leq 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 、压力波动 $\leq 0.02 \text{ MPa}$ 。三水平扫描仪识别局部趋势和候选区间, 不用于拟合全局最优值或外推。

热泵制热性能采用空气侧焓差法计算。内部冷凝器制热量由空气质量流量与进、出风比焓差计算:

$$Q_h = m_{\text{air}}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (1)$$

式中: Q_h 为制热量, kW; m_{air} 为通过喷嘴流量计测得的空气质量流量, kg/s; h_{in} 、 h_{out} 分别为内部冷凝器进、出风湿空气比焓, kJ/kg。

压缩机输入功率由同步采集的电压和电流计算:

$$W = UI/1000 \quad (2)$$

式中: W 为压缩机输入功率, kW; U 为压缩机输入电压, V; I 为压缩机输入电流, A。本文COP仅以压缩机输入功率为能量输入, 未计入风机、载冷剂泵和辅助控制部件功耗。

系统制热性能系数COP计算如下:

$$\text{COP} = Q_h/W \quad (3)$$

式中: Q_h 为制热量, kW; W 为压缩机输入功率, kW。

采用Moffat方法^[25]对间接测量量进行不确定度传播, 如式(4)和式(5)。由基础仪器精度计算得到, 制冷/制热量和COP的相对不确定度分别为2.6%和3.2%。

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (4)$$

$$\frac{\delta R}{R} = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \frac{\delta X_i}{R} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5)$$

式中: R 为由各测量参数计算得到的目标物理量; X_i 为影响 R 的第 i 个独立测量参数; 下标 i 为测量变量编号。

3 实验结果与分析

3.1 R454C充注量实验

表3序号1各模式的充注量结果如图3所示。单乘员舱制冷、双制冷、单Chiller和制热模式的性能平台区间分别约为900~1100 g、850~1050 g、800~1050 g和600~1100 g。充注不足时, 蒸发器/Chiller供液不足, 过热度上升且制冷能力下降; 充注增加后, 供液和过冷得到改善。进入过充区后, 额外液体占据冷凝器和储液部件容积, 冷凝压力及压缩机功耗上升, 同时电子膨胀阀手动调节、不同模式制冷剂库存迁移和换热器有效面积变化相互竞争, 因而图中部分指标出现先增后减的非单调变化。充注量偏离设计值对制冷、制热能力和效率的影响具有设备及工况依赖性^[26]; 本实验中与不确定度同量级的局部波动不作为稳定转折点。综合各模式平台区间、压力安全裕量和重复性, 选取1025 g作为本台架的推荐充注量, 该数值不应直接移植至管路容积或换热器结构不同的系统。

3.2 R454C单AC性能实验

图4(a)所示单制冷性能实验—过热度的影响对应表3序号2。43 $^\circ\text{C}$ 工况下, 过热度由5 $^\circ\text{C}$ 增至12 $^\circ\text{C}$ 时制冷量在7.65~7.77 kW变化(最大差异约为1.3%), COP在1.98~2.02变化(最大差异约为2.0%), 均未超过相应可分辨阈值, 因而不能据此确定约10 $^\circ\text{C}$ 的精确最优值。40 $^\circ\text{C}$ 工况下, 制冷量最大

表3 实验工况
Tab.3 Experimental Conditions

序号	实验名称	环境温度/ 回风(进水)温度/℃	风速/(m/s)	压缩机转速/(r/min)	风量/(m ³ /h)	蒸发器/Chiller 出口过热度/℃
1	充注量实验(单AC(制冷)、单Chiller (电池冷却器)、AC+Chiller以及制热)	43/41	2.5	3 000、3 500、3 500	468	—
		-7/-7	2.5	4 000	440	—
2	单AC性能	40/30	2	3 300	468	5、8、12
		43/41	3	3 700	468	5、8、12
		43/41	2、3、4.5	3 500	468	5
		55/30	2、3、4.5	1 000	468	0
3	单Chiller性能	43/30	2	3 000	—	10、15、20
		43/30	2、4.5	3 000	—	20
4	AC+Chiller	43/41	3	4 300	468	10
		43/34	3	4 700	468	10
		43/28	3	5 400	468	10
5	制热性能	-15/-15	2	2 800	255	4、8、12
		-7/-7	2	2 800	440	4、8、12
		0/0	2	1 900	440	4、8、12
		-25/-25	2	4 000	255	4
		-20/-20	2	5 400	350	4

