

电动汽车 R290 二次回路热系统油充注量 和油循环率影响特性试验研究

王知明^{1,2}, 马文彬², 宗硕¹, 张翌晨¹, 殷翔¹, 曹锋¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 辰致汽车科技集团有限公司重庆创新研究分公司, 400071, 重庆)

摘要: 为解决集成模块化的电动汽车 R290 二次回路热系统如何确定油充注量和测试油循环率 (OCR) 的问题, 设计了二次回路系统台架和压缩机单体台架对比测试标定系统油充注量和 OCR 的方法, 试验研究了不同油充注量对系统性能、压缩机排气温度、压缩机残油量和制冷剂充注量的影响。试验结果表明: 随着系统油充注量的增加, 系统制冷量和性能系数 (COP) 先增加后减小, 在系统油充注量为 70 g 时, 系统制冷量、系统 COP 和压缩机容积效率同时最优; 随着系统油充注量的增加, 压缩机排气温度逐渐降低。系统油充注量为 70 g 和 80 g 时, 系统台架上的压缩机排气温度与压缩机单体台架测试的压缩机排气温度 84 °C 最接近, 在 ± 1 °C 的偏差范围内, 系统油循环率接近 3%, 满足系统和压缩机对油循环率的要求。系统油充注量 70 g 以上时, 压缩机残油量均大于 50 g, 满足压缩机需求。因此结合性能、油循环率要求和残油量要求, 系统最佳的油充注量是 70 g。同时, 油量的增多会影响制冷剂充注量, 增加 20 g 油量会减少 15 g 制冷剂充注量平台段。该研究内容可为 R290 集成模块的油充注量和油循环率测试方法提供指导。

关键词: 二次回路; 集成模块; 油充注量; 油循环率

中图分类号: TK11 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202603003 **文章编号:** 0253-987X(2026)03-0020-10

Experimental Study on the Influence of Oil Charge and Oil Circulation Rate in R290 Secondary Loop Thermal System for Electric Vehicles

WANG Zhiming^{1,2}, MA Wenbin², ZONG Shuo¹, ZHANG Yichen¹, YIN Xiang¹, CAO Feng¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Chongqing

Innovation Research Branch Company, ChenZhi Automotive Technology Group Co., Ltd., Chongqing 400071, China)

Abstract: To address the issue of how to determine the oil charge and measure the oil circulation rate (OCR) in an integrated modular R290 secondary loop thermal system for electric vehicles, this study designs a testing method involving a secondary loop system bench and a standalone compressor bench for the comparative calibration of the system's oil charge and OCR. The effects of varying oil charges on system performance, compressor discharge temperature, residual oil mass in the compressor, and refrigerant charge are experimentally investigated. The experimental results show that as the system oil charge increases, the system cooling capacity and coefficient of performance (COP) first increase and then decrease. When the system oil charge is 70 g, the

system cooling capacity, system COP, and compressor volumetric efficiency simultaneously reach their optimum values. As the system oil charge increases, the compressor discharge temperature gradually decreases. When the system oil charge is 70 g and 80 g, the compressor discharge temperature measured on the system bench is closest to the 84 °C measured on the standalone compressor bench, falling within a deviation range of ± 1 °C, and the system's OCR is close to 3%, meeting the OCR requirements of both the system and the compressor. When the system oil charge exceeds 70 g, the residual oil in the compressor is greater than 50 g, satisfying the compressor's requirement. Therefore, considering performance, OCR requirements, and residual oil amount requirements, the optimal system oil charge is determined as 70 g. Furthermore, an increase in the oil quantity affects the refrigerant charge; an increase of 20 g in oil reduces the plateau section of the refrigerant charge by 15 g. This study provides guidance for the oil charge and OCR testing methods in integrated R290 modules.

Keywords: secondary circuit; integrated module; oil charging amount; oil circulation rate

随着全球环境问题日益严峻,最直观的感受是夏季变得更热了,冬天不冷了。气候变暖主要是因为臭氧层遭到了破坏,所以破坏臭氧层的物质需要严格管控^[1]。保护臭氧层人人有责,需要国际社会共同维护,国际社会于 1987 年达成了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》,明确了受管控的消耗臭氧层物质范围以及缔约国分阶段淘汰受控物质的目标要求。为响应国际号召,我国于 1991 年宣布加入该议定书,严格按照约定和义务开展各项工作。加入议定书以来,中国对全球消耗臭氧层物质和氢氟碳化物管控的力度远远大于履约,大力发展新能源,在各行各业推动低碳可持续发展技术,取得了一定的成效,获得了国际社会的认可^[2]。目前,全球范围内对高全球变暖潜能值(GWP)制冷剂的使用限制越来越严格,以及欧洲对全氟和多氟烷基物质(PFAS)的禁用正在讨论当中,寻求低 GWP 可替代制冷剂迫在眉睫^[3]。中国履行《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔协定书》给出了国家方案,鼓励车用空调系统使用 R290 和 CO₂ 等环保工质的研发和应用。

目前,全球热议的低 GWP 自然工质制冷剂包括 CO₂ 和 R290,由于 R290 具有出色的性能和极低的 GWP 值,可能是一种有前景的制冷剂替代解决方案^[4]。R290 热管理系统开发内容涵盖热力学特性分析、系统架构设计、系统性能验证、满足现行法规以及解决安全问题等方面的内容,充分验证没问题后才可以在新能源汽车中批量化应用。赵东鹏等^[5]基于整车应用场景,测试了不同工况下 R290 空调系统性能的达成情况,均能满足整车使用需求。Padmanabhan 等^[6]基于 R22 的一种蒸汽压缩制冷