差异约为1.4%;12℃过热度的COP为1.87,比8℃时的1.77高约5.6%,略高于COP合成不确定度,但需与3.6节所示出风均匀性下降共同权衡。

前端进风风速的影响更显著,如图4(b)单制冷性能实验—前端进风风速的影响所示。43℃环境温度下,风速由2 m/s增至4.5 m/s时,制冷量由5.96 kW增至7.65 kW(增幅28.3%),COP由1.33增至2.16(增幅62.4%);受排气温度限制,55℃下制冷量仅由1.31 kW增至1.41 kW(增幅8.0%),COP由0.53增至0.69(增幅30.2%)。增大风速提高前端换热量并降低高压侧压力和压比,但2~3 m/s阶段的收益高于3~4.5 m/s阶段,表现出边际递减。上述结果未计入前端风机功耗,因此整车净节能还需进一步验证。

对本台架而言,高温直接制冷应优先保证前端换热能力;蒸发器出口过热度宜在5~8℃附近作为兼顾COP与出风均匀性的初始控制区间,并根据负荷和防液击要求修正,而不作为跨工况固定最优值。

3.3 R454C单Chiller性能实验

图5(a)所示单Chiller性能实验—过热度的影响对应表3序号3。Chiller出口过热度由10℃增至20℃时,制冷量由4.71 kW降至3.90 kW,下降17.4%,超过能力不确定度;COP在10℃和15℃时分别为1.33和1.35,差异仅为1.5%,不可分辨,而20℃时降

至1.27。由此只能确定10~15℃为本工况的候选区间,不能认定15℃为精确最优点。

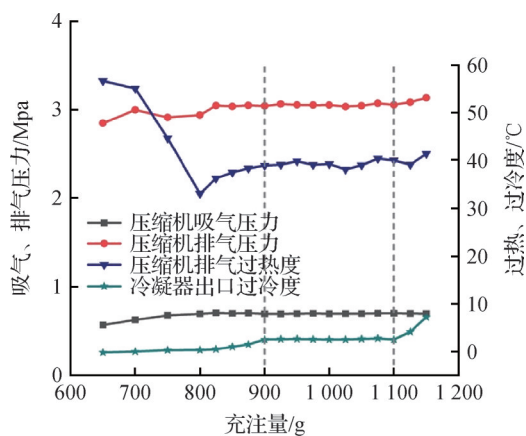
单Chiller性能实验—前端进风风速的影响如图5(b)显示,前端风速由2 m/s增至4.5 m/s时,制冷量由3.90 kW增至4.40 kW(增幅12.8%),COP由1.27增至1.77(增幅39.4%)。该变化明显高于测试不确定度,原因是前端换热增强后高压侧压力和压缩机功耗下降。对于单Chiller模式,应在考虑风机附加功耗的前提下提高前端风量,并将过热度控制在防液击与能力衰减之间的合理区间。

3.4 AC+Chiller性能实验

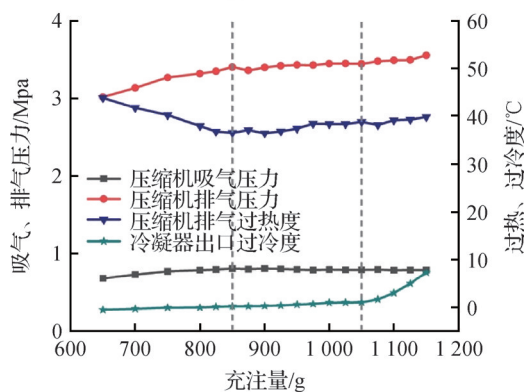
表3序号4通过调节蒸发器与Chiller支路流量分配乘员舱和电池冷量。3组工况总制冷量分别为7.92、6.78、7.29 kW,COP为1.68、1.44、1.32。冷量向Chiller二次回路转移时COP总体下降,反映二次换热温差及冷却液侧损失;由于3点同时改变支路负荷,结果仅说明本台架的模式差异。

3.5 制热性能实验

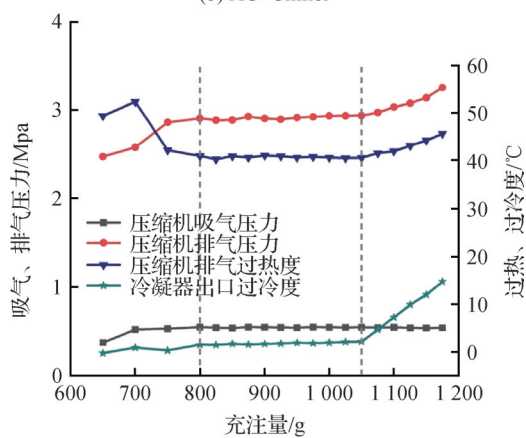
图6(a)所示制热性能实验—过热度的影响对应表3序号5。-15、-7、0℃下,过热度变化引起的制热量最大差异分别约为0.9%、1.3%、0.7%,均低于能力合成不确定度。-15℃时4℃和8℃过热度的COP分别为2.64和2.70,差异为2.3%,不可分辨;-7℃