空调系统台架,研究了其替代制冷剂 R134a、R290 和 R407C 的性能系数差异,在候选制冷剂中,R290 的性能最佳。Zhao 等^[7]使用二次回路系统架构的 R290 集成式热管理系统进行了试验,发现 R290 制冷剂充注量约为 R134a 的一半,R290 系统在环境温度 -20 °C 和空调箱进风 20 °C 的工况下,制热量为 5 500 W,性能系数大于 1。易丰收^[8]研究了油循环率对空调系统性能的影响,发现合理的油循环率制冷性能提升明显,制冷量可以提高约 10%。高斌等^[9]试验研究了空调系统在不同的充注量下的性能表现,发现制冷剂主要分布在压缩机和冷凝器中,提出压缩机设计优化减少无效制冷剂的存留区域和减少系统加油量能够提升换热器换热效率。Li 等^[10]介绍了一种使用 R134a 和 PAG46 油的空调热泵系统,并在一辆电动汽车上进行了油循环试验,发现油充注量过多或过少都能降低加热性能。Zou 等^[11]研究了油充注量对电动汽车二氧化碳空调系统冷却性能的影响,发现随着油充注量的增加,油循环率和油质量流量增加,而制冷剂质量流量略有下降,在测试工况下油充注量为 20%~25% 的范围内系统性能最佳。Sarntichartsak 等^[12]采用 R-22 和 R-407C 制冷剂的变频空调试验研究发现,循环油流量随压缩机频率降低和油充注量减少而减小,润滑油浓度在高频时会影响系统性能。Li 等^[13]研究了油循环率(OCR)对两种低温工况下喷气涡旋压缩机性能的影响,发现制热能力随 OCR 的增大而先增大后减小,在 OCR 为 3.5%、喷射压力为 0.28 MPa 时,获得了最高的制热性能系数(COP)。徐言生等^[14]采用取样法测试了 R290 空调系统油循环率对制冷性能的影响,发现加油量越少系统性能越好,加油量

增多性能下降。Chen 等^[15]通过仿真和台架测试研究了不同油循环速率对 R290 压缩机性能的影响,发现随着油循环率的增加蒸发温度也随之升高,冷凝温度随之降低,性能下降。

通过研究可知,使用不同类型制冷剂的空调系统,系统油充注量对系统性能都有影响,不同油充注量的系统油循环率不同,存在一个合适的油充注量和油循环率对应最佳系统性能^[17]。常用的测试油循环率方法是取样法和专用测试设备串联到系统回路中直接测量,但是这两种方法适合非集成式和制冷剂充注量较多的空调系统。

目前,业界还没有对基于 R290 自然工质的电动汽车二次回路集成模块的油充注量和油循环率对性能影响和试验方法的研究。集成模块取消了管路,制冷剂单元很小无法连接油循环率测试设备, R290 充注量少,不能采用取样法进行油循环率测试^[16],而仅通过系统台架性能测试无法量化集成模块的油循环率数值。本文创新提出了 R290 集成模块的油充注量和油循环率测试标定的方法,通过压缩机单体测试台架和系统台架联合标定测试,对标油循环率。本文研究了不同油充注量对系统性能、压缩机排气温度、压缩机残油量和制冷剂充注量的影响。综合考虑系统性能、压缩机排气温度、油循环率和压缩机残油量得出集成模块最佳油充注量,解决了行业的痛点问题,即如何确定 R290 集成模块化系统的最佳油充注量和油循环率的问题。研究内容对 R290 集成模块产业化应用提供了参考。

1 测试台架及测试方法

1.1 压缩机单体油循环率测试台架

图 1 给出了压缩机单体性能试验台油循环率测试工作原理。压缩机排气通过油分离器进行油和气体制冷剂分离,气体制冷剂流经冷媒流量计 M1 测量气体制冷剂质量流量,再分为两路分别流经电子调节阀 2 和板式换热器进行降压和散热。根据设定目标压缩机吸气压力和吸气温度调节电子调节阀 2 和 3,在混合器中混合后流回到压缩机。分离出来的油流经油流量计 M2 测量质量流量,经温控箱调温到设定的压缩机吸气温度再与气体制冷剂混合后回到压缩机吸气。其中,油流量根据需求的压缩机油循环率进行调节。油循环率为 M2 采集的油流量除以 M1 采集的冷媒流量和 M2 采集的油流量之和,根据需求的油循环率控制回到压缩机的油流量得到不同的油循环率。

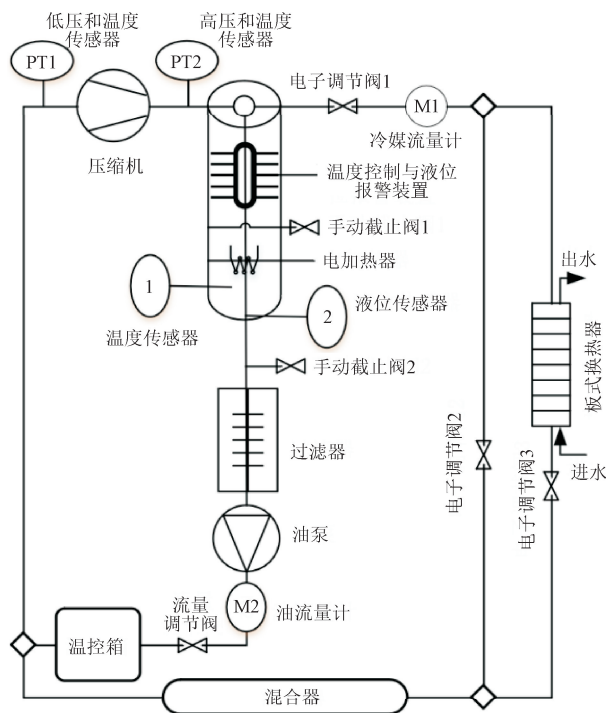


图 1 压缩机单体油循环率测试原理

Fig. 1 Principle of compressor unit oil circulation rate test

在压缩机单体性能台架上,保持压缩机吸气压力、吸气温度、排气压力和转速不变,调节不同的油循环率时的压缩机排气温度。控制相同油循环率时,重复进行相同工况的压缩机单体测试,发现压缩机排气温度一致性较好,误差在 $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内。油循环对压缩机排气温度的影响主要包括冷却效果、密封效果、混合物比热容和压缩机功耗等。

1.2 二次回路系统测试台架

在 R290 焓差室搭建了二次回路系统台架^[18-19],主要包括制冷剂侧补气增焓集成模块、空调箱水回路和前端散热器水回路,具体的连接方式如图 2 所示。与系统油充注量和油循环率相关的是制冷剂侧集成模块单元,关键部件包括补气增焓涡旋压缩机、水冷冷凝器(LCC)、储液罐、板式蒸发器(Chiller)、经济器和电子膨胀阀(EXV)。为了降低 R290 充注量和减少制冷剂侧接口避免泄漏,将制冷剂侧部件高度集成在了一起,取消了管路。该二次回路系统台架改变空调箱水回路的冷热负载调控目标压缩机吸气压力,改变前端散热器回路的散热量调控目标压缩机排气力,调节 EXV1 开度,控制目标压缩机吸气过热度^[20-21],调节 EXV2 开度,控制目标压缩机补气过热度^[22]。

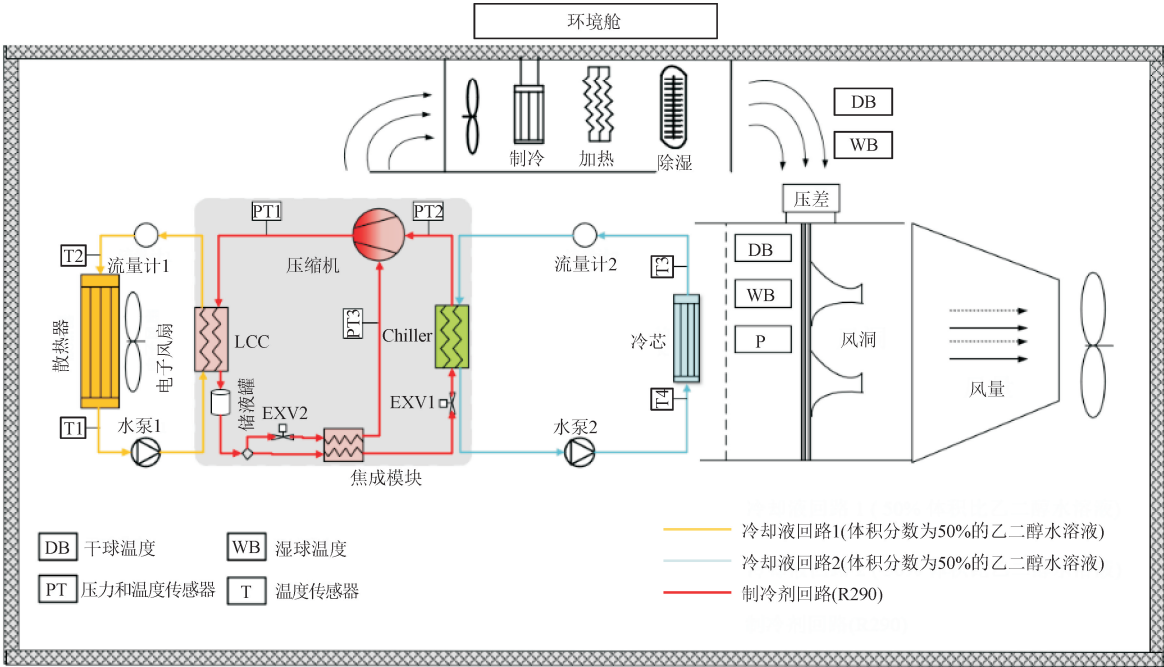


图 2 二次回路系统测试原理
Fig. 2 Principle of secondary circuit system test

二次回路系统台架完全参照整车系统架构的布置形式搭建,零部件均采用车用批量样件,关键零部件的具体参数如表 1 所示。

表 1 二次回路系统关键零部件参数

Table 1 Specifications of the optical experiments of secondary circuit system

零部件	主要参数
电动压缩机	34 mL 涡旋式补气增焓, 800~8 500 r/min
水冷冷凝器	长为 180 mm, 宽为 70 mm, 高为 89 mm
板式蒸发器	长为 180 mm, 宽为 70 mm, 高为 89 mm
电子膨胀阀	口径为 2.1 mm, 脉冲步长为 0~576
干燥储液罐	有效容积为 100 mL, 干燥剂为 25 g
电子水泵	额定功率为 200 W, 扬程为 18 mm, 流量为 25 L/min
散热器	有效迎风面积为 0.3 m ² , 厚为 21 mm
冷芯	长为 274 mm, 宽为 230 mm, 厚为 42 mm
暖芯	长为 220 mm, 宽为 162 mm, 厚为 34 mm

1.3 系统油充注量和油循环率测试方法

压缩机运行需要润滑油,合适的油充注量可以提高压缩机的性能和可靠性,压缩机回油需求决定了油循环率的下限。对于换热器 LCC 和 Chiller 而言,没有油循环可以避免油对换热效率的负面影响,提高系统性能,油循环率的上限由系统性能可接受的衰减程度决定。本文制冷剂侧集成模块不能布置