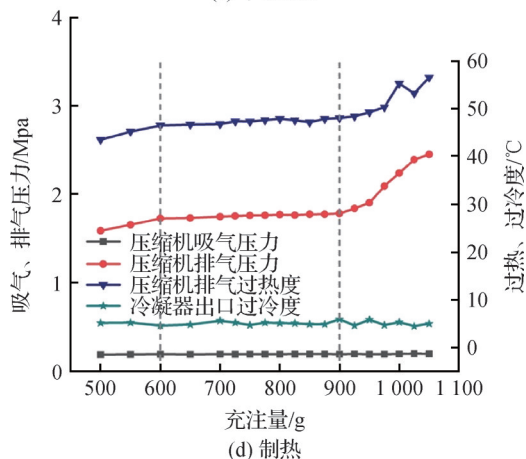
(a) 单AC



(b) AC+Chiller



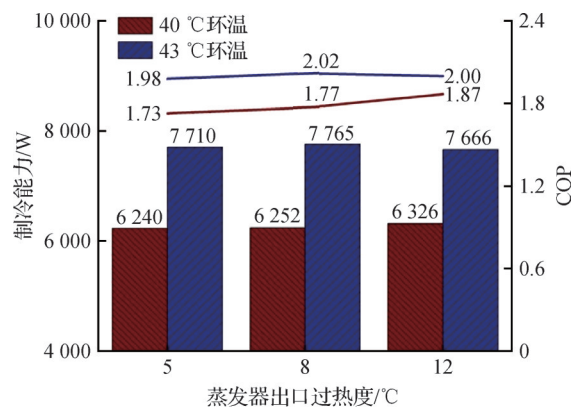
(c) 单Chiller



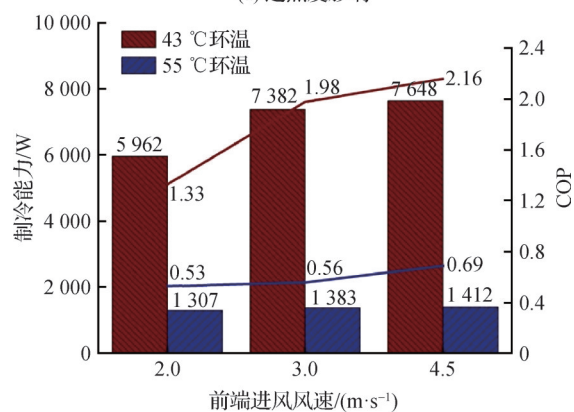
(d) 制热

图3 充注量实验结果

Fig.3 Refrigerant-charge test results



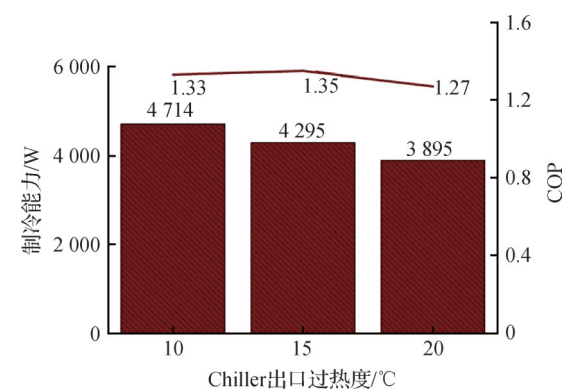
(a) 过热度影响



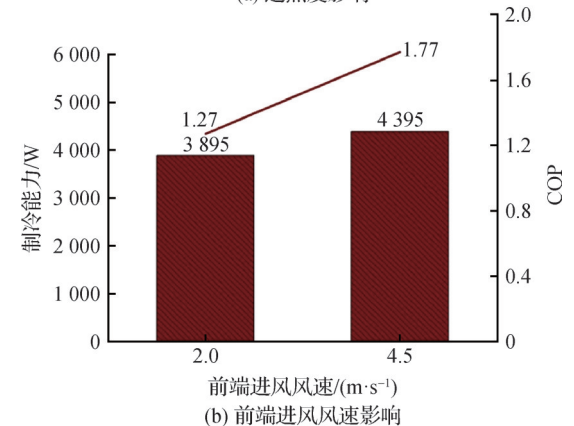
(b) 前端进风风速影响

图4 单AC性能实验

Fig.4 Single-AC performance tests



(a) 过热度影响



(b) 前端进风风速影响

图5 单Chiller性能实验

Fig.5 Single-Chiller performance tests

下3点COP的最大差异约为4.1%,仍与4.5%阈值同量级;0℃时4℃过热度COP为3.33,分别比8℃和12℃高10.6%和13.3%,差异可分辨。因此,-15~-7℃实验仅能给出4~8℃的候选区间,0℃工况则支持较低过热度控制。

制热性能实验—温度的影响图6(b)用于探测低温运行边界。-25℃时出风温度为22.4℃,已难以满足乘员舱采暖需求;-20℃时出风温度超过40℃、COP接近2.5;-15℃时出风温度为53.2℃、COP约为2.6。因此,本台架在无须补气增焓的条件下可运行至-20℃,但-25℃的供热能力不足。该边界受压缩机排量、最低吸气压力保护、换热器结霜状态和风量影响,不能视为R454C的热力学极限。

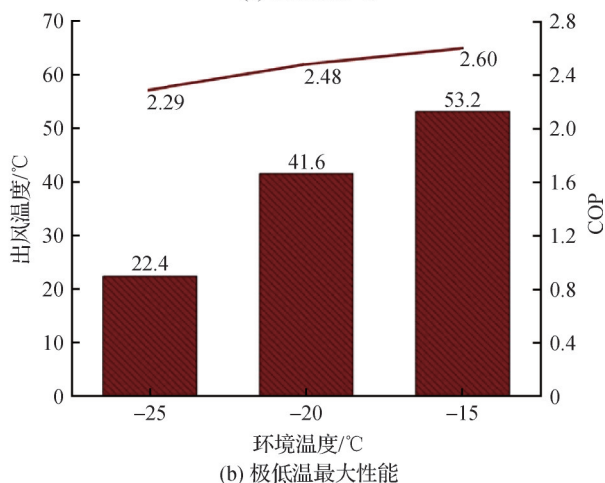
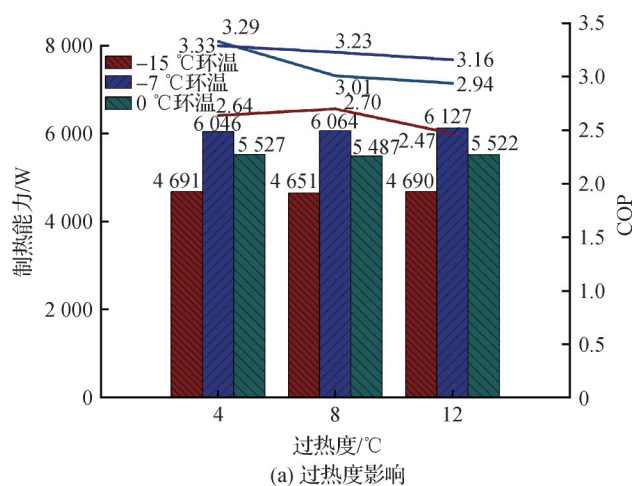


图6 制热性能实验

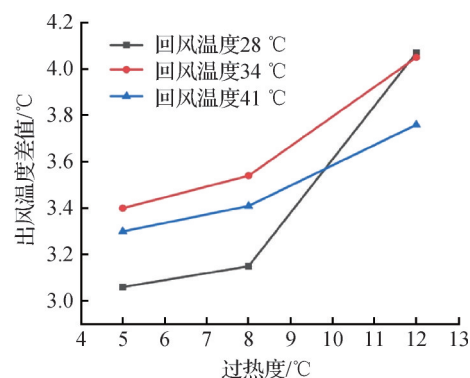
Fig.6 Heating performance tests

3.6 出风温度均匀性试验

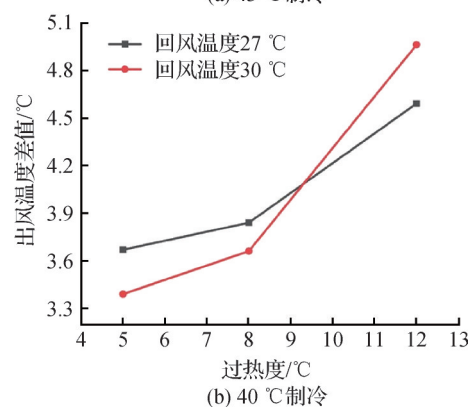
R454C的平衡温度滑移由压力和循环组分决定,改变出口过热度不会直接改变同一压力下的固有滑移。直接蒸发器中,制冷剂两相区沿流程升温,局部流量分配差异又会使各支路在不同位置干涸;过热度增大时,两相换热区缩短、干涸/过热区扩展且局部

传热系数下降,支路间的壁温差异更容易映射为出风温度分层。多流路蒸发器研究已证明,制冷剂分配不均可通过出口过热度与空气出口温度场表征^[27]。在间接式Chiller中,冷却液混合与热惯性可削弱空间温差,且温度滑移在流向匹配时可能降低换热不可逆损失^[28],但需要付出二次换热温差和泵功耗。

过热度对出风温度均匀性的影响如图7所示,以蒸发器各测点出风温度最大值与最小值之差评价直接式空气侧均匀性。43℃工况下,过热度由5℃增至12℃时,3组测点的温差由约3.1~3.4℃增至3.8~4.1℃;40℃工况下温差由约3.4~3.7℃增至4.6~5.0℃。因此,温差增大应解释为温度滑移、局部干涸/过热区扩展、制冷剂与空气流量分配不均的耦合结果,而非仅由某一组分蒸发更多造成。总之,5~8℃过热度在本台架上表现出较好的出风均匀性。