油循环率测试设备来监控油循环率,R290 充注量少也不能采用取样法。因此,本文创新地采用了压缩机单体测试台架和系统台架对标的测试方法,二次回路系统台架按照压缩机单体一样的测试工况,即控制相同压缩机转速、吸气压力、吸气温度和排气压力,可测得压缩机的排气温度。系统台架和压缩机单体台架控制的压缩机相关参数相同,仅是外部控制条件不同。压缩机单体测试台可以控制油流量和采集制冷剂流量,控制目标油循环率。系统台架无油流量和制冷剂流量的采集,通过充注不同的油量,对标压缩机单体测试时相同的压缩机吸排气状态,以此来推算系统台架的油循环率。测试具体工况为:控制压缩机转速恒定 5 000 r/min,固定排气压力(19±0.03) bar,吸气压力(4.7±0.04) bar 和压缩机吸气过热度(9±1)℃,油循环率(3±0.1)%,记录压缩机排气温度。其中油循环率 3%做为设计目标,该值对于性能影响是可以接受的,同时能满足压缩机耐久试验对油循环率的要求。

在二次回路系统的制冷剂侧集成模块分别加 50、60、70、80 和 90 g 润滑油,系统台架按照压缩机单体测试时的参数稳定运行 2 h 后记录压缩机排气温度。对比系统台架的压缩机排气温度和压缩机单体测试的排气温度,若排气温度偏差±1℃以内,可以判定系统的油循环率接近 3%。

除了做油循环率测试,还需要做压缩机残油试验。压缩机残油量指的是在压缩机内的存油量。缺油会导致轴承、涡旋盘等关键运动部件润滑不足,导致压缩机损坏。压缩机内的润滑油量既要保证充分润滑和冷却,又要避免油位过高导致搅油损失和液击。本文使用压缩机残油量要求不小于 50 g,测试工况为:空调箱吹面全冷外循环,鼓风机 1 档风,进风温度 15℃,相对湿度 70%;前端散热器进风温度 15℃,迎面风速 1.5 m/s,压缩机转速 800 r/min,系统持续运行 2 h。

为探究不同系统油充注量对系统性能的影响,测试工况为:环境温度 25℃,压缩机 8 500 r/min, LCC 进水温度 49℃,水流量 25 L/min;Chiller 进水温度 27.5℃,水流量 15 L/min。系统不同油充注量均按照上述工况进行,测试稳态时的制冷量。为探究不同系统油充注量对制冷剂加注量的影响,制冷测试工况为:压缩机转速恒定 8 500 r/min, LCC 进水温度 53℃,水流量 25 L/min; Chiller 进水温度 27℃,水流量 15 L/min。制热测试工况为:压缩机转速恒定 8 500 r/min, LCC 进水温度 40℃,水流量 15 L/min; Chiller 进水温度 -20℃,水流量 15 L/min。

1.4 数据处理

在系统台架测试中,水温通过温度传感器 PT100 采集,制冷剂侧的压力和温度信号由 PT 采集。水流量计通过试验室数采设备读取,压缩机转速由控制器控制和监测,压缩机耗电功率由试验室电源设备直接读取。利用获得的测试数据,通过下述热力学公式进行计算,得出相应结果。

冷却液侧换热量(制冷量或者制热量)^[23] 计算如下

$$Q = V_{\text{coolant}} \rho c (t_{\text{in}} - t_{\text{out}}) / 60 \quad (1)$$

式中: Q 为冷却液侧换热量; V_{coolant} 为冷却液体积流量; ρ 为冷却液密度; c 为冷却液比热容; t_{in} 为换热器进口水温; t_{out} 为换热器出口水温。

制冷性能系数 ϵ ^[24] 计算如下

$$\epsilon = \frac{Q_c}{W} \quad (2)$$

式中: W 为高电压部件压缩机的电功率,低压部件(小于 12 V)的功耗不在统计当中,本文测试忽略此部分的影响; Q_c 为 Chiller 水侧的制冷量。

压缩机等熵效率^[25] 计算如下

$$\eta_{\text{cs}} = \frac{h_s - h_{\text{in}}}{h_{\text{out}} - h_{\text{in}}} \quad (3)$$

式中: η_{cs} 为压缩机等熵效率; h_s 为等熵压缩理论出口

比焓; h_{in} 为压缩机入口比焓; h_{out} 为压缩机出口比焓。

压缩机容积效率计算如下

$$\eta_{\text{v}} = \frac{10^5 Q_h}{6((h_{\text{out}} - h_{\text{lcc-out}}) V_c S \rho)} \quad (4)$$

式中: η_{v} 为压缩机容积效率; Q_h 为水冷冷凝器(LCC)换热量; h_{out} 为压缩机出口比焓; $h_{\text{lcc-out}}$ 为水冷冷凝器出口比焓; V_c 为压缩机排量; S 为压缩机转速; ρ 为压缩机吸气制冷剂密度。

1.5 误差分析

测试误差主要是电功率、温度传感器、压力传感器和流量计的采集误差,压缩机加油量单次误差 ± 0.5 g,压缩机残油称重误差为 ± 0.5 g,误差均在合理值范围内,不影响对试验结果的分析。测试仪器的详细参数见表 2。

试验测试误差采用 Kline 和 McClintock 误差传递方程^[26],测试结果的不确定度计算式如下

$$\omega_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \omega_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \omega_2 \right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \omega_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5)$$

式中: $\omega_1, \omega_2, \cdots, \omega_n$ 为自变量 $x_1, x_2, \cdots, x_n$ 的不确定度。根据表 2 测试设备误差及式(5),计算得到系统制冷量和 COP 的最大不确定度分别为 1.11% 和 1.48%。

表 2 测试仪器的详细参数

Table 2 Detailed parameters of the testing instrument

仪器	参数
PT100	测量范围为 -50~200℃,精度为 ± 0.15 ℃
水流量计	测量范围为 2~50 L/min,精度为 ± 0.5 %
环境舱温度	测量范围为 -30~70℃,精度为 ± 0.1 ℃
环境舱湿度	测量相对湿度为 10%~95%,精度为 ± 3 %
PT 传感器	测量范围为 1~30 bar,精度为 ± 1 % 测量范围为 -40~150℃,精度为 ± 0.15 ℃
高压电源	1 000 V, 50 A, 15 kW, 精度为 ± 0.1 V