(a) 43℃制冷



(b) 40℃制冷

图7 过热度对出风温度均匀性的影响

Fig.7 Effect of superheat on outlet-air temperature uniformity

3.7 R454C与R134a对比及适用边界

R454C与R134a性能对比如表4所示,R454C与R134a实验使用同一台架,但2种制冷剂未分别进行压缩机排量、换热器流路和控制器的独立优化,部分工况也未实现严格等能力或等转速。因此,对比结果反映相同硬件和给定控制边界下的系统表现,不

等同于工质本征性能的普遍排序。43 ℃和40 ℃单乘员舱制冷时,R454C的COP分别为1.98和1.73,较R134a的1.65和1.52提高20.0%和13.8%;若按相同制冷负荷、忽略辅机功耗折算,压缩机功耗可降低约16.7%和12.1%。R454C在达到相近出风温度时所需压缩机转速较低,与其较高吸气密度和单位容积能力一致,但该优势会随压缩机效率图谱和换热器匹配变化。

低温制热对比体现的是台架运行边界而非制冷

剂绝对极限。−15 ℃时R134a在3 000 r/min下吸气压力已降至0.12 MPa,受保护边界限制,出风温度仅为9.21 ℃;R454C在4 800 r/min下出风温度为58.15 ℃。−7 ℃时R454C的COP为2.60,高于R134a的1.71。结合图6可知,R454C台架可将无补气增焓运行边界扩展至−20 ℃。但R454C属于A2L工质且高压侧压力高于R134a,非无需改造的直接替代物;工程应用应重新校核耐压等级、压缩机排量、换热器流路、充注量、泄漏检测、通风与电气防护。

表4 R454C与R134a性能对比
Tab.4 Performance comparison between R454C and R134a

模式	制冷剂	环境温度/回风温度/℃	压缩机转速/(r/min)	吸气压力/MPa	排气压力/MPa	出风温度/℃	COP
单AC模式	R454C	43/41	3 700	0.574	2.95	11.39	1.98
	R134a		8 000	0.304	1.817	13.43	1.65
	R454C	40/27	3 100	0.563	2.968	9.99	1.73
	R134a		8 000	0.283	1.821	10.43	1.52
制热模式	R454C	−15/−15	4 800	0.218	2.85	58.15	2.43
	R134a		3 000	0.12	0.457	9.21	3.45
	R454C	−7/−7	3 500	0.297	2.762	56.79	2.60
	R134a		8 000	0.116	1.257	48.10	1.71

4 结论

本文基于兼具乘员舱直接蒸发和冷却液二次回路的R454C电动汽车热泵台架,开展了多模式稳态性能及出风温度均匀性实验,并与R134a进行了同台架对比,得到如下结论:

1)在单乘员舱制冷、单Chiller、双制冷和制热模式下,合理充注区间存在差异;本台架各模式性能平台综合后得到1 025 g的推荐充注量。过充区的局部非单调变化来自冷凝器液体占比、模式间库存迁移、阀门调节和换热器有效面积变化的竞争。

2)高温制冷性能对前端换热条件较为敏感。43 ℃条件下,提高前端风速可显著提升制冷量和COP,最高制冷量为7.77 kW、最高COP为2.16;但高风速区间的增益逐渐减小,说明前端换热强化存在明显的边际收益递减。相比之下,在5~12 ℃过热度区间内,COP变化较小。−20 ℃低温制热时的出风温度超过40 ℃、COP接近2.5,−25 ℃时出风温度降至22.4 ℃。

3)非共沸制冷剂的温度滑移对直接蒸发器空气侧温度均匀性具有重要影响。过热度由5 ℃增至12 ℃时,出风温差由约3.1~3.7 ℃增至3.8~5.0 ℃。其本质是温度滑移、局部干涸/过热区扩展以及制冷

剂和空气流量分配不均共同作用的结果。因此,直接蒸发系统的过热度控制需要同时考虑COP、有效两相换热面积和出风温度均匀性。

4)在相同硬件和给定控制边界下,R454C在40~43 ℃制冷工况下的COP较R134a提高13.8%~20.0%,并可在无补气增焓条件下维持至−20 ℃的有效低温运行。结合理论分析可知,R454C较高的吸气密度和单位容积能力有利于降低达到相近能力时所需的压缩机排量或转速。本文给出的多模式充注匹配、直接蒸发温度均匀性控制及系统级部件协同优化等规律可为其他低GWP非共沸制冷剂车用热泵系统的设计与控制提供参考。

参考文献

- [1] 中华人民共和国生态环境部,中华人民共和国国家发展和改革委员会,中华人民共和国工业和信息化部,等.中国履行《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》国家方案(2025—2030年)[EB/OL].(2025-04-09)[2026-07-31].https://www.mee.gov.cn/xxgk2018/xxgk/xxgk03/202504/t20250423_1117396.html. (Ministry of Ecology and Environment of the People's Republic of China, National Development and Reform Commission of the People's Republic of China, Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China,

- et al. National Plan for China's Implementation of the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer (2025—2030)[EB/OL]. (2025-04-09)[2026-07-31]. https://www.mee.gov.cn/xxgk2018/xxgk/xxgk03/202504/t20250423_1117396.html.)
- [2] United Nations Environment Programme. The Kigali Amendment to the Montreal Protocol: HFC phase-down [EB/OL][2016-12-02]. <https://www.unep.org/ozonaction/resources/factsheet/kigali-amendment-montreal-protocol-hfc-phase-down>.
- [3] Du L, Bandivadekar A. HFC-134a phase-out in the Chinese light-duty motor vehicle fleet[R/OL]. (2016-09-23)[2026-07-31]. <https://theicct.org/publication/hfc-134a-phase-out-in-the-chinese-light-duty-motor-vehicle-fleet/>.
- [4] Yang L, Bandivadekar A. Measures for reducing greenhouse gas emissions from motor air conditioning systems in China[R/OL].[2022-02-23]. <https://theicct.org/>.
- [5] Li Wanyong, Liu Rui, Liu Yusheng, et al. Performance evaluation of R1234yf heat pump system for an electric vehicle in cold climate [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 115: 117-125.
- [6] Zou Huiming, Huang Guangyan, Shao Shuangquan, et al. Experimental study on heating performance of an R1234yf heat pump system for electric cars [J]. Energy Procedia, 2017, 142: 1015-1021.
- [7] Liu Cichong, Zhang Yun, Gao Tianyuan, et al. Performance evaluation of propane heat pump system for electric vehicle in cold climate[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 95: 51-60.
- [8] Wang Haimin, Ji Zhiyuan, Wang Chuanwei, et al. Experimental study of propane heat pump system with secondary loop and vapor injection for electric vehicle application in cold climate [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 217: 119196.
- [9] Huang Yue, Wu Xiuchun, Jing Jiahao. Research on the electric vehicle heat pump air conditioning system based on R290 refrigerant [J]. Energy Reports, 2022, 8: 447-455.
- [10] Li Kang, Wang Jingwu, Luo Shuxian, et al. Experimental investigation on combustion characteristics of flammable refrigerant R290/R1234yf leakage from heat pump system for electric vehicles [J]. Royal Society Open Science, 2020, 7(4): 191478.
- [11] Zhang Yun, Liu Cichong, Wang Tianying, et al. Leakage analysis and concentration distribution of flammable refrigerant R290 in the automobile air conditioner system [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 110: 286-294.
- [12] Blatchley T. Secondary loop residential heat pump design, performance and control [D]. West Lafayette: Purdue University, 2017.
- [13] 王丹东, 陈江平, 俞彬彬, 等. CO₂车用热泵空调系统技术研发及性能提升[J]. 制冷学报, 2018, 39(5): 47-52. (Wang Dandong, Chen Jiangping, Yu Binbin, et al. Technology development and performance improvement of CO₂ automobile heat pump air-conditioning system [J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(5): 47-52.)
- [14] Wang Dandong, Yu Binbin, Li Wanyong, et al. Heating performance evaluation of a CO₂ heat pump system for an electrical vehicle at cold ambient temperatures [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 142: 656-664.
- [15] 袁昊瑞, 宋霞, 俞彬彬, 等. 带余热回收的CO₂车用热泵系统实验研究[J]. 制冷学报, 2023, 44(2): 54-60. (Yuan Haorui, Song Xia, Yu Binbin, et al. Experimental research on the heating performance of waste heat recovery CO₂ heat pumps for electric vehicles [J]. Journal of Refrigeration, 2023, 44(2): 54-60.)
- [16] Wang Yibiao, Dong Junqi, Jia Shiwei, et al. Experimental comparison of R744 and R134a heat pump systems for electric vehicle application [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 121: 10-22.
- [17] Yang Tianyang, Zou Huiming, Tang Mingsheng, et al. Experimental performance of a vapor-injection CO₂ heat pump system for electric vehicles in -30 °C to 50 °C range [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 217: 119149.
- [18] 邹德鑫, 赵朕, 杨凯寅, 等. CO₂/R1233zd(E)混合工质回热热泵系统性能优化分析[J]. 制冷学报, 2024, 45(3): 63-71. (Zou Dexin, Zhao Zhen, Yang Kaiyin, et al. Performance optimization and analyses on recuperative heat pump system using CO₂/R1233zd(E) [J]. Journal of Refrigeration, 2024, 45(3): 63-71.)
- [19] Honeywell. Solstice 454C (R-454C): technical data sheet [EB/OL]. [2026-06-30]. <https://www.solstice.com/us/en/products/air-conditioning-refrigeration-and-heating/solstice-hfo-blends/solstice-454c-r-454c>.
- [20] Chemours. Opteon XL20 (R-454C) refrigerant: Product information [EB/OL].[2024-01-15]. <https://www.opteon.com/en/products/refrigerants/xl20>.
- [21] Hou W, Raeisi Fard H, Burns L, et al. Experimental investigation of R454C as a replacement for R410A in a residential heat pump split system[C/OL]//Proceedings of the 19th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2022. <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/2482/>.
- [22] Li Z, Yana Motta S F, Shen B, et al. Optimization of residential air-source heat pumps using low-global-warming-potential refrigerants [J]. Heat Pumping Technologies