2 结果与讨论

2.1 不同油充注量对系统性能的影响

不同油充注量时系统运行对应的压焓如图 3 所示,不同油充注量制冷性能的测试,其结果如图 4 所示。结合图 3 和图 4 可以看出,油的充注量影响蒸发侧的单位制冷量和压缩机排气温度。当系统油充注量为 50 g 时,压缩机排气温度为 96.1℃,蒸发侧的焓差为 260 kJ/kg,制冷量为 10 920 W,系统制冷性能最差;当系统油充注量为 70 g 时,压缩机排气

温度 94.9°C , 排气温度相比油充注量 50 g 时降低 1.2°C , 蒸发侧的焓差为 256 kJ/kg , 相比油充注量 50 g 时焓差降低 1.5% , 制冷量为 $11\,421\text{ W}$, 系统制冷性能最好; 当系统油充注量为 90 g 时, 压缩机排气温度 93.2°C , 排气温度相比油充注量 70 g 时降低 1.7°C , 油充注量增加压缩机排位温度明显降低, 蒸发侧的焓差为 254.6 kJ/kg , 相比油充注量 70 g 时焓差降低 1.4 kJ/kg , 制冷量为 $11\,193\text{ W}$, 系统制冷性能相比 70 g 油充注量时降低 228 W 。根据各参数变化的规律分析其原因是, 系统 50 g 加油量时压缩机处于缺油状态, 压缩机动静盘之间的油密封不良, 内漏较多, 导致压缩机容积效率较低, 从而导致蒸发侧焓差发生变化。压缩机内部泄漏增加, 做无用功, 从而产生更多热量, 排气温度会升高, 同时润滑与冷却作用减弱, 也会导致排气温度升高。系统 90 g 加油量时压缩机处于油过充状态, 流阻增加, 压缩机负载增加明显, 系统高低压差的变化也会影响压缩机的容积效率, 从而影响系统的性能。油膜附着在换热管壁上, 增加了额外的热阻, 导致换热能力下降, 从而也导致蒸发侧焓差发生变化。压缩机负载增加, 功耗增加, 会导致排气温度升高。制冷剂中混入过多油后, 混合物的比热容发生变化, 也会影响气体在压缩过程中的升温。

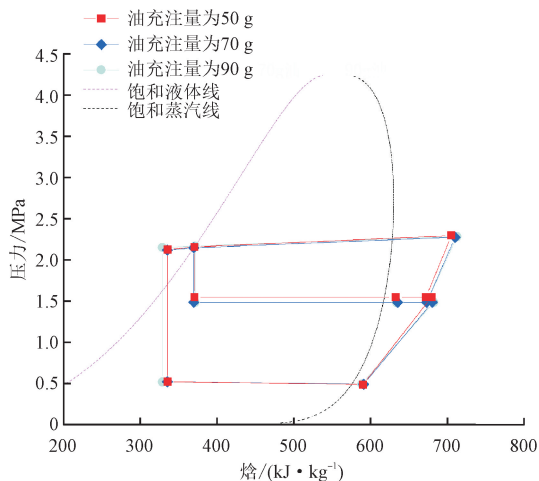


图3 系统在不同油充注量时的压焓图

Fig. 3 Pressure-enthalpy diagram of the system at different charging amounts of oil

从上述分析可以看出, 系统不同加油量时影响 Chiller 焓差和压缩机排气温度, 压缩机容积效率先增大而后减小, 蒸发侧的焓差随着油量的增多变小, 压缩机排气温度随着油量的增多变小。结合图 4 可以看出, 系统油充注量 70 g 时, 蒸发侧的焓差、压缩机容积效率、系统制冷量和 COP 同时最优。

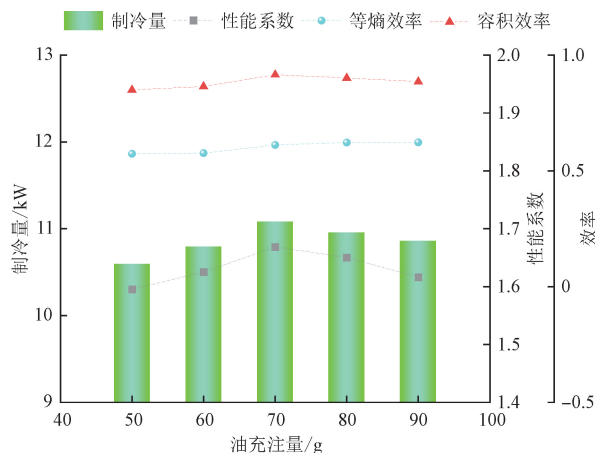


图4 制冷量、性能系数、压缩机效率和不同油充注量的关系

Fig. 4 Relationship between cooling capacity, COP, compressor efficiency and different charging amounts of oil

从图 4 中可以看出, 系统制冷量随着油充注量的增大先增大后减小, 在系统油充注量 70 g 时制冷量最大。系统性能系数也是随着油充注量的增大先增大后减小, 70 g 油充注量时, COP 最大。压缩机的等熵效率随着系统油充注量的增大变化不明显。压缩机的容积效率随着系统油充注量的增大先增大后减小, 在 70 g 时压缩机的容积效率最大。从上述的分析可知, 在系统油充注量 70 g 时, 系统制冷量、系统 COP 和压缩机容积效率同时最优。

根据系统制冷量和油充注量的关系, 系统最佳的油充注量为 70 g , 同时需考虑油充注量对制热性能的影响。本文选用环境温度为 -10°C 和 -18°C 、空调箱全外循环和部分外循环的典型工况, 试验研究了系统在 70 g 油充注量时, 制热量、COP、压缩机等熵效率和容积效率的表现, 如图 5 所示。

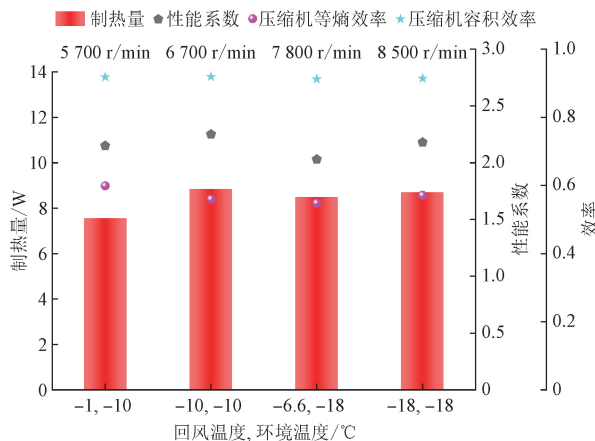


图5 70 g 油充注量时的系统制热量、COP 和压缩机效率

Fig. 5 System heating capacity, COP and compressor efficiency at 70 g oil charge

从图 5 可知,系统制热量表现很好,完全满足整车制热量和能耗要求。4 组制热工况压缩机的等熵效率为 0.548~0.599,压缩机的容积效率为 0.912~0.919,均处于压缩机合理的运行效率区间。因此,系统油充注量为 70 g 对于制热工况是合理的。

2.2 不同油充注量对压缩机排气温度的影响

根据系统油充注量和油循环率测试方法,在二次回路系统台架上,分别测试补气增焓集成模块中油充注量为 50、60、70、80、90 g 的压缩机排气温度。如图 6 所示,油循环率为 3% 时,压缩机单体性能台架的压缩机排气温度为 84℃。当油充注量为 70 g 时,压缩机排气温度为 84.5℃,高于压缩机单体性能台的压缩机排气温度 0.5℃;当油充注量为 80 g 时,压缩机排气温度为 83.5℃,低于压缩机单体性能台的压缩机排气温度 0.5℃。由此可知,系统台架上压缩机的排气温度随着油充注量每增加 10 g 逐渐降低,当系统油充注量为 70~80 g 时,系统台架上的压缩机排气温度与压缩机单体性能台测试的压缩机排气温度 84℃ 最接近,在±1℃ 的偏差范围内,系统油循环率接近 3%。

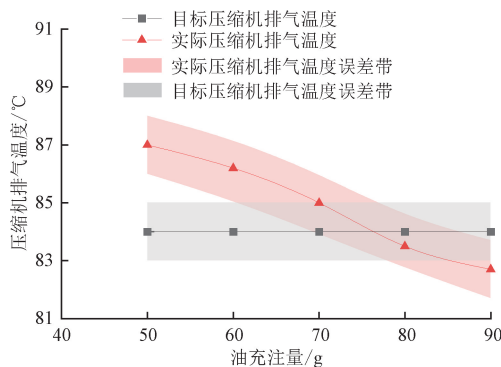


图 6 压缩机排气温度和系统不同油充注量的关系

Fig. 6 Relationship between the exhaust temperature of the compressor and the different oil amounts of the system

2.3 不同油充注量对压缩机残油量的影响

油循环率是确定加油量的重要评价指标之一,压缩机残油量也是重要的评价指标。车辆空调系统在春秋季节制冷和制热量需求较小,压缩机长时间在低于 2 000 r/min 下运行,导致压缩机回油差,压缩机内的残油不足,润滑和冷却不良,导致压缩机的可靠性降低,因此压缩机的残油量要求大于等于 50 g。在系统回油测试工况结束后,停机待系统压力平衡后释放冷媒。因避免释放冷媒时油被带出压缩机,在制冷剂加注口通过调节加注阀微漏释放,释放时长约 4 h,同时在泄漏管口连接油过滤器,监控是否

有油被带出,称量油过滤器可知油被带出多少进行补充,冷媒释放完毕后拆卸压缩机称量残油量。本文分别测试了系统油充注量为 50、60、70、80、90 g 的压缩机残油量,测试结果如图 7 所示。从图中可知,系统加油充注量在 70 g 以上时,压缩机残油量均大于 50 g,满足压缩机需求。但是,油充注量不是越多越好,压缩机内残油量过多会导致压缩机启动负载增加,压缩机运行功耗增加和影响压缩机寿命。对于系统来说,油充注量过多会降低性能,所以从残油量角度来分析,压缩机残油量满足压缩机需求的前提,还要综合考虑油循环率和系统性能的影响。结合图 4、图 6 和图 7 可知,系统油充注量为 70 g 时,系统性能最优,油循环率接近 3%,压缩机残油量大于 50 g,所以系统最佳的油充注量是 70 g。

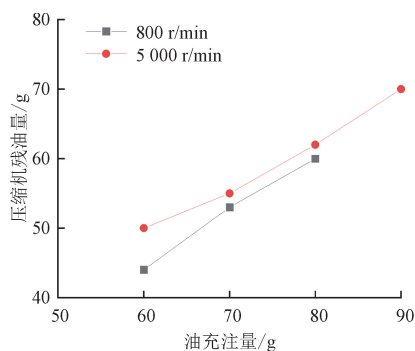


图 7 压缩机残油量和系统不同油充注量的关系

Fig. 7 Relationship between the residual oil quantity of the compressor and the different oil amounts of the system

2.4 不同油充注量对 R290 制冷剂充注量的影响

制冷剂侧容积有限,油量会占据部分空间,油量影响系统性能和压缩机效率,因此有必要分析油充注量对制冷剂充注量的影响。为探究制冷和制热工况下不同油充注量对制冷剂充注量的影响,分别做了 90 g 油和 70 g 油时 R290 制冷剂加注试验。