- Magazine, 2022, 42(1): 30–33.
- [23] Liu Guidan, Li Ming, Gan Yunhua, et al. Experimental study on the performance of a secondary-loop R454C heat pump system for electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 269: 126177.
- [24] Brendel L P M, Bernal S N, Arpagaus C, et al. Experimental performance comparison of high-glide hydrocarbon and synthetic refrigerant mixtures in a high-temperature heat pump[J]. Energies, 2024, 17(8): 1981.
- [25] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3–17.
- [26] Kim W, Braun J E. Evaluation of the impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35 (7) : 1805–1814.
- [27] Tang Haida, Zhang Tao, Liu Xiaohua. Experimental study on refrigerant maldistribution in a fin-and-tube evaporator for a direct expansion air-conditioning system [J]. Energy and Buildings, 2020, 208: 109638.
- [28] Mulroy W J, Domanski P A, Didion D A. Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures Part 1. An experimental study [J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(4): 220–225.

通信作者简介

俞彬彬,男,博士,助理研究员、硕士生导师,上海交通大学机械与动力工程学院,联系电话:021-34206775, E-mail: ybbdc@sjtu.edu.cn。研究方向:新能源汽车热管理、宽温区热泵及环保制冷剂替代。

About the corresponding author

Yu Binbin, male, Ph. D., School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, 86-21-34206775, E-mail: ybbdc@sjtu.edu.cn. Research fields: new-energy-vehicle thermal management, wide-temperature-range heat pumps, and environmental-friendly refrigerants.