当系统油充注量为 90 g 时,制冷和制热 R290 加注试验结果如图 8 所示。结合压缩机吸气过热度、压缩机排气压力、LCC 出口过冷度和 EXV 的开度变化趋势,可以判断制冷剂充注 170 g 时为进平台点,245 g 时为出平台点,制冷剂加注量平台为 170~245 g。

当系统油充注量为 70 g 时,制冷和制热 R290 加注试验结果如图 9 所示,结合压缩机吸气过热度、压缩机排气压力、LCC 出口过冷度和 EXV 开度的变化趋势,可以判断制冷剂充注 185 g 时为进平台点,245 g 时为出平台点,制冷剂加注量平台为 185~245 g。

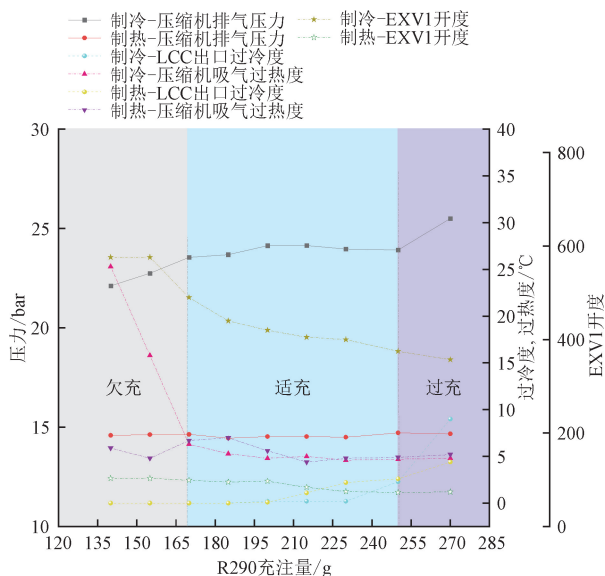


图8 油充注量为90 g时制冷和制热 R290 加注试验结果
Fig. 8 Cooling and heating R290 charging test results at 90 g of oil charge

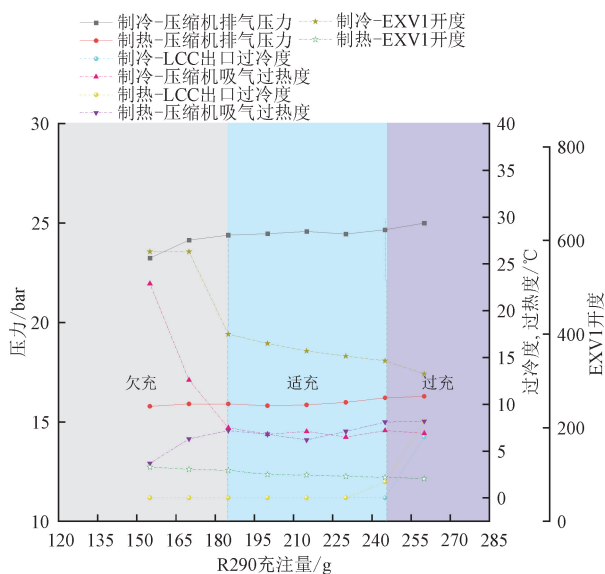


图9 油充注量为70 g时制冷和制热 R290 加注试验结果
Fig. 9 Cooling and heating R290 charging test results at 70 g of oil charge

综合70 g和90 g油量时R290加注试验结果可知,油的充注量增加20 g,制冷剂充注进平台点延后15 g,出平台点不变,制冷剂充注量平台变短,油量的增加会减小制冷剂充注量平台段。按照集成模块每年泄漏量3 g,5年内不重新加注冷媒,尽可能减少R290制冷剂的充注量,所以本文70 g油充注量时,最佳的R290充注量为200 g。

3 结论

本文采用二次回路系统台架和压缩机单体台架对比测试标定系统油充注量和OCR的方法,试验研究了不同油充注量对系统性能、压缩机排气温度、压缩机残油量和制冷剂充注量的影响,主要结论如下。

(1)随着系统油充注量的增加,系统性能和压缩机容积效率先增加后减小,在系统油充注量70 g时,系统制冷量、系统COP和压缩机容积效率同时最优。

(2)随着系统油充注量的增加,压缩机排气温度逐渐降低。系统油充注量在70 g和80 g时的系统台架压缩机排气温度与压缩机单体测试的压缩机排气温度最接近,在 $(84 \pm 1)^\circ\text{C}$ 的范围内,系统油循环率接近3%,满足系统和压缩机对油循环率的要求,系统设计时可以参照此方法推算系统油循环率。

(3)随着系统油充注量的增加,压缩机内的残油量逐渐增加。系统油充注量70 g以上时,压缩机残油量均大于50 g,满足压缩机要求。

(4)随着系统油充注量的增加,制冷剂充注平台会减小,油的充注量增加20 g,制冷剂充注平台会减少15 g。

综上所述,确定系统集成模块最佳油加注量,需要同时考虑不同油充注量对系统性能、油循环率、压缩机残油量和制冷剂充注量的影响。采用系统台架压缩机排气温度与压缩机单体测试的压缩机排气温度对标的方法能够确定集成模块的油充注量和油循环率。

参考文献:

- [1] 陈婉.《消耗臭氧层物质管理条例》迎来首次修改[J]. 环境经济, 2024(4): 60-63.
- [2] 瑶瑶.《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)》印发坚持保护臭氧层和应对气候变化协同[J]. 环境经济, 2025(13): 10-15.
- [3] RESHNIAN V, CHEEKATAMARLA P, SHARMA V, et al. A review of sensing technologies for new, low global warming potential (GWP), flammable refrigerants[J]. Energies, 2023, 16(18): 6499.
- [4] 段浩磊, 陈浩远, 梁坤峰, 等. 纯电动车热管理系统低GWP工质替代方案性能分析与综合评价[J]. 化

- 工学报, 2025, 76(S1): 54-61.
- DUAN Haolei, CHEN Haoyuan, LIANG Kunfeng, et al. Performance analysis and comprehensive evaluation of thermal management system schemes with low GWP refrigerants [J]. CIESC Journal, 2025, 76(S1): 54-61.
- [5] 赵东鹏, 徐磊, 席椿富, 等. 采用 R290 的集成式热管理系统热力学分析 [C]//2024 中国汽车工程学会汽车空气动力学分会学术年会论文集. 北京: 中国汽车工程学会, 2024: 143-153.
- [6] PADMANABHAN V M V, PALANISAMY S K. Exergy efficiency and irreversibility comparison of R22, R134a, R290 and R407C to replace R22 in an air conditioning system [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(3): 917-926.
- [7] 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, (Part B): 127224.
- [8] 易丰收. 油循环率对汽车空调系统制冷性能的影响研究 [J]. 制冷与空调, 2018, 18(5): 69-72.
- YI Fengshou. The investigation of the influence of OCR on refrigeration performance of Mac system [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2018, 18(5): 69-72.
- [9] 高斌, 陈振华, 高强. 压缩机对 R290 空调系统制冷剂充注量的影响研究 [J]. 电器, 2012(S1): 491-498.
- GAO Bin, CHEN Zhenhua, GAO Qiang. Effect research of R290 compressor on RAC system gas charge [J]. China Appliance, 2012(S1): 491-498.
- [10] LI Kang, LUO Shuxian, WANG Zhenzhen, et al. An experimental investigation of oil circulation ratio influence on heating performance in an air condition heat pump system for electrical vehicles [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 122: 220-231.
- [11] ZOU Huiming, TANG Zuohang, ZHANG Rongrong, et al. Experimental research on the effect of oil charge ratio on the cooling performance of CO₂ air conditioning system for electric vehicles [J]. e-Prime-Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy, 2023, 3: 100118.
- [12] SARNTICHARTSAK P, MONYAKUL V, THEPA S, et al. Simulation and experimental evaluation of the effects of oil circulation in an inverter air conditioning system using R-22 and R-407C [J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(14/15): 1481-1491.
- [13] LI Kang, MA Jingru, CAO Jian, et al. The influences of the oil circulation ratio on the performance of a vapor injection scroll compressor in heat pump air conditioning system intended for electrical vehicles [J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 151: 208-218.
- [14] 徐言生, 郭宏, 吴治将, 等. 润滑油对 R290 空调系统性能影响的实验研究 [J]. 制冷, 2017, 36(4): 1-6.
- XU Yansheng, GUO Hong, WU Zhijiang, et al. Experimental study the lubricating oil influence of the performance in R290 air conditioning [J]. Refrigeration, 2017, 36(4): 1-6.
- [15] CHEN Jianhong, TAO Leren, HUANG Lihao, et al. Simulation and experimental study on the oil circulation rate (OCR) of R290 electrical vehicle compressors [J]. Applied Sciences, 2025, 15(3): 1391.
- [16] HAIDER S A, WANG Xin, ELBEL S. Measurements of oil circulation rate using flow-through and evacuated type sampling cylinders for an automotive air conditioning system [C]//SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2023: 2023-01-0138.
- [17] 陈瑞武, 沈宝林, 朱占. 压缩机含油率对空调系统性能影响的研究 [J]. 制冷与空调, 2022, 22(7): 34-38.
- CHEN Ruiwu, SHEN Baolin, ZHU Zhan. Study on the influence of oil content of compressor on the performance of air conditioning system [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2022, 22(7): 34-38.
- [18] 钱晓军, 裴浩明. 二次回路系统在新能源车热管理应用分析 [C]//人工智能与经济工程发展学术研讨会论文集(二). 重庆: 重庆市大数据和人工智能产业协会, 2025: 726-729.
- [19] 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 (Part B): 126177.
- [20] 嵇天炜, 陶乐仁, 虞中旻, 等. 不同电子膨胀阀控制方式下空气源热泵热水器性能 [J]. 制冷学报, 2019, 40(6): 70-77.
- JI Tianwei, TAO Leren, YU Zhongyang, et al. Performance of an air source heat pump water heater using different electronic expansion valve control methods [J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(6): 70-77.
- [21] 翟正亮, 王农. 一种中央空调用电子膨胀阀的控制方法 [J]. 机电信息, 2017(1): 79-81.
- [22] 雷博雯, 吴建华, 吴启航. R290 低压比热泵高补气过热

- 度循环研究 [J]. 化工学报, 2023, 74(5): 1875-1883.
- LEI Bowen, WU Jianhua, WU Qihang. Research on high injection superheat cycle for R290 low pressure ratio heat pump [J]. CIESC Journal, 2023, 74(5): 1875-1883.
- [23] VASHISTA M, PAUL S. Effect of process parameters on convective heat transfer coefficient of fluid and heat partitioning in high efficiency deep grinding with water-based coolant [J]. International Journal of Machining and Machinability of Materials, 2016, 18 (5/6): 572-585.
- [24] 刘宏昌, 胡平放, 邬田华, 等. 空调系统能效指标探讨 [J]. 制冷与空调, 2012, 12(6): 5-8.
- LIU Hongchang, HU Pingfang, WU Tianhua, et al. Investigation on energy efficiency indexes for air-conditioning system [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2012, 12(6): 5-8.
- [25] FENG Yiwei, LI Yanpeng, QU Shengli, et al. Energy savings of multi-chiller systems comprising hybrid-type compressors combined with thermal energy storage technology: focusing on compressor isentropic efficiency [J]. Energy, 2025, 325: 136139.
- [26] KLINE S J, MCCLINTOCK F A. Describing uncertainties in single-sample experiments [J]. Mechanical Engineering, 1953, 75(1): 3-8.
- (编辑 杜秀杰)